분사홀 형상과 분사각 변화가 터빈블레이드 선단 막냉각 특성에 미치는 영향

권 동 구*· 김 윤 제†

(2000년 12월 21일 접수, 2001년 4월 30일 심사완료)

Effects of Various Injection Hole Shapes and Injection Angles on the Characteristics of Turbine Blade Leading Edge Film Cooling

Dong-Goo Kwon and Youn-Jea Kim

Key Words: Film Cooling(막냉각), Blunt Body Model(반원봉 모델), Shaped Hole(변형홀), Lateral Injection Angle(축방향 분사각), Kidney Vortex(신장와류)

Abstract

Using a semi-circled blunt body model, the geometrical effects of injection hole on the turbine blade leading edge film cooling are investigated. The film cooling characteristics of two shaped holes (laterally- and streamwise-diffused holes) and three cylindrical holes with different lateral injection angles, 30° , 45° , 60° , respectively, are compared with those of cylindrical hole with no lateral injection angle experimentally and numerically. Kidney vortices, which decrease the adiabatic film cooling effectiveness, appear on downstream of the cylindrical hole with no lateral injection angle. At downstream of the two shaped holes, the strength of kidney vortices is weaker than that of the cylindrical one. Therefore, two shaped holes have better film cooling characteristics than the cylindrical one. Instead of kidney vortices, single vortex appears on downstream of injection holes with lateral injection angle. The adiabatic film cooling effectiveness is symmetrically distributed along the lateral direction downstream of the cylindrical hole with no lateral injection angle. But, at downstream of the cylindrical holes with lateral injection angle, the distribution of adiabatic film cooling effectiveness in the lateral direction shows asymmetric nature and high adiabatic film cooling effectiveness regions are more widely distributed than those of the cylindrical hole with no lateral injection angle. As the blowing ratio increases, also, the effects of hole shapes and injection angles increase.

기호설명

B : 분사비
D : 반원봉 모델 선단부 직경
d : 원통형 분사홀의 직경
k : 난류운동에너지
L : 분사홀의 길이
P : 압력
Re_D : 반원봉 모델 선단 직경을 기준으로 한 레이놀즈 수
S_T : 에너지 방정식에서의 소스항
T : 온도
T_{aw} : 단열벽면 온도
T_c : 막냉각 유체 온도
T_∞ : 주유동 온도
t : 변동온도
U_c : 막냉각 유체 속도
U_∞ : 주유동 속도
U_i : 속도텐서

* 성균관대학교 대학원 기계공학과
† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : kimyj@me.skku.ac.kr
TEL : (031)290-7448 FAX : (031)290-5849

u' : 변동속도
x_i : 직교좌표 텐서

그리스문자

α : 정체선으로부터의 유동방향 분사각
β : 축방향 분사각
δ_{ij} : Kronecker delta 함수
ε : 난류소산율
η_{aw} : 단열 막냉각 효율
μ : 점성계수
ν_t : 난류 동점성 계수
ρ : 밀도
ρ_c : 막냉각 유체 밀도
ρ_∞ : 주유동 밀도
σ : Prandtl 수

하첨자

aw : 단열벽
c : 막냉각 유체
t : 난류
∞ : 주유동

상첨자

$'$: 변동성분

약어

CH : 원통형 분사홀
STDH : 출구를 유동방향으로 확장시킨 분사홀
LTDH : 출구를 축방향으로 확장시킨 분사홀
CH30 : 축방향 분사각이 30° 인 원통형 분사홀
CH45 : 축방향 분사각이 45° 인 원통형 분사홀
CH60 : 축방향 분사각이 60° 인 원통형 분사홀

1. 서 론

열역학적 사이클의 측면에서 볼 때 연소실(combustion chamber)로부터 터빈으로 들어가는 터빈 입구온도(turbine inlet temperature, TIT)를 증가시킴으로써 가스터빈 엔진의 열효율을 향상시킬 수 있다. 따라서, 지난 수십 년간 터빈입구온도는 지속적으로 상승되어 왔다. 가스터빈 엔진 부품의 내열한계 온도보다 높은 이러한 고온의 환경 속에서 엔진의 정상적인 작동을 위해서는 가스터빈 엔진 부품, 특히 터빈 블레이드(turbine blade)의 재질이 고온의 환경에서 견딜 수 있는 적정온도를 유지해야 하며 그러기 위해서는 적절한 냉각방법이 필요하다. 막냉각(film cooling)은 압축공기가 연소실로 유입되기 전에 빼내어 블레이드의 표면에 뚫은 분사홀(injection hole)을 통해 블레이드 표면으로 분사시킴으로써 고온의 가스유동으로부터 블레이드 표면을 보호하는 냉각방법이다. 고효율 가스터빈 엔진의 구현을 위해 가스터빈 엔진 설계자들은 막냉각 시스템에서 최소한의 냉각공기로 최대한의 냉각효과를 얻기 위해 노력하고 있으며, 이러한 노력의 일환으로 변형된 분사홀(shaped injection hole)과 분사각(injection angle)의 영향에 대한 많은 실험적, 수치적 연구를 수행하고 있다.

