

잠겨진 가스분사장치에서의 2상유동의 열수력학적 특성

최 청 렬* · 김 창 녕**
(1999년 3월 27일 접수)

Thermohydraulic Characteristics of Two-Phase Flow in a Submerged Gas Injection System

Choeng Ryul Choi and Chang Nyung Kim

Key Words: Gas Injection System(가스분사장치), Ladle(래들), Two-Phase Flow(2상유동), Thermohydraulic(열수력학), Plume(기포기둥)

Abstract

Characteristics of two-phase flow and heat transfer were numerically investigated in a submerged gas injection system. Effects of both the gas flow rate and bubble size were investigated. In addition, heat transfer characteristic and effects of heat transfer were investigated when temperature of the injected gas was different from that of the liquid. The Eulerian approach was used for the formulation of both the continuous and the dispersed phases. The turbulence in the liquid phase was modeled by the use of the standard $k-\epsilon$ turbulence model. The interphase friction and heat transfer coefficient were calculated by means of correlations available in the literature. The turbulent dispersion of the phases was modeled by introducing a "dispersion Prandtl number". The plume region and the axial velocities are increased with increases in the gas flow rate and with decreases in the bubble diameter. The turbulent flow field grows stronger with the increases in the gas flow rate and with the decreases in the bubble diameter. In case that the heat transfer between the liquid and the gas is considered, the axial and the radial velocities are decreased in comparison with the case that there is no temperature difference between the liquid and the gas when the temperature of the injected gas is higher than the mean liquid temperature. The results in the present research are of interest in the design and the operation of a wide variety of material and chemical processes.

기호설명

A_b : 기포의 표면적

C_d : 무차원 항력계수

C_f : 상간의 마찰계수

D_b : 기포의 직경

D_t : 상 분산계수

\bar{F} : 단위 체적당 마찰력

g : 중력가속도

k : 엔탈피

H : 장치의 높이

k : 난류 운동에너지, 열전도계수

p : 압력

Pr : Prandtl 수

Q : 가스의 분사유량

r : 반경방향 거리

r^* : 무차원 반경방향 거리

R : 체적비 혹은 장치의 반경

Re : 기포 레이놀즈 수

s : 상간의 열전달계수

T : 온도

v : 반경방향속도

* 회원, 경희대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부

- V_c : 셀(cell)의 체적
- V_r : 두 상간의 상대속도
- w : 축방향속도
- z : 축방향 거리
- z^* : 무차원 축방향 거리

그리스문자

- α : 단위 체적당 열전달계수
- Γ : 열확산계수
- ϵ : 난류 소산율
- μ : 분자 점성계수
- ν : 동점성계수
- ρ : 밀도
- σ : 분산 Prandtl 수
- ϕ : k 혹은 ϵ

첨자

- g : 기체상
- i : 기체상 혹은 액체상
- l : 액체상 혹은 층류
- t : 난류

1. 서론

제강산업과 화학산업의 공정 중에는 액체로 채워진 용기 내로 가스를 분사하여 액체를 휘젓는 공정이 많이 있다. 제강산업에서는 혼합현상을 촉진하기 위하여 용융물로 채워진 용기 내로 가스를 분사하는 공정이 폭 넓게 사용되어지고 있다. 이러한 장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 그림에서 보인 것과 같이 용기의 바닥에 위치한 하나 혹은 수 개의 노즐을 통하여 가스가 용기 내로 분사된다. 노즐을 통하여 장치 안으로 분사된 가스는 액체와의 밀도차이로 인하여 상승하게 되고, 액체를 통과하여 장치의 위쪽에 위치한 자유표면을 통하여 반응장치를 빠져나간다. 이 과정동안 가스는 액체와 운동량교환과 열교환을 하고, 액체는 용기 내를 지속적으로 순환을 하게 된다. 이때 액체의 난류 재순환유동은 에너지 변환, 정제, 혼합 촉진, 불순물 제거,

반응비 향상, 온도 균일화, 그리고 화학조성의 균질화 등의 작용을 한다. 일반적으로 이 장치의 성능향상을 위해서는 기체와 액체간의 접촉면적을 넓혀주어 두 상간의 운동량교환과 열교환을 촉진시키고, 유동이 발생하지 않는 "dead water" 영역을 없애는 것이 중요하다.

이 장치를 운전할 때 장치 내의 유동형태는 단상유동이 아니라 기체와 액체가 공존하는 이상유동의 형태를 나타낸다. 그러나 이상유동에 대한 유체역학적인 연구의 부족으로 인하여 대부분의 설계들이 시행착오법을 통하여 수행되고 있다. 따라서 장치내의 유체역학적 현상을 정확히 이해하는 것이 장치의 정확한 설계와 성능향상에 큰 도움을 줄 것이다.

가스분사장치에서 나타나는 이상유동영역에서의 운동량과 에너지 교환을 예측하기 위하여 이상유동의 수치해법을 개발하려는 많은 연구가 진행되어 왔다. 이들 모델은 액체의 판성과 기체의 부력과 마찰력 사이의 힘의 균형에 기반을 두고 있다.

Szekely 등⁽¹⁾은 최초로 가스분사장치에서 기포에 의해 유도된 유동을 수학적으로 모델링하였다. 그들은 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였고, 기포가 주어진 직경의 원통형 영역에 포함되어 있다고 가정하였다. 액체와 기체가 접촉하는 기포기동(plume)에서의 경계조건은 실험으로부터 구하였다. 그들의 수치해석 결과는 실험결과와 비교할 때 정성적으로는 일치하였으나 정량적으로는 일

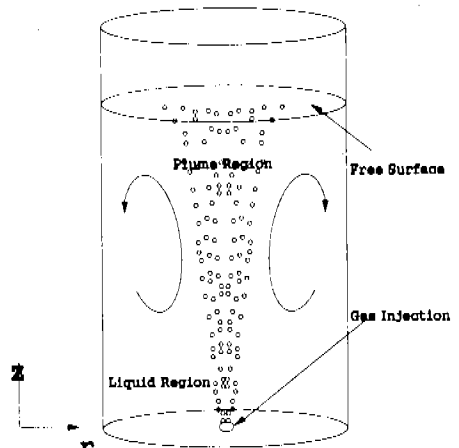


Fig. 1 Configuration of the gas injection system.

치하지는 않았다.

이보다 향상된 기포상의 처리기법이 DebRoy 등⁽²⁾에 의해 제안되었다. 그들은 기공율(volume fraction)개념을 도입하여 단일하게 평가된 유효점성을 사용하여 기포기동영역을 계산하기 위하여 quasi single phase 계산기법을 사용하였다. 그러나 quasi single phase 모델에서는 고정된 상승 기포기동과 같은 정보는 명확하게 고려되어지나, 이 모델을 가스분사장치의 가운데가 아니라 다른 위치에서 가스가 분사되는 실제 산업용 가스분사장치에 적용하는 데는 실패하였다.

