

평행 벽 제트-노즐 형상에서 난류모델별 막냉각 예측 능력

이 준* · 김 유**

Capability of Turbulence Modeling Schemes on Estimating the Film Cooling at Parallel Wall Jet-Nozzle Configuration

Jun Lee* · Yoo Kim**

ABSTRACT

Numerical simulation has been performed in this study to investigate the capabilities of turbulence modeling schemes on estimating the film cooling at a referenced parallel wall jet-nozzle configuration. Also a additional simulation has been performed for film cooling under 2-dimensional axis symmetry conditions at a parallel wall jet-nozzle configuration. It was concluded that the best turbulence model is the standard $k-\epsilon$ model with enhanced wall functions. Also a additional simulation showed the film cooling characteristics that are reasonable physically.

초 록

본 연구에서는 평행 벽 제트-노즐 형상의 막냉각 수치해석에 적합한 난류모델을 선정하고자 하였다. 현재 실험을 하기 위한 전 단계이므로, 먼저 유사한 참고 형상에 대해 Standard $k-\epsilon$ 모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델, SST $k-\omega$ 모델, 그리고 RSM 모델 등 다양한 난류모델을 적용하였고, Near-wall 처리 방법으로서 SST $k-\omega$ 모델을 제외하고는 Standard wall functions와 Enhanced wall functions 등 2종류를 각각의 모델에서 사용하였으며, 실험값과 비교하여 보다 적합한 난류모델을 선정하고자 하였다. 나아가 2차원 축대칭으로 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 대해 기선정한 난류모델을 적용하여 막냉각 특성을 살펴보았다. 유사 참고 형상에 대한 해석 결과 Standard $k-\epsilon$ 모델 및 RSM 모델이 거의 비슷한 성능을 보여주었으나 수렴성이 우수한 Standard $k-\epsilon$ 모델이 선정되었다. 또한 Standard wall functions를 사용하는 것보다 Enhanced wall functions를 사용하는 것이 더 좋은 결과를 보여주었다. 나아가 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 적용한 결과 물리적으로 타당한 막냉각 특성을 보여주었다. 선정된 모델 및 해석방법론을 이용하여 평행 벽 제트-노즐 다단 슬롯 형상에 대한 막냉각 해석을 수행할 예정이며, 관련 결과는 추후 실험 예비해석 방법론으로 활용할 예정이다.

Key Words: Slot(슬롯), Film Cooling(막냉각), Film Cooling Effectiveness(막냉각 효율), Wall Jet-Nozzle(벽 제트-노즐)

† 2008년 7월 30일 접수 ~ 2008년 12월 4일 심사완료

* 정회원, 한국원자력연구원

** 종신회원, 충남대학교 기계공학과
연락처, E-mail: jlee@kaeri.re.kr

1. 서 론

막냉각 방식은 가스터빈 블레이드나 로켓 연소기의 주요 부분을 유동장에 의해 야기된 열하중으로부터 보호하기 위해 광범위하게 사용되어 왔다.

가스터빈 분야에서의 막냉각 연구는 블레이드 냉각을 개선시킬 목적으로 진행되고 있다. 국내의 경우 주로 2차원 슬롯(Slot) 유동에서의 난류 모델 선정 및 해석에 관한 연구[1]와 슬롯의 형상 및 방향, 슬롯으로의 유입 유동 방향 등에 관한 실험적 연구[2, 3, 4] 이다.

로켓 분야에서의 막냉각 연구는 연소기 후단에서의 벽 냉각 목적으로 진행되고 있다. '80년도 초에 막냉각 유입 디퓨저 시스템을 설계하기 위해 다중 슬롯 장치에서의 막냉각 예측을 위한 대류 열 및 질량 전달 계산이 2차원 축대칭 조건에서 프로그램을 코딩하여 수행되었는데, 그 당시 계산용 하드웨어의 미발달 및 전문 열유체 해석 상용코드의 미흡 등으로 인해, 국부적인 벽 제트 속도 평가 시 난류 혼합 현상을 과소평가하거나 슬롯 근처에서의 난류 혼합 현상을 잘 모의하지 못한 것으로 알려져 있다[5, 6]. 하지만 그 당시 다중 슬롯에 대한 막냉각 계산 결과를 제시함으로써 실제 막냉각 유입 장치 시스템을 설계할 수 있는 기본적인 해석 기반을 마련했다고 할 수 있다.

