

# 디퓨저에서 벽면으로의 방출유로에서의 압력손실

이 준\*·김영인\*·김성훈\*·이두정\*

## Pressure Loss in the Discharge Flow Path from a Diffuser to a wall

J. Lee, Y. I. Kim, S. H. Kim and D. J. Lee

**Key Words:** Pressure drop(압력손실), Diffuser(디퓨저), Wall(벽면), Turbulence(난류), Standard  $k-\epsilon$  model(표준  $k-\epsilon$  모델), RNG  $k-\epsilon$  model(RNG  $k-\epsilon$  모델), RSM(레이놀즈 응력모델)

### Abstract

The exit edges of a diffuser are smoothly rounded, and a wall is located perpendicularly to a diffuser exit. The fluid is discharged towards the radial direction of a diffuser after impinging against a wall from a diffuser. In this flow path, pressure loss coefficients have been calculated by the variables of Reynolds number at a diffuser inlet, distance between a diffuser exit and a wall, and turbulence models. As a result, it was calculated that  $h/D_0$  ratio between 0.35~0.4 has the minimum pressure loss coefficient regardless of Reynolds number and turbulence models. It was also found that in case of the flow with relatively high Reynolds number at a diffuser inlet, the pressure loss coefficients by RNG  $k-\epsilon$  model have a tendency to be near to those by standard  $k-\epsilon$  model at small ratio of  $h/D_0$ , but to those by RSM at large ratio.

### 기호설명

$D$	hydraulic or equivalent dia.	$\epsilon$	viscous dissipation rate
$F$	cross-sectional area	$\mu$	dynamic viscosity
$h$	wall distance	$\mu_t$	eddy viscosity
$k$	turbulent energy	$\rho$	fluid density
$P$	pressure	$\zeta$	coeff. of fluid resistance (pressure loss coeff.)
$Re$	Reynolds number		
$t$	time		
$U_i$	instantaneous velocity		
$\overline{U}_i$	mean velocity		
$u_i$	fluctuating velocity		
$w$	stream velocity		
$\delta_{ij}$	kroncker delta		

### 1. 서론

디퓨저로부터 유출하는 유체가 벽면에 충돌하는 유동의 경우, 압력손실의 크기 정도와 관련된 주 영향인자는 디퓨저 끝에서 벽면까지의 상대적인 거리이다. 어떤 경우에는 벽면이 손실을 증가시키기도 하고 그렇지 않는 경우도 있다. 확산각이  $\alpha=30^\circ$  이하인 디퓨저의 경우에는 후단에

\* 한국원자력연구소 동력로기술개발팀

벽면이 놓여 있다면 그 벽면은 항상 손실을 증가시키는 요인이 된다. 반면에 확산각이  $\alpha=30^\circ$  이상인 경우에는 디퓨저 끝에서 벽면까지의 거리를 잘 고려한다면 그 벽면이 오히려 총 손실을 감소시키는 요인이 될 수 있다.

디퓨저 후단에 놓여있는 벽면은 유동을 퍼지게 하게 하는 추가적인 압력을 생성시킨다. 이러한 압력의 생성은 유동분리영역(flow separation region)을 감소시켜 유동을 효과적으로 퍼지게 하며 이로 인해 디퓨저에서의 정적 압력손실 및 동적 압력손실이 감소된다. 또한 이 벽면은 유동이 디퓨저를 떠나기 전부터 미리 유동을 방사방향으로 회전시키게 한다.

만일 디퓨저의 출구 모서리가 매끄럽게 굽어져 있지 않다면, 유동의 회전시 Fig. 1(a)에서와 같이 디퓨저 출구 면적이 작아져 제트가 상당히 수축되며 그 결과로서 운동에너지가 증가된다. 그러므로 확산각이 작은, 즉 회전하는 부근에서의 평균 유동 속도가 큰, 디퓨저의 경우 후단에 벽면이 놓여있다면 출구에서의 제트 수축으로 인한 추가적인 손실이 유동이 퍼지고 제트가 확장되는 이득에 비해 더 클 수 있다. 반면에 확산각이 큰 디퓨저의 경우 후단에 벽면이 놓여있다면 유동의 회전에 의한 손실은 상대적으로 적으며 또한 벽면으로 인해 이득이 더 많이 나타나게 된다.

