

## 원형블록이 있는 벽면충돌제트 열전달 해석

박 태 선\* · 성 형 진†

(2001년 6월 28일 접수, 2001년 10월 19일 심사완료)

### Prediction of Jet Impingement Heat Transfer on a Cylindrical Pedestal

Tae Seon Park and Hyung Jin Sung

**Key Words:** Impinging Jet(충돌제트), Nonlinear Stress-Strain Relation(비선형 응력-변형률 관계), Explicit Heat Flux Model(외재적인 열유속모형), Separated and Reattaching Flow(박리 재부착 유동)

#### Abstract

A numerical simulation is performed for the cooling heat transfer of a heated cylindrical pedestal by an axisymmetric jet impingement. Based on the  $k-\epsilon-f_\mu$  model of Park et al.<sup>(1)</sup>, the linear and nonlinear stress-strain relations are extended. The Reynolds number based on the jet diameter(D) is fixed at  $Re_D = 23000$ . The local heat transfer coefficients are compared with available experimental data. The predictions by  $k-\epsilon-f_\mu$  model are in good agreement with the experiments, whereas the standard  $k-\epsilon$  model does not properly resolve the flow structures.

기호설명			
$b_{ij}$	: 비등방텐서, $\overline{u_i u_j} / 2k - \delta_{ij} / 3$	$Pr_t$	: 난류프란틀수
$C_f$	: 벽면마찰계수, $\nu \frac{\partial U}{\partial y} / (0.5U_o^2)$	$q_{wall}$	: 벽면열유속
$C_{e1}, C_{e2}$	: 모형상수	$Re_H$	: 레이놀즈수, $U_o H_b / \nu$
$D$	: 제트직경	$Re_D$	: 레이놀즈수, $U_o D / \nu$
$f_\mu, f_2, f_\lambda$	: 모형함수	$S_{ij}$	: 변형률텐서
$H_b$	: 후향계단의 높이	$St$	: 열전달계수, $q_{wall} / (\rho C_p U_o) / (T_{wall} - T_{ref})$
$k_f$	: 열전도계수	$T$	: 평균온도
$Nu$	: 누셀트수, $hD / k_f$	$U_b$	: 제트의 평균속도
$Pr$	: 프란틀수	$U_o$	: 기준점의 평균속도
		$W_{ij}$	: 와도텐서
		$x$	: 주유동 방향의 좌표
		$\alpha_t$	: 난류열확산계수
		$\epsilon$	: 운동에너지 $k$ 의 소산율
		$\sigma_k, \sigma_\epsilon$	: $k-\epsilon$ 방정식의 난류프란틀수

\* 회원, 한국항공우주연구원, 로켓엔진그룹

† 책임저자, 한국과학기술원, 기계공학과

E-mail : hjsung@cais.kaist.ac.kr

TEL : (042)869-3027 FAX : (042)869-5029

- $\nu$  : 동점성계수
- $\nu_t$  : 와점성계수
- $\theta$  : 섭동온도
- $*$  : 무차원화 변수

### 1. 서 론

열전달의 효율성 때문에 산업용 응용기기에 많이 활용되고 있는 벽면충돌제트 유동은 관심의 대상이었고 최근들어 많은 연구가 이루어지고 있는 실정이다. 충돌제트 열전달에 영향을 주는 변수는 제트와 벽면 사이의 거리, 벽면의 형상 그리고 레이놀즈수 등이 있다. 충돌제트를 이용한 열전달기에서 최적의 효율을 얻기 위해서는 이런 변수들의 상호영향이 고찰되어야 한다. 최근의 실험적인 연구는 주로 제트와 벽면 사이의 거리와 레이놀즈수에 대한 열전달효과가 이루어졌고 벽면의 형상변화에 따른 열전달연구 또한 몇몇 연구에서 진행되어 왔다. 이런 실험적인 연구들은 각각 실험조건의 상이성 때문에 열전달계수가 약간 다른 분포를 보이고 있지만 일관된 경향을 보이고 있다.<sup>(17-19)</sup>

열전달에 영향을 주는 변수들의 영향을 체계화하는 실험적인 연구는 고비용 때문에 일반적으로 시스템의 최적화에는 적용이 어렵다. 따라서 몇몇의 연구는 난류모형을 이용한 수치해석을 수행하여 왔다.<sup>(4,9,13)</sup> 충돌제트 유동은 유동의 유입, 정체 그리고 유선곡률효과 등이 상존해있다. 이런 유동구조에 대해서 대부분의 난류모형은 열전달을 과도하게 예측하는 단점이 있다. 이런 문제점의 주된 요인은 정체점에서 응력-변형률의 관계가 실현성(realizability)을 위반하기 때문이다. 기존의 표준  $k-\epsilon$ 모형의 경우 응력-변형률의 관계가 이 영역에서 물리적인 구속조건인 실현성을 위반하기 때문에 열전달계수를 약 300% 정도 과도하게 예측하는 단점이 있다. Craft 등<sup>(4)</sup>은 비선형 난류모형에 난류에너지 소산율을 수정하여 열전달 예측을 개선할 수 있음을 증명하였다. Durbin<sup>(8)</sup>은 정체점에서의 유동변형률에 의한 난류시간척도에 실현성을 부여하기 위한 함수를 도입하여 과도한 에너지 생성을 제한하였다. 또한 Park and Sung<sup>(9)</sup>은  $k-\epsilon-f_\mu$  모형과 응력-변형률 관계의 실현성을 이용하여 정교한 난류모형을 제

안하였다. 이들 연구결과에서 보면 응력-변형률관계에서 선형항이 정체점영역에서 커지지 않도록 하는 것이 열전달예측에 가장 중요한 인자이다. 그리고 제트유동의 선단에서 발생하는 와류와 충돌후에 재발달하는 벽면제트유동에 의한 국부적인 유동은 비선형 응력-변형률의 관계를 이용하여야 좋은 결과를 줄수 있음을 지적하였다.