최근 들어 다른 접근방법의 수치적 해석 및 실험도 수행되고 있다. 대칭 조건의 2D Slot에서 Large-Eddy Simulation 난류모델을 적용한 막냉각 해석이 수행되었으며[7], 관련 실험이 병행되었다[8, 9, 10]. 해석 및 관련 실험은 2차원 대칭 조건으로 가정하여 단일 슬롯에 대해 수행되었으며 연구 결과는 3차원 해석 및 다단 슬롯에 접근하는데 소중한 참고 결과로 활용될 것으로 여겨진다.

본 연구에서는 평행 벽 제트-노즐 형상의 막냉각 수치해석에 적합한 난류모델을 선정하고자 하였다. 현재 실험을 하기 위한 전 단계이므로, 먼저 유사한 참고 형상에 대해 Standard $k-\epsilon$

모델과 RNG $k-\epsilon$ 모델, SST $k-\omega$ 모델, 그리고 RSM 모델 등 다양한 난류모델을 적용하였고, Near-wall 처리 방법으로서 SST $k-\omega$ 모델을 제외하고는 Standard wall functions와 Enhanced wall functions 등 2종류를 각각의 모델에서 사용하였으며, 실험값과 비교하여 보다 적합한 난류모델을 선정하고자 하였다. 나아가 2차원 축대칭으로 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 대해 기선정한 난류모델을 적용하여 막냉각 특성을 살펴보았다.

2. 지배방정식

2.1 지배방정식

본 연구의 대상 유체는 공기이고 마하수(Ma)가 비교적 작으므로($\ll 0.3$), 압력이나 유속에 따라 비체적이 변하는 압축성 효과를 무시할 수 있는 비압축성 유체이다.

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 한다. 비압축성 난류 유체에 대한 질량, 운동량, 에너지 보존식은 아래와 같다.

$$(x_1, x_2) \rightarrow (x, y)$$

$$\frac{1}{x_2^r} \frac{\partial(x_2^r u_i)}{\partial x_i} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{x_2^r} \frac{\partial}{\partial x_j} [x_2^r \mu (\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \\ & + \frac{1}{x_2^r} \frac{\partial}{\partial x_j} [x_2^r (-\overline{\rho u_i u_j})] \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] = \frac{1}{x_2^r} \frac{\partial}{\partial x_j} [x_2^r (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_j})] + S_h \dots (3)$$

여기서 2차원은 $r=0$, 축대칭은 $r=1$ 이다.

Standard $k-\epsilon$ 모델일 경우 $k_{eff} = k + \frac{C_p \mu_t}{Pr_t}$ 이다.

Equation 2에는 새로운 항 $-\overline{\rho u_i u_j}$ 이 나타남을 알 수 있다. 이 항은 난류에 의해 발생하는 난류 응력항으로서 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 Standard $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, SST(Shear-Stress Transport) $k-\omega$ 모델[11, 12, 13]과 Boussinesq 가설을 사용하지 않는 RSM 모델을 적용하였다[11].

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.

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

비례계수 μ_t 는 난류의 상태에 따라 변하는 값으로 와점성계수(eddy viscosity)라 부르며 이 가설에서는 등방성 스칼라 양으로 가정된 값이다. 여기서 $k (= \frac{1}{2} \overline{u_i u_i})$ 는 난류에너지이며 δ_{ij}

(0 for $i \neq j$, 1 for $i = j$)는 Kronecker delta이다.

SST $k-\omega$ 모델은 벽면근처에서는 $k-\omega$ 모델을, 벽면에서 먼 거리에서는 $k-\epsilon$ 모델을 적용할 수 있도록 두 모델을 혼합한 모델로서, 역압력구배 유동, 날개 유동, 천이충격파 유동 등에서 Standard $k-\omega$ 모델보다 더 정확하게 예측하는 것으로 알려져 있다.

