

# 핀-튜브형 흡착탑 해석시 입자간 물질전달 모델의 타당성 검증

## Validity of Inter-Particle Models for the Mass-Transfer Kinetics of a Fin-Tube-Type Adsorption Bed

안상혁(Sang Hyeok Ahn)<sup>1</sup>, 홍상우(Sang Woo Hong)<sup>1</sup>, 권오경(Oh Kyung Kwon)<sup>2</sup>, 정재동(Jae Dong Chung)<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup>세종대학교 기계공학과, <sup>2</sup>한국생산기술연구원 에너지시스템연구그룹

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Republic of Korea

<sup>2</sup>Energy System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology, Chonan 331-825, Republic of Korea

(Received August 8, 2013; revision received October 17, 2013)

**Abstract** This study presents a numerical investigation of the heat and mass transfer kinetics of a fin-tube-type adsorption bed using a two-dimensional numerical model with silica-gel and water as the adsorbent and refrigerant pair. The performance is strongly affected by the heat and mass transfer in the adsorption bed, but the details of the mass transfer kinetics remain unclear. The validity of inter-particle models used to simulate mass-transfer kinetics were examined, such as a constant pressure model and non-constant pressure model, and the valid ranges of the diffusion ratio for each model are proposed. The COP and SCP have been numerically calculated as the performance indexes according to the diffusion ratio. The constant pressure model, which is commonly used in previous research, was found to be valid only in a limited range of diffusion ratio.

**Key words** Adsorption chiller(흡착식 냉동기), Adsorption rate(흡착률), Inter-molecular mass transfer(원자사이 물질 전달), Constant-pressure model(등압 모델), Nonconstant-pressure model(비등압 모델), Diffusion ratio(확산항비)

\* Corresponding author, E-mail: [jdchung@sejong.ac.kr](mailto:jdchung@sejong.ac.kr)

### 기호설명

$C_p$  : 비열 [J/kg · K]  
 $c$  : 농도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $D_b$  : 투과성 [m<sup>2</sup>]  
 $D$  : 튜브지름 [mm] 또는 표면 확산계수[m<sup>2</sup>/s]  
 $d_p$  : 입자 지름 [μm]  
 $H$  : 잠열 [J/kg]  
 $h$  : 열전달계수 [W/m<sup>2</sup> · K]  
 $k$  : 열전도율 [W/m · K]  
 $L_0$  : 핀 높이[mm]  
 $M_{ads}$  : 흡착제 질량 [kg]  
 $\Delta m$  : 증기 질량변화량 [kg]  
 $P$  : 압력 [Pa]  
 $q$  : 흡착률 [mol/m<sup>3</sup>]  
 $\Delta q$  : 흡착률 변화량 [mol/m<sup>3</sup>]  
 $R$  : 기체 상수 [J/mol · K] 또는 반경방향좌표  
 $r_p$  : 입자반지름 [mm]  
 $T$  : 온도 [K]

$t$  : 핀 두께 [mm] 또는 시간 [s]  
 $t_c$  : 사이클 타임 [s]  
 $u$  : 열교환 유체속도 [m/s]  
 $Z$  : 축방향 좌표  
 $Z_0$  : 핀 간격 [mm]

### 그리스 문자

$\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\rho_0$  : 단위 압력당 증기의 밀도 [kg/(m<sup>3</sup> · Pa)]  
 $\mu$  : 증기의 점성계수 [Pa · s]  
 $\varepsilon$  : 공극률

### 하첨자

$A$  : 흡착제  
 $ads$  : 흡착  
 $B$  : 충전층  
 $c$  : 응축기  
 $cu$  : 구리

<i>des</i>	: 탈착
<i>ev</i>	: 증발기
<i>f</i>	: 유체
<i>H</i>	: 온수
<i>i</i>	: 내부
<i>L</i>	: 냉각수
<i>m</i>	: 중앙
<i>o</i>	: 외부
<i>p</i>	: 흡착제 입자
<i>t</i>	: 흡착탑 전체
<i>v</i>	: 증기
<i>w</i>	: 물

## 1. 서 론

산업화에 따른 주거·근무환경 변화 및 지구 온난화로 인해 여름철 냉방 수요가 급격히 증가하고 있다. 하지만 냉방에 주로 사용되는 전기 압축식 냉동기는 많은 전력을 사용할 뿐만 아니라 냉매로 사용되는 프레온 가스는 환경파괴에 문제를 야기하고 있다. 따라서 전력을 적게 사용하고, 환경 친화적인 냉방시스템에 대한 관심이 증가되고 있고 관련 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>(1-3)</sup>

흡착식 냉동기는 흡착탑 내부에서의 흡착 및 탈착 현상을 이용하여, 냉수를 얻는 열구동 시스템이다. 흡착탑 내부에서 냉매의 흡착 및 탈착반응이 일어나게 되는데, 이때 발생하는 흡착열은 냉매의 흡착률을 저해하는 요인으로 작용한다. 이 발생 열을 제거하기 위해 열교환기를 이용하여 흡착열을 회수하며, 이 과정에서 흡착탑 내의 열전달, 물질전달이 흡착식 냉동기의 성능을 높이는 중요한 인자로 작용한다.