Sahai와 Guthrie⁽³⁾와 Oinglin 등⁽⁴⁾은 quasi single phase 계산기법과 $k-\epsilon$ 난류모델을 기반으로 하여 더 정교한 모델을 개발하였다. 전자들은 가스분사장치 내의 이상유동을 해석하기 위하여 현상학적인 기법을 사용하였다. 그들은 최대 혼합 영역의 위치결정과 정제장치의 설치위치를 결정하는데 중요한 난류운동에너지의 공간적 분포를 구하였다. 후자들은 계산의 입력 데이터로 측정되어진 기공율을 사용하여 실험치와 정량적으로 일치하는 결과를 얻었다.

Grevet 등⁽⁵⁾은 액체영역에서의 R.M.S. 속도성분과 Reynolds 응력을 측정하기 위하여 레이저 도플러(laser doppler) 속도계를 사용하여 실험을 수행하였고, 측정되어진 결과들 $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하여 얻어진 계산결과와 비교하였다.

Mckelliget 등⁽⁶⁾은 수직과 수평 가스분사장치에 관하여 연구하였다. 액체와 기체가 공존하는 기포기동영역을 다양한 밀도의 연속된 유체로 처리하였다. 가스의 분산은 난류확산방정식을 사용하여 처리하였고, 유효점성은 특별한 형태의 수식을 사용하여 계산하였다.

Cross와 Markatos⁽⁷⁾는 상용 컴퓨터 코드를 사용하여 Eulerian 기법에 사용하여 액체와 기체에 대한 각각의 수송방정식을 풀어서 가스분사장치를 해석하였다. 이것이 Eulerian 기법에 기반을 둔 최초의 시도라 여겨진다. 그러나 그들의 계산 결과는 기포기동을 재현하는 데는 실패하였다.

Mazumdar와 Guthrie⁽⁸⁾는 $k-\epsilon$ 난류모델과 일괄 유효 점성모델과 같은 아주 간단한 모델을 사용하여 계산된 평균속도를 비교하여 액체의 속도를 예측하는 데에 있어서 두 모델 사이에 차이가 거의 없음을 밝혔다. 이는 이들 장치에서의 수송현상의 기본원리가 대류수송과 관련이 있음을

의미한다.

Sun과 Faeth⁽⁹⁾는 정지한 액체에 수직 상방으로 분사된 가스 제트를 연구하였다. 그들은 slip 유동모델을 사용한 경우에서만 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다. 이는 상대속도의 영향이 유동장의 모든 영역에서 중요하다는 것을 의미한다.

Koh 등⁽¹⁰⁾은 장치내의 유동장을 액체와 기체가 상호작용하는 두 개의 다른 유동장으로 고려하는 완전히 다른 기법을 사용하였다. 이 기법은 같은 공간에 존재하는 상들 간의 질량, 운동량, 에너지 교환을 기초로 하여 만들어졌다.

Johansen 등⁽¹¹⁾은 이상유동영역에서의 속도측정과 상들의 분산현상을 연구하기 위하여 레이저 도플러 속도계를 사용하여 매우 정교한 실험을 수행하였다. 가스유량이 증가함에 따라 기포기동영역이 넓어지고, 중심선에서의 축방향속도가 약간 증가한다는 것을 밝혔다.

Johansen과 Boysan⁽¹²⁾은 최초로 Lagrangian-Eulerian 기법을 도입하였다. 이 기법은 기포의 분산을 평균 유동장과 난류 유동장을 결합하여 구성했다는 점에서 quasi single phase 기법과 차이가 있다. 그들의 계산결과는 실험결과와 비교했을 때 코어(core)영역에서도 잘 일치하였다. 이 기법은 대형 가스분사장치에 뿐 아니라 축대칭 가스분사장치에도 잘 적용되었다.

Lagrangian-Eulerian 기법이 Mazumdar와 Guthrie⁽¹³⁾와 Neifer 등⁽¹⁴⁾에 의해서도 연구되었다. 전자들은 유동장에 자유표면의 효과를 고려하여 이상유동영역을 연구하였다. 후자들은 합금원소의 농도분포와 온도장을 계산하였다.

본 연구의 목적은 야금장치와 다양한 실제적 가스분사장치에서의 수송과정의 예측에 적용될 수 있는 믿음만한 수치해석모델을 제시하고, 전체 유동장의 유동특성과 기포기동의 분산에 미치는 가스분사유량과 기포크기에 대한 영향을 연구하였다. 또한 두 상간의 온도차이가 현저한 경우에 열전달과 유동의 특성을 규명하고자 한다.

2. 수학적 모델

가스분사장치 내에는 기체와 액체간의 운동량 교환과 열교환을 수반하는 두 상간의 상대운동이 존재한다. 이런 현상을 수학적으로 모델링하기 위해서는 지배방정식에 두 상간의 상호작용을 반

영하여야한다. 본 연구에서 사용된 지배방정식은 두 상이 같은 시간에 동일한 계산 영역에 존재한다는 가정울 기초로 하여 두 상에 대하여 Eulerian 기법을 사용하여 구성하였다. 가스는 액체에 비하여 작은 밀도와 운동량을 가지기 때문에 액체에 대해서만 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였고, 기체에 대해서는 어떠한 난류모델도 적용하지 않았다. 기체와 액체에 작용하는 압력은 동일하고, 상간의 질량전달은 없으며, 상간의 운동량과 열 교환은 운동량방정식과 에너지방정식의 운동량교환항과 열교환항을 통하여 이루어진다.

2.1 지배방정식

본 연구에서 사용된 축대칭, 2차원, 정상상태의 질량보존방정식, 운동량방정식, 난류에너지방정식, 소산율방정식, 에너지방정식은 다음과 같다.

$$R_g + R_l = 1 \tag{1}$$

여기에서 R 은 기공율을 나타내며, 첨자 g 와 l 는 각각 기체와 액체를 나타낸다.

가스상의 질량보존방정식

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_g R_g v_r) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_g R_g w_g) - \text{div}(\rho_g D_{t,g} \text{grad} R_g) = 0 \tag{2}$$

액체상의 질량보존방정식

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \rho_l R_l v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_l R_l w_l) - \text{div}(\rho_l D_{t,l} \text{grad} R_l) = 0 \tag{3}$$

여기에서 $-\text{div}(\rho_i D_{t,i} \text{grad} R_i)$ 는 장치에서의 액체와 기체의 난류분산을 나타낸다. $D_{t,i}$ 는 상 확산계수로서 다음과 같이 계산된다.

$$D_{t,i} = \rho_i \left(\frac{\nu_i}{\sigma_{i,i}} + \frac{\nu_i}{\sigma_{t,i}} \right) \tag{4}$$

여기에서 첨자 i 는 가스상 혹은 액체상을 의미한다. ν_i , ν_t , σ_i , 그리고 σ_t 는 각각 액체상의 층류동점성, 액체상의 난류동점성, 층류분산

Prandtl 수, 난류분산 Prandtl 수를 나타낸다. 본 연구에서 $\sigma_i = 10^{10}$, $\sigma_t = 1.0$ 이 사용되었다.

