

분사칼럼식 직접접촉열교환기의 열전달특성에 관한 수치적 연구

강 용 혁, 김 남 진*, 김 종 보†

한국에너지기술연구소, *인하대학교 대학원, †인하대학교 기계공학과

A Numerical Study on Heat Transfer Characteristics in a Spray Column Direct Contact Heat Exchanger

Yong-Heack Kang, Nam-Jin Kim*, Chong-Bo Kim†

Korea Institute of Energy Research, Taejeon 305-343, Korea

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

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

(Received March 31, 2000; revision received June 10, 2000)

ABSTRACT: In order to define the heat transfer characteristics in a spray column direct contact heat exchanger, the development of a multidimensional numerical model and computational algorithm is essential to analyze the inherent multidimensional characteristics of a direct contact heat exchanger. In the present study, it has been carried out numerical calculations using a two-dimensional model for operation of a direct contact heat exchanger. Such operational and system parameters as the injection velocity, void fraction, aspect ratio and injection temperature of each fluid are examined thoroughly to assess their influence on the performance of a spray column. Analyzed results has shown that our two-dimensional model predicts the heat transfer phenomena well in a spray column.

Key words: Direct contact(직접접촉), Spray column(분사칼럼), Heat exchanger(열교환기)

기 호 설 명

- b : 반경방향분사 입구관 크기 [m]
- D : 분사칼럼 직경 [m]
- d : 분사기 직경 [m]
- F : 경계면 마찰계수 [kg/sec]
- L : 분사칼럼의 길이 [m]
- ℓ : 입구관 길이 [m]

- P : 압력 [N/m^2]
- U : 속도 [m/sec]
- ϵ : 연속유체의 체적분율
- μ : 점성계수 [$kg/m \cdot sec$]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- ϕ : 작동유체의 체적분율

하 첨 자

- c : 연속유체
- d : 분산유체
- r : 반경방향 좌표
- x : 축방향 좌표

† Corresponding author

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

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

1. 서론

직접접촉과정은 산업공정에서 일어나는 중요한 현상으로 고온의 증기 또는 지하온천수 그리고 해양열에너지 전환에 이용되며, 폐열, 태양열⁽¹⁾ 등에서의 열회수에 응용되어 오고 있다.⁽²⁾ 이 과정을 이용하는 여러 직접접촉 기술중 가장 보편적이고 중요한 분야가 분사칼럼으로써, 이것은 밀도가 서로 다른 두 불용해성 유체를 대향류로 유동시켜 직접접촉하는 공유표면을 통과하며 열교환하는 원리를 이용한 것이다. 이 경우 열전달 저항 감소와 잠열교환의 효과를 크게 얻을 수 있어 전체시스템의 열전달효율이 매우 커지고, 기존의 간접접촉식 열교환기에 비해서 상대적으로 크기를 작게 할 수 있으며, 적은 온도차에서도 작동이 가능하게 할 수 있다. 또한 열전달면의 부식, 스케일 퇴적 그리고 장치내부의 설치물을 제거할 수 있으므로 가격과 설계에 있어서 현저한 절감을 가져올 수 있어 많은 에너지시스템의 효율향상에 직접접촉식 열교환기의 이용을 제안하고 있다.⁽³⁾ 그러나 이러한 장점에도 불구하고 아직까지 크게 실용화되지 못하고 있으며, 또한 최적설계를 하기 위해서는 세부적인 모델링이 선행되어야 하나 지금까지의 연구는 단편적 실험적 데이터에 의존한 일차원 비정상 상태 해석에 국한되어 있는 실정이다.⁽⁴⁾

Yang and Yeh⁽⁵⁾은 단일 액적의 성장과 뭉침현상을 해석하였고, Kurosaki and Spalding⁽⁶⁾은 해석시 부정확도의 주원인이 오류확산에 있음을 밝히고 그 해를 1차원으로 풀 수 있음을 제시하였다. Raina 등⁽⁷⁾은 이상 유동해석을 단일 액적의 순간속도를 기준으로 열전달 계수를 밝혔고, Coban and Beohm⁽⁸⁾은 1차원 정상상태의 혼합된 시간평균 방정식을 도입하여 분산유체의 온도를 구하였다. Stamps 등⁽⁹⁾은 액체-액체 분사칼럼에 대한 1차원 분사모델을 개발하였다. Jacobs and Golafshani⁽⁴⁾는 열전달에 대한 유체 액적 내부의 저항을 고려하지 않은 모델과 내부의 저항을 고려한 모델을 동시에 관찰하여 비교한 결과, 저항을 고려한 액적모델이 실제의 온도 분포식과 근사하게 일치하는 것을 발견하였고, 이 같은 경향은 액적의 크기가 큰 경우에 잘 일치하였다. Kim and Jacobs⁽¹⁰⁾은 분사칼럼내의 유체역학적 특성을 2차원 축대칭 유체모델을 사용하여 분사방향

에 따른 유동을 해석한 결과, 축방향 분사는 바람직하지 않은 것으로 밝혀졌다. Kang and Kim⁽¹¹⁾은 2차원 축대칭 이중유동 모델을 사용하여 각 유동별 유동형태를 중횡비와 속도변화에 따른 특성을 분석한 결과 칼럼길이가 증가할수록 열전달 가용부분이 증가하며 균일한 속도가 형성되고, 입구속도가 증가하면 균일속도분포 형성에 역효과를 초래한다고 보고하였다.