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

3. 수치해석 및 경계조건

3.1 수치해석 방법

본 연구에서는 해석코드로 FLUENT를 사용하였다[11]. Navier-Stokes 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 2nd order upwind scheme을 선택하여 사용하였다. 이외에도 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 연속 방정식과 운동량방정식으로부터 간접적으로 구하게 된다[14]. 또한 반복계산에 의한 수렴성을 증가시키기 위해 하향이완(under relaxation) 기법이 사용되었다. 수렴된 결과는 질량, 운동량, 에너지, 난류운동에너지에 대한 각 셀에서의 residual의 합이 각각 10^{-8} 이하가 되었을 때 구하였다.

3.2 경계조건

3.2.1 유동 입구(난류) 경계조건[15]

모든 $k-\epsilon$ (또는 모든 $k-\omega$) 모델의 경우, k, ϵ (또는 k, ω)에 대한 경계조건이 필요하다. k 에 대한 경계조건은 아래 식으로부터 결정된다.

$k = \frac{3}{2} (u_{avg} I)^2$, 여기서 I 는 난류강도($\sim 10\%$)이다.

ϵ (또는 ω)에 대한 경계조건은 아래 식으로부터 결정된다.

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (\text{또는 } \omega = \frac{1}{C_\mu^{\frac{4}{3}} l}), \quad \text{여기서 } C_\mu \text{는 실험상수 } (\approx 0.09) \text{이며 } l \text{은 난류 길이척도이다.}$$

RSM 모델의 경우, 각 레이놀즈응력에 대한 경계조건이 필요하다. 각 레이놀즈응력에 대한 경계조건은 난류가 등방성이라고 가정하여 아래 식으로 결정된다.

$$\overline{(u'_i)^2} = \frac{2}{3} k (i=1,2,3), \quad \overline{u'_i u'_j} = 0.0, \quad \text{여기서 } \overline{(u'_i)^2}$$

는 각 방향에서 수직 레이놀즈응력 성분(normal Reynolds stress component in each direction)이다. ϵ 에 대한 경계조건은 $k-\epsilon$ 모델에서와 같은 방법으로 결정된다.

3.2.2 벽 경계조건[15]

모든 $k-\epsilon$ 모델의 경우, k, ϵ 에 대한 경계조건이 필요하며 벽함수로부터 계산된다. 모든 $k-\omega$ 모델인 경우는 전 경계층 영역에서 적용되도록 설계되었기 때문에 wall functions를 적용하지 않는다. 다만 경계층을 흡수하기 위해서 벽면에 충분한 격자가 주어져야 한다.

RSM 모델의 경우, 벽에 인접한 셀에서의 레이놀즈응력에 대한 경계조건이 필요하다. 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.

$$\frac{\overline{(u'_\tau)^2}}{k} = 1.098, \quad \frac{\overline{(u'_\eta)^2}}{k} = 0.247, \quad \frac{\overline{(u'_\lambda)^2}}{k} = 0.655, \quad -\frac{\overline{u'_\tau u'_\eta}}{k} = 0.255$$

, 여기서 τ 는 tangential coordinate, η 는 normal coordinate, λ 는 binormal coordinate 이다. 상기 k 값을 얻기 위해서는, k 수송방정식을 푼다. 효과적인 계산수행을 위해, 구해진 k 값이 오직 벽 근처에서 필요할 지라도, 상기 수송방정식은 유동이 지배하는 전체 영역으로부터 계산된다. 계산절차상, 벽 근처에서의 레이놀즈응력 값은 상

기 식으로부터 결정되고 반면 bulk flow 영역에서의 레이놀즈응력 값은 레이놀즈응력의 수송방정식으로부터 결정된다. ϵ 에 대한 경계조건은 벽함수로부터 계산된다.

본 연구에서는 Near-wall 처리 방법으로서 SST $k-\omega$ 모델을 제외하고는 Standard wall functions와 Enhanced wall functions 등 2종류를 각각의 모델에서 사용하였다. Enhanced wall functions는 층류저층(laminar sublayer), 완충영역(buffer region), 완전난류영역 등 벽면 근처의 유동 전체에 확장 적용할 수 있는 해석 방법이다[16]. 운동량과 에너지 수송에 대한 Reynolds 상사성에 의해 온도에 대한 law-of-the-wall도 속도에 대한 wall functions와 비슷한 형태를 가진다. 다만 열전도 경계층 두께와 운동량 경계층의 두께가 서로 다르므로 유동에 따라 이를 보정하는 온도 wall functions가 사용된다[15].