반경방향 가스상의 운동량방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (R_g \rho_g r v_g^2) + \frac{\partial}{\partial z} (R_g \rho_g w_g v_g) \\ &= -R_g \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_g r \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial v_g}{\partial r} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left(R_g \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial v_g}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(R_g \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial w_g}{\partial z} \right) \\ &- \frac{2R_g v_g \mu_{\text{eff},g}}{r^2} + C_f (v_l - v_g) \end{aligned} \tag{5}$$

반경방향 액체상의 운동량방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (R_l \rho_l r v_l^2) + \frac{\partial}{\partial z} (R_l \rho_l w_l v_l) \\ &= -R_l \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{2}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l r \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial v_l}{\partial r} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial v_l}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(R_l \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial w_l}{\partial z} \right) \\ &- \frac{2R_l v_l \mu_{\text{eff},l}}{r^2} + C_f (v_g - v_l) \end{aligned} \tag{6}$$

축방향 가스상의 운동량방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (R_g \rho_g r v_g w_g) + \frac{\partial}{\partial z} (R_g \rho_g w_g^2) \\ &= -R_g \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_g r \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial w_g}{\partial r} \right) \\ &+ 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(R_g \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial w_g}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_g \mu_{\text{eff},g} \frac{\partial v_g}{\partial r} \right) \\ &+ R_g \rho_g g + C_f (w_l - w_g) \end{aligned} \tag{7}$$

축방향 액체상의 운동량방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (R_l \rho_l r v_l w_l) + \frac{\partial}{\partial z} (R_l \rho_l w_l^2) \\ &= -R_l \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l r \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial w_l}{\partial r} \right) \\ &+ 2 \frac{\partial}{\partial z} \left(R_l \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial w_l}{\partial z} \right) \\ &+ \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l r \mu_{\text{eff},l} \frac{\partial v_l}{\partial r} \right) \\ &+ \rho_l R_l g + C_f (w_g - w_l) \end{aligned} \tag{8}$$

여기에서 C_f 는 단위 체적당, 단위 상대속도당 상간의 마찰계수로서 다음절(2.2)에 나타내었다.

유효 점성계수는 다음과 같이 계산된다.

$$\mu_{eff,i} = \rho_i \left(\frac{\nu_l}{\sigma_{l,i}} + \frac{\nu_t}{\sigma_{t,i}} \right), \nu_t = C_\mu \cdot \frac{k^2}{\epsilon} \quad (9)$$

여기에서 σ_l 와 σ_t 는 각각 층류 Prandtl 수, 난류 Prandtl 수를 나타낸다. 본 연구에서 $\sigma_l = 1.0$, $\sigma_t = 1.0$ 이 사용되었다. C_μ 는 0.09이다.

액체상의 난류에너지(k)와 소산율(ε)방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (R_l \rho_l r v_l \phi) + \frac{\partial}{\partial z} (R_l \rho_l w_l \phi) \\ & - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{R_l \mu_{eff,l}}{\sigma_\phi} \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) \\ & - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l r \frac{\mu_{eff,l}}{\sigma_\phi} \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = S_\phi \end{aligned} \quad (10)$$

여기에서 ϕ 는 k 와 ϵ 를 나타낸다. 위 방정식의 생성항(S_ϕ)은 두 개의 서로 다른 식에 대하여 다음과 같다.

$$S_k = R_l (G_k - \rho_l \epsilon) \quad (11)$$

$$S_\epsilon = R_l \frac{\epsilon}{k} (C_2 G_k - C_1 \rho_l \epsilon) \quad (12)$$

여기에서

$$G_k = \mu_{t,l} \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial w_l}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_l}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{v_l}{r} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial w_l}{\partial r} + \frac{\partial v_l}{\partial z} \right)^2 \right\} \quad (13)$$

위의 $k-\epsilon$ 방정식의 상수는 단상인 경우와 동일한 값을 사용하였다($C_1 = 1.44$, $C_2 = 1.92$, $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_\epsilon = 1.3$).

가스상의 에너지방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_g R_g r v_g h_g) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_g R_g w_g h_g) \\ & = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_g \Gamma_{eff,g} r \frac{\partial h_g}{\partial r} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(R_g \Gamma_{eff,g} \frac{\partial h_g}{\partial z} \right) + \alpha (T_l - T_g) + \Phi_g \end{aligned} \quad (14)$$

액체상의 에너지방정식

$$\begin{aligned} & \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho_l R_l r v_l h_l) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho_l R_l w_l h_l) \\ & = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(R_l \Gamma_{eff,l} r \frac{\partial h_l}{\partial r} \right) \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left(R_l \Gamma_{eff,l} \frac{\partial h_l}{\partial z} \right) + \alpha (T_g - T_l) + \Phi_l \end{aligned} \quad (15)$$

유효 열 확산계수는 아래에 주어진 식으로부터 계산된다.

$$\Gamma_{eff,i} = \rho_i \left(\frac{\nu_l}{\sigma_{l,i}} + \frac{\nu_t}{\sigma_{t,i}} \right) \quad (16)$$

여기에서 σ_l 와 σ_t 는 각각 층류 Prandtl 수, 난류 Prandtl 수를 나타낸다. 본 연구에서 $\sigma_l = 1.0$, $\sigma_{t,l} = 1.0$, $\sigma_{t,g} = 10^{10}$ 이 사용되었다.

α 는 단위 체적당 열전달계수를 나타내며 다음 절(2.3)에서 자세히 나타내었다.

2.2 상간의 운동량 전달의 관계식

두 상간의 운동량 교환은 식(5)~(8)의 운동량 교환항을 통하여 이루어진다. 두 상간의 단위 체적당 마찰력은 다음과 같다.

$$\bar{F} = C_f \bar{V}_r \quad (17)$$

여기에서 C_f 는 단위 체적당, 단위 상대속도당 상간의 마찰력이고, V_r 는 기체와 액체의 상대속도이다.

상간의 마찰계수는 아래에 주어진 식으로부터 계산되어진다.

$$C_f = \frac{3}{4} \frac{C_d \rho_l R_g \sqrt{V_r} V_c}{D_b} \quad (18)$$

여기에서 C_d , V_c , 그리고 D_b 는 각각 무차원 항력계수, 셀(cell)의 체적, 기포의 직경이다. 항력계수 C_D 는 반경험적으로 결정되는 계수로서 유동양식에 따라 다르게 결정된다. 본 연구에서는 전체 유동장의 유동양식이 분산류라고 가정하여, Kuo와 Wallis⁽¹⁵⁾에 의해 제안된 아래에

주어진 식으로부터 계산하였다.

$$C_D = \frac{6.3}{Re^{0.385}} \quad (19)$$

여기에서

$$Re = \frac{|V_i| D_b}{\nu_l} \quad (20)$$

2.3 상간의 열전달의 관계식

단위 체적당 상간의 열전달은 상간의 열전달계수와 두 상간의 온도차가 주어지면 다음과 같이 계산된다.

$$\alpha = \frac{s A_b R_g}{V_c} \quad (21)$$

여기에서 s 는 상간의 열전달계수이고, A_b 는 기포의 표면적이다.

열전달계수(s)는 아래에 주어진 반경험적 수식⁽¹⁶⁾에 의해 계산되어진다.

$$Nu = \frac{s D_b}{k_l} = 2.0 + 0.6 Re^{1/2} Pr_l^{1/3} \quad (22)$$

2.4 경계조건

(1) 입구경계를 따라 균일속도와 균일온도가 부과되었다. 가스와 기공율은 1.0이고, 액체의 기공율은 0.0이다.