본 연구에서는 Kang and Kim⁽¹¹⁾이 개발한 2차원 축대칭 이중유동모델을 사용하여 분사칼럼식 직접접촉 열교환기 내의 혼합유체에 대한 열전달 특성을 각 유체의 분사속도, 중횡비(L/D), 입구 분사온도 그리고 체적율에 의한 영향으로 나타내어 열전달을 향상시키기 위한 최적설계의 근거를 제공하고자 한다.

2. 수학적 모델링

2.1 지배 방정식

Jacobs and Golafshani⁽⁴⁾의 1차원 이중유동 모델을 축대칭 2차원 이중유동 모델로 확장하고 다음과 같은 가정으로 단순화시킨다.

- ① 축대칭 정상상태의 비압축성 층류유동이다.
- ② 분산유체는 제어체적 내에서 균일속도이다.
- ③ 연속유체와 분산유체가 균일하게 분포한다.
- ④ 유체분사기 입구 유동은 plug flow이다.
- ⑤ 분산유체 액적의 모양은 구형이다.
- ⑥ 분산유체 액적의 뭉침현상은 없다.

2.1.1 연속방정식

연속유체는

$$\frac{\partial}{\partial x}(\epsilon \rho_c U_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\epsilon r \rho_c U_r) = 0 \quad (1)$$

이고, 분산유체는 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\phi \rho_d U_x) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\phi r \rho_d U_r) = 0 \quad (2)$$

2.1.2 운동량 방정식

연속유체에 대하여, x방향으로는

$$\frac{\partial}{\partial x}(\epsilon \rho_c U_x^2) + \frac{\partial}{\partial r}(\epsilon \rho_c U_r U_x) = -\epsilon \frac{\partial P}{\partial x}$$

$$+ \epsilon \mu_c \left(\frac{\partial^2 U_{cx}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{cx}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{cx}}{\partial x^2} \right) - \epsilon F_x (U_{cx} - U_{dx}) \quad (3)$$

이고, r방향으로는

$$\frac{\partial}{\partial x} (\epsilon \rho_c U_{cx} U_{cr}) + \frac{\partial}{\partial r} (\epsilon \rho_c U_{cr}^2) = -\epsilon \frac{\partial P}{\partial r} + \epsilon \mu_c \left(\frac{\partial^2 U_{cr}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{cr}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{cr}}{\partial x^2} - \frac{U_{cr}}{r^2} \right) - \epsilon F_r (U_{cr} - U_{dr}) \quad (4)$$

이다. 분산유체에 대해서, x방향으로는

$$\frac{\partial}{\partial x} (\phi \rho_d U_{dx}^2) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi \rho_d U_{dr} U_{dx}) = -\phi \frac{\partial P}{\partial x} + \phi \mu_d \left(\frac{\partial^2 U_{dx}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{dx}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{dx}}{\partial x^2} \right) - \phi F_x (U_{dx} - U_{cx}) + \phi g (\rho_c - \rho_d) \quad (5)$$

이며, r방향으로는 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} (\phi \rho_d U_{dx} U_{dr}) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi \rho_d U_{dr}^2) = -\phi \frac{\partial P}{\partial r} + \phi \mu_d \left(\frac{\partial^2 U_{dr}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{dr}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{dr}}{\partial x^2} - \frac{U_{dr}}{r^2} \right) - \phi F_r (U_{dr} - U_{cr}) \quad (6)$$

여기서 마찰력 F는 다음과 같다.

$$F = -\frac{3}{8} \frac{\phi}{R_d} C_D \rho_c |U_d - U_c| (U_c - U_d) \quad (7)$$

각각의 운동방정식을 더하여 두 유체가 혼합된 전체 운동방정식을 구하면 x방향으로는

$$\frac{\partial}{\partial x} (\epsilon \rho_c U_{cx}^2) + \frac{\partial}{\partial r} (\epsilon \rho_c U_{cr} U_{cx}) + \frac{\partial}{\partial x} (\phi \rho_d U_{dx}^2) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi \rho_d U_{dr} U_{dx}) = -\epsilon \frac{\partial P}{\partial x} - \phi \frac{\partial P}{\partial x} + \epsilon \mu_c \left(\frac{\partial^2 U_{cx}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{cx}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{cx}}{\partial x^2} \right) + \phi \mu_d \left(\frac{\partial^2 U_{dx}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{dx}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{dx}}{\partial x^2} \right) + \phi g (\rho_c - \rho_d) \quad (8)$$

이고, r방향으로는 다음 식과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} (\epsilon \rho_c U_{cx} U_{cr}) + \frac{\partial}{\partial r} (\epsilon \rho_c U_{cr}^2) +$$

$$\frac{\partial}{\partial x} (\phi \rho_d U_{dx} U_{dr}) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi \rho_d U_{dr}^2) = -\epsilon \frac{\partial P}{\partial r} - \phi \frac{\partial P}{\partial r} + \epsilon \mu_c \left(\frac{\partial^2 U_{cr}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{cr}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{cr}}{\partial x^2} - \frac{U_{cr}}{r^2} \right) + \phi \mu_d \left(\frac{\partial^2 U_{dr}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_{dr}}{\partial r} + \frac{\partial^2 U_{dr}}{\partial x^2} - \frac{U_{dr}}{r^2} \right) \quad (9)$$

