

흡수열펌프에서 나선형 관이 설치된 흡수기의 실험적 연구

민병훈

수원대학교 화공생명공학과
(2009년 9월 30일 접수, 2009년 10월 23일 채택)

An Experimental Study on Absorber with Spiral Tube in Absorption Heat Pump

Byong-Hun Min

Department of Chemical Engineering, University of Suwon, Kyonggi 440-600, Korea
(Received September 30, 2009; Accepted October 23, 2009)

흡수식 열펌프는 흡수기 성능이 매우 중요하다. 메탄올과 글리세린을 작동유체로 하여 액상을 접선방향으로 공급하는 나선형 관이 설치된 흡수기의 실험적 연구가 수행되었다. 성능을 개선시키기 위해 흡수기의 조업조건에 따른 효과가 분석되었다. 용액의 유량과 냉각수의 유량이 증가할수록 흡수기의 성능에 긍정적인 효과가 나타났고, 반면에 용액의 농도가 증가할수록 흡수기 성능이 나빠졌다. 실험결과, 질량흡수 플럭스는 $0.2\sim 0.6 \text{ kgm}^{-2}\text{sec}^{-1}$, 용액 열전달계수 값은 $1.6\sim 4.2 \text{ kw m}^{-2}\text{K}^{-1}$, 냉각수에 전달된 에너지량(Q_{AB})은 $0.9\sim 1.5 \text{ kw}$, 그리고 물질전달계수 값은 $0.9\sim 1.7 \text{ m/sec}$ 를 얻었다.

The efficient performance of absorber is of great importance for the absorption heat pump cycle. The experimental study of absorber with spiral tube of tangential feeding of liquid phase has been investigated using methanol-glycerine as a working fluid. The effect of change in absorber operating conditions was analyzed to improve the performance. The increase in solution flow rate and cooling flow rate positively affects the absorber performance while an increase in the solution concentration negatively affects the absorber performance. The results showed that mass absorption flux was in the range of $0.2\sim 0.6 \text{ kgm}^{-2}\text{sec}^{-1}$, the solution heat transfer coefficient between 1.6 and $4.2 \text{ kw m}^{-2}\text{K}^{-1}$, the absorber thermal load from 0.9 to 1.5 kw and the mass transfer coefficient from 0.9 to 1.7 m/sec .

Keywords: absorber, methanol-glycerine, performance, operating conditions

1. 서 론

교토의정서 발효에 의한 이산화탄소 배출규제 조치, 화석 에너지 사용의 증가에 따른 유가의 상승 등 여러 가지 문제점으로 인하여 대체에너지 개발과 에너지의 효율적인 이용에 대한 관심이 증대되고 있는데 이에 대한 해결책의 한 방안으로 흡수식 열펌프 기술이 이용되고 있다. 기존 냉동 사이클에 이용되어 왔던 압축식 열펌프와 구별되는 흡수식 열펌프는 열매체의 흡수에 따른 흡수열 및 열매체의 상변화에 따른 잠열을 이용하는 것으로서 조업 조건이 기-액 열역학적 상평형 관계에서 이루어진다.

상평형 조건에서 연속적으로 작동되는 흡수기, 분리기, 기화기, 응축기의 4기관으로 구성되어 있는 흡수 열펌프 다이어그램을 Figure 1에 도시하였다.

응축기에서 나온 액체 열매체 ①은 감압 valve를 통하여 기화기에 주입된다. 기화기에 주입된 액체 열매체 ②는 외부로부터 열을 받아 상변화가 일어나면서 기체 열매체가 된다. 기화기에서 발생된 기체 열매체 ③은 분리기에서 발생된 열매체의 농도가 낮은 용액인 poor solution ⑩에 흡수기에서 흡수되면서 열을 발생한다. 흡수기에서 나

온 열매체의 농도가 진한 용인인 rich solution ④은 열교환기와 펌프를 통하여 분리기에 주입된다. 외부에서 가한 열에 의해 분리기에서는 상분리가 일어나서 기체 열매체 ⑦은 응축기로 주입되고 poor solution ⑧은 열교환기와 감압 valve를 통하여 흡수기에 주입된다. poor solution과 rich solution은 각 기관에 주입되기 전에 열교환기를 통과하면 poor solution은 냉각이 되어 흡수기에서 냉매체의 흡수 능력이 높아지고 rich solution은 가열되기 때문에 분리기에 가해 줄 열량을 줄일 수 있다.