(2) 계산영역의 위에 위치한 출구경계를 따라 가스에 대해서만 대기압으로 설정함으로써 가스만이 출구를 빠져나가고, 액체는 장치를 빠져나가지 않는다고 설정하였다.

$$w_i = 0,$$

$$\frac{\partial v_l}{\partial z} = \frac{\partial v_g}{\partial z} = \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = \frac{\partial h_l}{\partial z} = \frac{\partial h_g}{\partial z} = 0$$

(3) 대칭축을 따라 다음의 조건이 부과되었다.

$$v_l = v_g = 0, \quad \frac{\partial w_l}{\partial r} = \frac{\partial w_g}{\partial r} = \frac{\partial k}{\partial r} = \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} = 0,$$

$$\frac{\partial h_l}{\partial r} = \frac{\partial h_g}{\partial r} = 0, \quad \text{그리고} \quad \frac{\partial R_l}{\partial r} = \frac{\partial R_g}{\partial r} = 0$$

(4) 바닥면과 벽면에 대하여

$$v_g = v_l = w_g = w_l = 0, \quad T_l = T_{wall}$$

여기에서 T_{wall} 은 벽면의 온도이다. 벽 근처에서의 k 와 ε 의 값을 계산하기 위하여 대수법칙이 사용되었다. 난류 운동에너지와 소산률은 벽함수로부터 계산하였다.

3. 수치해법

Patankar⁽¹⁷⁾의 제어체적공식(control volume formulation)을 기본으로 하여, 유한차분도식(finite difference scheme)을 사용하여 지배방정식을 대수적인 방정식으로 바꾸었으며, 계산을 위하여 엇갈린 격자계(staggered grid)를 사용하였다. 대류항의 차분화기법으로는 하이브리드 도식(hybrid scheme)을 사용하였고, 압력장의 계산을 위해서는 SIMPLE 알고리즘⁽¹⁸⁾을 사용하였다. 압력수정방정식과 운동량방정식은 각각 whole field solver와 slabwise solver를 사용하여 풀었다. 다른 모든 방정식은 Jacobi point by point법을 사용하여 풀었다. PEA(Partial Elimination Algorithm)기법이 수렴촉진을 위해 사용되었다.

4. 계산결과 및 고찰

본 연구에서는 먼저 적용된 수학적 모델의 타당성을 검증하기 위하여 Johansen 등⁽¹¹⁾의 실험 조건과 동일한 조건에서 계산을 수행하여 그 결과를 그들의 실험결과와 비교하였다. 둘째로 다양한 가스의 분사유량에 대하여 계산을 수행하여 가스의 분사 유량에 따른 유동특성을 비교하였다. 셋째로 다양한 기포의 크기에 대하여 계산을 수행하여 기포의 크기에 따른 유동특성을 비교하였다. 마지막으로 두 상간의 열전달 특성과 이러한 열전달이 유동특성에 미치는 영향에 대하여 연구하기 위하여 두 상간에 온도차이가 없는 경우와 온도차이가 현저한 두 가지 경우에 대한

여 계산을 수행하여 그 결과물 비교하였다.

4.1 적용된 수학적 모델의 타당성 검증

Johansen 등⁽¹¹⁾의 실험과 동일한 물리적 조건에서 계산을 수행한 결과물 그들의 실험결과와 비교하기 위하여 작동유체로 gas-melt 시스템대신에 공기-물 시스템을 사용하였다.

물리적 시스템은 Johansen 등⁽¹¹⁾의 실험과 동일한 형상을 사용하였다. 이 시스템은 Fig. 1에서 보인 것과 같은 바닥에서 자유표면까지의 높이 (H)가 1.237m이고, 반지름(R)이 0.5m인 원통형 용기이다. 가스는 바닥의 가운데에 위치한 직경 5cm의 다공 plug를 통하여 용기내로 분사된다. 계산을 위하여 사용된 격자계는 수 차례의 다른 격자계에서 사전계산을 통하여 정확성과 계산 비용면에서 최적으로 판단되는 21×38(r×z) 격자계를 사용하였다.

분사되어진 가스의 체적유량(Q)은 $6.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 이고, Davison과 Schtler⁽¹⁹⁾가 제안한 아래식으로부터 계산되어진 기포의 평균직경, 11.5mm, 를 사용하였다

$$D_b = 0.35(Q^2/g)^{0.2} \quad (23)$$

본 연구에서 계산되어진 결과물 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2(a)에 나타낸 액체의 속도분포를 보면 대칭축의 근처에서 포물선형의 축방향 속도 분포를 볼 수 있고, 가운데 영역에서는 제트와 같은 특성을 볼 수 있다. 제트는 자유표면에 이르러서 반경방향으로 편향되어지고, 제트의 큰 수직방향의 속도성분은 상대적으로 큰 반경방향의 속도성분으로 전환되어진다. 이로 인하여 자유표면의 근처에서 난류 운동에너지가 재분포된다(Fig. 2(c)). 용기의 상부에서는 유동의 연속성을 만족시키는 재순환영역이 존재함을 볼 수 있다. 전체 유동장에서 유동이 발생하나, 가스분사 노즐 출구부근에서 어느 정도 떨어진 아래 영역에서는 유동이 거의 발생하지 않는 "dead water" 영역이 존재하는 것을 볼 수 있다. 이 영역에서는 혼합이 거의 발생하지 않고 입자들이 침전될 가능성이 매우 높다.

가스의 기공율 분포를 나타낸 Fig. 2(b)를 보면, 대칭축을 중심으로 원추형의 기포기동 영역이 존

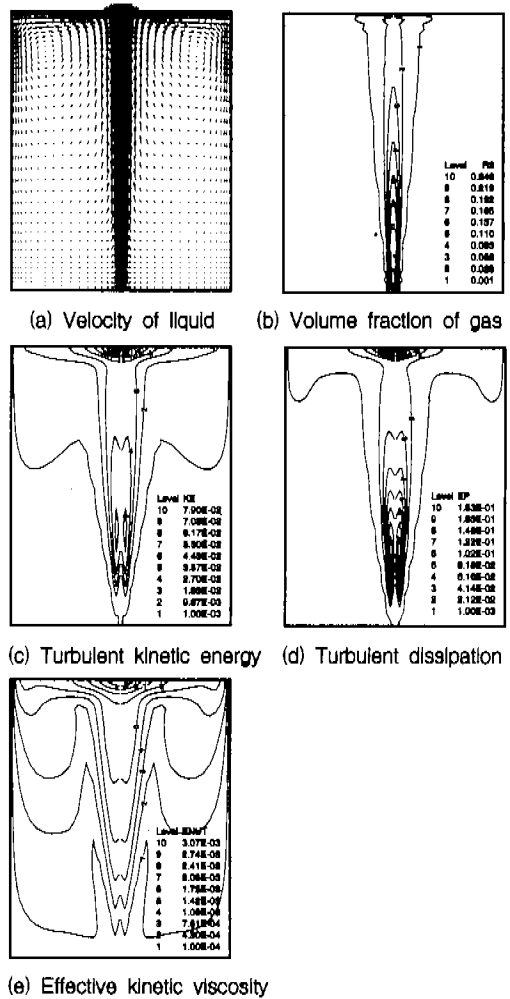


Fig. 2 Calculated results.

