

가스터빈 블레이드의 2차원 막냉각 특성에 대한 수치적 연구

노석만 · 손창호 · 이근식
기계자동차공학부

<요 약>

고성능 가스터빈 엔진의 냉각에 널리 채용되고 있는 막냉각 성능에 대한 체계적인 규명을 위하여 분사비, 분사각도, 하류형상의 변화에 따른 연구를 수행하였다. 정렬 격자를 이용하였으며, 분사비는 0.25-5.0, 분사각은 15° - 60° (15° 씩 증가)에 대해 유동과 열전달 특성을 FLUENT를 이용하여 해석하였다. 물성치를 일정하게 가정한 경우와 온도의 함수로 가정한 경우를 비교하였다. 결과에 의하면, 분사각에 따라 냉각효율(벽면온도 900 K까지의 도달거리)을 최대로 하는 분사비가 존재하였다. 하류형상을 5d(d는 슬롯 크기) 만큼 상승 또는 하강 시키면 냉각효율이 떨어짐이 관측되었다. 일정물성치로 가정한 경우가 온도의 함수로 가정한 것에 비해 냉각성능이 과대평가됨을 알 수 있었다.

A Numerical Study of Two-Dimensional Film Cooling in a Gas Turbine Blade

Suk Man Rho · Chang Ho Son · Geun Sik Lee
School of Mechanical & Automotive Engineering

<Abstract>

A numerical study has been performed for the 2-dimensional film cooling employed in the cooling of hot components such as gas turbines. The flow and heat transfer characteristics are numerically simulated using FLUENT software. Blowing ratios vary from 0.25 to 5.0 and coolant injection angles vary from 15° to 60° in 15° increment. The result shows that, for all cases, there exists a blowing ratio which maximizes film cooling effect (measured by the distance from the slot exit to the downstream wall

location at which temperature increases to 900 K) for a given injection angle. It is also observed that the film cooling effectiveness decreases when downstream wall is sunk or lifted. The simulation has been performed using both constant properties and temperature dependent variable properties. It is found that the case with constant properties overestimates the film cooling effect considerably.

1. 서론

개스터터빈의 사이클 해석에 의하면 터빈입구온도의 상승은 엔진의 출력 및 효율을 향상시킨다. 최근의 개스터터빈 엔진의 동향에 의하면, 터빈 재료의 개발에 의한 터빈 입구 온도의 상승은 연 10°C 인데 반해 냉각성능 향상에 의한 입구온도의 상승은 매년 20°C 에 이르고 있다.[1] 이와 같은 사실은 새로운 재료의 개발이 그만큼 어려운 반면, 냉각성능의 향상은 비교적 적은 투자로 큰 효과를 거둘 수 있음을 입증하는 것이다. 개스터터빈의 냉각에 대한 연구는 1940년대부터 시작되었으며, 1960년경부터 터빈의 냉각기술이 적용된 항공기용 개스터터빈 엔진이 실용화되었고, 이에 따라 터빈 입구온도는 현재 1770 K 로 크게 상승하게 되었다. 현재의 항공기 엔진에 이용되는 냉각용 공기는 압축기로부터 연소실로 들어가는 공기량의 20%에 육박할 정도로 많은 양이 필요하다. 이러한 냉각공기는 다음의 2가지 측면에서 고온의 터빈 입구 온도로부터 얻을 수 있는 이점을 상쇄시킨다[2]. 첫째로 냉각에 사용되는 공기를 공급하기 위해서 추가적인 일이 소요되고, 두 번째로 냉각 공기가 터빈 내의 고온의 가스 유동과 작용하여 공기역학적 손실을 가져온다. 이에 따른 효율의 감소가 비교적 크기 때문에 냉각 공기의 양을 최소화하고, 공력손실을 줄이기 위한 연구가 계속되고 있다.

일반적으로 블레이드의 전체에 걸쳐 내부대류냉각이 이루어지며, 열부하를 특히 많이 받는 블레이드의 선단에는 제트충돌냉각이 사용된다. 이와 더불어 블레이드의 외부표면을 냉각, 보호하기 위해서 열부하를 많이 받는 곳에 막냉각이 도입되고 있다. 터빈의 노즐 안내깃(nozzle guide vane), 터빈 블레이드 뿐만 아니라 블레이드 끝 벽에도 막 냉각이 적용되고 있다. 이 냉각에 쓰이는 공기는 압축기에서 적절한 압력을 가진 압축공기를 바이패스시켜 사용한다. 개스터터빈에서 일반적으로 이용할 수 있는 냉각공기의 공급압력으로는 블레이드를 내부에서 효과적으로 냉각시키는데 한계가 있다. 따라서 이와 같은 한계를 극복하기 위하여 내부대류냉각, 제트충돌냉각과 병행하여 막냉각이 널리 쓰인다[3].

막냉각은 고온의 가스유동으로부터 블레이드의 표면을 보호할 목적으로 사용되고 있는 방법으로 그 표면에서 분사된 냉각유체는 블레이드와 고온의 가스 사이에 단열막을 형성하여 블레이드로의 열전달을 억제하며, 아울러 고온의 가스유동과의 혼합에 의하여 블레이드 표면근처에서 고온가스 유동의 온도를 저하시키는 열침(heat sink)역할도 한다[4]. 막냉각은 지난 20년 동안에 걸쳐 블레이드, 연소기, 후기 연소기, 노즐과 같은 고온 시스템에 실용적으로 적용되므로 가장 널리 연구되는 냉각 방법이다. 여러 가지 조건(예를 들면, 기의 형상, 냉각제 분사구형상, 블레이드 부하, 자유흐름 레이놀즈수, 자유흐름 난류강도, 분사비, 주류흐름의 온도에 대한 냉각제의 온도를 포함하는 요소)들이 막냉각에 영향을 주는 것으로 알려져 있다[5]. 그러나 위의 주어진 조건들에 대한 가장 적절한 분사비는 의외로

잘 알려져 있지 않다. 분사비가 너무 작으면 냉각제의 운동량이 작으므로 막냉각 성능이 나빠지며, 분사비가 너무 크면 난류혼합을 증가시키기 때문에 분출지역 가까운 지역에서 열전달량이 증가하여 막냉각 성능 역시 감소한다.