본 연구는 벽면충돌 유동과 재순환유동이 공존하는 충돌제트 유동에 대한 수치해석을 수행하고자 한다. Park 등<sup>(1)</sup>의 비선형  $k-\epsilon-f_\mu$  모형을 이용하여 원봉이 있는 벽면에 충돌하는 제트유동에 대한 다양한 조건이 주어졌을 때 난류열전달을 분석한다. 비선형  $k-\epsilon-f_\mu$  모형은 박리 및 재부착 유동과 벽면충돌제트 유동에서 좋은 결과를 보여주었다. 따라서 벽면충돌 유동과 재순환 유동이 공존해 있는 본 연구의 조건에서도 흥미 있는 결과를 보여주리라 기대된다. 특히 이 모형은 레이놀즈 응력에 비등방성 효과를 부여하기 위하여 Cayley-Hamilton원리로부터 얻어진 응력-변형률관계를 기본형으로 이용하여 변형률과 와도텐서의 3차함수 형태를 가지고 있다. 열응력 또한 유동의 유선곡률이 클 경우나 재순환 유동이 존재할 경우 유동장 변형률에 비선형 함수를 가지고 있다.

### 2. 유동장 모형

정상상태의 난류유동에 대한 지배방정식은 Park and Sung<sup>(9)</sup>이 제안한 비선형  $k-\epsilon-f_\mu$  모형에 근거한다.

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0, \tag{1}$$

$$U_j \frac{\partial U_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \overline{u_i u_j} \right], \tag{2}$$

$$U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \nu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \epsilon, \tag{3}$$

$$U_j \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\nu + \nu_t / \sigma_\epsilon) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + (C_{\epsilon 1}^* P_k - C_{\epsilon 2} f_2 \epsilon) / T_s + C_F (1 - f_w) \nu \nu_t \left( \frac{\partial^2 U_i}{\partial x_j \partial x_k} \right)^2 \tag{4}$$

여기서,  $-\overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈응력을 응력-변형률의 비선형관계로부터 얻어진다. 난류에너지의 생성은  $P_k = -\overline{u_i u_j} \partial U_i / \partial x_j$ 도 표현되고 난류레

이놀즈수는  $R_t = k^2/\nu\epsilon$ 로 정의된다. 자유유동의 난류에너지 감소효과를 고려하기 위하여  $f_2 = 1 - (2/9) \exp(-0.33R_t^{1/2})$ 가 도입되었다. 난류시간척도( $T_s$ )는 특이점을 없애기 위하여 Kolmogorov 시간척도를 최소값으로 이용하여  $T_s = \sqrt{(k/\epsilon)^2 + 36(\nu/\epsilon)}$ 으로 정의되었다.

벽면감쇄함수  $f_\mu$ 는 벽면근접효과와 유동장의 비평형효과에 의한 와점성계수의 변화를 고려하기 위하여 두부분으로 나누어진다.  $f_{\mu 1}$ 은 벽면근처에서의 감쇄효과를 고려하는 함수로서 Helmholtz형태의 타원형방정식을 이용하여 기하학적 형상에 난류모형의 제한성이 제거된 형태이다.  $f_{\mu 2}$ 는 와점성계수에 변형률 함수를 부여하기 위하여 도입된 함수로서 실현성이 부여된 형태이다.

$$\nu_t = C_\mu f_\mu f_{\mu 2} \frac{k^2}{\epsilon}, \quad (5)$$

$$f_{\mu 1} = f_w^2 (1 + 20 \exp(-(R_t/120)^2) R_t^{-3/4}), \quad (6)$$

$$f_{\mu 2} = \frac{4 + \eta_s(1 + \eta_s)}{3 + \eta_s(1 + 8\eta_s + 10\eta_s^2) + \eta_s^4}, \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 f_w}{\partial x_j \partial x_j} = \frac{R_t}{A^2 L^2} (f_w - 1), \quad (8)$$

여기서,  $C_\mu = 0.09$ 와  $A = 2.4$ 가 이용되었고 난류길이척도는 Kolmogorov 길이척도가 최소값으로 도입되었다,  $L^2 = k^3/\epsilon^2 + 70^2 \sqrt{\nu^3/\epsilon}$ .<sup>(7)</sup> 유동변형률에 관계된 변수들은  $\eta_s = \max(\eta, 0.5\xi)$ ,  $\eta = C_\mu f_w S^*$  와  $\xi = C_\mu f_w W^*$ 로 각각 정의된다. 속도변형률과 와도텐서는

$$S_{ij}^* = 0.5(U_{i,j} + U_{j,i})k/\epsilon, \quad W_{ij}^* = 0.5(U_{i,j} - U_{j,i})k/\epsilon, \\ S^* = \sqrt{2S_{ij}^* S_{ij}^*} \quad \text{그리고} \quad W^* = \sqrt{2W_{ij}^* W_{ij}^*} \quad \text{등으로 표현된다.}$$

모형상수  $C_{\epsilon 1}^*$ 는 대부분의 모형에서 순수한 상수를 이용하는데 최근 몇몇의 연구에서 이 상수의 변화는 박리 및 재부착유동과 제트유동의 퍼짐률에 민감한 변화가 있음을 보였다.<sup>(5,7,8)</sup> 본 연구에서는  $C_{\epsilon 1}^* = 1.42 + C_\mu/(1 + 3f_{\mu 2}\eta^2)$ 가 이용되었다. 모형상수들은  $\sigma_k = 1.1$ ,  $\sigma_\epsilon = 1.3$ ,  $C_{\epsilon 2} = 1.9$ 와  $C_p = 0.8$ 로 이용되었다.