흡착식 냉동기 시스템은 산업용 공정, 가스엔진, 연료전지 등에서 발생하는 버려지는 저온 폐열을 이용해 작동하는 시스템이다. 이 흡착탑에서는 60~90℃ 정도의 온도에도 반응하는 실리카겔/물계를 이용하였다. 흡수식 냉동기와 비교하면, 동력을 사용하지 않고, 소음도 없고 화학반응에 의한 기체 발생이 없어, 추가적인 추기작업이 불필요하며, 공급열원의 온도변화에도 냉동능력은 크게 변화하지 않는다.

흡착탑의 물질전달에 대한 해석모델은 흡착제 입자 사이(inter-particle) 관점과 입자 내부(intra-particle) 관점인 크게 두 가지 관점이 존재한다. 이 연구에서 비교하고자 하는 등압모델과 비등압 모델은 흡착제 입자 사이 관점으로 바라보는 해석모델이고, 입자내부를 해석하는 모델로는 평형모델(equilibrium model), LDF 모델(linear driving force model), 고체확산법(solid diffusion model) 등이 있다.

흡착탑의 형상은 초기 단순한 원통형 형상이었으나, 열전달 능력이 현저히 낮아 사이클당 소요시간이 너무 길고, COP(coefficient of performance) 및 SCP(specific cooling power)가 낮아 실제 적용에 한계가 있었다. 이후 열전달 성능을 향상시키기 위해 핀이 부착된 핀-튜브형 흡착탑이 적용되고 있다. 하지만 대부분의 초기 연구들은 원통형 흡착탑을 대상으로 하고 있으며, 이 결과는 현재 적용되고 있는 핀-튜브형 흡착탑과는 상이하다.

기존 연구에서는 Chahbani et al.<sup>(4)</sup>은 입자간 물질전달 모델로 등압 모델을 가정하였고, 입자 내부 해석모델인 평형, LDF, 고체확산법에 대하여 1차원으로 해석하여 각각의 입자내 모델에 대한 적용범위를 제시 하였다. Yang<sup>(5)</sup>은 집중용량법으로 원통형 흡착탑을 1차원 해석하였다. 입자내부 해석에는 LDF 모델을, 입자 사이 해석에는 등압 모델을 사용하였다. 두 경우 모두 해석대상이 단순 원통형 형상으로 열전달 성능이 매우 중요한 흡착식 냉동기에서 현실적으로 사용하기 어려운 한계를 가지고 있다. 또한 흡착탑의 입자간 물질전달 해석모델로서 입자간 저항을 무시한 등압모델을 사용함으로써 결과의 정확성에 문제가 있다.

Mahdavikhah and Niazmand<sup>(6)</sup>은 입자 내부 해석모델로서 LDF 모델을 사용하였다. 사각형 핀-튜브형 흡착탑에 대해 입자 사이 해석시 물질전달에 대한 저항을 모두 고려하며, Darcy's Law를 고려하였다. Niazmand et al.<sup>(7)</sup>은 입자 내부 해석 모델로 LDF 모델을 사용하였으며, 입자 사이 해석시 물질전달에 대한 저항을 모두 고려하였으며, Darcy's Law를 고려하였다. 핀-튜브형을 해석 대상으로 하여 원형 핀과 사각형 핀 두 가지를 고려하였다.

본 연구에서는 핀-튜브형 흡착탑을 대상으로 2차원 축대칭 해석을 수행하였다. 입자 내부 물질전달 모델은 LDF 모델로 고정하고, 입자 사이 물질전달 모델로서 입자 사이 저항을 무시한 등압 모델과 저항을 고려한 비등압 모델을 비교하였다. 기존 연구에서 인용되는 전형적인 실리카겔에 대하여 COP와 SCP를 비교함으로써 물질전달 모델에 대한 등압 모델의 사용가능한 범위를 고찰하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 해석 방법

흡착식 냉동기는 Fig. 1에서와 같이 두 개의 흡착탑이 흡착과 탈착 과정을 서로 반복하여 증발기에서 증발열을 회수하는 냉동기관이다. 초기에는 모든 밸브(V1~V4)가 잠겨있으며 흡착탑 1에는 온수를, 흡착탑 2에는 냉수를 흘려주어 흡착탑 1에서는 탈착을, 흡착