흡수 열펌프는 흡수기에서 일어나는 열전달과 물질전달의 효율을 향상시키는 공정이 중요하다[1-4]. 흡수기에서 일어나는 기상과 액상의 물질전달과 열전달의 효과를 증대시켜 흡수 열펌프의 열효율을 높이는 연구가 많이 진행되고 있다. 흡수기 내에 충전제를 주입시켜 기-액상의 접촉면적을 증대시키는 방법은 충전제에 의한 열손실이 크고 압력강하가 발생한다. 일반적으로 많이 이용되는 흡수방식은 강하격막방식[5-10]과 기포방식이다[11-14]. 강하격막방식은 열전달계수를 증가시킬 수 있지만 이를 위해서는 높은 액상분배가 필요하고 흡수기 벽면에 대한 습윤성이 떨어지는 것이 단점이고, 이에 비하여 기포방식은 강하격막방식에서 나타나는 문제점은 없지만 기체분배기가 필요하다. 본 연구에서는 강하격막방식의 단점을 보완한 나선형관을 설치한 흡수기 내에 액상을 오리피스를 통하여 접선방향으로 주입시

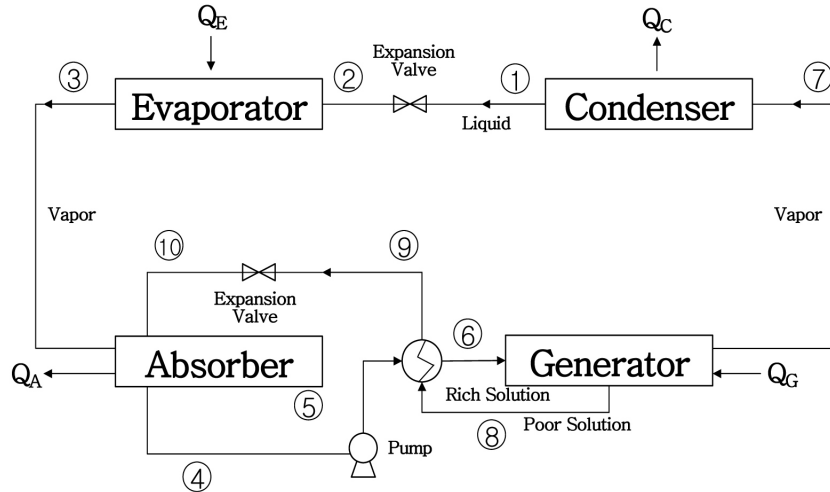


Figure 1. Schema of absorption heat pump cycle.

켜 열 및 물질전달 효율을 높이고 기-액상의 접촉면적을 증대시킴으로써 흡수기의 성능을 향상시키고자 하였다.

2. 실험

흡수기에서 글리세린에 메탄올 증기의 흡수실험 장치는 Figure 2에 나타내었다. 나선형관이 설치된 흡수기 상부에서 글리세린 액체와 메탄올 증기가 병류 방향으로 주입되는데 글리세린 액체는 접선방향으로 뚫린 오리피스 구멍으로, 메탄올 증기는 관의 최상부에서 주입된다. 외부와 단열된 이중관 내에는 냉각수가 아래쪽에서 위쪽으로 흘러 흡수기 내부와 열전달이 이루어진다. 단열이 잘 되어 있는 흡수기 내부는 용액의 출입구 온도를 측정할 수 있는 열전기쌍이 설치되어 있고 또한 냉각수가 흐르는 이중관의 위 아래쪽에도 열전기쌍이 설치되었다. 흡수기 아래에 있는 시료 채취관을 통하여 용액을 채취하여 굴절계를 이용하여 흡수된 용액의 농도를 측정하였다. 흡수기에 주입되는 메탄올 증기의 유량은 증발기에 설치되어 있는 전압조절기를 이용하여 조절하였다.

흡수기의 사양은 다음과 같다.