레이놀즈 응력의 비선형관계는 일반적으로 균

일전단조건이 주어진 유동에 대한 레이놀즈 응력 전달방정식의 평형조건에서 다양한 수학적 방법을 이용하여 유도된다.<sup>(3~5)</sup> 이러한 형태의 모형은 물리적으로 레이놀즈응력 전달방정식 모형의 정확도를 따라가면서 선형모형의 수치적인 안정성을 가지는 잇점이 있다. 공학적인 응용성을 고려한 대부분의 비선형모형은 2차항까지 고려하고 있지만, 최근의 Craft 등<sup>(4)</sup>의 연구는 유선곡률효과와 강한 회전율이 존재하는 유동에 대해서 3차항의 효과가 큼을 보였다. Park 등<sup>(1)</sup>은 실현성 조건과 Schwarz부등식으로부터 물리적으로 타당하고 벽면근접 유동의 비등방성도 적절히 예측할 수 있는 모형을 제안하였다. 변형률의 3차 항을 가지는 비선형  $\tau_{ij} = \overline{u_i u_j}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\tau_{ij} = \frac{2}{3} k \delta_{ij} - 2k C_\mu f_\mu S_{ij}^* \\ + k \beta_1 \left( S_{ik}^* S_{kj}^* - \frac{1}{3} S_{mn}^* S_{mn}^* \delta_{ij} \right) + k \beta_2 \left( W_{ik}^* S_{kj}^* - S_{ik}^* S_{kj}^* \right) \\ + k \beta_3 \left( W_{ik}^* W_{kj}^* - \frac{1}{3} W_{mn}^* W_{mn}^* \delta_{ij} \right) \\ + k \beta_4 \left( S_{ik}^* W_{ij}^* + S_{kj}^* W_{ij}^* \right) S_{kl}^* \\ + k \beta_5 \left( W_{ij}^* W_{lm}^* S_{mj}^* + S_{il}^* W_{lm}^* W_{mj}^* \right) \\ + k \beta_5 \left( S_{ij}^* W_{lm}^* W_{lm}^* - \frac{2}{3} S_{lm}^* W_{mn}^* W_{nl}^* \delta_{ij} \right) \\ + k \beta_6 S_{ij}^* S_{mn}^* S_{mn}^* + k \beta_7 S_{ij}^* W_{mn}^* W_{mn}^* \quad (9)$$

$$\beta_1 = C_\mu f_{s1} f_w^2 + \beta_{1, wall}, \quad \beta_2 = C_\mu f_{\omega 2} f_w^2 + \beta_{2, wall}, \\ \beta_3 = 0, \quad \beta_4 = 0.6 C_\mu f_{s1} (f_{\omega 2} f_w)^2, \quad (10) \\ \beta_5 = -0.6 C_\mu f_{s1} (f_{\omega 2} f_w)^2, \quad \beta_6 = 0.6 C_\mu f_{s1} (f_{\omega 2} f_w)^2, \\ \beta_7 = -0.45 C_\mu f_{s1} (f_{\omega 2} f_w)^2.$$

여기서,

$$f_{s1} = \frac{1 + 2\eta_s f_{\mu 2}}{1 + 5\eta_s + 5\eta_s^2}, \quad f_{\omega 2} = \frac{(1 + 2\eta_s f_{\mu 2}) f_A}{1 + 5\eta_s + 7\eta_s^2} \quad \text{로 정}$$

의되고  $\beta_{1, wall} = \beta_{2, wall} = \alpha(1 - f_w)/(S^* W^* + S_w^2)$ ,  $f_A = \sqrt{1 - (\eta f_{\mu 2})^2}$ 과  $S_w = \sqrt{R_t}/(1 + \nu_t/\nu)$ 이 이용되었다. 모형상수  $\alpha$ 는  $\alpha = 0.5$ 의 값을 가진다. 모형에 대한 자세한 설명은 참고문헌<sup>(1,2,9,10)</sup>에 잘 나타나있다.