재하는 것을 볼 수 있다. 가스분사 노즐부 근처에서 기공율을 값이 크다. 노즐부에서 멀어지면서 기공율을 값은 감소하고 기포기동 영역이 넓어지는 것을 볼 수 있다. 이런 현상은 노즐부에서 멀어질수록 기포기동 영역 내로 들어오는 액체의 양이 증가하기 때문이다.

Fig. 2(c)와 Fig. 2(d)에 나타내어진 난류 운동에너지와 난류 소산율을 분포를 보면, 큰 난류 운동에너지와 소산율 값을 가지는 제트부근과 자유표면 근처를 제외하고 전체 유동장에 걸쳐서 거의 일정한 값의 분포를 나타내는 것을 볼 수 있다.

계산된 유효 동점성계수의 분포를 나타낸 Fig. 2(e)를 보면 유효 동점성계수는 전체 유동장에서 매우 다양함을 볼 수 있다. 이는 동점성계수가

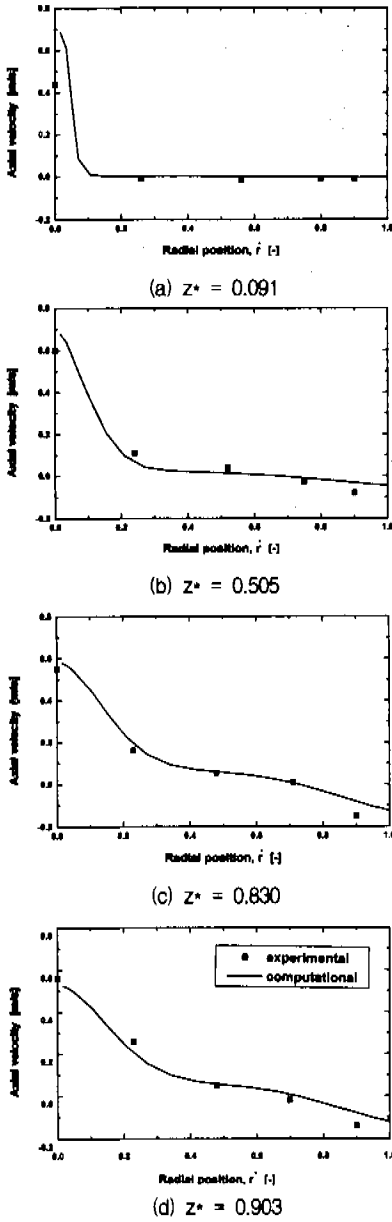


Fig. 3 Comparison of calculated and experimental axial velocities($z^*=z/H$, $r^*=r/R$).

일정하다고 가정하여 계산한 이전의 연구들이 적절하지 못했음을 의미하는 것이다.

다양한 위치에서의 반경방향에 따른 계산된 축방향속도와 측정된 축방향속도를 Fig. 3에서 비교하였다. Fig. 3(a)의 가스분사 노즐부의 인접영역에서 계산결과와 실험결과 사이에 약간의 불일치가 보이는데, 이런 불일치는 정확한 정보의 부족

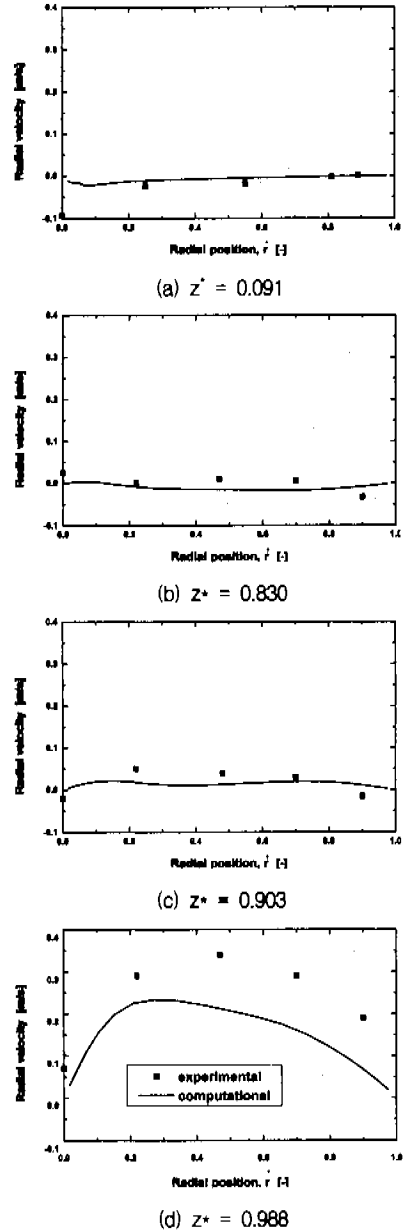


Fig. 4 Comparison of calculated and experimental radial velocities.

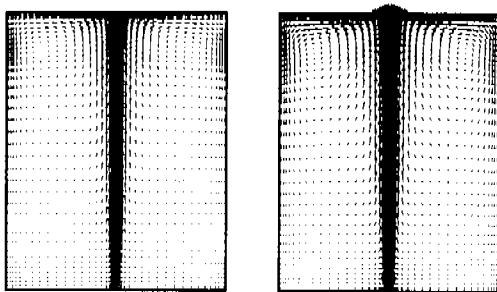
으로 인하여 가스분사 노즐부 근처에서의 기포의 분열과 결합을 현재의 모델에서 무시한 것과 전체 유동장의 유동양식을 분산류라고 가정한데서 기인하는 것이다(실제로는 노즐부에서는 슬러그류나 처언류이다). Sahai⁽³⁾에 따르면 액체내로 가스를 분사하는 경우에 분사된 가스는 큰 기포를 형성하거나 기포들이 노즐 끝단을 감싸서 수력학

적 불안정성을 유발하게 되며, 이로 인하여 기포는 더 작은 기포로 깨지게 된다. 전체 장치 크기의 4~5%의 영역에서만 기포의 분열이 발생하기 때문에 야금학적 관점에서 보면 이런 현상은 장치에서의 전체 운동량교환과 열교환에 미치는 영향이 매우 작으므로 현재의 결과는 만족할 만하다고 할 수 있다.

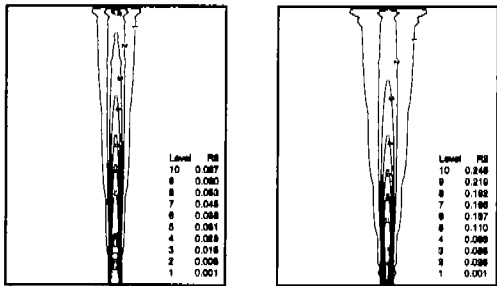
다양한 위치에서의 반경방향에 따른 계산된 반경방향속도와 측정된 반경방향속도를 Fig. 4에서 비교하였다. 바닥면에 인접한 영역(Fig. 4(a))의 반경방향 속도는 거의 0에 가까운 값이 됨을 볼 수 있는데 이를 통하여 이 영역에서 유동이 거의 발생하지 않는 "dead water" 영역이 있음을 명확

히 알 수 있다.