- 흡수기 : 내경 37.5 mm, 외경 42.5 mm, 길이 40 cm
- 흡수기 내에 설치된 나선형관 : 직경 4 mm, 파장 20 mm
- 액상주입부에 설치된 오리피스 : 개수 2개, 직경 1 mm
- 이중관 : 내경 45 mm, 외경 48 mm, 길이 90 cm

3. 실험 데이터 해석

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. 흡수기에 관련된 파라미터들을 다음과 같은 식을 이용하여 구하였다.

흡수기에서 냉각수로 전달된 열량은 다음과 같다.

$$Q_{AB} = m_c C p_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (1)$$

$$= UA \Delta T_{lm} \quad (2)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{[T_{s,in} - T_{c,out}] - [T_{s,out} - T_{c,in}]}{\ln[(T_{s,in} - T_{c,out}) / (T_{s,out} - T_{c,in})]} \quad (3)$$

총괄 열전달 계수 U 는 다음 식으로 표시된다.

$$U = \frac{1}{1/h_c + d/k + 1/h_s} \quad (4)$$

흡수기 내에서 용액의 열전달계수 h_s 를 측정하기 위하여 냉각수의 열전달 계수 h_c 를 다음과 같은 실험식을 이용하여 구하였다[14].

$$Nu_c = 0.99 Re_c^{0.53} Pr_c^{0.33} \quad (5)$$

또한 기체가 액체에 흡수된 양인 흡수유량을 이용하여 물질전달계수를 구하였다.

$$K \dot{m} = \frac{m_{ab}}{A \rho \Delta X_{lm}} \quad (6)$$

$$\Delta X_{lm} = \frac{[X_{in}^{eq} - X_{in}] - [X_{out}^{eq} - X_{out}]}{\ln[(X_{in}^{eq} - X_{in}) / (X_{out}^{eq} - X_{out})]} \quad (7)$$

질량 흡수 플럭스 F_{AB} 는 단위 면적당 흡수유량으로 정의되며 이 값은 흡수기의 성능을 나타낸다.

$$F_{AB} = \frac{m_{ab}}{A} \quad (8)$$

4. 결과 및 고찰

Figure 3에서 액체의 레이놀즈 수에 따른 액상의 열전달계수 변화를 나타내었다. 레이놀즈 수가 증가할수록 경계면의 저항이 감소하여 열전달 계수 값이 증가함을 알 수 있었다. 또한 동일한 레이놀즈 값에서 기체의 유량이 증가할수록 열전달 계수가 증가하였다. 이는 액체의 유량처럼 기체의 유량도 액상의 열전달계수에 영향을 미침을 알 수 있었다.

Figure 4에서 주입 용액의 농도에 따른 액상의 열전달계수 변화를

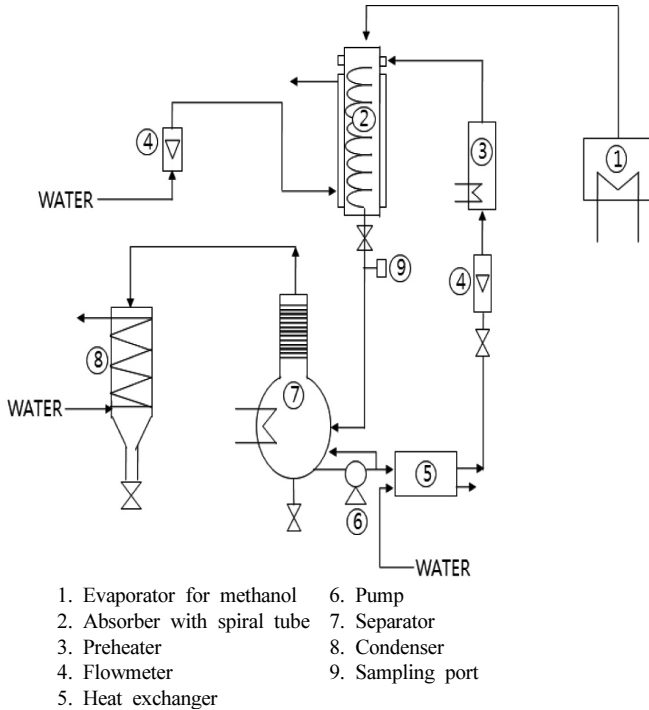


Figure 2. Experimental apparatus.