### 3. 난류열유속 모형

열전달 해석을 위한 온도방정식은 다음과 같다.

$$U_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\nu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\theta u_j} \right] \quad (11)$$

비선형 난류열유속 모형은 유동장 모형과 비슷한 형태로서 유동변형률에 대수적인 관계이다. Park 등<sup>(1)</sup>은 강한 유동변형이 존재하는 경우 문제점이 제거된 예측성이 우수한 모형을 제안하였다. 이 모형은 열유속 전달방정식으로부터 얻어진 비선형대수식에 Cayley-Hamilton정리를 적용하여 변형률과 와도텐서에 외재적인 형태를 구하였다.

$$\begin{aligned} \overline{\theta u_i} = & -\alpha_t \left( \frac{2}{3} \delta_{ij} + 2f_w b_{ij} \right) \\ & + \alpha_{ik} (S_{km}^{\theta} + W_{km}^{\theta}) T_{,m} \\ & - 3\alpha_{ik} (S_{ki}^{\theta} S_{lm}^{\theta} + S_{ki}^{\theta} W_{lm}^{\theta} + W_{ki}^{\theta} S_{lm}^{\theta}) T_{,m} \end{aligned} \quad (12)$$

$$\gamma_2^* = \frac{(3 + \eta_i^2) f_w}{(2 + \eta_i^4 + \xi_i^2 (1 + \eta_i^2))} \quad (13)$$

여기서,  $\alpha_{ik} = \alpha_t \gamma_2^* (\overline{u_i u_k} / k)$ 로 정의 된다.  $S_{ij}^{\theta} = C_{T2} S_{ij}(k/\epsilon)$ 와  $W_{ij}^{\theta} = C_{T3} W_{ij}(k/\epsilon)$ 로 정의 되고,  $\eta_i = \sqrt{S_{ij}^{\theta} S_{ij}^{\theta}}$ 고  $\xi_i = \sqrt{W_{ij}^{\theta} W_{ij}^{\theta}}$ 이다. 벽면효과는  $f_{\lambda}$ 에 의해서 고려된다. 일반적인 벽면입계거동  $-\overline{v\theta} \sim y^3$ 와  $\partial T / \partial y \sim y^0$ 을 만족하도록 모형화하였다.

$$\alpha_t = C_{\lambda} f_{\lambda} \nu_t \quad (14)$$

$$f_{\lambda} = [1 - \exp(-8f_w)]^3 \quad (15)$$

$$C_{\lambda} = \frac{1}{1.6} \left( 1 + \frac{12.5}{R_i^{0.5}} \right)^2 \left( 1 + \frac{130}{R_i Pr} \right)^{-0.25} \quad (16)$$

여기서, 모형상수들은  $C_{T2} = 0.12$ ,  $C_{T3} = 0.21$ 로 이용되었다.

#### 4. 결과 및 토의

##### 4.1 수치해석 방법

수치해석 방법은 다양하게 존재하지만 유한체 적법에 근거한 Park<sup>(10)</sup>의 다중격자법을 이용하였다. 대류항은 HPLA (hybrid linear and parabolic approximation)기법을 이용하였고, 비엇갈림 격자계를 도입하였다. 압력과 속도의 연계성 결여로 생기는 해의 진동을 방지하기 위하여 운동량 보

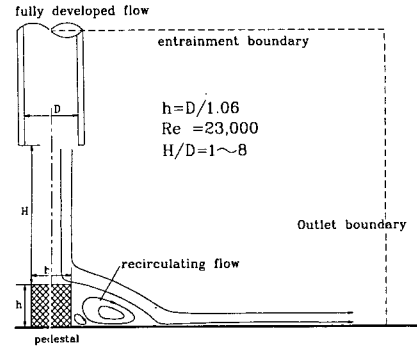


Fig. 1 Schematic of the jet impinging on a wall-mounted pedestal

간법을 이용하였다. 압력과 속도의 연결은 SIMPLEC 알고리즘을 이용하였고, 모든 방정식의 잔류량이  $10^{-4}$ 보다 작을 때 수렴한 것으로 판정하였다. 출구면의 조건은 Neumann 조건을 사용하고 벽면에 대해서는  $U = V = 0$ ,  $k = f_w = 0$ ,  $\epsilon_w = 2\nu k / n_p^2$  그리고  $\partial p / \partial n = 0$ 이 사용되었다. 여기서,  $n$ 은 벽면의 수직방향을 나타내고  $n_p$ 는 벽면에서 떨어진 첫 번째 격자점의 수직거리를 표시한다.

계산에 사용된 형상은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 완전히 발달된 축대칭제트가 원봉블록에 충돌하는 유동형태를 가지고 있다. 다양한 해석을 통하여 격자계는 격자의 의존성이 없는  $178 \times 130$ 이 선택되었다. Park and Sung<sup>(9)</sup>의 연구를 기본으로 계산영역은 제트출구로부터 3D 상류로 출구는 축중심으로부터  $(10+H/D)D$ 의 관계가 유지되도록 하였다. 여기서 D는 제트의 직경을 나타내고 H는 제트출구와 충돌벽면사이의 거리를 나타낸다. 다른면은 유입경계와 대칭경계로 처리되었다.

##### 4.2 박리 및 재부착유동

원봉에 충돌한 제트유동은 기하학적인 형상 때문에 원봉의 끝단에서 박리하게 된다. 이런 박리 및 재부착유동은 공학적인 응용분야에서 자주 접하는 난류유동 구조로 기하학적으로 단순한 형태이지만 박리된 제트유동, 강한 유선곡률, 재부착, 역압력구배 유동과 구석와류등 복잡한 유동구조를 가진다. 따라서, 이런 유동에서 모형의 예측성