2.1.3 에너지방정식

연속유체에 대한 에너지 방정식은

$$\frac{\partial}{\partial x} (\epsilon c_c \rho_c U_{cx} T_c) + \frac{\partial}{\partial r} (\epsilon c_c \rho_c U_{cr} T_c) = -U_v (T_c - T_d) \quad (10)$$

이고, 분산유체에 대한 에너지 방정식은

$$\frac{\partial}{\partial x} (\phi c_d \rho_d U_{dx} T_d) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi c_d \rho_d U_{dr} T_d) = -U_v (T_d - T_c) \quad (11)$$

이다. 각 유체의 에너지 방정식을 더하면 혼합된 전체 에너지방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} (\epsilon \rho_c U_{cx} H_c) + \frac{\partial}{\partial x} (\phi \rho_d U_{dx} H_d) + \frac{\partial}{\partial r} (\epsilon \rho_c U_{cr} H_c) + \frac{\partial}{\partial r} (\phi \rho_d U_{dr} H_d) = 0 \quad (12)$$

분사칼럼 내에서 균일하게 분포하는 두 유체의 체적을 관계는 다음과 같다.

$$\epsilon + \phi = 1 \quad (13)$$

2.2 열전달 모델링

분산유체 액적의 열전달이 액적 내부와 외부에서 모두 일어난다고 가정하면 단위체적당 열전달은 다음 식과 같다.

$$Q/Vol = U_v \Delta T = K_d (N_d A \pi R_d^2) \frac{\partial T_d}{\partial r} \Big|_{r=R_d} = \frac{3}{2} \frac{\phi}{R_d^2} h_c (T_{d(r=R_d)} - T_c) \quad (14)$$

여기서 U_v 는 체적열전달계수, K_d 는 액적의

내부열전달계수, N_d 는 액적의 수 그리고 R_d 는 액적의 반지름이다. 그리고 $T_{d(r=R_d)}$ 는 액적에 대한 비정상상태 열전달방정식을 풀어서 얻는다.

$$\frac{\partial T_d}{\partial t_1} = \frac{\alpha_d}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \frac{\partial T_d}{\partial r}) \quad (15)$$

여기서 t_1 은 액적이 분사기에서 칼럼상단까지 도달하는 시간이고, 초기 및 경계조건은

$$\begin{aligned} T_d &= T_{d0} & (t_1=0) \\ T_d &= \text{finite} & (r=0) \\ K_d \frac{\partial T_d}{\partial r} \Big|_{r=R_d} &= h_o(T_{d(r=R_d)} - T_c) \end{aligned}$$

이며, 액적의 외부열전달계수(h_o)는 내부 열전달이 있는 경우 Jacobs⁽¹²⁾가 추천한 다음 식을 사용하였다.

$$Nu_D = 3.1 Re_d^{0.37} Pr_c^{1/3} \quad (16)$$

여기서 Re_d 는 분산유체의 레이놀즈수이고, Pr_c 는 연속유체의 프란트수를 나타낸다.

2.3 수치해석 모델

분사칼럼 직접접촉식 열교환기를 해석하기 위해서는 실제 특성을 잘 나타낼 수 있는 단순화된 모델의 설정이 필요하다. 본 해석에서 사용된 열교환기의 기준 모델은 미국 Barber-Nichols가 건설한 500KW 분사칼럼 직접접촉식 열교환기이다. 이 열교환기의 구조는 간단하며 2차원 축대칭 이중유동 모델은 Fig. 1 과 같다. 그림에서 D 는 칼럼의 지름, d_c 는 연속유체의 노즐지름, ℓ 은 노즐의 칼럼내 길이, b 는 반경방향 노즐의 분사폭, L 은 칼럼길이, d_d 는 분산유체의 분사기의 지름을 나타내며, 본 연구에서는 $D=1\text{m}$, $d_c=0.1667$, $d_d=0.6667$, $\ell=1\text{m}$, $b=0.4\text{m}$ 로 고정하였다. 중형비(L/D)를 3, 5, 7, 10, 입구속도를 연속유체의 경우 0.1, 0.25, 0.50, 0.75m/sec, 분산유체의 경우 0.016, 0.030, 0.08, 0.130m/sec로 변화시켜 계산하였다. 또한 입구온도를 분산유체의 경우 40과 60℃, 연속유체의 경우 60과 80℃ 그리고 체

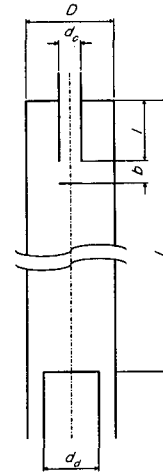


Fig. 1 Calculation domain.

적율은 0.05, 0.1, 0.2로 변화시키며 혼합유체의 열전달 해석을 수행하였다.