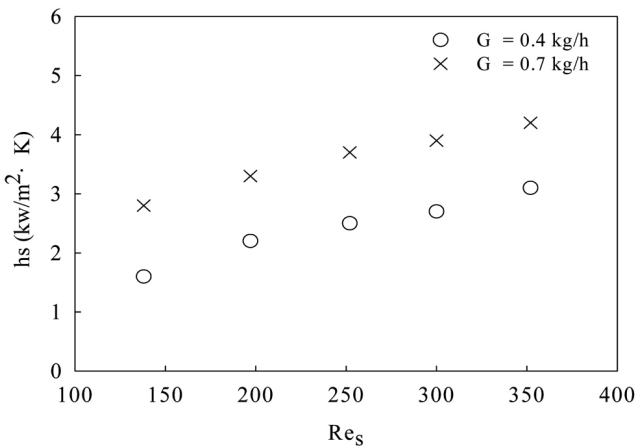


Figure 3. Solution heat transfer coefficient as a function of solution Reynolds number and gas flow rate.

나타내었다. 주입용액의 농도가 증가할수록 열전달계수가 감소하는데 이는 주입부분에서 구동농도차의 감소로 인한 흡수량이 줄어들면서 일어나는 현상으로 볼 수 있다.

Figure 5는 액상의 레이놀즈 수에 따른 냉각수에 전달된 열량(Q_{AB})의 변화를 나타내었다. 레이놀즈 수가 증가할수록 열전달계수가 커지기 때문에 Q_{AB}가 증가하였으며 동일한 레이놀즈 값에서 기체의 유량이 증가할수록 Q_{AB}가 증가하였다. 이는 기체유량이 증가하면 흡수가 잘 일어나서 액상의 엔탈피가 높아지기 때문이다.

Figure 6은 레이놀즈 수의 변화에 따른 질량흡수 플럭스(F_{AB})를 나타내었다. 레이놀즈 수가 증가할수록 난류현상을 일으켜 흡수가 잘되어 F_{AB} 값이 증가하였다. 그러므로 본 실험에서 수행한 방법인 액상을 오리피스를 통한 점진 방향으로 흡수기에 주입시키는 방법이 난류현상을 일으키기 때문에 흡수기의 성능을 증대시킬 수 있었다.

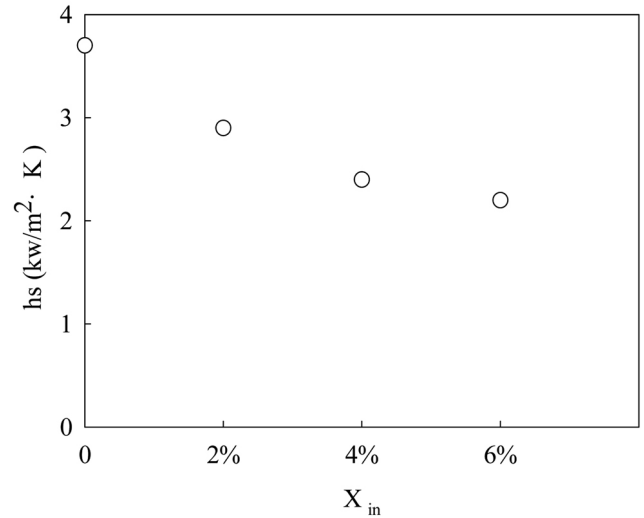


Figure 4. Effect of input concentration on the solution heat transfer coefficient.

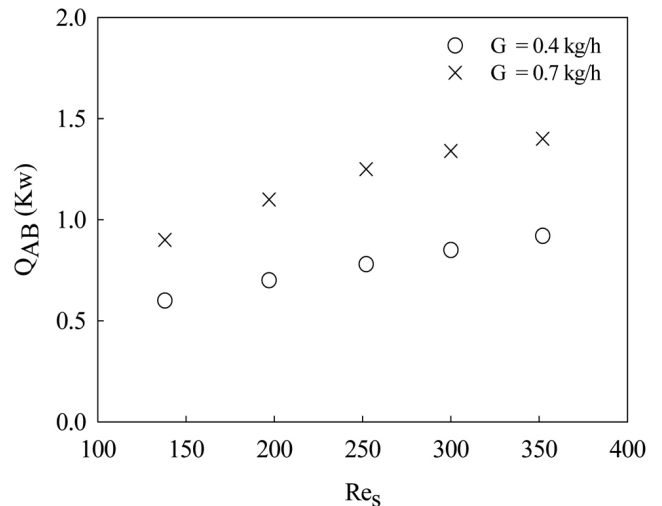


Figure 5. Absorber thermal load as function of solution Reynolds number.