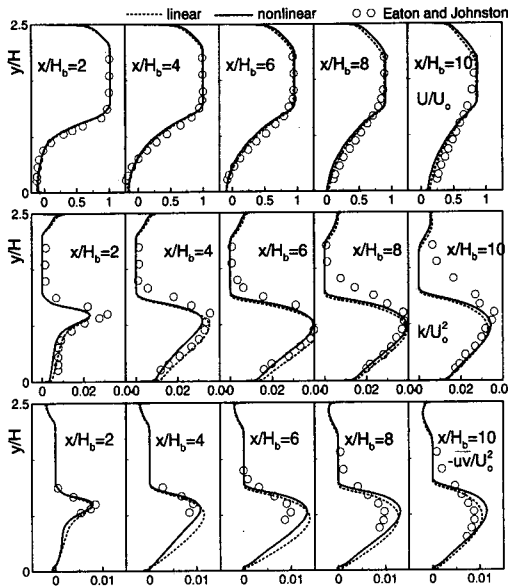


Fig. 2 Comparison of the predicted  $U/U_0$ ,  $k/U_0^2$  and  $-\overline{uv}/U_0^2$  with experiment

이 우수하게 평가되면 다른 형상에서도 좋은 결과를 기대할 수 있기 때문에 많은 연구자들은 1차적인 모형평가의 대상으로 채택하여 왔다. 본 연구에서는 벽면충돌유동과 재순환유동이 혼재되어 있기 때문에 후향계단유동에 대한 예비해석을 수행하였다. Driver and Seegmiller<sup>(14)</sup>, Eaton and Johnston<sup>(15)</sup>과 Vogel and Eaton의 실험<sup>(16)</sup>을 이용하여 비선형 레이놀즈 응력모형과 비선형 난류열유속 모형의 예측성이 검토되었다.

Fig. 2는 Eaton과 Johnston의 실험<sup>(15)</sup>에 대한 평균속도, 난류에너지 그리고 레이놀즈 전단응력 분포를 보여주고 있다. 선형모형과 비선형모형을 비교할 때 재순환영역안에서 비선형모형이 레이놀즈응력 분포를 잘 예측하고 있다. 전체적인 예측성에 있어서 선형/비선형 모형의 차이는 크지 않게 나타나고 있지만, 벽면마찰계수( $C_f$ )의 분포를 보면 비선형효과가 커다랗게 나타나고 있다. 이러한 특징을 Fig. 3에서 보여주고 있다. Driver and Seegmiller<sup>(14)</sup>의 실험에서  $\alpha$ 는 후향계단 윗벽의 기울기를 표시한다. 비선형모형이 유동변형률의 함수로 유도되었기 때문에 유동변형이 큰 재순환영역안에서 그 효과가 크게 나타나고 있

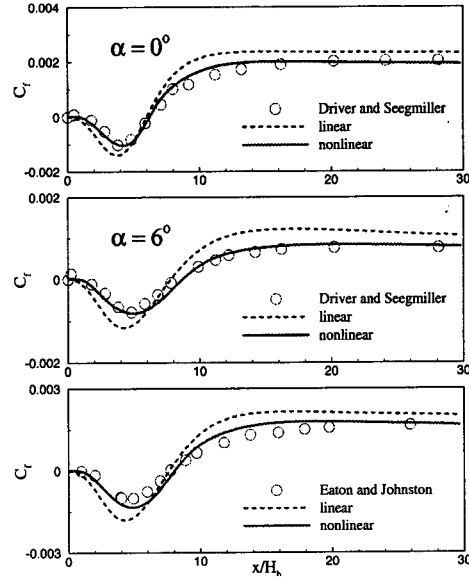


Fig. 3 Comparison of the predicted  $C_f$  with experiment

다.  $C_f$ 의 정확한 예측은 박리 및 재부착유동에 대한 모형의 예측성을 검토하는 중요한 인자이다. 이 계수는 난류모형의 벽면근접거동 특징과 밀접한 관계가 있기 때문에 벽면의 열전달예측에 커다란 영향을 준다.

박리 및 재부착유동에서 열유속 모형의 예측성을 검토하기 위하여 열전달이 있는 후향계단에 대한 수치해석이 이루어졌다. Fig. 4는 응력-변형률 모형과 열전달 모형의 형태를 변화시켰을 때 나타나는  $St$ 에 대한 예측이다. 실험과 비교할 때 현재의 모형은 전반적으로 우수한 예측을 보이고 있다. 비선형 열유속모형과 응력-변형률의 관계를 살펴보면 선형모형에 비해서 비선형모형이 실험치와 잘 일치하고 있다. 여기서, 선형모형은 응력-변형률의 표준형태  $b_{ij} = -\nu_t(U_{i,j} + U_{j,i})/2k$ 가 이용되었다. 선형모형과 2차 비선형모형의 차이보다 2차 비선형모형과 3차 비선형모형의 차이가 상당히 작게 나타남을 볼 수 있다. 또한 열전달모형의 변화에 따른 예측결과를 보면 유동장 모형의 변화보다 열유속모형의 변화가 열전달 예측에 커다란 영향이 있음을 볼 수 있다.