2.4 수치계산 방법

온도장의 해석은 x방향으로 중심선 대칭 비등간격, r방향으로 등간격으로 하여 27×14의 격자계를 사용하였고, 격자계는 엇갈린 격자계(Staggered Grid)로 계산되었다. x방향의 비등간격은 각 유체 분사기 근처에서 재순환 유동의 발생이 해의 수렴을 어렵게 하기 때문에 분사기 근처에서는 조밀하게 하였고 칼럼중심부에서는 간격을 넓혀서 계산을 수행하였으며, 분산유체의 진행방향에 따라 수치 계산이 진행되었다. 또한 각 제어체적내에서 분산유체 액적의 평균온도 계산을 위해 Jacobs and Golafshani⁽⁴⁾이 이용한 Romberg 적분을 사용하여 오차를 최소화하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 실험치와 수치해석 결과비교

미국 Barber-Nichols회사가 건설한 500KW 급 지하발전소에 실제 설치된 분사칼럼의 측정데이터⁽⁴⁾, Jacob and Golafshani⁽⁴⁾가 계산한 일차원 결과 그리고 본 연구의 결과를 Fig. 2 와 3에 표시하였다. 그림에서 수치해석 결과

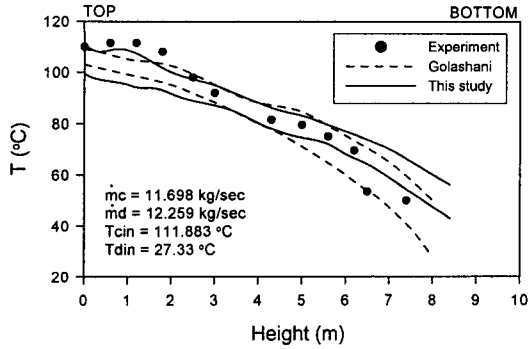


Fig. 2 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.

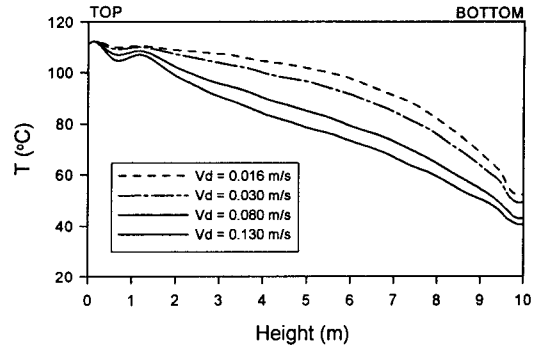


Fig. 4 Temperature profiles of continuous fluid along the length of the column. (L/D=10, $\phi=0.1$)

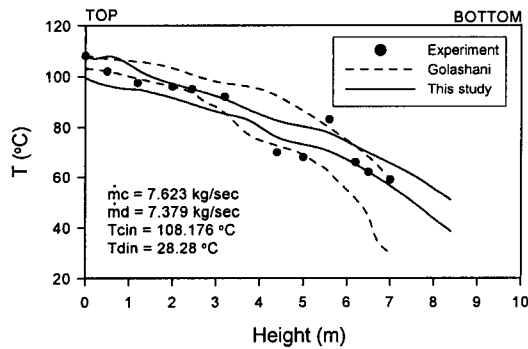


Fig. 3 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.

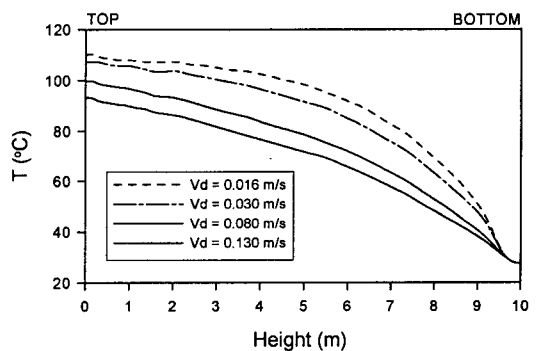


Fig. 5 Temperature profiles of dispersed fluid along the length of the column. (L/D=10, $\phi=0.1$)

가 실험치에 근접함을 알 수 있으며 수치가 실험치에 근접함을 알 수 있으며 수치해석 결과와 실험치의 오차는 각 유체속도가 높은 경우 칼럼상단에서 8%이하, 하단에서최고 20%이내로, 속도가 낮은 경우 칼럼하단에서 만 10%이내에서 일어남을 알 수 있다.

3.2 분사속도에 따른 유체 온도 분석

연속유체의 분사속도가 0.5m/s이고, 분산유체의 분사속도가 0.016, 0.030, 0.080, 0.13 m/s로 변화할 때 칼럼높이에 따른 각 유체의 온도변화는 Fig. 4와 5이고, 분산유체의 분사속도가 0.08m/s이고 연속유체의 분사속도가

0.10, 0.25, 0.50, 0.75m/s로 변화할 때는 Fig. 6과 7에 표시하였다. Fig. 4와 5에서 알 수 있듯이 분산유체의 분사속도가 증가함에 따라 두 유체의 온도가 감소하며 감소율도 완만해짐을 보여 준다. 그리고 칼럼 상단에서 연속유체의 온도가 파형의 변화를 보여주는데, 이는 분산유체의 분사속도가 증가할수록 분사기 주위에서 역류의 세기가 증가하기 때문으로 사료된다.