Figure 7에서 냉각수의 레이놀즈 수에 따른 액상의 열전달계수 변화를 나타내었다. Figure 3에 비하여 열전달계수 변화가 크지 않았다. 즉 액상의 열전달계수는 냉각수 보다 액체의 유량에 더 민감하게 변화함을 알 수 있었다.

Figure 8에서 액체의 레이놀즈 수에 따른 흡수에서 일어나는 물질 전달계수를 구하였다. 레이놀즈 수가 증가할수록 기-액 경계면에서 물질전달이 감소하여 물질전달 값이 증가함을 알 수 있었다. 그러므로 본 실험에서 사용된 흡수기 장치는 액상의 유량 변화에 따라 열전달계수와 물질전달계수 값이 민감하게 변화함을 알 수 있었다.

5. 결 론

1) 용액의 레이놀즈 값이 100~350 범위에서 용액의 열전달계수 값은 1.6~4.2 kw/m²K, 물질전달계수 값은 0.9~1.7 m/sec, absorber thermal load (냉각수에 전달된 에너지량)는 0.9~1.5 kw를 얻었다. 그러나 본 실험치와 실험 조건이 달라서 정확히 비교하기는 어렵지만

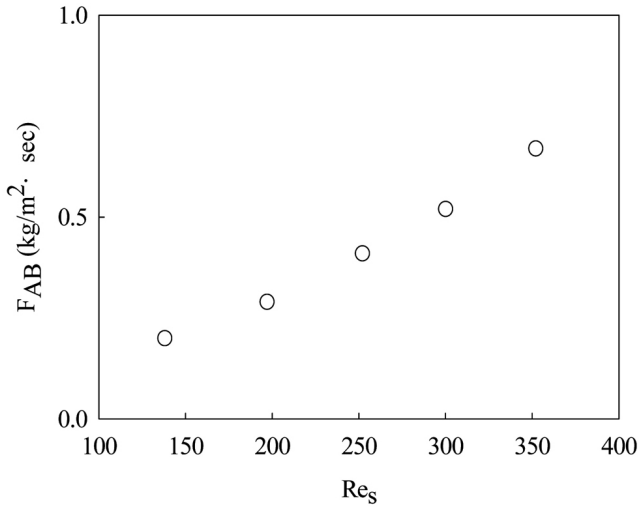


Figure 6. Mass absorption flux as a function of solution Reynolds number.

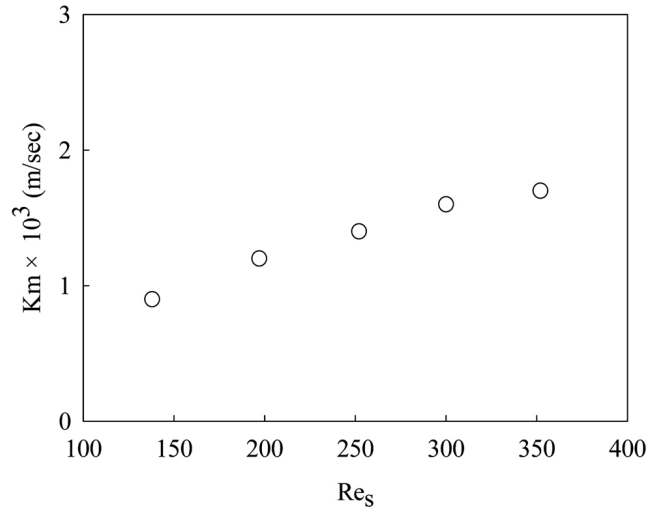


Figure 8. Mass transfer coefficient as a function of solution Reynolds number.