4. 모의 유로형상 및 결과

먼저 유사한 하나의 형상에 대해 Standard $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, SST $k-\omega$ 모델, 그리고 RSM 모델 등 다양한 난류모델을 적용하였고, 실험값과 비교하였다. 나아가 2차원 축대칭으로 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 기선정한 난류모델을 적용하여 막냉각 특성을 살펴보았다.

4.1 유사 형상 및 결과

유사 형상은 Fig. 1[7]과 같다. 실험 매체는 공기이고 마하수(Ma)가 0.06 정도이므로 비압축성으로 가정하였다. 여기서 고려된 계산 영역은 2차원이며 형상 및 사용된 경계조건은 아래와 같다.

L(length)	= 290 mm,
H(height)	= 30.5 mm,
s(height of film cooling injection slot)	= 2.7 mm,
t(louver thickness)	= 0.76 mm
T_∞ (ambient gas mean temperature)	= 431 K,

T_c (cooling flow mean temperature) = 306 K,
 U_∞ (mainstream mean velocity) = 20 m/s,
 U_c (cooling flow velocity) = 31.5 m/s
 여기서 고려된 계산영역은 기존의 실험연구[8, 10]에 상응한다. 북쪽 벽면에 대한 온도조건은 단열조건(wall heat flux =0), 서쪽은 입구조건, 동쪽은 출구조건인 Neumann 조건을 각각 주었다. 남쪽에 대한 경계조건은 대칭 조건이다.

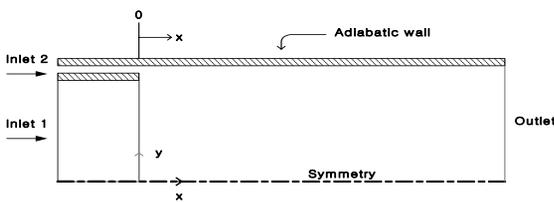


Fig. 1. Reference Configuration[7] (+modified from [7])

Fluent에서의 해석 목적으로 Fig. 1은 참고문헌[7] 형상에서 남쪽 벽면의 단열 벽(Adiabatic wall)을 북쪽 벽면으로 변경하였으며 또한 완전 발달 유동 프로파일을 가정하기 위해 서쪽 입구를 길게 변경하였다. 3 항의 수치해석 방법을 적용하여 Fig. 1 유로형상(2차원)에 대해 모의하였으며 모의 격자는 Fig. 2와 같다. 그리고 모의 결과는 무차원 흐름방향 거리(x/s)에 따라 단열 벽 온도가 계산되어 단열 막 냉각 효율 형태로도 시화되어 있다. 여기서, $\eta = \frac{(T_\infty - T_{aw})}{(T_\infty - T_c)}$ 는 단열 막 냉각 효율(Adiabatic film cooling effectiveness), T_{aw} 는 단열 벽 온도(Adiabatic wall temperature)이다. 여기서 η 는 0에서 1의 값을 가지며, 단열 벽 온도는 Slot 유로의 차가운 유체와 주 유로의 뜨거운 유체의 혼합과정에 대한 정보를 가지고 있다. 이 유동은 벽면의 존재로 인해 Wall jet의 특성을 가지고 있다. 벽면에서 큰 온도구배, 속도구배를 나타내므로 이를 해석하기 위해서 벽면에서 충분한 격자가 주어 져야 한다.

Figure 2에서 보듯이 Wall jet 입구와 벽면에

서의 격자는 다른 영역보다 더 밀집되게 많이 주었다. 격자 의존도를 보기 위해서 여러 격자수에 대해 해석을 수행하였다. Fig. 3은 벽면을 따라서 냉각 효율(Cooling effectiveness)을 나타낸다. 벽면 근처 격자에서 y+ 값이 1, 5, 10 정도 되게 격자수를 선정하였으며 종횡비가 비교적 일정하도록 유동방향으로도 격자를 증가시켰다. y+가 5인 경우 격자수는 500x300 이다. Fig. 3은 Enhanced wall functions를 사용한 결과로써 3 가지 y+값의 경우 모두 차이가 없음을 볼 수 있다. 따라서 Enhanced wall functions를 사용하는 난류모델의 경우는 y+가 5 정도 되는 격자를 사용하였다. Standard wall functions를 사용하는 경우는 이보다 더 적은 y+가 30 정도 되게 격자를 조정하였다.