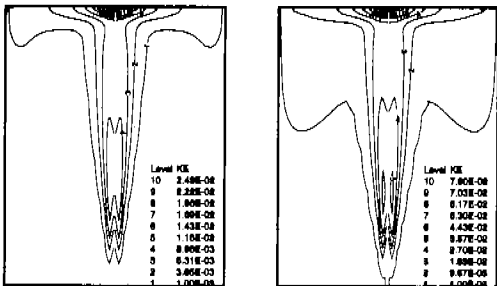
위의 결과를 통하여 적용된 수학적 모델은 실험결과와 거의 일치한다는 것을 확인하였다. 이를 통하여 이 모델이 가스분사장치의 이상유동을 해석하는 데에 적절하다고 판단되어진다.



(a) Distribution of liquid velocity

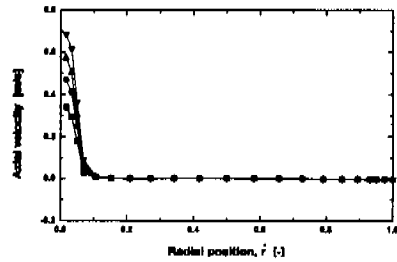


(b) Distribution of gas volume fraction

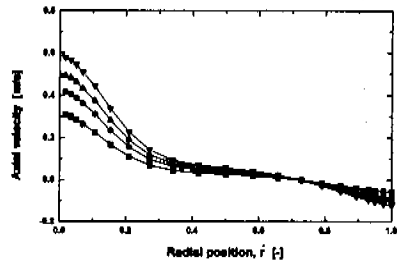


(c) Distribution of turbulence kinetic energy

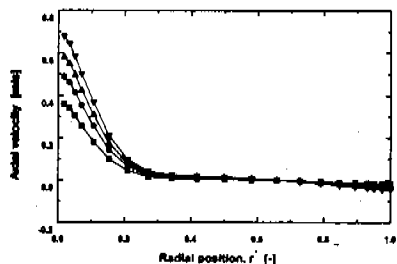
Fig. 5 Effect of gas injection flow rate (left: $1.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, right: $6.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$).



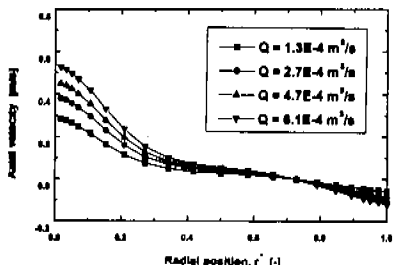
(a) $z^* = 0.091$



(b) $z^* = 0.505$



(c) $z^* = 0.830$



(d) $z^* = 0.903$

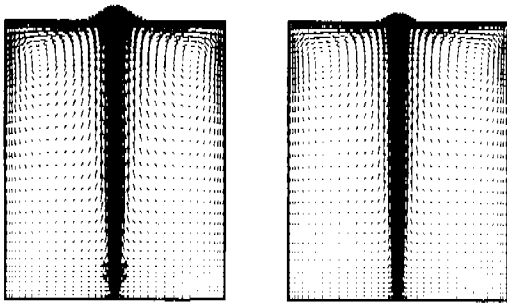
Fig. 6 Comparison of the axial velocities for various gas injection flow rates.

4.2 가스분사유량의 영향

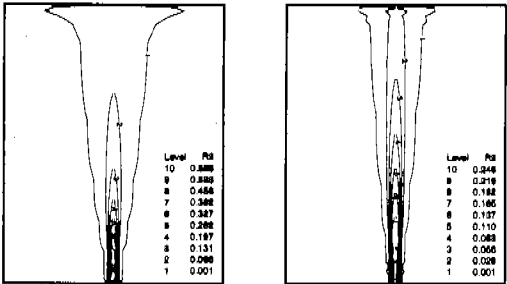
가스의 분사유량에 따른 영향을 밝히기 위하여 다양한 가스의 분사유량(체적유량: $1.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, $2.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, $4.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, $6.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$)에 대하여 계산을 수행하였다. 계산에 사용된 평균 기포직경은 11.5 mm이다.

대표적으로 가스의 분사유량 $1.3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, $6.1 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 에서 계산된 액체의 속도장과 가스의 기공율 분포, 그리고 난류 운동에너지 분포를 Fig. 5에 나타내었다. 가스의 분사유량에 따른 축 방향 속도물 Fig. 6에서 비교하였다. 가스

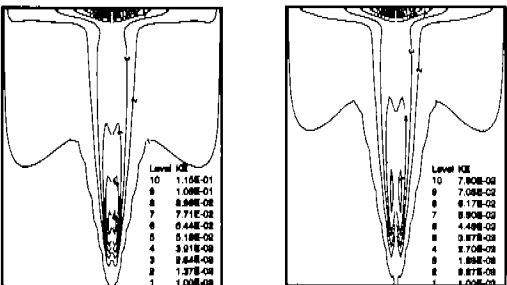
의 분사유량이 증가함에 따라 중심축 부근에서의 축방향속도가 증가하고, 기포기동 영역이 넓어지는 것을 볼 수 있다. 또한 난류 유동장이 더 활발해짐을 볼 수 있다. 이는 가스의 분사유량의 증가에 따라 기체와 액체간의 운동량 교환이 증가하기 때문이다.



(a) Distribution of liquid velocity

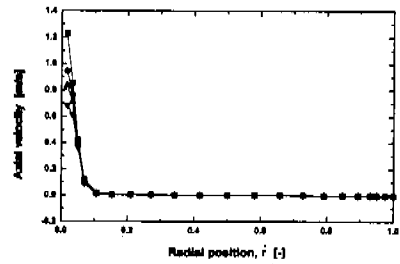


(b) Distribution of gas volume fraction

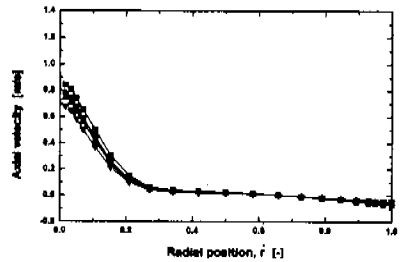


(c) Distribution of turbulence kinetic energy

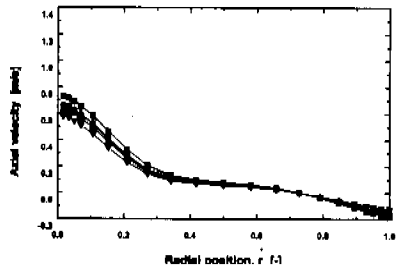
Fig. 7 Effect of bubble diameter (left : 2 mm, right : 11.5 mm).



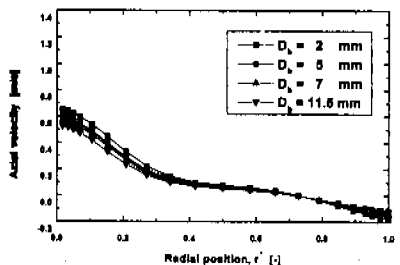
(a) $z^* = 0.091$



(b) $z^* = 0.505$



(c) $z^* = 0.830$



(d) $z^* = 0.903$

Fig. 8 Comparison of the axial velocities for various bubble diameters.