Fig. 6과 7에서는 연속유체의 분사속도가 증가함에 따라 두 유체의 온도변화폭은 앞의 경우에 비해 현저히 적음을 알 수 있다. 그리고 분산유체의 온도는 연속유체의 분사속도가 증가함에 따라 온도가 감소함을 보이나

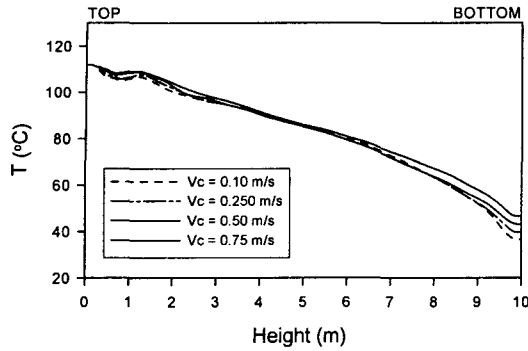


Fig. 6 Temperature profiles of continuous fluid along the length of the column. ($L/D=10$, $\phi=0.1$).

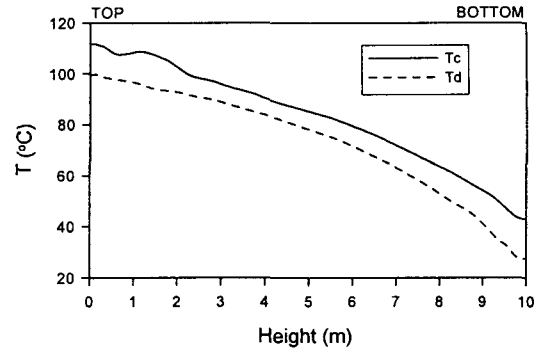


Fig. 8 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=10$, $\phi=0.1$)

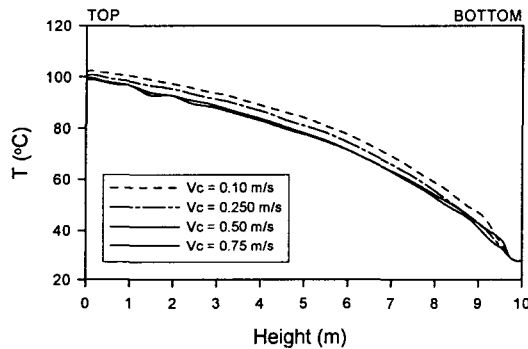


Fig. 7 Temperature profiles of dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=10$, $\phi=0.1$)

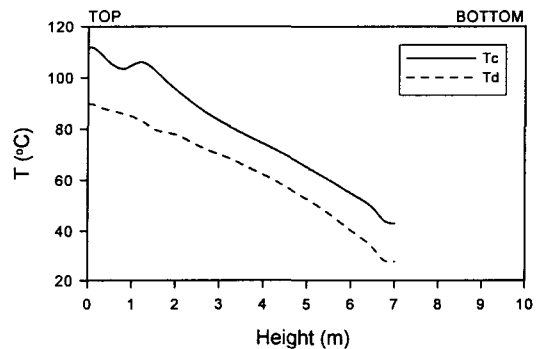


Fig. 9 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=7$, $\phi=0.1$).

연속유체의 온도는 칼럼 상하단에서 오히려 증가되는 것을 보여준다. 이와 같은 결과로부터 작동조건중 분산유체의 분사속도의 영향이 절대적이며, 실제설계 및 작동시 최우선적으로 결정해야 할 인자임을 알 수 있다.

3.3 중형비(L/D)에 따른 유체온도 분석

중형비에 따른 각 유체의 온도변화 분석을 위해 연속유체의 분사속도가 0.5m/s, 분산유체의 분사속도가 0.08m/s, 분산유체의 체적율이 0.1일 때 L/D가 10, 7, 5, 3인 경우의 칼럼 높이에 따른 두 유체의 온도변화는 Fig. 8~11과 같다. 그림에서 칼럼의 길이가 짧아질수록

두 유체의 온도는 급격한 변화를 보이며 칼럼 상하단의 입출구에서 두 유체간 온도차가 커짐을 볼 수 있다. 즉 칼럼길이가 짧아질수록 열전달에 유리한 균일유동의 형성이 불리하여, 분산유체의 출구온도 상승폭과 연속유체의 출구온도 강하폭이 적어지기 때문에 열전달에 불리함을 알 수 있다. 또한, 연속유체 분사기 근처에서 칼럼이 짧아질수록 역류의 세기가 증가함에 따라 연속유체의 온도변화가 역류의 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 따라서 칼럼길이의 변화는 균일유동 형성과 관계가 있으며 유동의 변화가 열전달에 직접적인 영향을 미치고 있음을 보여주고 있다.

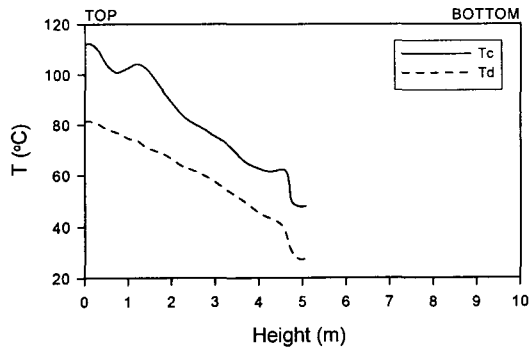


Fig. 10 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.(L/D=5, $\phi=0.1$)