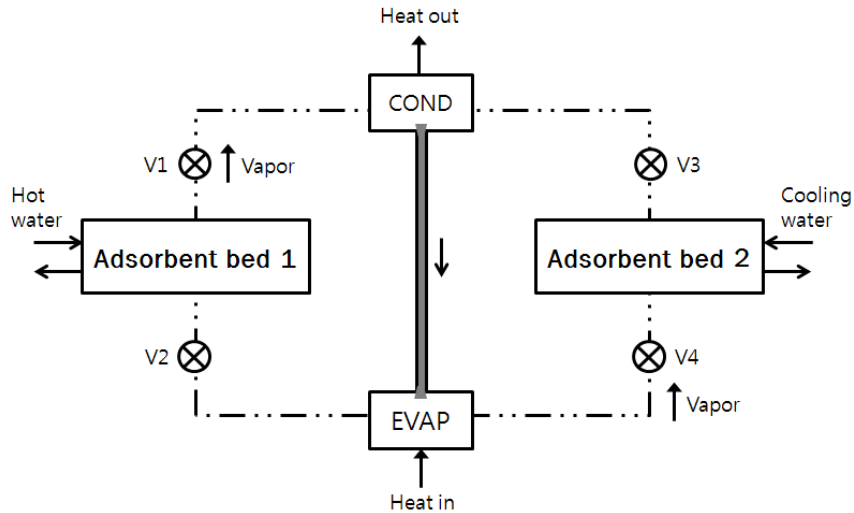


Fig. 1 Schematic of two-bed adsorption refrigeration system.

탑 2에서는 흡착과정을 준비한다. 충분한 시간이 흐른 후 밸브 1과 밸브 4을 열어 흡착탑 1에서는 탈착된 증기를 응축기로 보내어 증기를 응축시키고, 흡착탑 2에서는 증발기로부터 증기를 받아들여 흡착과정을 진행한다. 모든 증기가 응축기와 증발기를 통과하면 다시 모든 밸브를 닫게 되며 응축기안의 고온 고압의 액체는 저온 저압의 상태로 증발기로 들어가게 된다. 이때 증발기에서 외부로부터의 잠열을 회수하게 된다. 그와 동시에 흡착탑 1과 흡착탑 2로 들어가는 온수와 냉수의 위치가 바뀌게 된다. 이제 밸브 2과 밸브 3를 열어 증발된 증기는 흡착탑 1으로 들어가게 되며 흡착탑 2에서 탈착된 증기는 다시 응축기로 들어가게 된다. 이러한 과정이 연속으로 되풀이 되면서 흡착식 냉동기가 작동하게 되며 이때 흡착탑 1과 흡착탑 2의 성능이 흡착식 냉동기의 전체적인 성능을 좌우하는 중요한 부분을 차지하게 된다. 따라서 성능 좋은 흡착탑 개발이 중요시되고 있는 시점에서 흡착탑의 성능 해석을 위한 수치해석 모델의 필요성이 증가하고 있다.

흡착식 냉동기의 흡착탑에서 열 및 물질전달 해석을 위한 이차원 해석 모델을 Fig. 2에 제시하였다. 관 내부로 유동하는 냉수와 온수의 온도는 각각 30℃, 80℃로서 600초 간격으로 반복되어 유입되는 조건이다. 입구유동조건은 완전발달된 층류모델을 사용하였으며, 튜브와 냉각수 사이의 대류열전달계수는 Dittus-Boelters 방정식을 이용하여 계산하였다. 튜브와 핀의 재질은 구리를 사용하였으며 이때 핀과 핀 사이를 실리카겔이 둘러싸고 있다. 격자실험에 사용된 격자수는 1600~3000개이며 이중에서 충전층 20×80, 핀 2×80, 튜브 24×5의 균일 격자를 사용하면 충분히 타당한 결과를 얻을 수 있었다. 계산시간은 개인용 PC인 intel core i5-3570 (3.40 GHz)를 사용하였을 때 약 3~5시간 정도이다. 해석은 상용 CFD 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하였다. 해석에 이용된 핀-튜브형의 열교환기의 치수는 Li et al.<sup>(8)</sup>에서 제안된 값을 사용하였으며, 열교환기의 형상과 이때 사용되는 여러 가지 물리적인 상황에 대한 조건들은 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

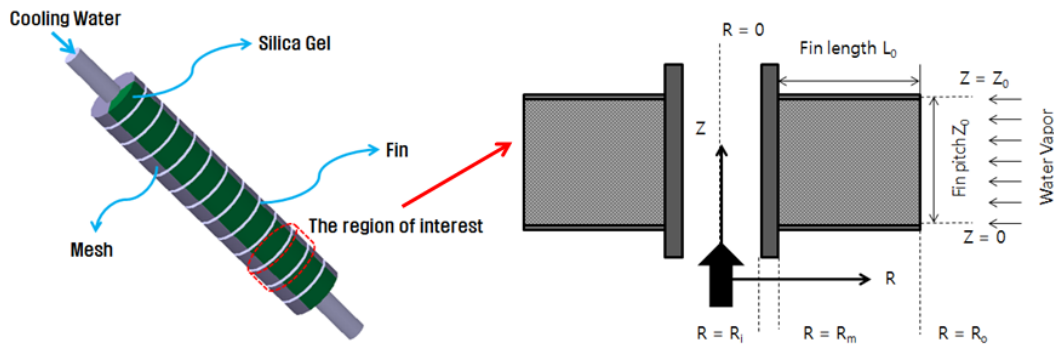


Fig. 2 The cross section of the region of interest.