4.3 기포크기의 영향

기포크기에 따른 영향을 보기 위하여 다양한 기포크기(2mm, 5mm, 7mm, 11.5mm)에 대하여 계산을 수행하였다. 계산에 사용된 가스의 분사유량은 $6.1 \times 10^{-4} m^3/s$ 이다.

대표적으로 기포의 크기 2mm, 11.5mm에서 계산된 액체의 속도장과 가스의 기공율 분포, 그리고 난류 운동에너지 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 기포크기에 따른 축 방향 속도물 Fig. 8에서 비교하였다. 기포크기가 증가할수록 중심축 부근에서의 축방향속도가 감소하고, 기포기동 영역이 좁아지는 것을 볼 수 있다. 난류 유동장은 기포의 크기가 작은 경우에 더 활발함을 확인할 수 있다. 이는 기포크기가 작은 경우에 상간의 운동량교환을 위한 접촉면적이 증가하기 때문이다.

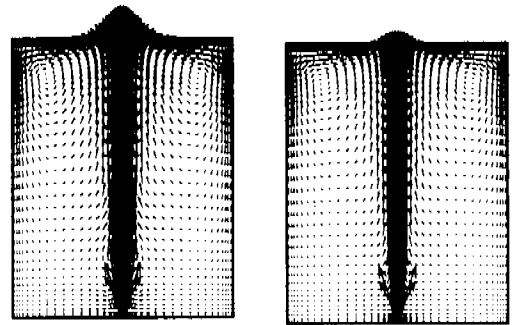
4.4 열전달 특성과 영향

두 상간의 열전달 특성과 이러한 열전달이 유동특성에 미치는 영향을 보기 위하여 두 상간에 온도차이가 없는 경우와 온도차이가 현저한 두 가지 경우에 대하여 각각 계산을 수행하였다.

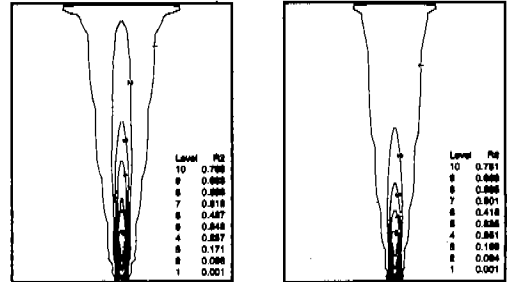
가스의 분사유량은 $6.1 \times 10^{-4} kg/s$ 로 두 경우에 동일하다. 두 상간의 온도 차이가 없는 경우에 벽면과 가스의 온도 모두 1700K이고, 두 상간의 온도 차이가 현저한 경우에 벽의 온도는 293K이고, 가스의 온도는 1700K이다. 가스의 밀도는 온도와 압력의 함수로 설정하여 두 상간의 열교환으로 인한 가스의 밀도변화를 고려하였다. 상간의 열 교환은 각 상에 대한 에너지방정식에서 에너지의 생성/소멸로 간주하여 계산하였다.

액체와 기체간의 열교환의 유·무에 따른 영향을 비교하기 위하여 열전달이 없는 경우와 있는 경우에 계산된 액체의 속도분포, 가스의 기공율 분포, 난류 운동에너지 분포를 Fig. 9에 나타내었다. 액체와 기체간의 열교환이 없는 경우가 있는 경우보다 전체 유동장에 걸쳐서 큰 속도 값을 가짐을 볼 수 있다. Fig. 9(b)에 나타난 기체의 기공율을 보면, 기체와 액체간의 열교환이 없는 경우가 있는 경우보다 기포기동 영역이 더 넓고, 같은 지점에서의 기공율 값도 크다. Fig. 9(c)에 나타난 난류 운동에너지를 보면, 기체와 액체간의 열교환이 없는 경우가 있는 경우보다 약간 큰 난류 운동에너지를 가지는 것을 볼 수 있다.

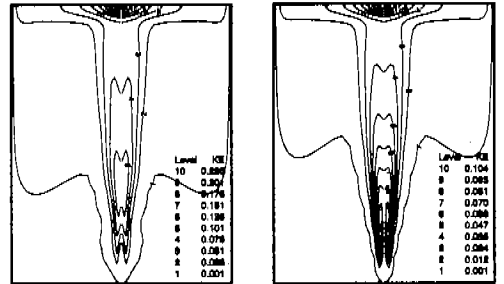
기체와 액체간의 열교환이 없는 경우와 있는



(a) Distribution of liquid velocity



(b) Distribution of gas volume fraction



(c) Distribution turbulence kinetic energy

Fig. 9 Comparison of the flow fields without(left) and with(right) heat transfer.

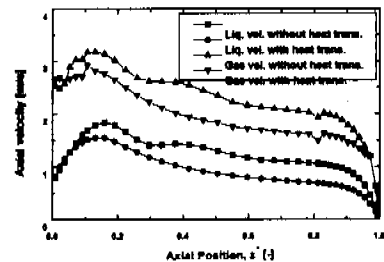


Fig. 10 Comparison of the axial velocities along the centerline($z^*=z/H$).

경우의 중심축에 따른 기체와 액체의 축방향속도가 Fig. 10에 제시되어 있다. 두 경우 모두 기체가 액체에 비하여 큰 축방향속도를 가짐을 볼 수 있다. 이는 기체에서 액체로 운동량 전달이 있음을 알려준다. 기체와 액체간의 열교환이 없는 경우가 있는 경우보다 기체와 액체의 축방향속도가 크음을 볼 수 있다.

기체와 액체간의 열교환이 없는 경우와 있는 경우의 중심축에 따른 기체의 기공율을 Fig. 11에서 비교하였다. 기체와 액체간의 열교환이 없는 경우가 있는 경우보다 기공율이 크다.

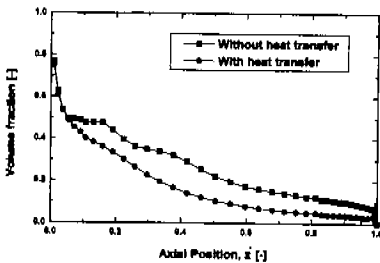


Fig. 11 Comparison of the gas volume fractions along the centerline.

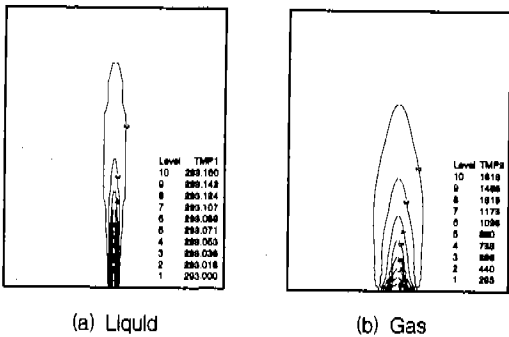


Fig. 12 Comparison of the temperature fields.

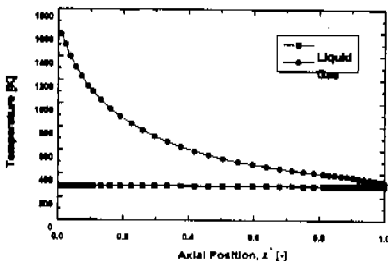


Fig. 13 Comparison of the temperatures along the centerline.