막냉각의 개략적인 유동모델이 Fig. 1에 제시되어있다. 냉각제 통로는 주류 방향과 적절한 각을 유지하도록 하였고, 슬롯은 길게 늘어뜨렸다. 국내에도 막냉각의 연구가 다소 있으나[6] 체계적인 자료가 충분치 않다. 따라서 본 논문에서는 분사각도와 분사비 그리고 하류 벽면의 형상변화에 대하여 체계적으로 연구를 수행하고자 한다. 편의상 슬롯 출구의 상하류 벽면을 단열로 가정하였으며, 1500 K의 터빈 입구 온도가 블레이드표면에서는 700~900 K로 유지되면 충분하므로[7] 본 논문에서는 냉각제온도를 700 K로 분사 후 블레이드 표면의 온도가 900 K에 도달할 때를 기준으로 하여 냉각특성을 비교한다. 분사비에 따른 연구에서는 15°, 30°, 45°, 60° 분사 각도에 대해 각각에 대해서 분사비가 0.25-5까지 변화할 때까지의 하류의 유동과 온도분포를 고찰한다. 분사각에 따른 연구에서는 주류의 유동은 2m/s로 일정하게하고 분사비 1과 2에 대해 각도는 15°, 30°, 45°, 60° 로 변화 시켜 하류의 유동과 벽면 온도 분포를 고찰한다. 냉각제 출구 하류면의 상승 및 하강에 따른 막냉각 특성의 차이를 확실히 살피기 위해 실제 상황보다 다소 과장되지만 5d만큼 상승 및 하강시켰을 경우에 대해, 또 물성치의 변화를 고려하였을 경우 각각에 대한 유동장과 온도장의 변화를 고찰한다. 압력 분포, 속도 벡터, 유선(streamline), 난류 유동 에너지, 주유동과 냉각제 유동의 온도분포, 하류벽면온도 분포를 FLUENT 상용코드를 이용하여 구한다.

2. 수치해석

2.1 기하학적 형상 및 격자망

냉각제와 주유동에 대한 기하학적형상 및 격자망은 Fig. 1 와 같다. Fig. 1 의 좌표는 분사슬롯출구의 오른쪽 모서리를 원점으로 하고 하류방향을 X-축, 높이 방향을 Y-축으로 설정하였으며, 격자는 화살표 방향으로 밀집시켰다. 격자분포는 위가 1.05 아래가 1.1의 분포를 가지며 수평으로의 간격은 0.97의 비를 가지고 형성하였다. 분사 슬롯의 격자분포는 10 × 25으로 하였다. 슬롯의 폭은 3.2mm이고 높이는 5cm이고 주유동은 높이가 15cm이고 길이가 76cm인 2차원 통로를 흐르며, 냉각제 유동과 적절한 각도를 가지면서 입구로부터 하류방향으로 16cm인 지점에서 만나서 상호작용한다. 슬롯으로부터 상류벽면을 wall 1이라 하고 슬롯으로부터 하류벽면을 wall 2라 칭하였다.

2.2 지배 방정식

연속, 운동량, 에너지 방정식을 일반적으로 표시하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \text{div}(\rho \vec{u} \phi) = \text{div}(\Gamma \text{grad} \phi) + S \quad (1)$$

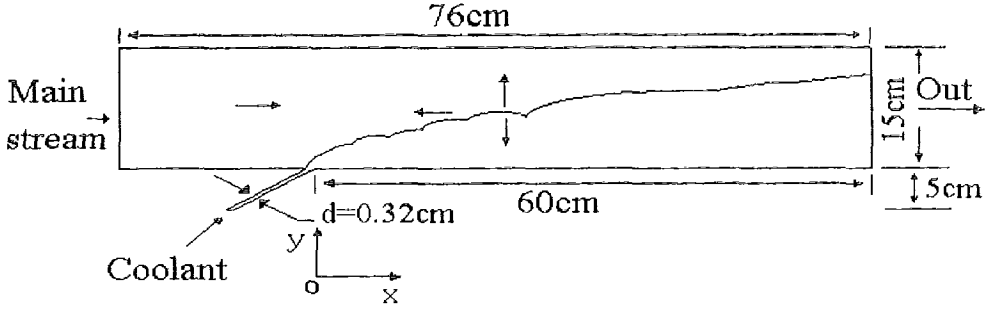


Fig. 1 Geometry and grid for the mainstream and coolant flow. (Origin is attached to the downstream side of the slot.)

여기서 좌변 첫항은 가속항을, 둘째항은 대류항을, 우변 첫항은 소산항을, 둘째 항은 원천항을 각각 표시한다. 또 ϕ 는 $(1, \vec{u}, T)$ 을 Γ 에 대한 일반적 확산계수 $(1, \mu, k)$ 를, S 는 원천항을, ρ 는 밀도를, \vec{u} 는 속도를 나타낸다. 난류 유동 해석을 위하여 RNG $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 관련 함수 및 상수는 다음과 같은 식과 수치를 이용하였다.

$k-\epsilon$ 난류 모델:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_i} + G_k + G_b - \rho \epsilon \quad (2a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} + C_1 \frac{\epsilon}{k} (G_k + (1 - C_3)G_b) - C_2 \frac{\epsilon^2}{k} \rho \quad (2b)$$

여기서 k , ϵ 는 각각 난류 운동에너지, 난류에너지 소산율을 표시한다. G_k 와 G_b 는 각각 난류운동에너지 생성항, 부력에 의한 난류 운동에너지 생성항이며 다음식으로 표시된다.

$$G_k = \mu_t \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho \sigma_k} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (3)$$

여기서 σ_k 와 μ_t 는 난류 Prandtl수 와 난류 점성계수를 표시하며 모델상수는 $C_\mu = 0.0845$, $C_1 = 1.42$, $C_2 = 1.68$, $C_3 = 1$ 이다. 벽면함수는 표준벽함수를 사용하였다.[8]

막냉각 특성을 나타내는 무차원 변수로는 2가지가 있다. 첫 번째는 막냉각 효율(Film cooling effectiveness) η 로서, 0 과 1 사이의 값을 가지며 무차원 단열벽면온도를 나타내는 변수이다.