만일 디퓨저의 출구 모서리가 매끄럽게 굽어져 있다면, Fig. 1(b)에서와 같이 제트 수축을 줄일 수 있으며 또한 추가적인 제트 확장을 일으키는 환형(annular) 디퓨저의 형상을 야기할 수 있다. 이러한 유동현상은 운동에너지를 압력에너지로 바꾸는 기능을 한다. 그러므로 확산각이 아주 작은 경우를 제외한 모든 디퓨저의 경우 후단에 벽면이 놓여있다면 제트 확장 관점에서는 항상 긍정적인 효과를 얻을 수 있다.

상기 현상을 나타내는 다양한 경험적 연구가 수행된 바 있다<sup>(1)</sup>. 여기서는 디퓨저의 형태별로 벽면까지의 거리에 따른 압력손실계수의 변화에 관한 연구가 수행되었으며 그 변화의 추이를 잘 나타내고 있다. 한편 다양한 응용 분야에 적용하기 위해서는 입구 유동의 레이놀즈수의 변화에 대한 추가 관찰이 필요할 것으로 여겨진다.

본 연구에서는 Fig. 2에서와 같은 디퓨저에서 벽면으로 방출되는 확산유로에서의 압력손실을 계산하였다. 디퓨저 형태는 출구 모서리가 매끄럽

게 굽어져 있는 형태이며 디퓨저 후단에는 벽면이 놓여있어 유동이 벽면에 충돌하여 360도 벽면방향으로 확산방출되는 유로를 대상으로 하였다.

입구 유동의 레이놀즈수의 변화, 벽면까지의 거리 등을 변수로 하여 계산을 수행하였으며 또한 압력손실 관점에서 난류모델에 따른 영향평가도 수행하였다. 난류모델은 표준  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델 그리고 레이놀즈응력 모델을 적용하였다.

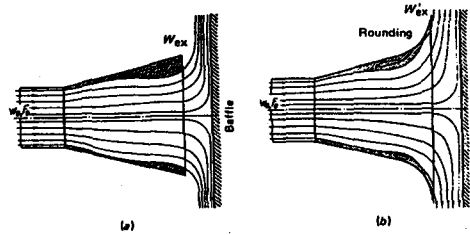


Fig. 1 Flow pattern at the diffuser exit onto a wall<sup>(1)</sup>

- (a) without rounded exit edges of the diffuser
- (b) with rounded exit edges of the diffuser

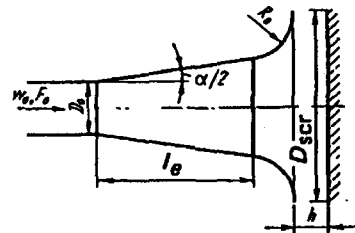


Fig. 2 A diffuser and a wall with the general optimum characteristic parameters<sup>(1)</sup> :

$$\frac{l_e}{D_0} \approx 2.5, \alpha = 14^\circ, \frac{R_0}{D_0} \approx 0.7, \frac{D_{scr}}{D_0} \approx 3.0$$

## 2. 지배방정식

### 2.1 지배방정식

본 연구의 대상 유체는 압력이나 유속에 따라 제적이 변하는 압축성의 효과를 무시할 수 있는

비압축성 유체이다. 비압축성 유체에 대한 일반적인 질량 및 운동량 보존식은 아래와 같다.

$$\text{연속방정식 : } \frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Navier-Stokes 방정식 :

$$\rho \left( \frac{\partial U_i}{\partial t} + U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2)$$

대상 유체의 유동은 난류유동이므로 Navier-Stokes 방정식에서 각 성분을 평균성분과 변동성분으로 분해하여 재구성하면 Reynolds-averaged Navier-Stokes 방정식이 된다. 본 연구에서는 정상류에 대한 Reynolds-averaged Navier-Stokes 방정식(이하 "시간평균 Navier-Stokes 방정식"이라 한다.)을 지배방정식으로 하며 결과식은 아래와 같다.

$$\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3)$$

$$\rho \left( \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right) \quad (4)$$

식(4)에는 새로운 항  $-\rho \overline{u_i u_j}$ 이 나타남을 알 수 있다. 이 항은 난류에 의해 발생하는 난류응력항으로서 레이놀즈응력항이라 하며 상기 속도 변동성분에 의한 운동량수송의 증가분을 나타낸다. 다음 항에서 기술되는 난류모델은 바로 이 응력항의 처리방법에 관한 것이다.