$Pr_t = 0.9$ 모형과 Kays and Crawford 경험식은 박리 및 재부착유동의 열전달예측에 좋은 결과를

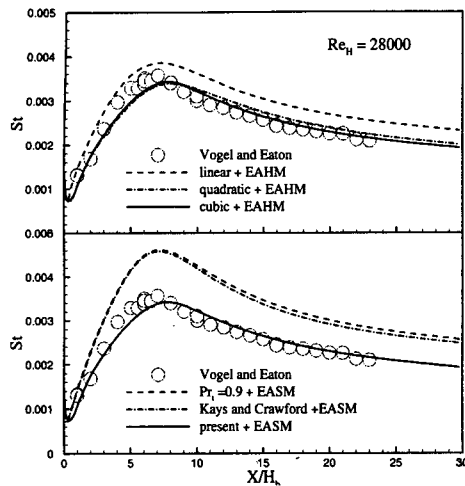


Fig. 4 Predicted St

줄 수 없음을 알 수 있다. 그렇지만 Park and Sung의 비선형 열유속 모형은 실험결과와 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

4.3 벽면 충돌제트 유동

벽면 충돌제트 유동은 벽면과의 충돌에 의해서 커다란 열전달효과를 얻을 수 있기 때문에 실제 응용분야도 많고 이에 대한 정확한 예측은 매우 유용하다. 그렇지만 간단한 형상에도 불구하고 매우 복잡한 유동구조를 보여준다.<sup>(9,13)</sup> 정체점 부근의 유동은 거의 비회전유동으로 강한 유선곡률을 가지고 유동방향이 바뀌게 된다. 이러한 유동변형을 효과가 고려되지 않은 모형은 열전달 예측성이 매우 떨어진다. 본 연구에서는 충돌벽면의 형상에 따른 열전달효과를 고찰하기 위하여 벽면에 가열된 원형블록이 놓여있는 경우에 대한 수치해석을 수행하고자 한다. 이런 형상은 전자장비의 내부형상의 단순화된 모형으로 생각할 수 있어 이에 대한 자세한 분석은 매우 유용하리라 생각된다.

Fig. 5는 H/D=2에 대한 모형들의 예측된 유선 분포를 보여주고 있다. 유동은 노즐출구에서 제트축에 평행하게 분사된후에 원형블록을 만나면서 운동량이 감소하고 원형블록의 끝단에서 박리한다. 박리된 유동은 후향계단 유동과 비슷하게 재순환 유동을 형성한 후에 벽면제트유동으로 재발달하게 된다. 계산된 결과에서 볼 수 있듯이

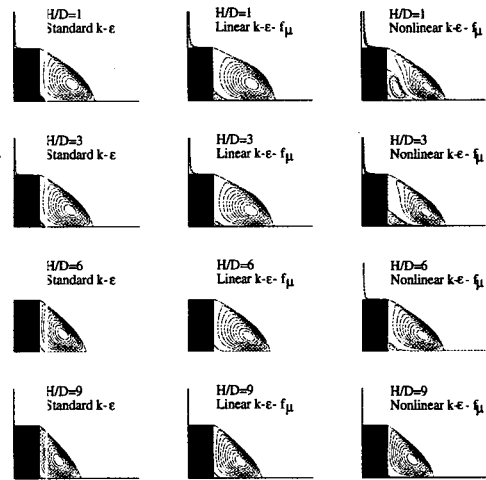


Fig. 5 Predicted streamlines

후향계단 유동과 달리 재부착길이가 짧게 나타나고 있다.이것은 벽면에 충돌한 후 유동이 박리하므로 운동량이 감소되어 나타난 결과이다. 또한 와류의 축대칭변형과 충돌제트 유동의 강한 유선변형률이 중첩되어 더욱 작은 재순환 영역을 보여주고 있다. 예측된 결과를 살펴보면 표준 k-epsilon모형과 선형 k-epsilon-f\_mu모형의 경우 원형블록과 접한곳에서의 구석와류를 비선형 k-epsilon-f\_mu모형보다 작게 예측하고 있다. 제트와 벽면사이의 거리가 증가할수록 구석와류의 크기는 점점 감소함을 알 수 있다. 충분히 떨어진 경우 (H/D=9) 박리유동의 재부착길이는 다르지만 모든모형의 예측된 유선분포는 거의 유사한 형태를 보이고 있다.

Fig. 6은 H/D=1에 대한 예측된 난류에너지 분포를 보여주고 있다. 많은 연구들은 벽면충돌제트 유동을 표준 k-epsilon모형으로 수치해석 할 경우 난류에너지의 과도한 예측으로인해 벽면 열전달을 크게 예측하는 것을 보여주고 있다. 이렇게 정체점이 존재하는 경우 Park and Sung<sup>(9)</sup>의 연구는 개선방안을 제시하였는데 본 연구는 이를 기본으로 하고 있다. 표준 k-epsilon모형의 경우 정체점에서 가장 큰 난류에너지를 보이고 있는데 선형과 비선형 k-epsilon-f\_mu모형의 경우 재순환 영역에서 가장 큰 난류에너지를 보여주고 있다. 일