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_r}{T_{w2} - T_r} \quad (4a)$$

$$\eta = \frac{T_{aw} - T_r}{T_2 - T_\infty} \quad (4b)$$

여기서 식 (4a)는 고속유동에서 막냉각 효율을 표시하는 식으로, T_r 은 주유동회복온도 (mainstream recovery temperature)이며, T_{w2} 는 2차 냉각제 유동의 회복온도이다. 만일 주유동의 속도가 낮아서 압축성효과가 무시되면, 식 (4a)는 식 (4b)로 된다. 식 (4b)에서 T_∞ 는 주유동의 정온도(static temperature)이며, T_2 는 2차 냉각제의 정온도이다. 두 번째는 무차원 온도 Θ 로서, 상하류 전체 온도장의 냉각제 농도를 표시하는 변수이다.

$$\Theta = \frac{T - T_r}{T_{w2} - T_r} \tag{5a}$$

$$\Theta = \frac{T - T_\infty}{T_2 - T_\infty} \tag{5b}$$

본 연구에서는 주류속도가 비압축성으로 가정할 수 있는 2 m/s로 일정하게 유지하여 해석하였으므로, 막냉각 효율은 식 (4b)를 사용하였으며, 무차원 온도는 식 (5b)를 적용한다.

2.3 해석도구 및 경계조건

해석에 사용된 도구는 모델링하는 과정인 GAMBIT과 해를 구하는 과정인 FLUENT로 나뉜다. 그리고 GAMBIT은 해석대상 영역을 점과 선으로서 형태를 잡고 이 형상을 이용하여 수치해석을 하기 위한 grid를 잡는 프로그램이다. FLUENT5에서는 GAMBIT에서 grid 생성 후 경계조건을 잡고 여러 가지 수치를 대입하여 그 결과를 나타낼 수 있다. 해석 영역은 wall, outflow, velocity-inlet-1, velocity-inlet-2, fluid, 로 나타내었고 유체는 공기로서 wall은 steel로 velocity-inlet-1을 2m/s로 일정하게 주었고 velocity-inlet-2를 1-10 m/s까지 변화시켜 유체의 흐름과 유동과 온도 분포를 살펴 보았다. 유동경계 조건은 고체 표면에서 유체의 속도는 0인 점착조건을 사용하였으며, 온도 경계조건은 주류의 입구온도는 1500 K, 냉각제 입구온도는 700 K로 하였다. 물성치는 일정하게 가정한 경우(300 K에서의 물성치)와 온도의 함수로 가정한 경우 2가지에 대하여 계산을 수행하였으며 각각에 대한 값 혹은 식은 Table 1에 제시되어 있다. 지배방정식으로부터 해를 구하는 수치적 방법은 Table 2에 제시되어 있다. 계산과정에서 난류운동에너지의 속도의 제공에 0.005배한 값으로, 난류소산율은 난류운동에너지의 제공에 0.1배한 값으로 하였다.

Table 1 The properties of air using

$$Y(C_p, k, \mu) = a_0 + a_1T + a_2T^2$$

Property	Const. property at 300K	Property as a function of temp		
		a_0	a_1	a_2
Viscosity (kg/m-s)	1.7894e-5	913.82	0.251088	-2.54307e-5
Thermal Conductivity (W/m-K)	0.0242	0.01814	4.75112e-5	2.22866e-9
C_p (J/kg-k)	1006.43	1.1589e-5	3.35771e-8	-3.51146e-12
Density (kg/m ³)	1.225			

Table 2 Discretization method

Variable	Discretization
Pressure	second order
Momentum	power law
Turb. dissipation rate	power law
Turb. kinetic energy	power law
Density	
Viscosity	
Body forces	
Energy	power law
Pressure-velocity coupling	Simple

3. 결과 및 검토

분사각도의 변화, 분사비의 변화, 분사제트 출구 하류면의 형상변화에 따라 유동장, 온도장, 벽면온도 분포 특성을 고찰하기로 한다.

3.1 분사 각도의 변화에 따른 막냉각 특성

Fig. 2에 대표적으로 분사비 1, 분사각도 30° 일 때 유동장, 온도장, 벽면온도 분포등을 제시하고 있다. 분사슬릿을 빠져나온 공기는 주류와 부딪쳐 서로를 크게 변형시키고, 하류로 이동함에 따라 두 난류유동은 매우 활발하게 혼합된다.

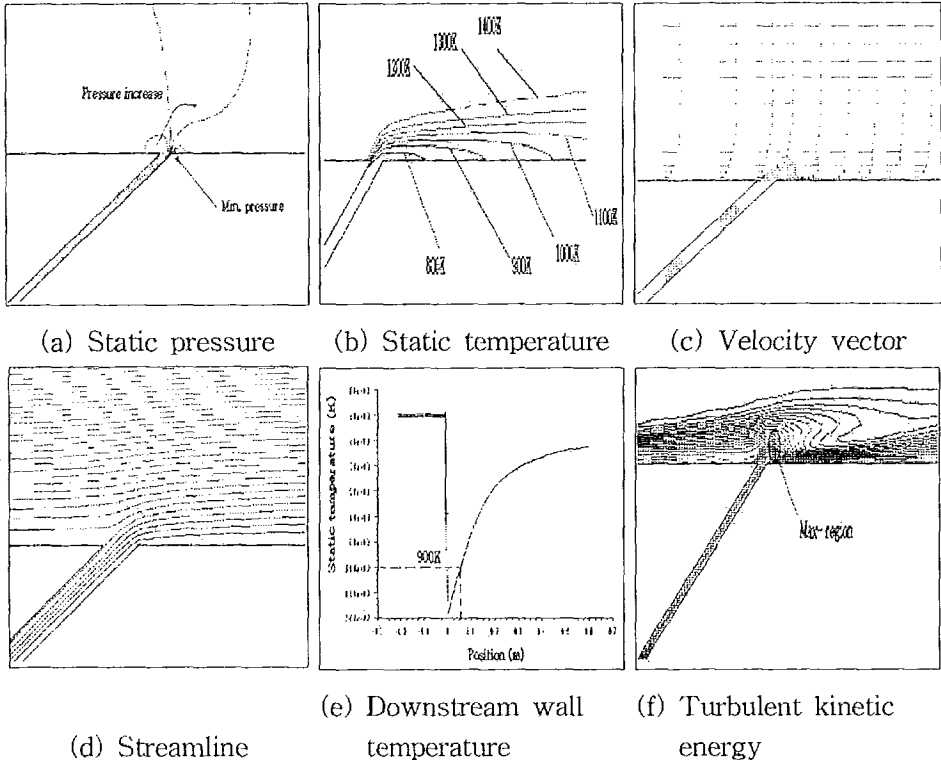


Fig. 2 Flow and temperature field for the $V_c/V_m=2/2(m/s)$
 $=1$ and the injection angle of 30° .