Table 1 Physical properties of silica gel

Properties	Values
Silica gel Particle size, $d_p(\text{mm})$	0.2
Porosity, $\varepsilon(-)$	0.5
Apparents density, $\rho_A(\text{kg/m}^3)$	1123
Thermal conductivity, $k_A(\text{W/mK})$	0.14
Surface diffusivity, $D(\text{m}^2/\text{s})$	$2.3 \times 10^{-13}$
Permeability, $D_i(\text{m}^2)$	$1.32 \times 10^{-11}$
Specific Heat, $C_{p,A}(\text{J/kgK})$	920
Latent heat of adsorption, $H(\text{kJ/kg})$	$2.5 \times 10^3$

Table 2 Numerical conditions

Properties	Conditions
Temp. of hot water, $T_H(^\circ\text{C})$	80
Temp. of cooling water, $T_L(^\circ\text{C})$	30
Pressure of evaporator, $P_{ev}(\text{kPa})$	4.1
Pressure of condensor, $P_c(\text{kPa})$	46.3
Adsorption/Desorption cycle time, $t(\text{sec})$	600
Inner diameter of tube, $D_i(\text{mm})$	18
Outer diameter of tube, $D_o(\text{mm})$	20
Fin length, $L_f(\text{mm})$	10
Fin pitch, $Z_f(\text{mm})$	3
Fin thickness, $t(\text{mm})$	0.5

## 2.2 가정

- (1) 흡착제는 균일한 구형입자로 이루어져 있고, 공극률은 균일하다.
- (2) 수증기와 흡착제 열적 평형관계에 있다.
- (3) 흡착탑 내에서 원주방향으로의 유동은 무시한다.
- (4) 증발기와 응축기는 이상적인 조건이다.
- (5) 입자사이를 흐르는 유동의 저항은 무시하고 입자 내부를 흐르는 유동은 고려한다.
- (6) 수증기는 이상기체로 가정한다.
- (7) 흡착탑 주위로의 열손실은 무시한다.

## 2.3 지배방정식

- 충전층에서의 열전달 방정식

$$\rho_B C_{p,B} \frac{\partial T_B}{\partial t} = \rho_B H \frac{\partial \bar{q}}{\partial t} + k_B \left[ \left( \frac{\partial^2 T_B}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial T_B}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T_B}{\partial Z^2} \right] \quad (1)$$

여기서  $\rho_B \Delta H (\partial \bar{q} / \partial t)$ 는 생성항으로 흡착과 탈착시 상 변화에 의해 발생하는 발열, 흡열반응을 나타낸다. 이 항에 의해 흡착탑 전체의 온도와 흡착률 변화에 큰 영향을 주게 된다.

- (튜브+핀)에서의 열전달 방정식

$$\rho_{cu} C_{p,cu} \frac{\partial T_{cu}}{\partial t} = k_{cu} \left[ \left( \frac{\partial^2 T_{cu}}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial T_{cu}}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T_{cu}}{\partial Z^2} \right] \quad (2)$$

- 열 교환 유체에서의 열전달 지배방정식

$$\rho_w C_{p,w} \frac{\partial T_w}{\partial t} + \rho_w u_w C_{p,w} \frac{\partial T_w}{\partial Z} = \frac{4}{D} h (T_{w,R=R_i} - T_w) + k_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial Z^2} \quad (3)$$

여기서  $(4/D) h (T_{w,R=R_i} - T_w)$ 는 생성항으로서 냉수와 온수가 흡착탑으로부터 주고받는 열전달량을 의미한다.

## 2.4 초기조건 및 경계조건

- 흡착과정(Adsorption Process) 초기조건

$$R_m \leq R \leq R_0, \quad 0 \leq Z \leq Z_0; \\ T = T_{ads}, \quad q_{initial} = q_{des} \quad (4)$$

- 탈착과정(Desorption Process) 초기조건

$$R_m \leq R \leq R_0, \quad 0 \leq Z \leq Z_0; \\ T = T_{des}, \quad q_{initial} = q_{ads} \quad (5)$$

- 경계조건

$$R = R_i, \quad 0 \leq Z \leq Z_0; \\ h (T_{cu} - T_w) = k_{cu} \frac{\partial T_{cu}}{\partial R} \quad (6)$$

$$R = R_m, \quad 0 \leq Z \leq Z_0; \\ k_{cu} \frac{\partial T_{cu}}{\partial R} = \frac{\Delta T}{1/h_{cu}} = k_A \frac{\partial T_A}{\partial R}, \quad \frac{\partial \rho_v}{\partial R} = 0 \quad (7)$$

$$R = R_0, \quad 0 \leq Z \leq Z_0; \quad \frac{\partial T_A}{\partial R} = 0, \quad \rho = \rho_{initial} \quad (8)$$

$$Z = 0, \quad Z_0, \quad R_m \leq R \leq R_0; \\ k_{cu} \frac{\partial T_{cu}}{\partial Z} = \frac{\Delta T}{1/h_{cu}} = k_A \frac{\partial T_A}{\partial Z}, \quad \frac{\partial \rho_v}{\partial Z} = 0 \quad (9)$$