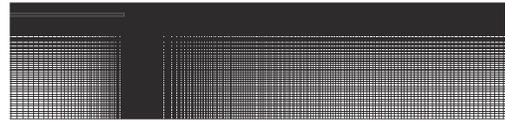


Fig. 2 Computational grids

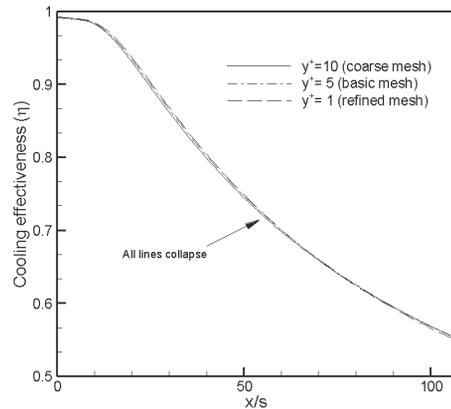


Fig. 3 Grid dependency tests

Figure 4에서는 Standard $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, RSM 모델 등 3가지 난류모델에 각각 Standard wall functions를 사용한 결과와 SST $k-\omega$ 모델을 사용한 결과를 도시하였고,

Fig. 5에서는 Standard $k-\epsilon$ 모델, RNG $k-\epsilon$ 모델, RSM 모델 등 3가지 난류모델에 각각 Enhanced wall functions를 사용한 결과와 SST $k-\omega$ 모델을 사용한 결과를 도시하였다. 또한 모의 결과는 실험값과 비교하였으며, 수치해석 결과와 실험값과의 오차율을 Table 1에서 비교하였다.

Standard wall functions를 사용한 경우는 y^+ 값이 30~60 정도에서 잘 맞는다고 알려져 있으며 이는 벽면에서의 Wall jet 특성을 잡아내기에는 벽면에서의 격자가 부족할 것으로 예상된다. Fig. 4에서 보듯이 RNG $k-\epsilon$ 모델을 제외한 나머지 모델은 냉각 효율을 크게 예측하고 있다. RNG $k-\epsilon$ 모델은 비교적 실험값과 비슷하게 맞고 있다. 하지만 RNG $k-\epsilon$ 모델은 Wall jet 유동에서 난류확산을 크게 예측한다고 알려져 있으며 이로 인해 벽면에서의 단열 벽 온도를 다른 모델들보다 높게 예측한다. 이 때문에 다른 모델과 달리 냉각 효율을 낮추는 경향을 나타낸다. 이 같은 경향은 아래와 같이 벽면에서 격자를 많이 준 경우 명확하게 나타난다. Wall jet 유동은 벽면에서의 유동을 잘 예측해야 하기 때문에 일반적으로 벽면에서의 격자가 많을수록 비교적 정확한 결과가 나온다고 알려져 있다.

Figure 5는 벽면에서 격자를 많이 준 경우이므로 비교적 Wall jet의 유동특성을 잡아내기에 적절한 경우일 것으로 판단된다. Standard $k-\epsilon$ 모델과 RSM 모델의 결과는 거의 차이가 없었고, 실험값과 거의 비슷하게 예측을 하고 있음을 볼 수 있다. 하지만 RNG $k-\epsilon$ 모델과 SST $k-\omega$ 모델은 냉각 효율을 각각 낮게, 높게 예측하고 있다. SST $k-\omega$ 모델을 제외하고 나머지 모델들은 벽면에서 격자가 조밀해 짐에 따라 냉각 효율이 작아졌다. 위의 결과를 고려할 때 조밀한 격자를 가지고 벽 제트-노즐의 유동 특성을 해석하기 위해서는 Standard $k-\epsilon$ 모델과 RSM 모델이 적절하다. 하지만 이중에서 수렴성이 우수한 Standard $k-\epsilon$ 모델을 선정하였다.