## 2.2 난류모델

본 연구에서는 난류모델로 와점성 모델인 표준  $k-\epsilon$  모델과 RNG  $k-\epsilon$  모델 그리고 레이놀즈응력 모델(이하 각각 " $k-\epsilon$  모델", "RNG 모델", "RSM"이라 한다.)을 적용하였다.

와점성 모델은 레이놀즈응력항을 모델링하기 위해 일반적인 방법인 레이놀즈응력과 평균속도 구배와의 관계를 나타내는 Boussinesq 가설을 도입함으로써 출발하게 된다. 이 가설은 레이놀즈응력이 평균속도의 변형률에 비례한다고 가정하는 원리로서 아래와 같이 표현된다.

$$-\rho \overline{u_i u_j} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

비례계수  $\mu_t$ 는 난류의 상태에 따라 변하는 값으로 와점성계수(eddy viscosity)라 부르며 이 가

설에서는 등방성 스칼라 양으로 가정된 값이다.

여기서  $k [= \frac{1}{2} (\overline{u_1^2} + \overline{u_2^2} + \overline{u_3^2})]$ 는 난류에너지이며  $\delta_{ij}$  (0 for  $i \neq j$ , 1 for  $i = j$ )는 Kronecker delta이다.

RSM은 레이놀즈응력항에 대해 상기 가설을 사용하지 않고 직접 레이놀즈응력항을 모델링하여 이를 구하는 방법이다.

각각의 난류모델에 대한 모델링, 장단점 등은 참고문헌<sup>(2)(3)(4)</sup>에 기술되어 있다.

## 3. 수치해석 및 경계조건

### 3.1 수치해석 방법<sup>(2)(5)</sup>

본 연구에서는 해석코드로 FLUENT를 사용하였다. Navier-Stoke 방정식은 연속적인 위치에서 미지수를 지니고 있는 미분형태의 방정식이다. 이에 대한 근사해를 구하기 위해 이산화 방법으로 유한체적법이 사용되었다.

미소체적에 대한 적분을 수행하는 과정에서 대류항에 사용하는 보간 방법으로 QUICK scheme을 선택하여 사용하였다. 이외 비엇갈림 격자(non-staggered grid), 운동량 보간법(momentum interpolation)이 사용되었다.

비압축성 유동에서는 압력을 구하기 위한 명시적인 방정식이 없다. 이를 해결하기 위해 압력과 속도를 연계하여 수정하면서 계산하는 SIMPLE (semi-implicit method for pressure-linked equations) algorithm이 사용되었다. 이 algorithm을 사용함으로써 압력은 연속방정식과 운동량방정식으로부터 간접적으로 구하게 된다.

반복계산법에서 반복계산에 의한 수렴성을 증가시키기 위해 하향이완(under relaxation) 기법이 사용되었다.

### 3.2 경계조건<sup>(6)</sup>

#### 3.2.1 유동 경계조건

$k-\epsilon$  모델 또는 RNG 모델의 경우,  $k$ ,  $\epsilon$ 에 대한 경계조건이 필요하다.  $k$ 에 대한 경계조건은 아래 식으로부터 결정된다.

$$k = \frac{3}{2} (u_{avg} I)^2, \text{ 여기서 } I \text{는 난류강도}$$

$$\left( \equiv \frac{u}{u_{avg}} \cong 0.16 Re_{D_h}^{-\frac{1}{8}} \right) \text{이다.}$$

$\epsilon$ 에 대한 경계조건은 아래 식으로부터 결정된다.

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l}, \text{ 여기서 } C_\mu \text{는 실험상수 } (\approx 0.09)$$

이며  $l$ 은 난류 길이척도이다.