## 2.5 입자 사이 물질전달 모델

입자 사이 물질전달을 해석하는 모델로는 등압 모

델과 비등압 모델을 사용하였다. 비등압 모델은 흡착탑 내 미소 체적에 대한 질량보존을 미분방정식에 의해 구하는 것으로(식(10)) 해석 결과가 엄밀하게 되지 만 과도한 계산시간이 요구된다. 반면에 등압모델의 경우에는, 흡착탑 내부 입자 사이의 물질저항을 무시 하고 흡착탑 내의 압력분포가 일정하다는 가정하에 식 (11)과 같이 시간에 대한 흡착탑 내 증기의 총량이 일 정하다는 증기의 질량보존을 의미하게 된다. 계산시간 을 단축하는 장점이 있지만, 특히 핀-튜브형의 흡착탑 에 대해서는 결과의 신뢰성에 대한 엄밀한 고찰이 이 루어지지 않았다.

• 비등압 모델

$$\epsilon \frac{\partial \rho_v}{\partial t} = \frac{D_b}{\mu \rho_0} \left[ \rho_v \left( \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial R^2} + \frac{1}{R} \frac{\partial \rho_v}{\partial R} + \frac{\partial^2 \rho_v}{\partial Z^2} \right) + \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial R} \right)^2 + \left( \frac{\partial \rho_v}{\partial Z} \right)^2 \right] - (1-\epsilon) \rho_A \frac{\partial \bar{q}}{\partial t} \quad (10)$$

$D_b$ 는 투과성으로서 증기가 입자사이를 투과하는 정도를,  $\rho_0$ 는 단위 압력당 흡착탑 내에서 증기의 밀도를,  $\mu$ 는 흡착탑 내에서의 증기의 점성계수를 각각 의미한다.

• 등압 모델

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{R_m}^{R_0} (\epsilon_t c + q) R dR = 0 \quad (11)$$

여기서  $c = P/RT$ 는 기체 상태의 농도,  $\epsilon_t = \epsilon + (1-\epsilon)\epsilon_p$ 는 전체 흡착탑의 공극률,  $\epsilon$ 는 입자 사이의 공극률,  $\epsilon_p$ 는 입자 내에서의 공극률을 각각 의미한다.

2.6 성능 평가 지표

흡착식 냉동기의 성능을 평가하기 위하여 식(12)와 식(13)으로 정의된 COP와 SCP를 사용한다.

• COP(coeffcient of performance)

$$COP = \frac{\Delta m Q_{ev}}{Q_f} \quad (12)$$

• SCP(specific cooling power)

$$SCP = \frac{\Delta m Q_{ev}}{M_{ads} t_c} \quad (13)$$

$$Q_{ev} = H(T_{ev}) - C_{p,A}(T_c - T_{ev}) \quad (14)$$

$$Q_f = \int_0^{t_{des}} \rho_f u_f \frac{\pi}{4} D_i^2 C_{p,f}(T_{f,i} - T_{f,o}) dt \quad (15)$$

여기서  $M_{ads}$ 는 흡착탑에서 흡착제로 사용된 실리카 겔의 질량,  $\Delta m = M_{ads} \times \Delta q$ 는 흡착제에 흡착된 증기의 질량을  $Q_{ev}$ 는 증발기가 외부로부터 얻는 잠열에너지를  $Q_f$ 는 유체가 탈착시 흡착탑에게 주는 에너지,  $t_c$ 은 탈착과정 시간을 의미한다.

3. 해석 결과 및 고찰

흡착탑 해석시 적용된 지배방정식, 경계조건 및 해석방법에 대한 검증은 저자의 다른 논문<sup>(10)</sup>에서 충분히 검증하였기에 생략하기로 한다.

3.1 핀 존재 여부에 대한 온도와 흡착률 비교

언급하였듯이 흡착탑의 형상은 초기 단순한 원통형 형상이었으나, 열전달 능력이 현저히 낮아 실제 적용에 한계가 있었다. 이후 열전달 성능을 향상시키기 위해 핀이 부착된 핀-튜브형 흡착탑이 적용되고 있지만 대부분의 초기 연구들은 원통형 흡착탑을 대상으로 하고 있으며, 이 결과는 현재 적용되고 있는 핀-튜브형 흡착탑과는 상이하다. 따라서 핀-튜브형 흡착탑에 대한 물질전달 모델 검증에 앞서서 원통형 흡착탑과 핀-튜브형 흡착탑을 비교함으로써 원통형 흡착탑의 결과로서의 등압으로 가정된 물질전달 모델의 적용가능 범위가 실제 사용되고 있는 핀-튜브형 흡착탑에는 타당하지 않고 새로운 적용범위를 찾아야 함을 살펴보고자 한다.