Table 1. Comparison numerical results with experiment at $x/s=70$

	Standard wall functions	Enhanced wall functions
Standard $k-\epsilon$	11.7 %	0.1 %
RNG $k-\epsilon$	3.9 %	- 8.4 %
RSM	13.7 %	0.2 %
SST $k-\omega$	12.8 %	13.0 %

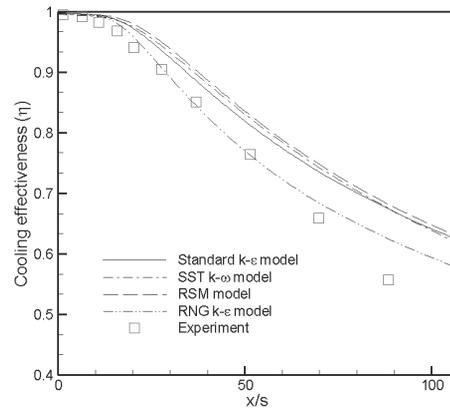


Fig. 4 Effect of turbulence models on cooling effectiveness (applied standard wall functions)

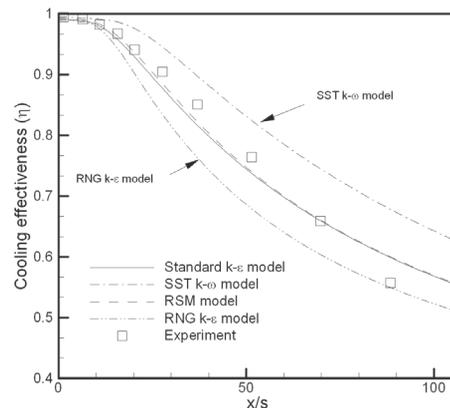


Fig. 5 Effect of turbulence models on cooling effectiveness (applied enhanced wall functions)

4.2 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상 및 결과

평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상은 Fig. 6과 같다. 실험 매체는 공기이다. 여기서 고려된 계산 영역은 2차원 축대칭이며 형상 및 사용된 경계조건은 아래와 같다.

- L(length) = 910 mm,
- H(height) = 360 mm,
- s(height of film cooling injection slot) = 20 mm,
- t(louver thickness) = 1.6 mm
- T_{∞} (ambient gas mean temperature) = 582 K ($\approx 309^{\circ}\text{C}$),
- T_c (cooling flow mean temperature) = 289 K ($\approx 16^{\circ}\text{C}$),
- U_{∞} (mainstream mean velocity) = 46 m/s,
- U_c (cooling flow velocity) = 13 m/s

북쪽 벽면에 대한 온도조건은 단열조건(wall heat flux = 0), 서쪽은 입구조건, 동쪽은 출구조건인 Neumann 조건을 각각 주었다. 남쪽에 대한 경계조건은 축대칭 조건이다.

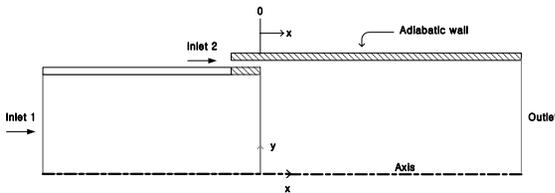


Fig. 6. A Parallel Wall Jet-Nozzle Configuration (single slot)

Figure 7은 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 대하여 앞에서 선정된 Standard $k-\epsilon$ 모델과 Enhanced wall functions를 이용한 해석결과로써 온도에 대한 등온분포를 보여준다. 벽면 Wall jet와 주 유로 유동에 대한 온도 혼합이 잘 되고 있음을 알 수 있고, 하류로 갈수록 Wall jet 두께가 점점 증가하는 것을 볼 수 있다.

Figure 8은 벽면에 따라서 냉각 효율을 나타낸 것으로 Slot 유로와 주 유로에서의 경계조건이 다르지만 앞의 Fig. 3~ Fig. 5의 결과와 유사함

을 볼 수 있다. 또한 y^+ 를 변화시켜 가면서 해석을 수행하였고 Fig. 3과 같은 결과가 나온 것을 알 수 있다.