RSM의 경우,  $\epsilon$ 에 대한 경계조건과 더불어  $k-\epsilon$  모델에 비해 각 레이놀즈응력에 대한 경계조건이 추가로 필요하다. 각 레이놀즈응력에 대한 경계조건은 난류가 등방성이라고 가정하여 아래 식으로 결정된다.

$$\overline{u_i u_j} = 0.0, \quad \overline{u_i^2} = \frac{2}{3} k \quad (i=1,2,3), \text{ 여기서 } \overline{u_i^2}$$

는 각 방향에서 수직 레이놀즈응력 성분(normal Reynolds stress component in each direction)이다.

$\epsilon$ 에 대한 경계조건은  $k-\epsilon$  모델에서와 같은 방법으로 결정된다

### 3.2.2 벽 경계조건

$k-\epsilon$  모델 또는 RNG 모델의 경우,  $k, \epsilon$ 에 대한 경계조건이 필요하며 벽함수로부터 계산된다.

RSM의 경우, 레이놀즈응력 및  $\epsilon$ 에 대한 경계조건이 필요하며 벽함수로부터 계산된다. 레이놀즈응력에 대한 경계조건은 레이놀즈응력의 수송방정식에서 대류와 확산을 고려하지 않고, 대수법칙 및 평형관련 가정사항을 사용함으로써 계산된다. 벽에 인접한 셀에서의 레이놀즈응력은 국부 좌표계(local coordinate system)를 사용하여 아래 식으로부터 계산된다.

$$\frac{\overline{u_r^2}}{k} = 1.098, \quad \frac{\overline{u_x^2}}{k} = 0.247, \quad \frac{\overline{u_y^2}}{k} = 0.655, \quad -\frac{\overline{u_x u_y}}{k} = 0.255$$

, 여기서  $r$ 는 tangential coordinate,  $\eta$ 는 normal coordinate,  $\lambda$ 는 binormal coordinate이다. 상기  $k$  값을 얻기 위해서는,  $k$  수송방정식을 푼다. 효과적인 계산수행을 위해, 구해진  $k$  값이 오직 벽 근처에서 필요할 지라도, 상기 수송방정식은 유동이 지배하는 전체 영역으로부

터 계산된다. 계산절차상, 벽 근처에서의 레이놀즈응력 값은 상기 식으로부터 결정되고 반면 bulk flow 영역에서의 레이놀즈응력 값은 레이놀즈응력의 수송방정식으로부터 결정된다.

$\epsilon$ 에 대한 경계조건은 벽함수로부터 계산된다.

## 4. 모의 유로형상 및 Case

모의대상 유로형상은 디퓨저에서 벽면으로 방출되는 유로형상으로서 디퓨저 형태는 출구 모서리가 매끄럽게 굽어져 있는 형태이며 디퓨저 후단에는 벽면이 놓여있어 유동이 벽면에 충돌하여 360도 벽면방향으로 확산방출되는 Fig. 2를 대상으로 하였다.

본 해석은 2차원 축대칭으로 하여 수행하였으며, 2차원 축대칭 해석격자에 대한 민감도 분석을 통해 해석격자의 형상을 선정하였다. 해석격자의 형상은 Fig. 3에 나타나 있다. 해석격자는 유동을 따라가는 사각형 정렬 격자로 속도가 급격히 변화하는 벽면근처에서는 조밀한 격자 간격을 유지하고 벽면으로부터 멀어지면서 서서히 격자의 간격을 증가시켰다.

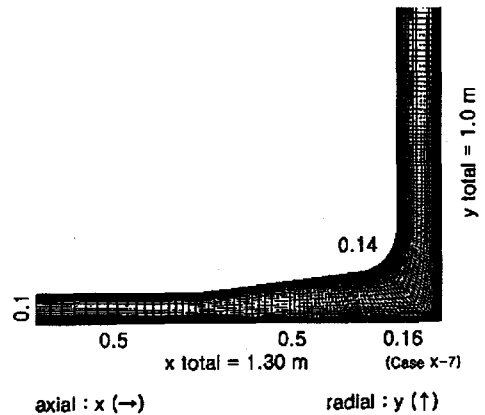


Fig. 3 Configuration of analysis grid

격자 수 변화에 따른 속도, 압력 등의 일관성을 점검하기 위해 2차원 축대칭 해석격자에 대한 민감도 분석을 수행하였다. 분석 결과 약 12,000개 이상의 해석격자에서는 큰 차이를 보이지 않았다.