제트출구 상류로부터 하류방향으로 흘러오던 주류는 분사슬릿 출구 바로 상류 영역으로부터 제트류에 의해 윗 쪽으로 이동하면서 가속된다. 경계층 부근의 주류는 하류로 조금 이동하다가 압력강하가 큰 분사슬릿 하류로 빨리 들어감을 볼 수 있다(Fig. 2 (a), (c), (d), (f)). (c)의 속도 벡터를 살펴보면 하류의 짧은 영역에서 제트 유동 특성을 유지하며 나머지 모든 곳에 경계층 유동이 형성됨을 확인할 수 있다. 이런 제트유동과 주류의 상호 작용에 의한 유동과 열전달특성으로 막냉각에서의 전형적인 온도분포는 (b)의 경우로 표시되

며, 벽면온도 분포는 (e)와 같이 표시됨을 알 수 있다.

Fig. 3 에서는 분사각도에 따른 막냉각 성능(분사 출구 하류 벽면의 온도가 900 K까지 도달 할 때의 거리)을 보여주고 있다. 분사비가 1 과 2일 때를 대표적으로 도시하였다. 분사비 2의 경우 분사각도 15°-45°에서는 냉각거리가 크게 차이 나지 않으나, 분사각도 60° 일때는 냉각거리가 현저히 감소함을 볼 수 있다. 이는 큰 분사각의 경우 냉각제가 하류벽면으로부터 분리됨에 기인한다[9]. 분사비가 1일 경우 보다 분사비가 2인 경우가 냉각거리가 길며, 일정물성치로 가정한 경우보다 물성치가 온도의 함수일 때 열확산과 운동량확산이 크므로 냉각거리가 짧게 평가됨을 알 수 있다. 분사비 1에서는 15°에서 막냉각 성능이 제일 좋지만(벽면온도 900 K까지 도달거리가 제일 크지만) 분사비가 2일 때는 45°가 제일 높게 나옴을 알 수 있다. Fig. 4에서는 분사비가 3일 때 여러 분사각도에 따라 냉각효율을 분사출구로부터 거리의 함수로 표시하였다. 하류벽면온도가 900 K일 때의 거리는 냉각 효율이 75%인 경우로서 각 분사각도에 대해 읽을 수 있으며, Fig. 3의 분사비 2일 때의 경향과 유사하다. 그러나 원하는 냉각 효율을 달리하면 냉각거리를 길게하는 분사각도가 달라질 수 있다. 예를 들면 냉각효율을 85%(하류벽면온도 820 K까지 도달거리에 대응함)로 잡으면 가장 긴 냉각거리는 분사각도 30°일 때이다.

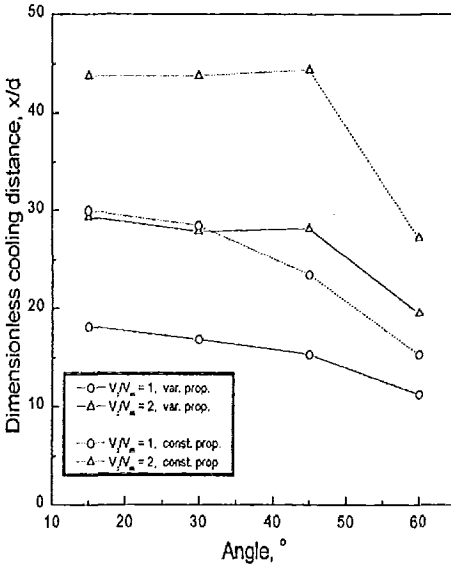


Fig.3 Dimensionless distance vs. injection angle when the downstream surface temperature reaches 900K($V_m=2\text{m/s}$).

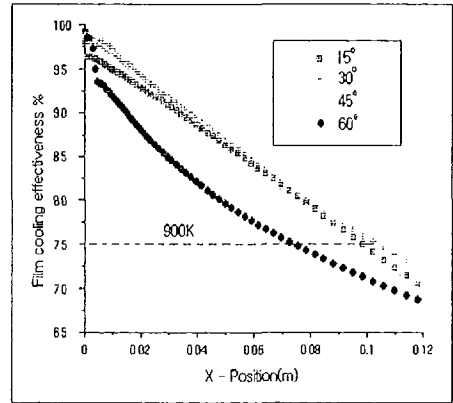


Fig.4 Film cooling effectiveness as a function of downstream distance for various injection angles, when the blowing ratio is 3.

3.2 분사비 변화에 따른 막냉각 특성

일반적으로 분사비가 너무 크면, 유동방향 분사제트의 궤적은 막냉각면으로부터 크게 분리되어 막냉각 성능이 감소되며, 분사비가 너무 작을 경우에도 분사제트의 운동량이 너무

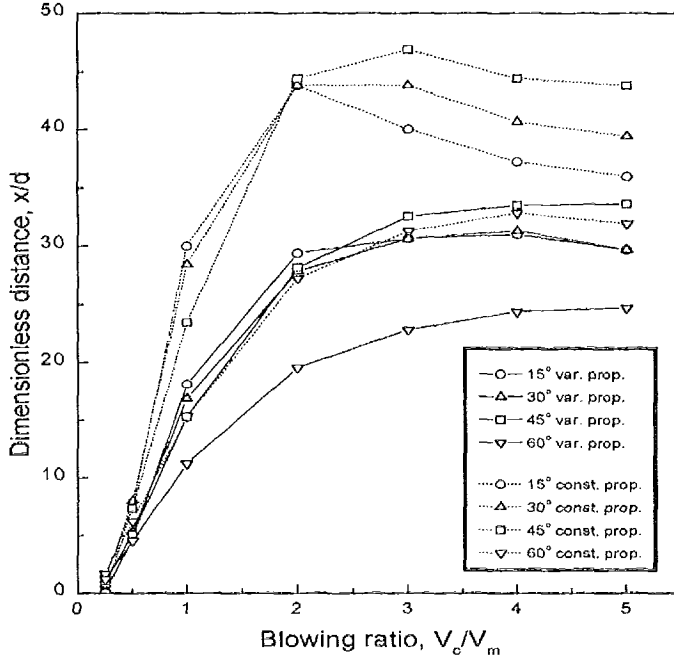


Fig. 5 Dimensionless cooling distance vs. blowing ratio when downstream wall temperature reaches 900K($V_m=2\text{m/s}$).