원통형 흡착탑과 핀-튜브형 흡착탑에 대해 2차원 축대칭, 입자내 확산모델로서 LDF 모델을, 입자사이 확산모델로서 비등압 모델을 사용하였다. Fig. 3과 Fig. 4에서 알 수 있듯이 핀-튜브형 흡착탑의 경우 열 및 물질전달 능력이 원통형 흡착탑보다 우수함을 알 수 있다. COP 및 SCP를 비교해본 결과 핀-튜브형 흡착탑의 경우 COP는 0.238, SCP는 79.728 W/kg, 원통형 흡착탑의 경우 COP는 0.189, SCP는 73.73 W/kg으로서 핀-튜브형 흡착탑의 성능이 더 좋은 것으로 판단되었다. 보다 중요한 사항은 Fig. 3과 Fig. 4에 사용한 냉수 및 온수 온도조건(30℃, 90℃) 및 사이클 타임(10000s)이다. 이는 원통형 흡착탑 해석에 사용되는 전형적인 조건으로 핀-튜브형 흡착탑 적용조건(30℃, 80℃, 1200s)과 비교하여 높은 온수 온도와 매우 긴 사이클 타임임을 알 수 있다. 원통형 흡착탑은 온수 온도가 낮을 경우와 사이클 타임이 짧을 경우 구동이 안 된다. 따라서 낮은 COP 및 낮은 SCP 외에도 저온 열원 구동 냉동을 위한 목적과 짧은 사이클 타임이 필요한 현실적인 목적에서 원통형 흡착탑은 현재 사용되지 않고 있다. 따라서 기존에 이루어진 원통형 흡착탑의 연구결과들은 핀-튜브형 흡착탑에 대해 재평가되어야 할 것이다.

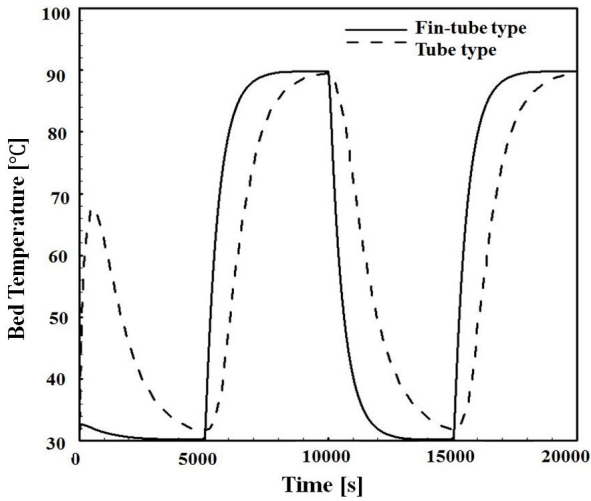


Fig. 3 Comparing the bed temperature with fin-type tube and the one without fins.

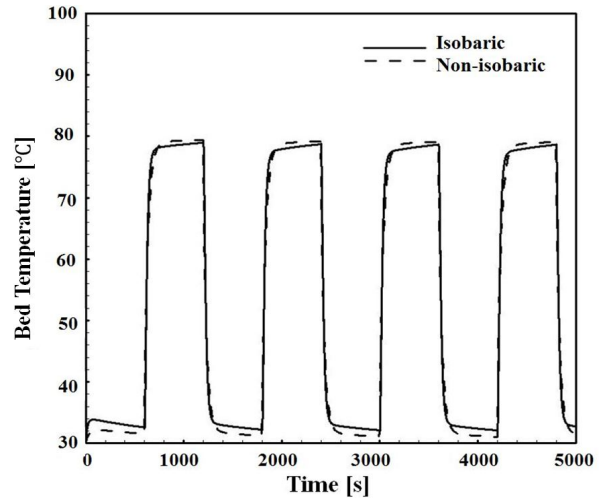


Fig. 5. Comparing the bed temperature with isobaric model and non-isobaric model.

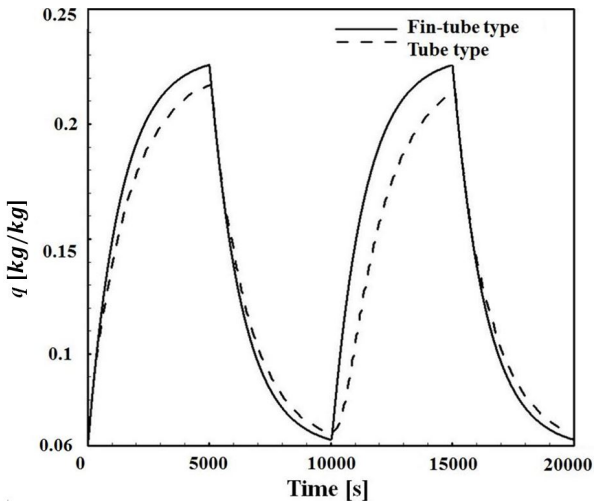


Fig. 4 Comparing the adsorption rate with fin-type tube and the one without fins.