해석방법으로는 디퓨저 입구의 수력직경에 대

한 디퓨저 끝에서 벽면까지의 거리의 비  $h/D_0$ 에 따른 압력손실계수  $\zeta$  값의 변화추이를 각각 레이놀즈수가 다른 경우에 대해 해석하였다. 모의 Case는 Table 1에 나타나 있다. 여기서 비교란의 레이놀즈수는 유로 입구에서의 유동에 대한 레이놀즈수로서 3 종류로 임의 구분하여 명시하였으며, 이하 내용에서는 "Simulation case A, B, C"를 각각 "저 레이놀즈수, 중 레이놀즈수, 고 레이놀즈수의 경우"로 기술하였다.

Table 1 Simulation case for analysis

Simulation Case	Case no.	$h/D_0$ ratio	Simulation model			Re
			$k-\epsilon$	RNG	RSM	
A	A-1 ~A-7	0.1 ~0.8	o	o	o	1.23E4
B	B-1 ~B-7	0.1 ~0.8	o	o	o	2.74E4
C	C-1 ~C-7	0.1 ~0.8	o	o	o	1.37E5

## 5. 결과 및 고찰

본 연구에서는 디퓨저에서 벽면으로 방출되는 확산유로에서의 압력손실을 계산하였다. 입구 유동의 레이놀즈수의 변화, 벽면까지의 거리 등을 변수로 하여 계산을 수행하였으며 또한 압력손실 관점에서 난류모델에 따른 영향평가도 수행하였다. 난류모델은  $k-\epsilon$  모델과 RNG 모델 그리고 RSM을 적용하였다. 연구 결과 및 이에 대한 고찰은 다음과 같다.

Fig. 4에는 저, 중, 고 등 3 가지 임의 레이놀즈수에 따라 압력손실 계수의 변화가  $h/D_0$ 비의 함수로 나타나 있으며 또한 난류모델별 압력손실 계수의 변화가 나타나 있다.

$\zeta$ 의 변화추이를 검증하는 차원에서 경험상관식을 모의하였다. 경험상관식<sup>(2)</sup>에서의 유동 및 계측조건에 대한 자료 부족으로 인해 경험상관식과의 직접 비교는 수행할 수 없었으나, 레이놀즈수가 상대적으로 낮은 임의 유동조건으로 비교한 결과 Fig. 4(b)에서와 같이  $\zeta$ 의 변화추이는 경험상관식에 근접한 결과를 나타내었다.

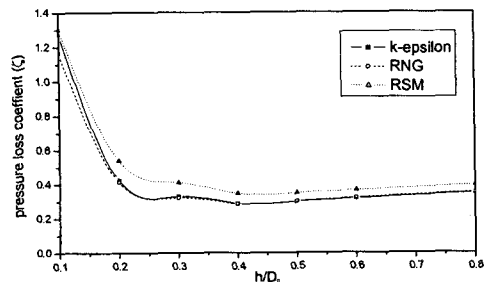
$\zeta$  값이 최소가 되는  $h/D_0$ 비 관점에서 경험상

관식과 모의 결과를 비교 고찰하였다.  $\zeta$  값이 최소가 되는  $h/D_0$ 비가 Fig. 4(b)에서는 0.25~0.3 부근 인 것으로 나타나 있으나 본 모의 결과에서는 Fig. 4(a),(b),(c)에서와 같이 레이놀즈수 및 난류모델에 관계없이 0.35~0.4 부근 인 것으로 계산하고 있다. 즉, 경험상관식에 비해 본 모의 결과에서는 디퓨저 입구의 수력 직경이 고정되어 있다면 디퓨저 끝에서 벽면까지의 거리가 10% 정도 더 떨어져 있어야  $\zeta$  값이 최소가 된다는 것을 의미한다.

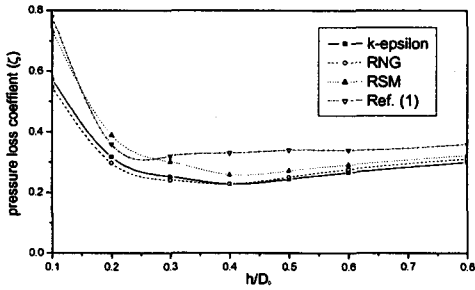
압력손실 관점에서 난류모델에 따른 영향을 평가한 결과 RSM에 의한  $\zeta$ 는  $k-\epsilon$  또는 RNG 모델에 비해 전반적으로 높은 값을 나타내고 있다.