Fig. 9~Fig. 11에 보인 결과를 종합적으로 볼 때 열교환이 있는 경우에는 기체에서 액체로 열이 전달되어 기체의 온도가 감소하고, 이에 따라 기체가 압축되어 밀도가 커지며, 이로 인하여 부력이 작아진다. 그리하여 기체의 운동에너지가 액체에 전달되는 양이 작아져서 두 상간의 운동량전달이 감소하게 되어 열전달이 있는 경우가 그렇지 않은 경우보다 유동장이 덜 활발하다.

기체와 액체간의 열교환이 있는 경우의 액체와 기체의 온도분포가 Fig. 12에 제시되어 있다. 액체는 전체 영역에서 거의 온도변화가 없는 반면에 기체는 가스분사 노즐부 근처에서 급격히 감소됨을 볼 수 있다.

기체와 액체간의 열교환이 있는 경우의 중심축에 따른 기체와 액체의 온도변화분포 Fig. 13에 나타내었다. 액체의 온도는 거의 변화가 없고 기체의 온도는 앞에서 언급한대로 가스분사 노즐부 근처에서 급격히 감소되는 것을 볼 수 있다. 이는 액체의 열용량과 기체의 열용량이 크게 달라서 기체에서 액체로 전달되어지는 열량은 크지만 액체의 열용량이 크기 때문에 액체의 온도에는 큰 영향을 미치지 못하기 때문이다.

5. 결론

가스분사장치 내의 이상유동을 Eulerian 기법을 사용하여 수치해석적으로 연구하였다. 적용된 수학적 모델의 정확성을 검증하기 위하여 실험결과와 비교한 결과, 잘 일치하였다. 본 연구에서 사용된 분산 Prandtl 수와 항력 상관관계식은 본 연구에서는 잘 일치하나, 다른 형태의 장치에서는 다른 분산 Prandtl 수와 항력계수 상관관계식을 사용하여야 할 것이다. 본 연구에서 기포의 크기가 유동장 내에서 일정하다고 가정하였으나 기포크기의 변화에 관한 정보가 있다면 이를 쉽게 고려할 수 있다. 현 모델은 3차원으로 쉽게 확장될 수도 있고, gas와 액체간의 반응과 이로 인한 기포체적의 변화도 고려할 수 있다.

가스의 분사유량이 증가할수록, 기포의 크기가 작을 수록 중심축 부근에서의 축방향속도가 증가하고 기포기둥 영역이 넓어지며, 난류 유동장이 활발해진다.

유입가스의 온도가 액체의 평균온도보다 높아서, gas와 액체간의 열전달을 고려한 경우에는

균일온도의 경우에 비하여 장치내의 축방향 및 반경방향 속도가 전반적으로 낮게 평가되었다. 이는 가스에서 액체로의 열전달로 인하여 가스가 압축되어 밀도가 증가하여 부력이 감소하기 때문이다. 위와는 반대로 유입가스의 온도가 액체의 평균온도보다 낮을 때에는, 열전달 효과를 고려할 때, 위에서 보인 현상과 반대의 현상이 발생할 것으로 예측된다.

가스와 액체간의 온도차이가 뚜렷한 경우에, 열전달 효과를 무시하고 운동량전달만을 고려하여 유동특성을 해석하고 이를 바탕으로 유동 시스템을 설계한다면 작동상의 문제점이 발생할 가능성이 크다. 가스분사장치의 효율적인 설계와 작동을 위하여 열전달의 특성이 고려된 해석을 수행하는 것이 중요하다고 판단된다.

참고문헌

- (1) Szekely, J. and Asai, S., 1975, *Trans. ISIJ*, Vol. 15, p. 271.
- (2) DebRoy, T., Majumdar, A. K. and Spalding, D. B., Sept. 1978, *App. Math. Modeling*, Vol. 2, pp. 146~150.
- (3) Sahai, Y. and Guthrie, R. I. L., 1982, *Metall. Trans. B*, Vol. 13B, pp. 193~211.
- (4) Oinglin, He, Yichuan, Pen and Tsc-Chiang, Hsiao Sept. 1984, *Proceedings of Shenyang Symposium of Injection Metallurgy*, IMS, Shenyang, People's Republic of China, pp. 93~113.
- (5) Grevet, J. H., Szekely, J. and El-Kaddah, N., 1982, "An Experimental and Theoretical Study of Gas Bubble Driven Circulation Systems", *Int. J. Heat Transfer*, Vol. 25, No. 4. pp. 487~497.
- (6) Mckelliget, J. W., Cross, M. and Gibson, R. D., 1982, *Appl. Math. Mod.*, Vol. 6, pp. 469~480.
- (7) Cross, M., Marcatos, N. C. and Aldham, C., 1984, *Control '84 Mineral Metallurgical Processing*, John A. Herbst, ed., Society of Mining Eng. of the AM. Inst. of Mining, Metallurgical and Petroleum Eng. Inc., New York, NY, pp. 291~297.
- (8) Mazumdar, D. and Guthrie, R. I. L., 1985, "Hydrodynamic Modeling of Some Gas Injection Procedures in Ladle Metallurgy Operations", *Metall. Trans. B*, Vol. 16B, pp. 83~90.
- (9) Sun, T. Y. and Faeth, G. M., 1986, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 12, pp. 99~114.
- (10) Koh, P. L. T., Markatos, N. C. and Cross, M., 1987, *PCH, PhysicoChem. Hydrodyn.*, Vol. 9(1/2), pp. 197~207.
- (11) Johansen, S. T., Robertson, D. G. C., Woje, K. and Engh, T. A., 1988, "Fluid Dynamics in Bubble Stirred Ladles, Part I: Experiments", *Metall. Trans., B*, Vol. 19B, pp. 745~754.
- (12) Johansen, S. T. and Boysan, F., 1988, "Fluid Dynamics in Bubbled Stirred Ladles, Part II: Mathematical Modeling", *Metall. Trans., B*, Vol.19B, pp. 755~764.
- (13) Mazumdar, D. and Guthrie, R. I. L., 1994, "An Assessment of a Two-Phase Calculation Procedure for Hydrodynamic Modeling of Submerged Gas Injection in Ladles", *ISIJ Int.*, Vol. 34, No. 5, pp. 384~392.
- (14) Neifer, M., Rodi, S. and Sucker, D., 1993, "Investigations on the Fluid Dynamic and Thermal Process Control in Ladles", *Steel Res.*, Vol. 64, pp. 54~62.
- (15) Kuo, J. T. and Wallis, G. B., 1988, "Flow of bubbles through nozzles", *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, No. 5, p. 547.
- (16) Ranz, W. E. and Marshall, W. R., 1952, *Chem. Prog.*, Vol. 48, pp. 141~146 and 267~276.
- (17) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington D.C.
- (18) Patankar, S. V. and Spalding, D. B., 1972, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15, p. 1787.
- (19) J. F. Davidson and Schtuler, 1960, *Trans. Inst. Chem. Eng.*, Vol. 38, pp. 385~342.