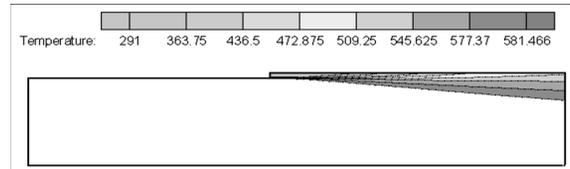


Fig. 7 Temperature contours of the computational domain

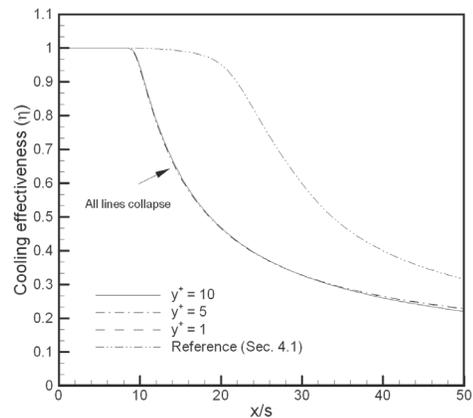


Fig. 8 Cooling effectiveness of the Parallel Wall Jet-Nozzle (applied enhanced wall functions). Reference means the numerical result using the same blowing ratio in the previous section 4.1

여러 위치에서의 단면 속도분포를 Fig. 9에 나타내었다. Slot 입구 Wall jet의 안쪽 영역에서 속도구배가 가장 크고 하류로 갈수록 속도구배가 작아짐을 알 수 있다. 입구초기에 계단진 속도분포는 하류로 갈수록 완전 발달한 유동형태로 바뀌며, 이는 전형적인 난류 경계층 속도 천이과정과 유사하다.

여러 위치에서의 단면 온도분포를 Fig. 10에 나타내었다. 온도구배는 난류 혼합의 결과로 Slot 입구에서 가장 크고 하류로 갈수록 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다. 또한 북쪽벽면에서의 단열 벽 온도가 점점 커지고 있다. 이는 결국 냉

각 효율이 하류로 갈수록 작아짐을 의미한다.

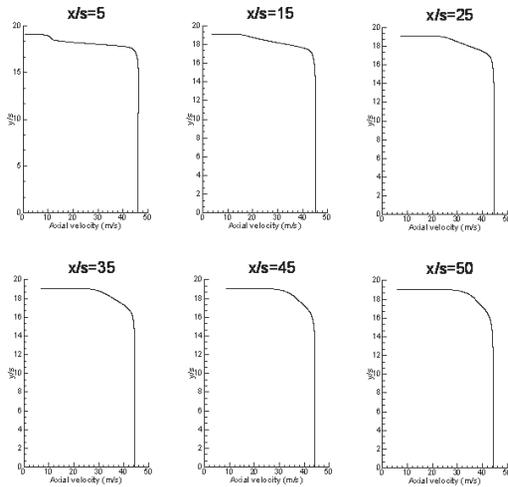


Fig. 9 Velocity profiles at selected x/s locations

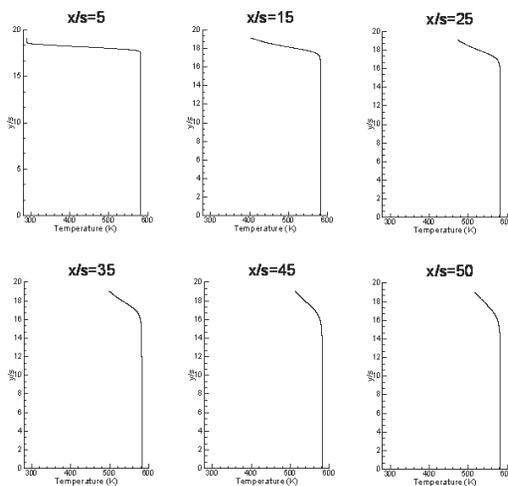


Fig. 10 Temperature profiles at selected x/s locations

5. 결 론

유사 참고 형상에 대한 해석 결과 Standard $k-\epsilon$ 모델 및 RSM 모델이 거의 비슷한 성능을 보여주었으나 수렴성이 우수한 Standard $k-\epsilon$ 모델이 선정되었다. 또한 Standard wall

functions를 사용하는 것보다 Enhanced wall functions를 사용하는 것이 더 좋은 결과를 보여주었다. 비록 Standard wall functions를 사용한 RNG $k-\epsilon$ 모델은 유사 참고 형상에 대한 해석 결과에서 $x/s=50$ 이전에 좋은 성능을 보였으나 이는 난류모델의 특성, 즉 다른 모델에 비해 난류 확산을 크게 예측한다는 점에서 기인한 것으로 격자를 많이 주고 해석한 경우에 성능이 오히려 떨어짐을 알 수 있다. 따라서 Enhanced wall functions를 사용할 경우는 Standard $k-\epsilon$ 모델 및 RSM 모델을 사용하는 것이 좋다고 판단된다.