유로 입구에서의 유동이 저 레이놀즈수 유동의 경우, 유발되는 와류의 영향이 작아 각 모델별로  $h/D_0$ 비에 대한  $\zeta$  값들은 다소 차이를 보이고 있으나  $\zeta$  값들의 변화추이는 대체적으로 유사하다. RNG 모델은  $k-\epsilon$  모델과 유사한 경향을 보이고 있으며, RNG 모델 및  $k-\epsilon$  모델은 RSM에 비해  $\zeta$  값을 다소 낮게 계산하고 있다.

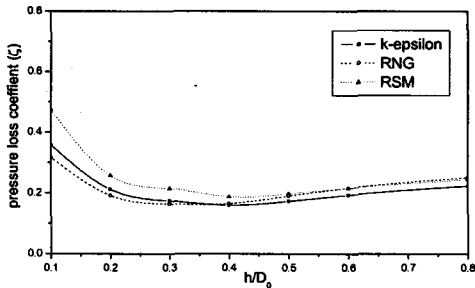
유로 입구에서의 유동이 고 레이놀즈수 유동의 경우, 상기 저 레이놀즈수 유동에서의 현상이 좀 더 심화되고 있음을 알 수 있다. RNG 모델에 의한  $\zeta$  값들은  $h/D_0$ 비가 0.35 정도를 기준으로 그 이하에서는  $k-\epsilon$  모델에 근접해 가는 경향을 보이고 있으나, 그 이상에서는  $h/D_0$ 비가 증가함에 따라 와류의 영향으로 인해  $k-\epsilon$  모델과는 차이를 보이기 시작하여 점차 RSM에 근접해 가는 경향을 보이고 있다. RSM은 타 모델에 비해 높거나 같은 경향을 보이고 있다.



(a) for Case A



(b) for Case B



(c) for Case C

Fig. 4 Pressure loss coeff. ( $\zeta$ )

## 6. 결론

본 연구 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

$\zeta$  값이 최소가 되는  $h/D_0$ 비는 레이놀즈수 및 난류모델에 관계없이 0.35~0.4 부근 인 것으로 계산되었다. 즉, 경험상관식에 비해 본 모의 결과에서는 디퓨저 입구의 수력 직경이 고정되어 있다면 디퓨저 끝에서 벽면까지의 거리가 10% 정도 더 떨어져 있어야  $\zeta$  값이 최소가 된다는 것을 의미한다.

압력손실 관점에서 난류모델에 따른 영향을 평가한 결과 RSM에 의한  $\zeta$ 는  $k-\epsilon$  또는 RNG 모델에 비해 전반적으로 높은 값을 나타내었다.

유로 입구에서의 유동이 고 레이놀즈수 유동의 경우, RNG 모델에 의한  $\zeta$  값들은  $h/D_0$ 비가 상대적으로 작은 범위에서는  $k-\epsilon$  모델에 근접해 가는 경향을 보이고 있으나, 큰 범위에서는  $h/D_0$ 비가 증가함에 따라 와류의 영향으로 인해  $k-\epsilon$  모델과는 차이를 보이기 시작하여 점차

RSM에 근접해 가는 경향을 나타내었다.

## 후기

본 연구는 과학기술부의 원자력중장기개발 프로그램의 일환으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) I. E. Idelchik, "Handbook of Hydraulic Resistance", Second edition, pp. 497~532, Hemisphere Pub. Corp., 1986
- (2) "FLUENT 5 User's Guide", Vol. 2, pp. 9-4~6, 9-16~21, 9-30~39, Fluent Inc., 1998
- (3) Chuichi Arakawa, "Computational Fluid Dynamics for Engineering", University of Tokyo Press, 1994
- (4) D. Choudhury, "Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling", Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993
- (5) S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Pub. Corp., 1980
- (6) "FLUENT 5 User's Guide", Vol. 1, pp. 6-12~14, Vol. 2, pp. 9-38, 9-67, Fluent Inc., 1998