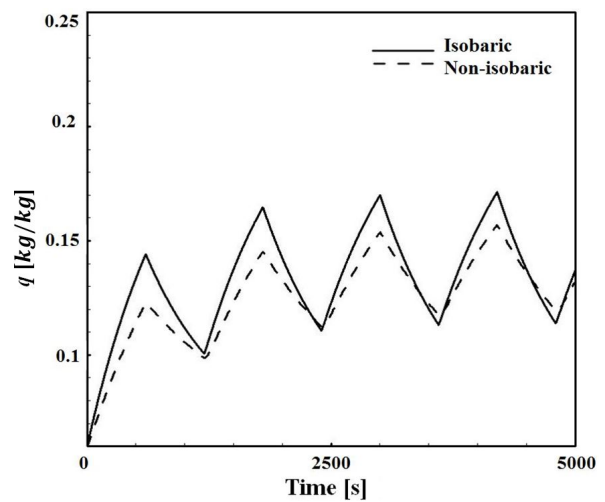


Fig. 6. Comparing the adsorption rate with isobaric model and non-isobaric model.

### 3.2 등압 · 비 등압 온도 및 흡착률 비교

여러 기존 연구에서 사용되고 있는 전형적인 실리카 겔( $r_p = 300 \mu m$ ,  $D = 2.3 \times 10^{-13} m^2$ )에 대해 등압 모델과 비등압 모델을 비교 검토하였다. 등압 모델의 경우 흡착탑 온도가 흡착시에는 더 높게, 탈착시에는 더 낮게 된다. 즉, 등압 모델이 실제 현상보다 열전달 능력을 과대 평가하고 있다. 온도 평균 값으로 표시된 Fig. 5에서는 두 모델 사이의 차이가 크지 않게 보이나 온도분포는 확연한 차이를 나타낸다.<sup>(10)</sup>

흡착률을 살펴보면 두 모델 사이의 차이가 보다 명확하다(Fig. 6). 비등압 모델의 경우 최대 흡착량이 0.156

[kg/kg], 최대 탈착량이 0.119[kg/kg]이고 등압 모델의 경우에는 최대 흡착량이 0.1716[kg/kg] 최대 탈착량이 0.114[kg/kg]이다. 등압 모델의 경우 비등압 모델보다 상대적으로 높은 흡착률을 갖게 되는데 이는 등압 모델에서는 입자 사이 저항을 무시하였기 때문에 물질전달이 과대 평가된 결과로 판단된다. 따라서 Fig 5와 같이 열전달도 과대 평가하게 되고, 결과적으로 높은 흡착률을 보인 것으로 이해된다.

### 3.3 SCP와 COP 비교

SCP는 흡착제 질량당 냉각능력을, COP는 성능계수

를 의미한다. Fig 7과 Fig 8로 부터 등압 모델은 흡착탑의 성능을 과대평가 하는 것을 알 수 있다. 단 제습제의 확산항비가 커짐에 따라 그 차이가 줄어들게 되어, 확산항비가 어느 정도 큰 값에 대해서는 등압 모델이 계산의 효율성과 함께 정확성 측면에서도 의미를 가질 수 있게 된다. 등압 모델은 확산항비가 0.00026 이상일 경우 비등압 모델의 결과와 상대오차 5% 이내에 들어오는 것으로 나타났다. 즉, 이 범위를 벗어난 확산항비의 경우 등압 모델의 사용은 결과를 왜곡한다는 결론을 얻을 수 있다.

물론 이러한 결과는 실리카겔/물계의 흡착식 냉동기에 대한 것으로 흡착제가 달라질 경우 모델 적용범위

는 달라질 것이다. 많은 기존 연구에서 인용하고 있는 일본의 RD형 타입 실리카겔의 경우를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 참고문헌<sup>(8, 9)</sup>에서 사용한 확산항비에서 등압 모델은 비등압 모델에 비해 흡착탑의 성능을 각각 90.65%, 45.18% 정도 과대 평가하고 있다는 사실을 확인하였다.

선행되었던 기존 연구에서 엄밀한 고려 없이 등압 모델을 사용하는 것은 왜곡된 결과를 초래할 수 있음을 확인하였다. 등압 모델을 사용하여 해석하는 것은 비교적 빠른 계산을 할 수 있지만 확산항비가 일정 값보다 작게 되면 왜곡된 결과를 얻을 가능성이 있기 때문이다.

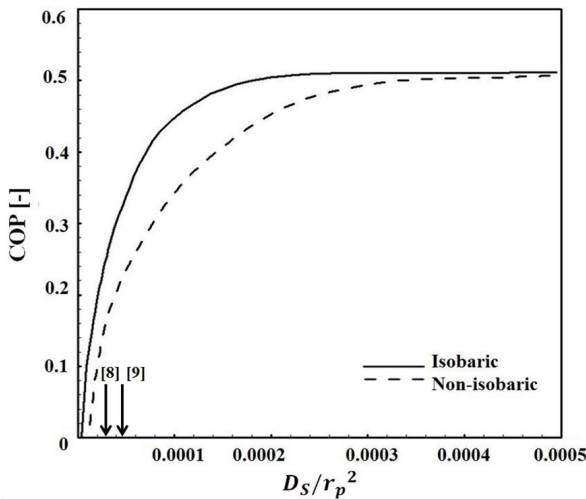


Fig 7. Comparing the COP with isobaric model and non-isobaric model.