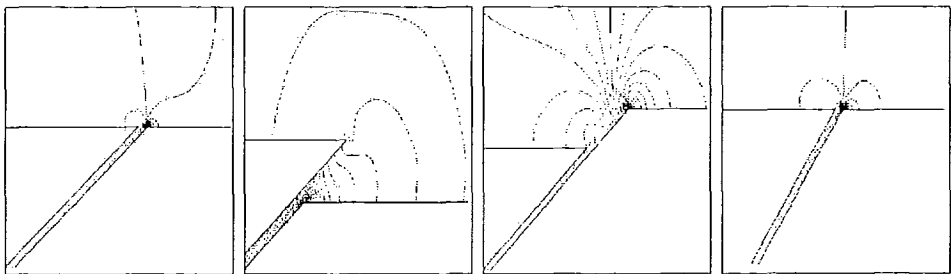
작으므로 막냉각 효과 역시 떨어진다. 따라서 적절한 분사비와 분사각도의 조합을 찾는 것이 매우 중요하다. Fig. 5에서는 주류속도가 2m/s일 때의 분사비(0.25-5)에 대한 냉각거리(하류벽면온도 900 K까지 도달 거리)를 여러 분사각도에 대해 보여주고 있다. 일정물성치로 가정한 경우가 물성치를 온도의 함수로 표시한 경우보다 과대 평가되어 더 긴 냉각거리로 표시되었다. 동일 분사각도에 대한 냉각특성을 살펴보면 분사비가 2.5이상일 때는 냉각거리의 증감이 현저히 둔해짐을 알 수 있다. 따라서 이 이상의 분사비는 오히려 냉각공기의 증대로 인한 가스터빈의 성능저하만 초래하게 된다. 또한 어느 각도든지 최대 냉각거리를 갖는 분사비가 존재함을 알 수 있다. 분사비가 2일 때는 냉각거리가 각도에 관계없이 비슷하며(분사각도 60°는 제외), 분사비가 1부근에서는 분사각도 15°일 때가, 분사비가 1.6부근에서는 분사각도 30°일 때가, 분사비 2.5이상일 때는 분사각도 45°일 때가 하류벽면온도 900 K까지의 냉각거리가 가장 큼을 알 수 있다. 동일분사비에 대해 분사각 15°-45°는 비슷한 냉각 성능을 가지나 60°의 경우는 냉각성능이 현저히 떨어짐이 관측되었다. 이는 큰 분사각의 경우 냉각제가 하류벽면으로부터 분리됨에 기인한다고 볼 수 있다.

3.3 분사출구 하류면의 상승 또는 하강시의 막냉각 특성

Fig. 6-10는 분사비가 2이고 분사각도가 30°일 때 분사출구 하류면의 상승 또는 하강시 유동장과 온도장 또 벽면온도 분포를 제시하고 있다. 비교를 위해 분사각도 45°의 하류평평면을 함께 제시하였다. Fig. 11는 30°평평면, 30°상승면, 45°평평면에 대해 하류방향에 따

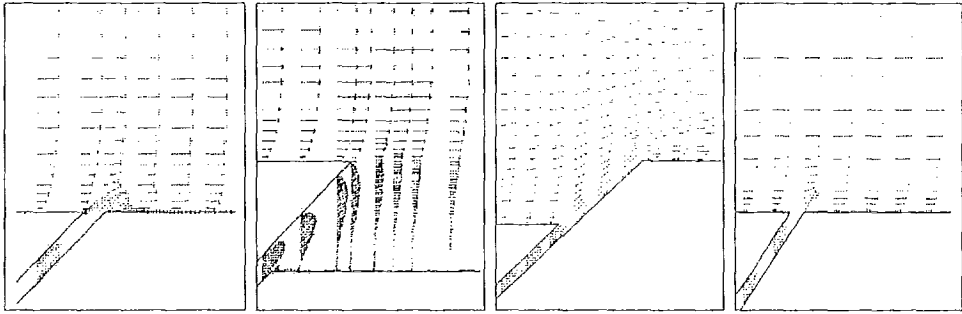
른 속도 분포와 벽면으로 부터의 수직거리에 따른 정압분포를 보여주고 있다.

Fig. 6에서는 정압 분포를 제시하고 있다. 일반적으로 냉각공기 출구 바로 상류 영역에서 높은 정압이, 반면에 슬롯의 출구 바로 하류영역에서 낮은 정압이 나타나며, 슬롯 출구의 하류 가까이에서 강한 역압구배가 관찰된다. 이는 이 지역에서 박리점이 생기게 되는 가능성을 암시하고 더 높은 속도에서는 제트유동은 벽으로부터 떨어지는 가능성을 암시한다. 또한 슬롯출구에서 바로 상류 영역, 바로 하류 영역 위쪽의 제트와 같은 유동은 주유동과 상호작용에 의해 난류를 발생하며 출구바로 하류벽면영역에서의 유동은 국소 혼합을 야기 시킴을 암시한다. 이것은 Fig. 7, Fig. 10에서도 확인 할 수 있다. 냉각제 출구의 하류 벽측의 높은 속도는 주류와의 모멘텀 교환에도 불구하고 속도분포를 찌그러뜨리며, Fig. 7에서 보듯이 슬롯출구의 상류에 강한 주유동의 이끌림 효과(entrainment effects)를 주게된다. 이와 관련하여 Fig. 7에서는 제트가 주류와 상호작용함으로써, 슬롯 유동의 거의 직선 속도분포는 하류의 출구 가까운 영역에서 전형적인 제트유동 특성을 보이고 있다. 하류속도 분포는 슬롯유동과 주류의 상호작용에 의한 벽면부근의 불룩한 형상과 굴곡점을 갖는 특이한 모양을 갖는다. 이런 모양은 하류로 이동함에 따라 제트의 영향이 감소하게되어, 유동의 형태는 경계층 유동으로 되돌아감을 볼 수 있다. 이러한 하류유동장현상은 압력과 속도장에 의해 확인할 수 있다. Fig. 8-9에서는 등온선이 비교적 직선이고 냉각제 속도가 증가할 때는 하류의 어떤 거리에 대하여 평행하다. Fig. 7의 30°평평면의 경우와 같이 전형적인 하류속도분포는 열경계층 내의 유동을 안정되게 하고 온도의 성층화를 유발하여 막냉각을 향상시킨다. 이러한 이유로 Fig. 8-9에서 볼 수 있듯이 45°평평면이 냉각성능이 가장 좋음을 추정할 수 있다. 이로부터 막냉각의 슬롯과 이웃슬롯 사이의 간격을 추정할 수 있다. 예를 들면 700 K의 냉각제를 사용하여 터빈블레이드 하류벽면온도를 900 K로 유지시킬 때 필요한 거리를 산출할 수 있다. Fig. 10는 난류 유동에너지 분포도를 나타낸다. 일반적으로 다음의 지역들은 높은 난류운동에너지를 갖는다는 것을 앞의 Fig. 6-7에서도 유추할 수 있다. 냉각제출구의 바로 상류영역인 이끌림 영역(entrainment region), 냉각제 출구의 바로 하류영역, 그리고 제트 유동특성을 갖는 하류영역이다. 이러한 큰 속도차와 높은 압력구배는 이끌림 효과와 난류혼합을 야기한다. 그러므로 이러한 영역들은 높은 난류운동 에너지를 갖게된다.