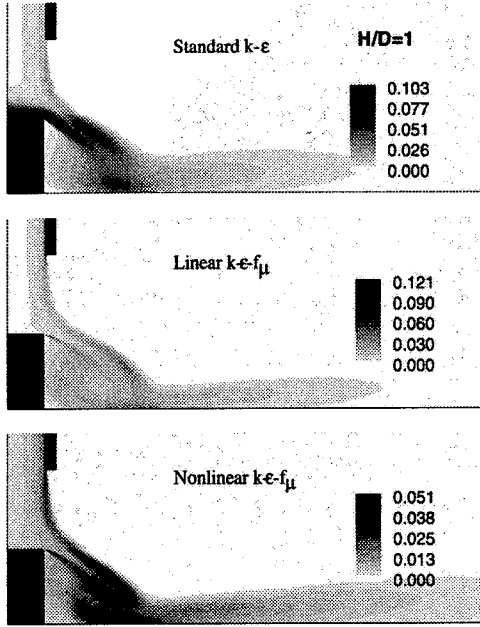


Fig. 6 Predicted kinetic energy at  $H/D=1$

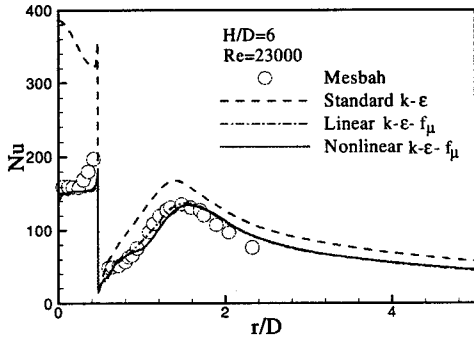


Fig. 7 Local wall heat transfer

반적으로 난류에너지는 평균유동의 변형률로부터 생성되기 때문에 전단변형률이 커다란곳에서 난류에너지가 크게 나타난다. 비선형  $k-\epsilon-f_\mu$  모형은 이러한 물리적인 현상을 잘 예측하고 있다. 이것은 와점성계수를 구하는데 감쇄함수가 와도와 변형률의 함수를 가지기 때문에 평균유동의 변화에 따른 난류에너지의 변화를 표준  $k-\epsilon$  모형보다 잘 보여주고 있다.

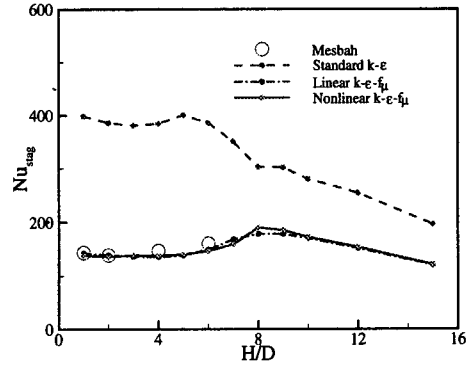


Fig. 8 Stagnation wall heat transfer

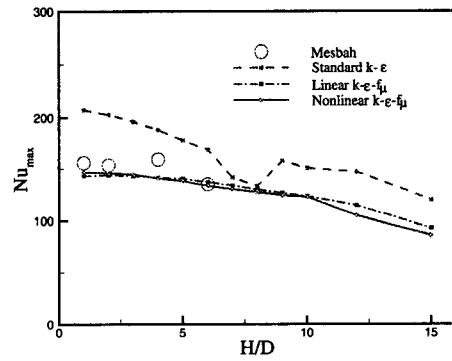


Fig. 9. Maximum Nu downstream of the pedestal

Fig. 7은  $H/D=6$ 의 경우에 대한 예측된 열전달 계수 분포를 보여주고 있다. 표준  $k-\epsilon$ 모형의 경우 정체점에서 과도한 열전달률을 나타내고 단순증가의 경향을 보여주고 있다. 반면에  $k-\epsilon-f_\mu$ 모형은 약간의 차이가 있지만 실험결과와 잘 일치하고 있다. 그림에서 보면  $r/D=1$  근처에서  $Nu$ 가 감소했다가 증가하는 경향을 보여 주는데 이러한 거동은 구석와류와 밀접한 관계를 가지고 있다.  $H/D$ 변화에 따른 유선분포를 나타낸 Fig. 5를 보면  $H/D=6$ 에서의 유선분포를 보면 비선형  $k-\epsilon-f_\mu$ 모형은 일정크기의 구석와류를 예측하고 있지만 표준  $k-\epsilon$ 모형은 거의 무시될 수 있는 크기이다. 이러한 유동구조의 차이가 대류열전달에 반영되어 국부적인 열전달계수의 분포를 변화시키고 있음을 알 수 있다.

제트와 벽면의 거리  $H/D$ 를 변화시켰을 때 정체점에서의 열전달계수 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 계산된 결과는 표준  $k-\epsilon$ 모형과 선형/비선형 모형을 비교하였다. 현재모형의 결과와 달리 표준  $k-\epsilon$ 모형의 결과는 최적의 형상조건을 제시하지 못하고 있는데 현재모형은  $H/D=8$  근처에서 열전달계수가 최대가 되는 결과를 보여주고 있다. 이것은 원형블록이 없는 경우  $H/D=7$  근처에서 최대값을 보이는 것과 비슷한 결과이다.<sup>(13)</sup> 또한 그 값이후부터 구석와류의 크기는 급격하게 감소하고 있다. 이러한 열전달 특징은 재순환 유동에서는 다르게 나타남을 Fig. 9에서 볼 수 있다. 재순환유동 내부의 최대 열전달계수는  $H/D$ 변화에 따라 커다란 변화를 보이지 않고 단순 감소하는 경향을 보이고 있다. 정체점에서는 충돌제트와의 거리에 직접적인 영향을 받지만 재순환유동은 가열된 유체가 박리하기 때문에 그 영향이 매우 작게 나타난 결과이다.