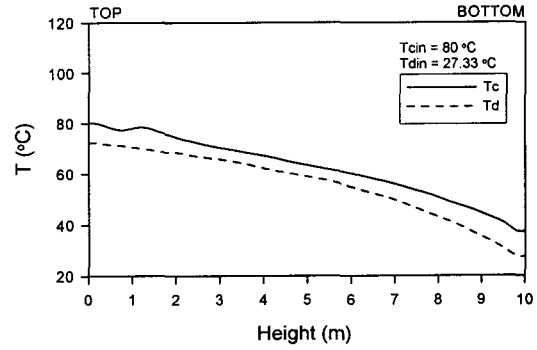


Fig. 12 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.(L/D=10, $\phi=0.1$)

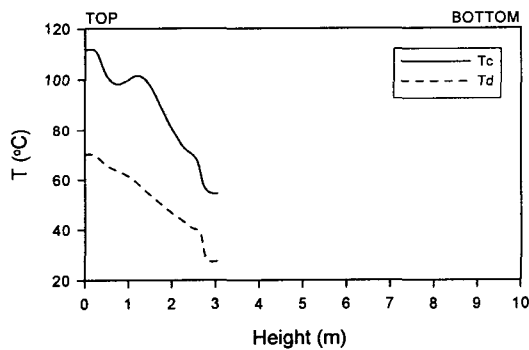


Fig. 11 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.(L/D=3, $\phi=0.1$)

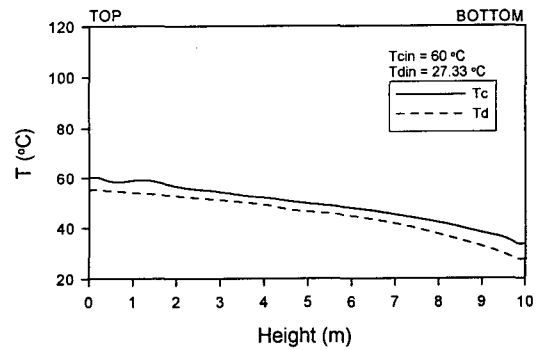


Fig. 13 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column.(L/D=10, $\phi=0.1$)

3.4 분사온도에 따른 유체온도 분석

각 유체의 분사온도 변화에 따른 온도변화를 분석하기 위해 L/D이 10, 연속유체 분사속도가 0.5m/s, 분산유체 분사속도가 0.08m/s 일 때, 분산유체의 분사온도를 27.33°C로 일정하게 하고 연속유체의 분사온도가 60과 80°C인 경우 두 유체의 칼럼높이에 따른 온도변화는 Fig. 12와 13에, 연속유체의 입구분사온도를 11.88°C로 고정하고 분산유체의 분사온도가 40과 60°C인 경우 두 유체의 칼럼높이에 따른 온도변화는 Fig. 14와 15에 나타내었다. 분산유체의 분사온도가 일정하고 연속유체 분사온도가 낮아질수록 즉, 두 유체의

초기온도차가 작아질수록 각 칼럼 높이에서의 두 유체의 온도차는 적어져 두 유체의 온도가 접근함을 보여 준다. 연속유체의 분사온도가 일정하고 분산유체의 분사온도가 높아질 경우도 두 유체의 초기온도차가 작아져 앞의 결과와 같은 온도변화 경향을 보여 준다. 그러므로, 두 유체의 초기온도차가 작아짐에 따라 칼럼높이에 따른 두 유체의 온도는 접근하며, 동일한 칼럼길이에서는 두 유체의 초기온도차가 적을수록 칼럼내의 두 유체의 온도가 보다 접근함을 알 수 있다. 따라서 직접접촉열교환기가 저온을 이용하는 태양열, 폐열 등에 응용할 수 있음을 알 수 있다.

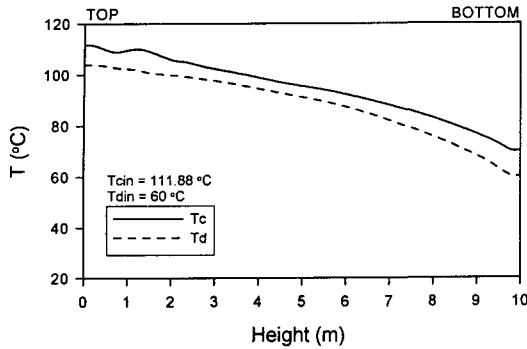


Fig. 14 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=10$, $\phi=0.1$)

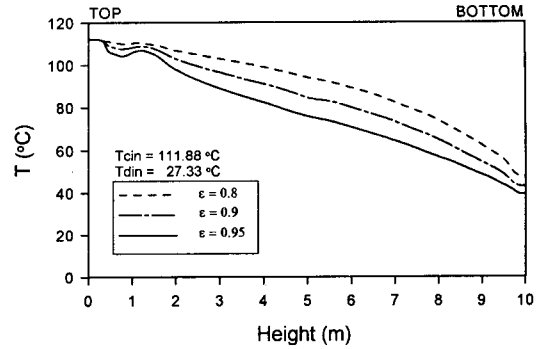


Fig. 16 Temperature profiles of continuous fluid along the length of the column. ($L/D=10$)