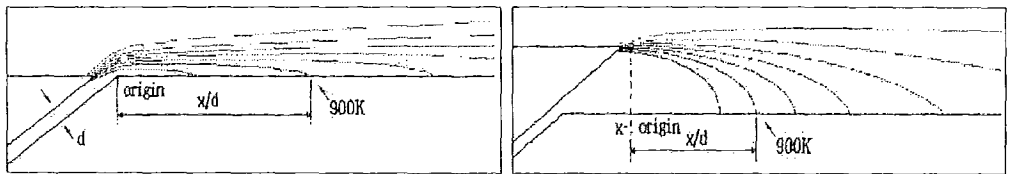
(a) 30°-flat (b) 30° - down (c) 30° - up (d) 45° - flat

Fig. 6 Static pressure when $V_c/V_m = 4/2=2$.



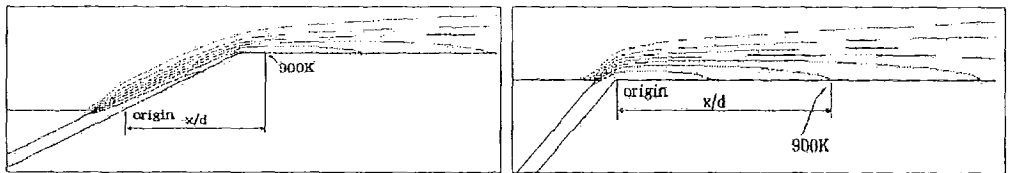
(a) 30°- flat (b) 30° - down (c) 30° - up (d) 45° - flat

Fig. 7 Velocity vector when $V_c/V_m = 4/2 = 2$.



(a) 30°-flat

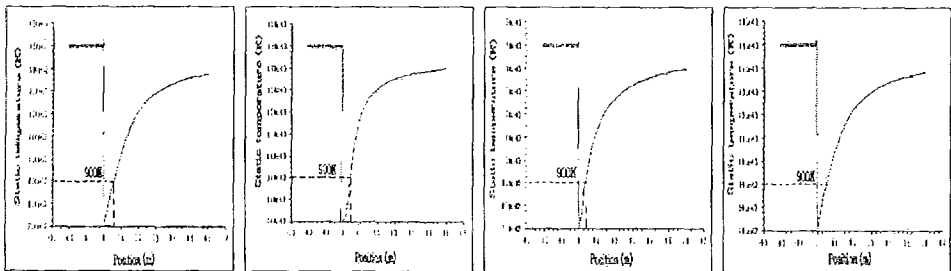
(b) 30° - down



(c) 30° - up

(d) 45° - flat

Fig. 8 Static temperature when $V_c/V_m = 4/2 = 2$.



(a) 30°- flat (b) 30° - down (c) 30° - up (d) 45° - flat

Fig. 9 Wall temperature distribution for $V_c/V_m = 4/2 = 2$. The lowest point shows the downstream side of the coolant exit.

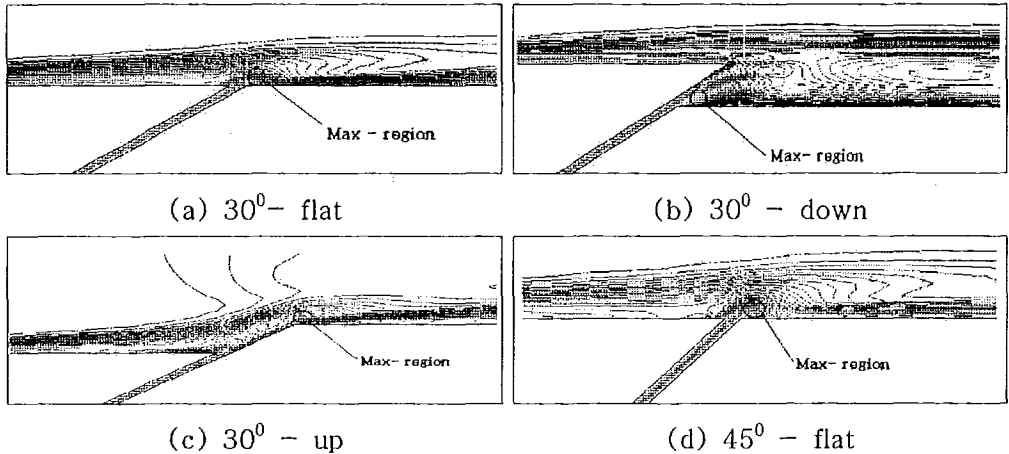


Fig. 10 Turbulent kinetic energy when $V_c/V_m = 4/2 = 2$.