## 5. 결 론

비선형  $k-\epsilon-f_\mu$ 모형을 이용하여 원형블록에 축대칭제트가 충돌하는 경우 난류열전달의 영향에 대하여 수치해석을 수행하였다. 충돌에 의한 정체점과 블록에 의한 재순환유동이 공존하기 때문에 후향제단에 대한 예비해석을 수행하여 모형의 타당성을 조사하였다.  $C_f$ 와  $St$ 를 실험결과와 비교할 때  $k-\epsilon-f_\mu$ 모형은 유동 및 열전달 예측에 우수한 성능을 보였다. 또한 비선형 열유속 모형은  $Pr_t=0.9$ 와 Kays and Crawford 경험식에 비해 실험결과와 잘 일치하였다.

원형블록에서의 열전달은 두 유동이 공존하기 때문에 유동변형률에 크게 영향을 받았다. 최대 난류에너지는 전단변형률에 의해서 재순환유동의 내부에서 나타났다. 정체점에서의 열전달은  $H/D=8$  근처에서 최대값을 주는 것으로 발견되었고 재순환동내부의 최대 열전달계수는 충돌제트와 벽면의 거리가 커질수록 감소하였다.

## 감사의 글

이 연구는 과학기술부 국가지정연구실 사업의

일환으로 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Park T.S., Sung H.J. and Suzuki k., 2001, "Development of a Nonlinear Near-Wall Turbulence Model for Turbulent Flow and Heat Transfer," *Proceedings of Turbulent Heat Transfer III*, March 17-22, Alaska U.S.A.
- (2) Park T.S. and Sung H.J., 1997, "A New Low-Reynolds-Number  $k-\epsilon-f_\mu$  Model for Predictions Involving Multiple Surfaces," *Fluid Dynamics Research*, Vol.20, pp. 97~113.
- (3) Apsley, D.D. and Leschziner, M.A., 1998, "A New Low-Reynolds-Number Nonlinear Two-Equation Turbulence Model for Complex Flows," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.19, pp. 209~222.
- (4) Craft, T.J., Launder, B.E. and Suga, K., 1996, "Development and Application of a Cubic Eddy-Viscosity Model of Turbulence," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.17, pp.108~115.
- (5) Park, T.S. and Sung, H.J., 1995, "A Nonlinear Low-Reynolds-Number  $k-\epsilon$  Model for Turbulent Separated and Reattaching Flows - (I)Flow Field Computation," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.38, pp.2657~2666.
- (6) Rhee, G.H. and Sung, H.J., 2000, "A Nonlinear Low-Reynolds-Number Heat Transfer Model for Turbulent Separated and Reattaching Flows," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.43, pp.1439~1448.
- (7) Durbin, P.A. and Laurence, D., 1996, "Nonlocal Effects in Single Point Closure," *3rd Advances in Turbulence Research Conf.*, Korea Univ., Korea, pp.109~120.
- (8) Durbin, P.A., 1996, "On the  $k-\epsilon$  Stagnation Anomaly," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.17, pp.89~90.
- (9) Park, T.S. and Sung, H.J., 2001, "Development of a Near-wall Turbulence Model and Application to Jet Impingement Heat Transfer Flow," *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol.22, pp.10~18.



- (10) Park, T.S., 1999, "Multigrid Method and Low-Reynolds-Number  $k-\epsilon$  Model for Turbulent Recirculating Flows," *Numerical Heat Transfer, Part B: Fundamentals*, Vol.36, pp.433~456.
- (11) Rogers, M.M., Mansour, N.N. and Reynolds, W.C., 1989, "An Algebraic Model for the Turbulent Flux of a Passive Scalar," *J. Fluid Mech.*, Vol.203, pp.77~101.
- (12) Shabany, Y. and Durbin, P.A., 1997, "Explicit Algebraic Scalar Flux Approximation," *AIAA J.* Vol.35, pp.985~989.
- (13) Behnia, M., Parneix, S and Durbin, P.A., 1998, "Prediction of Heat Transfer in an Axisymmetric Turbulent Jet Impinging on a Flat Plate," *Int. J. Heat and Mass Transfer* Vol.41, pp.1845~1855.
- (14) Driver, D.M. and Seegmiller, H.L., 1985, "Features of a Reattaching Turbulent Shear Layer in Divergent Channel Flow," *AIAA J.* Vol.163, pp.163~171.
- (15) Eaton, J.K. and Johnston, J.P., 1980, "Turbulent Flow Reattachment: an Experimental Study of the Flow and Structure Behind a Backward-Facing Step," MD-39, Standard Univ.
- (16) Vogel, J.C. and Eaton, J.K., 1985, "Combined Heat Transfer and Fluid Dynamic Measurements Downstream of a Backward-Facing Step," *ASME J. Heat Trans.*, Vol.107, pp.922~929.
- (17) Yan, X., 1993, "A Preheated-Wall Transient Method using Liquid Crystals for the Measurement of Heat Transfer on External Surfaces and in Ducts," PhD Thesis, Univ. California, Davis.
- (18) Baughn, J., Hechanova A. and Yan, X, 1991, "An Experimental Study of Entrainment Effects on the Heat Transfer from a Flat Surface to a Heat Circular Impinging Jet," *ASME J. Heat Trans.*, Vol.113, pp.1023~1025.
- (19) Lytle, D. and Webb, B., 1994, "Air Jet Impingement Heat Transfer at Low Nozzle-Plate Spacings," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol.37, pp.1687~1697.
- (20) Mesbah, M., 1996, "An Experimental Study of Local Heat Transfer to an Impinging Jet on Non-Flat Surfaces: a Cylindrical Pedestal and a Hemispherically Concave Surface," PhD Thesis, Univ. California, Davis.