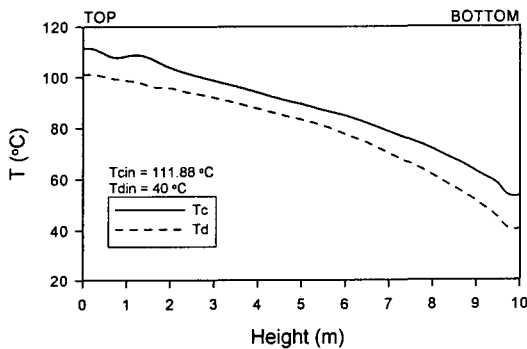


Fig. 15 Temperature profiles of continuous and dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=10$, $\phi=0.1$)

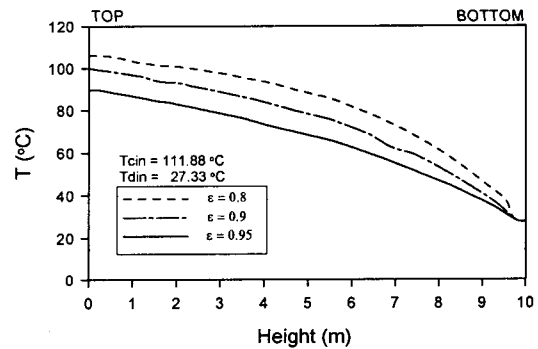


Fig. 17 Temperature profiles of dispersed fluid along the length of the column. ($L/D=10$)

3.5 체적율에 따른 유체온도 분석

연속유체의 유속이 0.5m/sec, 분산유체의 유속이 0.08m/sec일 경우, 체적율 변화에 따른 연속유체의 온도변화는 Fig. 16과 같고, 분산유체의 온도변화는 Fig. 17과 같다. 연속유체의 경우 체적율이 감소할수록 칼럼 높이에 따른 온도가 낮아지며, 칼럼 중간 부분에서 온도 감소폭이 커짐을 보여준다. 그리고 분산유체의 체적율이 늘어남에 따라 각 칼럼높이에서 두 유체의 온도차가 커짐을 알 수 있다. 따라서 분사칼럼의 체적율은 작동중에 임의로 조절할 수 있는 작동변수가 아니므로, 분산유체의 선택과 적용분야에 따라 최적의 체적율이 결정되어야 할 것이다.

3.6 체적열전달계수 특성 분석

각 유체의 유량변화에 따른 칼럼높이에서의 체적열전달계수의 변화는 Fig. 18~20과 같다. 그림에서 알 수 있듯이 칼럼높이에 따른 국부 체적열전달계수는 열전달 가용부분인 칼럼 주부분에서 거의 동일한 값을 갖는 경향을 보이며, 칼럼 상단에서 연속유체 입구 근처까지 역류의 영향이 있음을 보여 준다. 그리고 체적열전달계수는 분산유체의 유량이 증가할수록 각 칼럼높이에서 전반적으로 증가하며, 연속유체가 증가하는 경우는 감소하는 경향을 보여 준다. 각 유체의 유량이 변할 때 국부체적열전달계수는 연속유체 분사기하

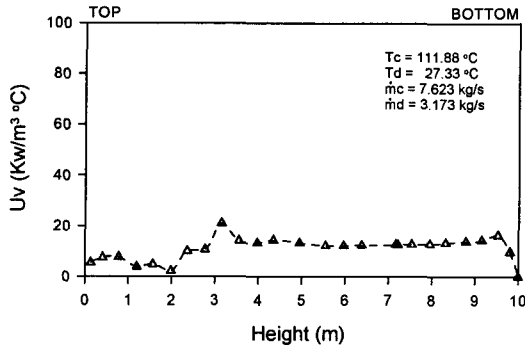


Fig. 18 Volumetric heat transfer coefficient v -ariation along the length of the column.

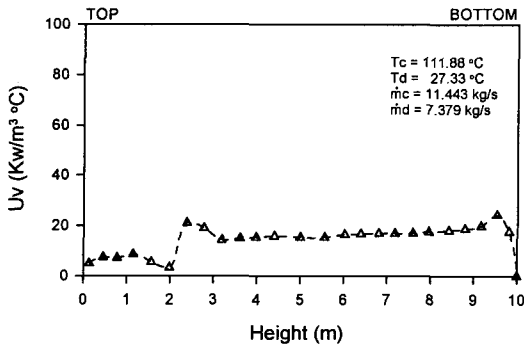


Fig. 19 Volumetric heat transfer coefficient v -ariation along the length of the column.

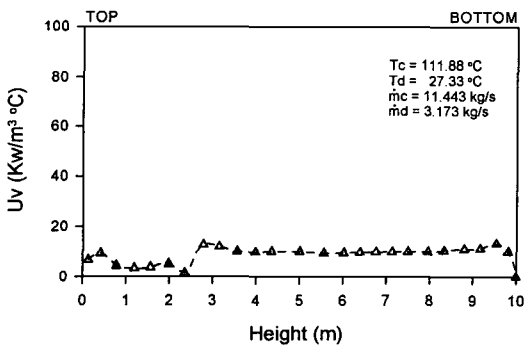


Fig. 20 Volumetric heat transfer coefficient v -ariation along the length of the column.