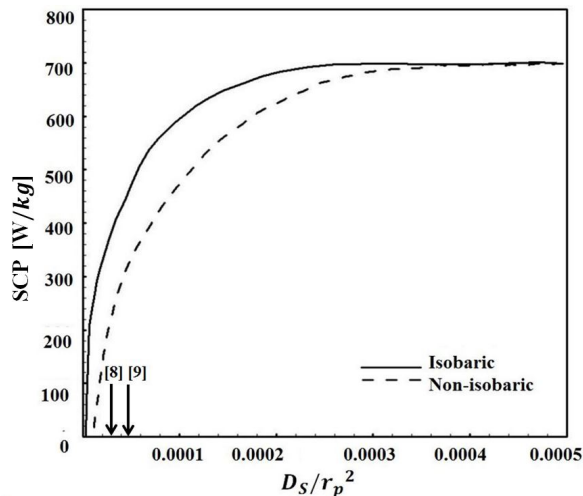


Fig 8. Comparing the SCP with isobaric model and non-isobaric model.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 흡착제로서 RD형 타입의 실리카겔을, 흡착질로서 물을 사용하여 흡착탑의 입자 사이 물질전달 모델 2가지에 대한 검증은 수치적으로 수행하였다. 해석결과는 다음과 같다.

- (1) 핀-튜브형 흡착탑에 비해 원통형 흡착탑은 현저히 낮은 COP 및 SCP 외에도 높은 온수 온도가 필요하고 핀-튜브형 흡착탑보다 긴 사이클 타임이 필요하여 실질적 활용을 하는데 있어서는 큰 무리가 있다. 따라서 기존에 이루어진 원통형 흡착탑의 연구결과들은 현실 사용이 어렵기 때문에 핀-튜브형 흡착탑에 대해서 재평가되어야 할 것이다.
- (2) 확산항비에 따른 COP 및 SCP의 비교 결과 확산항비가 0.00026 이상일 경우에만 상대오차 5% 범위에서 등압 모델이 사용가능하며, 대부분의 기존 연구에서 사용된 등압 모델은 확산항비가 작은 경우에 해당하며 이럴 경우 흡착탑의 성능을 과대평가하게 된다.

#### 후 기

본 연구는 2012년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20122010100120).

#### Reference

1. Chung, J. D., Lee, D. Y., and Yoon, S. M., 2009, Optimization of desiccant wheel speed and area ratio of regeneration to dehumidification according to regeneration temperature, *Solar Energy*, Vol. 83, pp. 625-635.
2. Chung, J. D. and Lee, D. Y., 2011, Contributions of

- system components and operating conditions to the performance of desiccant cooling system, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 34, pp. 922-927.
3. Kiplagat, J. K., Wang, R. Z., Li, T. X., and Oliveira, R. G., 2012, Enhancement of heat and mass transfer in solid gas sorption systems, *Int. J. Air-Conditioning Refrigeration*, Vol. 20, No. 1, pp. 1130001.1-1130001.16.
  4. Chahbani, M. H., Labidi, J., and Paris, J., 2002, Effect of mass transfer kinetics on the performance of adsorptive heat pump systems, *Applied Thermal Engineering*, Vol 22, pp. 23-40.
  5. Yang, P. Z., 2009, Heat and mass transfer in adsorbent bed with consideration of non-equilibrium adsorption, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3198-3203.
  6. Mahdavihah, M. and Niazmand, H., 2013, Effects of plate finned heat exchanger parameters on the adsorption chiller performance, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, pp. 939-949.
  7. Niazmand, H., Talebian, H., and Mahdavihah, M., 2012, Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 35, pp. 2261-2274.
  8. Li, J., Kubota, M., Watanabe, F., Kobayashi, N., and Hasatani, M., 2004, Optimal design of a fin-type silica gel tube module in the silica gel/water adsorption heat pump, *J. Chemical Engineering of Japan*, Vol. 37, pp. 551-557.
  9. Yamamoto, E., Katsurayama, K., Watanabe, F., Matsuda, H., and Hasatani, M., 2000, Heat and mass transfer characteristics in adsorption of water vapor for silica gel packed bed adsorber, *J. Chemical Engineering of Japan*, Vol, 33, pp. 12-18
  10. Hong, S. W., Ahn, S. H., Kwon, O. K., and Chung, J. D., 2013, Validity of intra-particle models of mass transfer kinetics in the analysis of fin-tube type adsorption bed, *J. Mechanical Science and Technology*, submitted.