Fig. 11에서는 30°flat, 30°-up(5d), 45°flat, 상에서 같은 분사비 하에서의 압력과 속도분포를 보이고 있다. (a)에서는 하류로 갈수록 제트유동 특성이 사라짐을 확인할 수 있고 30°하강면은 막냉각성능이 나쁘므로 대표적으로 30°상승면에 대해 표시 하였다. (b)에서는 벽면에 가까운 곳에서는 제트출구 상하류의 압력 상승과 하강이 심하게 나타난다. 벽면에 먼곳에서는 이러한 경향이 둔화 됨을 볼 수 있고 30°상승면은 30°평평면에 비해 압력상승은 작고 압력하강은 크게 나타남을 볼 수 있다. Fig. 12은 하류형상(5d 만큼 상승과 하강)에 따른 냉각특성을 보여준다. 물성치를 일정하게 가정한 경우가 온도의 함수로 가정한 경우보다 냉각성능(벽면온도 900 K까지 유지거리)이 과대 평가됨을 알 수 있다. 또한 냉각성능의 양호도는 30°평평면, 30°상승, 30°하강면 순으로 나타남을 보이고 있다. 분사비가 0.7-5범위에서는 평평면, 상승면, 하강면의 냉각성능 차가 다소 크며 평평면이 다소 큼을 알 수 있다. 분사비가 5이상 일 때는 하류면의 형상에 무관할것으로 예측된다. 분사비가 0.37부근 이하에서는 30°하강면의 성능이 다른 것에 비해 다소 높음을 볼 수 있고, 모든 하류형상들은 냉각성능을 최대로 하는 최적의 분사비가 존재함을 확인할 수 있다. 5d-상승면 과 5d-하강면은 평평면보다 냉각성능이 떨어지며, 30°평평면, 30°상승면, 30° 하강면 순으로 냉각효율이 좋음을 알 수 있다.

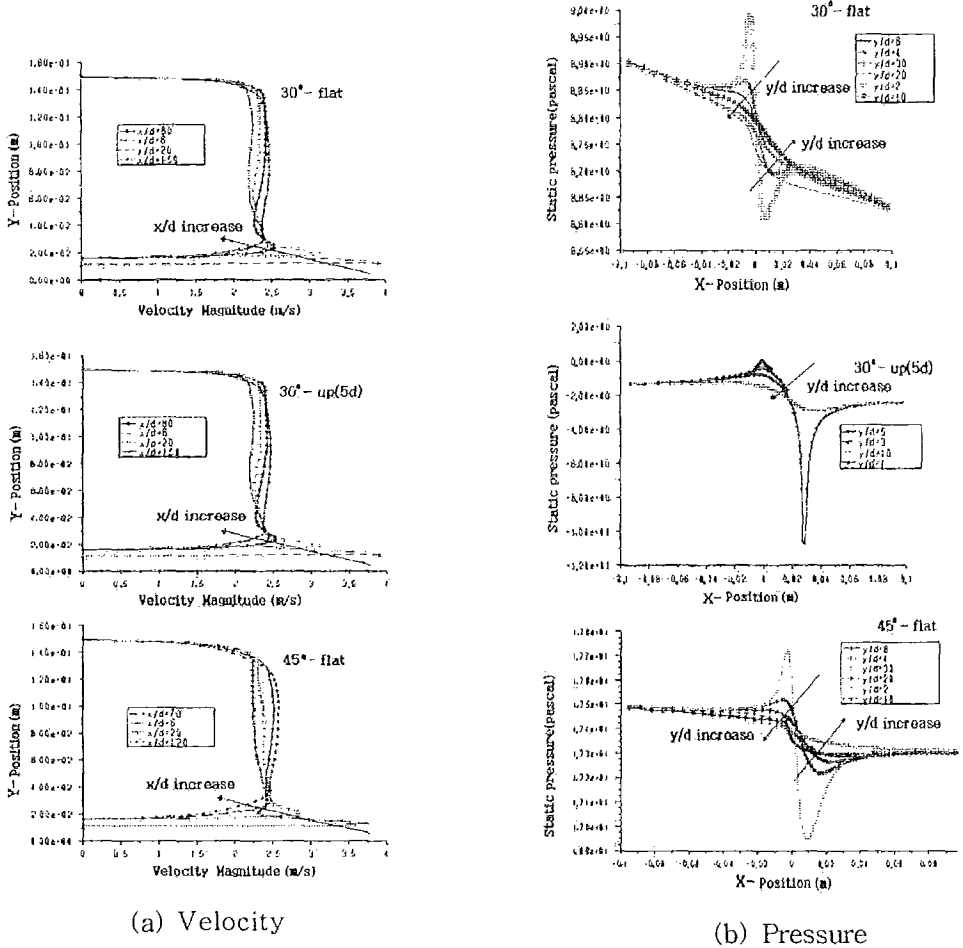


Fig. 11 Pressure and velocity distribution for the $V_c/V_m=4/2(m/s)=2$.

4. 결론

분사 슬롯으로부터 분사되는 냉각제에 의한 막냉각 특성을 연구하기 위하여 주류(2 m/s로 유지)와 냉각제의 유동장과 온도장을 FLUENT 상용코드를 사용하여 조사하였다. 막냉각에 의한 단열벽 온도분포는 분사비 뿐만 아니라 분사각도와 하류형상에 의해 좌우된다. 막 냉각 성능은 슬롯 출구에서 하류구역의 벽 가까운곳의 유동특성에 많이 의존하며, 특히 슬롯 출구에서 선형적인 속도분포가 냉각성능을 좋게함을 알 수 있었다. 슬롯 출구의 상류측에서의 큰 이끌림(entrainment)효과, 슬롯출구에서의 큰 제트와 유사한 혼합, 슬롯출구의 하류측에서의 가장 낮은 정압, 난류혼합이 일어나는 영역이 막냉각 성능에 영향을 준다. 그러나 본 2차원 모델은, 바운드 와류(bound vortex), 말굽와류(horseshoe vortex)등의 3차원적 2차유동을 무시하게 되므로, 실제적용되는 3차원 분사홀보다 더 높은 막냉각 효과