단에서 국부적으로 상승하는 현상을 보여주며, 이것은 고온의 연속유체가 분사되는 분사기 하단에서의 역류를 포함한 두 유체의 급격한 혼합으로 인한 유동변화 때문으로 사료된다. 이 국부적 상승현상은 각 유체의 유량 변화에 따라 각각 다른 칼럼높이에서 발생하며, 두 유체 각각의 유량이 증가할수록 연속유체 분사기 하단 가까운 쪽에서 발생함을 보여준다. 이것은 연속유체의 분사속도가 증가할수록 분사기 입구에서의 유동은 벽쪽으로 확대되고, 분산유체의 유량이 증가할수록 분산유체는 분사기 근처를 불균일하게 빨리 통과하게 되어, 분사기 하단 가까운 쪽에서 심각한 back mixing의 증가로 인해 보다 급격한 유동변화가 일어나기 때문이다.

4. 결론

Kang and Kim⁽¹¹⁾이 개발한 2차원 축대칭 이중유동 모델을 사용하여 분사칼럼식 직접접촉 열교환기내의 열전달현상을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 개발된 유동모델을 적용한 온도해석은 실험치에 의존하여 단순히 각 유체 온도만을 해석한 일차원 모델보다 분사칼럼내의 물리적 현상을 실제상황에 보다 근사시켜 해석할 수 있었다.

(2) 분사속도에 따른 각 유체 온도해석에서 체적율이 일정할 때 각 유체의 분사속도가 증가할수록 두 유체간의 온도차는 증가하고 가용부분의 각 유체온도는 감소하며, 그 감소폭도 완만해지고 칼럼 상단의 연속유체의 온도변화가 뚜렷해져 이곳의 온도차도 증가하였다.

(3) 칼럼길이가 짧아질수록 열전달에 유리한 균일유동 형성이 불리하여, 분산유체의 출구온도 상승폭과 연속유체의 출구온도 강하폭이 적어지고 열전달에 불리함을 보였다.

(4) 두 유체의 초기온도차가 작아짐에 따라 칼럼높이에 따른 두 유체의 온도는 접근하며, 이것은 동일한 칼럼길이에서는 두 유체의 초기온도차가 적을수록 칼럼내의 두 유체의 온도가 보다 접근하였다.

(5) 액적의 크기가 일정할 때 분산유체의 체적율이 증가하는 경우 열전달 접촉시간이 길어져 칼럼하단에서부터 열전달이 잘 일어남을 알 수 있었다.

(6) 칼럼높이에 따른 국부 체적열전달계수는 열전달 가용부분인 칼럼 주부분에서 거의 동일한 값을 갖는 경향을 보이고, 분산유체의 유량이 증가할수록 각 칼럼높이에서 전반적으로 증가하며, 연속유체의 유량이 증가하는 경우는 감소하는 경향을 보였다.

참 고 문 헌

1. Wright, J. D., 1988, Design of Direct Contact Preheater/Boilers for Solar Pond Power Plants, Direct Contact Heat Transfer, Hemisphere Publishing Co., pp. 299-334.
2. Boehm, R. F. and Kreith, F., 1988, Direct Contact Heat Transfer Processes, Direct Contact Heat Transfer, Hemisphere Publishing Co., pp. 1-24.
3. Kim, S. H., 1987, The Characteristics and Applications of High Performance Direct Contact Exchangers, Magazine of SAREK, Vol. 15, No. 2, pp. 109-115.
4. Jacobs, H. R. and Golafshani, M., 1989, A Heuristic Evaluation of the Governing Mode of Heat Transfer in a Liquid-Liquid Spray Column, J. of Heat Transfer, Vol. 111, pp. 773-779.
5. Yang, W. J. and Yeh, H. C., 1966, Theoretical Study of Bubble Dynamics in Purely Viscous Fluids, A.I.Ch.E. Journal, Vol. 12, No. 5, pp. 927-931.
6. Kurosaki, Y. and Spalding, D. B., 1979, One Dimensional Unsteady Two Phase Flows with Interphase Slip : A Numerical Study, 2nd Multi Phase Flow and Heat Transfer symposium Workshop, Vol. 5, pp. 251-270.
7. Raina, G. K., Wanchoo, R. K. and Grover, P. D., 1984, Direct Contact Heat Transfer with Phase Change : Motion of Evaporating Droplets, A.I.Ch.E. Journal, Vol. 30, No. 5, pp. 835-837.
8. Coban, T. and Boehm, R., 1986, Numerical and Experimental Modelling of Three Phase Direct Contact Heat Exchangers, Proceeding of the 8th Int. Heat Transfer Conference, Vol. 6, pp. 3019-3024.
9. Stamps, D. W. and D. Barr, J.A.Valenzuela, 1986, A Model of the Heat Transfer in a Liquid-Liquid Spray Column, J. of Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 108, pp. 488-489.
10. Kim, C. B. and Jacobs, H. R., 1987, Numerical Study on the Operational Performance of Spray Column Direct Contact Heat Transfer, KSME Journal, Vol. 1, No. 1, pp. 9-12.
11. Kang, Y. H. and Kim, C. B., 1994, A Numerical Analysis on Characteristics of the Flow in a Spray Column Direct Contact Heat Exchanger, Solar Energy, Vol. 14, No. 1, pp. 103-113.
12. Jacobs, H. R., 1991, Computational Modelling of Multiphase Flows with One Phase Dispersed, US - JAPAN Joint Seminar, Tokyo.