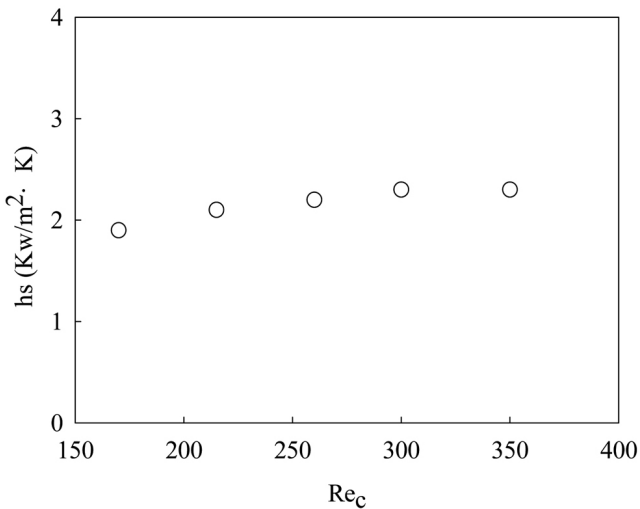


Figure 7. Solution heat transfer coefficient as a function of cooling water Reynolds number.

H₂O-NH₃ 시스템에서 기포방식인 흡수탑[14]에서 얻어진 열전달계수 값 2~5 kw/m²K, 물질전달계수 값 0.1~0.2 m/sec 임을 고려할 때 본 실험 시스템이 기포흡수 방식보다 물질전달 효과가 뛰어 남을 알 수 있었다.

2) 용액의 레이놀즈 값이 증가할수록 기-액상의 경계면에서 난류현상을 일으켜 저항이 감소되므로 열전달계수와 물질전달계수 값이 증가하였다.

3) 냉각수의 유량변화에 비하여 용액의 유량변화가 열전달과 물질전달에 민감하게 영향을 미쳤다.

감 사

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

사 용 기 호

- A : surface area [m²]
- C_p : specific heat [J/g^oc]
- d : thickness [m]
- F : mass absorption flux [kg/m²sec]
- G : gas flow rate [kg/h]
- h : heat transfer coefficient [kw/m²K¹]
- k : thermal conductivity [kw/m K]
- K_m : mass transfer coefficient [m/sec]
- m : mass flow rate [kg/sec]
- Nu : Nusselt number
- Pr : Prandtl number
- Q : absorber thermal load [kw]
- Re : Reynolds number
- T : temperature [K]
- U : overall heat transfer coefficient [kw²m²K⁻¹]
- X : concentration

Greek letters

- ρ : density [g/cm³]

첨자

- ab : absorber
- c : cooling water
- eq : equilibrium
- in : input
- lm : log mean
- out : output
- s : solution

참 고 문 헌

1. D. Daiguji, E. Haihara, and T. Saito, *Int. J. Heat Mass Transfer*,

- 40, 1743 (1997).
2. C. Kren, H. M. Hellmann, and F. Ziegler, *Proceeding of the International Sorption Heat Pump Conference*, Munich, 375 (1999).
3. F. Ziegler and G. Grossman, *Int. J. Refrigerat*, **19**, 301 (1996).
4. Z. Zhnegguo, X. Tao, and F. Xiaoming, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 2293 (2004).
5. W. L. Cheng, K. Houda, P. Hu, and T. Kashiwagi, *Applied Thermal Engineering*, **24**, 281 (2004).
6. D. Arzoz, P. Rodriueez, and M. Izquierdo, *Applied Thermal Engineering*, **25**, 797 (2005).
7. G. Grossman, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **26**, 357 (1983).
8. K. Guo, B. Shu, and L. Chen, *J. Eng. Thermophys*, **15**, 408 (1996).
9. E. Hihara and T. Saito, *Int. J. Refrigerat*, **16**, 339 (1993).
10. W. J. F. Setterwall, *Chem. Eng. Sci.*, **50**, 3077 (1995).
11. Y. T. Kang, R. N. Christensen, and T. Kashiwagi, *ASHRAE Trans*, **104**, 1 (1998).
12. K. B. LEE, B. H. Chun, J. C. Lee, C. H. Chan, and S. H. Kim, *Chem. Eng. Science*, **57**, 1923 (2002).
13. T. L. Merrill and H. Perez-Blanco, *Int. J. of Heat and Mass transfer*, **40**, 589 (1997).
14. J. Cerezo, M. Bourouis, M. Valles, A. Coronas, and R. Best, *Applied Thermal Engineering*, **29**, 1005 (2009).