나아가 2차원 축대칭으로 평행 벽 제트-노즐 단일 슬롯 형상에 적용한 결과 물리적으로 타당한 막냉각 특성을 보여주었다. 선정된 모델 및 해석방법론을 이용하여 평행 벽 제트-노즐 다단 슬롯 형상에 대한 막냉각 해석을 수행할 예정이며, 관련 결과는 추후 실험 예비해석 방법론으로 활용될 예정이다.

Nomenclature

E	total energy
k	turbulent energy or thermal conductivity
k_{eff}	effective thermal conductivity
p	pressure
Pr_t	turbulent Prandtl number
Re	Reynolds number
t	time
u_i	mean velocity
u_i'	fluctuating velocity
δ_{ij}	kroncker delta
ϵ	viscous dissipation rate
μ	dynamic viscosity
μ_t	eddy viscosity
ρ	fluid density
ω	specific dissipation rate

참고 문헌

1. 이근식, 손창호, 김태목, "계단형 슬롯추구의 높낮이 변화에 따른 2차원 막냉각 특성," 대한기계학회논문집 B권, 제29권, 제1호, 2005, pp.46-54
2. 이윤석, 이동호, 조형희, "사각홀에서 막냉각 효율 및 열전달계수의 측정," 설비공학논문집, 제14권, 제5호, 2002, pp.365-376
3. 함진기, 조형희, "냉각유로방식 변화에 따른 슬롯 막냉각에서의 유동 및 열전달 특성," 대한기계학회논문집 B권, 제24권, 제6호, 2000, pp.870-879
4. 함진기, 김병기, 조형희, "가스터빈 연소실 슬롯 막냉각의 분사방법 변화에 따른 열전달 특성 고찰," 대한기계학회논문집 B권, 제23권, 제4호, 1999, pp.511-519
5. S. B. Murray, "A Calculation Method for Convective Heat and Mass Transfer in Multiply-Slotted Film-Cooled Applications," Defence Research Establishment Suffield, Ralston, Alberta, Canada, January 1980
6. S. B. Murray, "Design of a Film-Cooled Entraining Diffuser," Defence Research Establishment Suffield, Ralston, Alberta, Canada, April 1980
7. C. A. Cruz, A. W. Marshall, and A. Trouve, "Large-Eddy Simulation of Film Cooling Through a 2D Slot," 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA-2006-4710, July 2006
8. C. A. Cruz, A. Veeraragavan, K. Dellimore, C. Cadou, and A. W. Marshall, "Near-Wall Measurements of Gas Temperature in Conventional-Scale and Micro-Scale Rockets," 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA-2005-4125, July 2005
9. F. Raffan, C. A. Cruz, and K. Dellimore, C. Cadou, and A. W. Marshall, "Near Wall Measurements Along a Film Cooled Wall," 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, AIAA-2006-4709, July 2006
10. C. A. Cruz and A. W. Marshall, "Surface and Gas Phase Measurements Along a Film Cooled Wall," Journal of Thermophysics and Heat Transfer, 21 (1), 2007, pp.181-189
11. "FLUENT 6.1 User's Guide," Chapter 10(Modeling Turbulence), Section 10.1-10.6, Fluent Inc., 2003
12. D. Choudhury, "Introduction to the Renormalization Group Method and Turbulence Modeling," Fluent Inc. Technical Memorandum TM-107, 1993
13. F. R. Menter, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, 32(8):1598-1605, August 1994
14. S. V. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," Hemisphere Pub. Corp., 1980
15. "FLUENT 6.1 User's Guide," Chapter 10 (Modeling Turbulence), Section 10.8-10.11, Fluent Inc., 2003
16. B. Kader, "Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers," Int. J. Heat Mass Transfer, 24(9):1541-1544, 1993