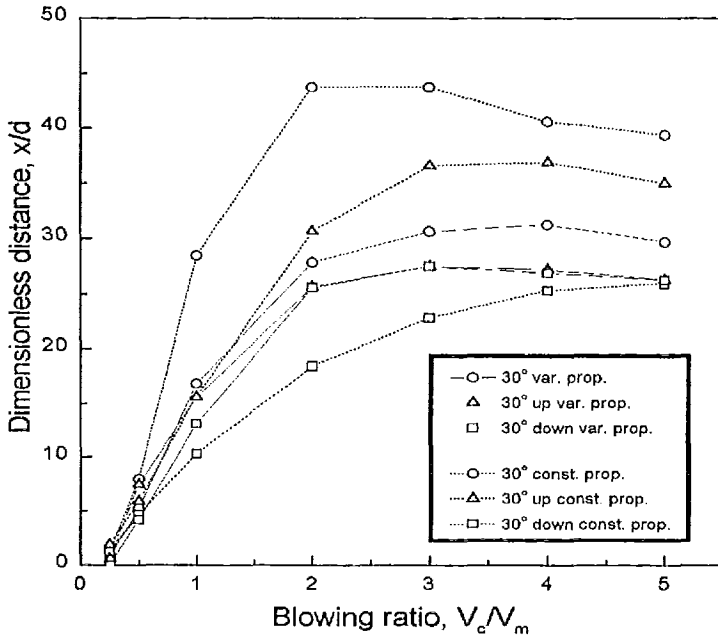


Fig. 12 Dimensionless distance vs. blowing ratio for various downstream geometries at the injection angle of 30° and $V_m=2\text{m/s}$, and when the downstream wall temperature reaches 900 K .

를 예측하게 된다. 계산된 하류 벽면의 온도를 이용하여 냉각 효율을 구해본 결과 냉각효율은 분사각도와 분사비에 큰 영향을 받음을 알 수 있었고 최적의 분사비와 분사각의 조합을 얻을 수 있었다.

1. 각도에 따른 최적의 분사각은 분사비에 많이 의존하며 분사비 2를 전후로 하여 최적의 분사각도는 2 이전에는 15° 가 제일 좋게 나왔고 2 이후에는 45° 가 가장 좋게 나왔다. 냉각효율(하류벽면온도 900 K 까지의 냉각거리)면에서 보면 45° , 30° , 15° , 60° 순으로 나타났다. 그러나 이것은 벽면온도 900 K 를 기준으로 하였을 때의 결과이며, 냉각벽면의 설정온도를 다르게하여 냉각 거리를 비교하면 또 다른 결과를 도출할 수 있을 것이다.
2. 최적의 분사비는 냉각거리(900 K 까지 도달거리)를 비교하여 나타내었고 어느 각도이든지 최대 냉각거리를 갖는 분사비가 존재하였다. 45° 와 30° 는 분사비 4 일때, 15° 는 분사비 3 일 때 최대 냉각거리를 가지며, 60° 는 분사비 4와 5 부근이지만 냉각거리면에서는 짧아짐을 알 수 있었다.
3. 분사비에 따른 최적의 분사각이 밝혀졌다. 분사비가 2일 때는 냉각거리가 각도에 관계없이 비슷하며(분사각도 60° 는 제외), 분사비가 1부근에서는 분사각도 15° 일 때가, 분사비가 1.6부근에서는 분사각도 30° 일 때가, 분사비 2.5이상일 때는 분사각도 45° 일 때가 하류벽면온도 900 K 까지의 냉각거리가 가장 큼을 알 수 있다.

4. 냉각제 출구 하류면의 상승 및 하강에 따른 막냉각 특성의 차이를 확실히 살피기 위해 실제 상황보다 다소 과장된 5d만큼 상승 및 하강 시켰다. 900 K까지의 무차원화 거리비로 비교하여 본 결과, 30°평면, 30°상승면, 30°하강면 순으로 나타남을 알 수 있었다. 그러나 원하는 냉각벽면 온도를 다르게 잡으면 또 다른 결과를 얻어지며, 분사비 5이상 일 때는 하류면의 형상에 무관한 것으로 예측되었다.
5. 물성치를 온도의 함수로 가정한 경우와 일정하게 가정한 경우를 비교결과, 일정하게 가정한 경우가 물성치를 온도의 함수로 가정한 경우보다 막냉각 성능이 과대 평가됨을 알 수 있었다. 따라서 물성치를 온도의 함수로 가정하는 것이 타당하다. 최적의 분사각과 분사비의 조합을 도출함에 있어서 본 연구는 다소 거친 결과이며, 좀더 상세한 분사각도 구간과 온도의 함수로 된 밀도를 고려함이 필요하다. 상승면과 하강면의 상세한 해석이 보완되고 실험적인 확인이 보완될 필요가 있다.

참고 문헌

1. Andreopoulos, J., 1982, Measurements in a Jet-Pipe Flow Issuing Perpendicularly Into a Crossstream, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 104, pp. 493 - 499.
2. Leiss, C., 1975, Experimental Investigation of Film Cooling with Ejection from a Row of Holes for an Application to Gas Turbine Blades, ASME Journal of Engineering for Power. Vol. 97, pp. 21 - 27.
3. 이상우, 신세현, 이택식, 이근식, 1988, 막냉각되는 평판에서의 열전달특성에 관한 실험적 연구, 대한기계학회논문집 제 6권, 제3호, pp 1415 - 1427.
4. Chen, K. C, Inada, T., and Akiyan, M, 1985, Flow Visualization Studies of Secondary Flow Patterns and Centrifugal Instability in Curved Circular and Semicircular Pipes, in FLOW VISUALIZATION III, ed . W . J . Yang, pp. 531 - 536, Hemisphere Pub, Co, Washington.
5. Golestein, R. J. Eckert, E. R. G., and Ramsey, J. W., 1968, Film Cooling with Injection through Holes adiabatic Wall Temperatures Downstream of a Circular Hole, ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 89, pp. 384 - 395.
6. 이동호, 김병기, 조형희, 1998, 분사각도변화에 따른 단일 막냉각홀 주위에서의 열/물 질전달 및 막냉각효율 특성, 대한기계학회논문집 제22권, 제10호, pp 1433 - 1444.
7. J. P. Gostelow, 1984, Cascade Aerodynamics, Pergamon Press, p. 205.
8. G. S. Lee, W. J. Yang, and C. H. Kuo, 1998, Thermal Stratification and Flow Stability in Film Cooling with Curved Coolant Injection, Heat Transfer 1998(The 11th IHTC), Vol. 6, pp. 547 - 551.
9. Sinha, A. K., Bogard, D. G., and Crawford, M. E., 1991, Film Cooling Effectiveness Down-stream of a Single Row of Holes with Variable Density Ratio, ASME J. of Turbomachinery, Vol. 113, pp. 442 -449.