Goldstein[1]은 1971년까지의 막냉각에 관한 연구를 체계적으로 정리하였고, 국내에서는 최근 조형희[2]가 막냉각의 유동 및 열전달 특성과 최근의 연구동향에 관해 정리한 바 있다.

먼저, 실험적 연구를 살펴보면, Goldstein 등[3]은 홀 출구를 스팬(span) 방향으로 10° 만큼 확장시킨 변형된 분사홀 사용 시 막냉각 유체가 벽면에 더욱 잘 부착되므로 막냉각 효율이 원통형 홀에 비해 우수함을 밝혔다. Thole 등[4]은 출구를 축방향으로 확장시킨 홀과 축방향과 스팬방향으로 모두 확장시킨 홀을 원통형 홀의 유동장과 비교하였다. 출구를 확장시킨 형태의 홀을 사용할 경우, 분사홀 출구에서 막냉각 유체의 운동량이 감소하여 주유동 속으로 유입되는 현상(penetration)과 속도구배가 크게 줄어든다는 것을 알 수 있었다. Reiss와 Bölcs[5]는 실린더 모델을 이용하여, 원통형 홀과 출구가 확장된 형태의 홀에 관한 막냉각 특성을 연구하였다.

수치적 연구로는, Thakur 등[6]이 반원봉 모델 선단에서의 막냉각 특성을 저 레이놀즈수(Low Reynolds number) $k-\varepsilon$ 난류모델을 사용하여 해석하였다. 그들은 정체선으로부터 유동방향으로의 분사각과 분사홀의 배열을 변화시켜가며 해석함으로써, CFD 기법이 막냉각의 기하학적 최적설계에 사용될 수 있음을 제시하였다. Bohn 등[7]은 실제 터빈 블레이드 선단 막냉각에서, 유동방향 분사시 분사홀 하류에 대칭형태의 신장와류

(kidney vortex)가 발생하고, 축방향 분사각을 갖는 경우에는 비대칭 형태의 와류가 발생함을 밝혔다. 최근에, 유동방향으로 분사되는 원통형 홀(Walters와 Leylek[8]), 복합각도로 분사되는 원통형 홀(McGovern과 Leylek[9]), 유동방향으로 분사되는 변형된 홀(Hyams와 Leylek[10]), 그리고 복합각도로 분사되는 변형된 홀(Brittingham과 Leylek[11])에 관한 일련의 수치적 연구가 수행되었다. 그들은 막냉각의 유동특성을 상세하게 밝혔고, 여러 가지 변형된 홀과 분사각도의 영향을 체계적으로 연구하였다. 하지만, 이러한 대부분의 연구가 평판 막냉각에 한정된 것이었다.

본 연구에서는 3가지 형태의 분사홀과 서로 다른 축방향 분사각을 가진 3가지 원통형 홀을 반원봉 모델 표면에 가공하여 터빈 블레이드 선단 막냉각을 모사하였다. 분사비를 변화시켜가며 각각의 경우에 대해 실험과 수치해석을 수행하여 유동장과 온도장의 특성이 어떻게 변화하는지를 살펴봄으로써 총 6가지 경우에서 분사홀의 형상과 분사각 변화가 터빈 블레이드 선단 막냉각 특성에 미치는 영향에 관해 연구하였다.

2. 단열 막냉각 효율 및 분사비

단열 막냉각 효율(adiabatic film cooling effectiveness) η_{aw}는 다음과 같은 무차원 온도분포로부터 구할 수 있다.

$$\eta_{aw}=\frac{T_{aw}-T_{\infty}}{T_c-T_{\infty}} \tag{1}$$

위 식에서 단열막냉각효율 η_{aw}가 1이라는 것은 단열벽면 온도가 막냉각유체의 온도와 같다는 것이고 이는 벽면이 막냉각 유체에 의해 완벽하게 보호되고 있음을 의미한다. 반면에 단열막냉각효율이 0이라는 것은 단열벽면 온도가 주유동의 온도와 같은 경우이고 이는 벽면이 막냉각 유체에 의해 전혀 보호받지 못하고 있음을 의미한다.

막냉각 효율에 영향을 미치는 중요한 인자 중 하나로 분사비(blowing ratio) B를 들 수 있고, 이는 주유동과 막냉각 유체간의 질량유속비(mass flux ratio)로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$B=\frac{\rho_c U_c}{\rho_{\infty} U_{\infty}} \tag{2}$$

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

전체 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 본 연구에서 사용한 풍동은 개방형 아음속(subsonic) 풍동으로 단면수축비(contraction ratio)는 7:1이며, 균일한 유동을 공급하기 위해 하나의 허니콤(honeycomb)과 4개의 스크린(screen)이 장착되어 있다. 시험부의 단면적은 450mm×450mm이며, 유속은 45m/s까지 연속적으로 조절이 가능하다. 난류강도는 약 1.0%이고, 평균속도의 공간 균일도는 경계층 부분을 제외하면 약 ±1.0%이다. 시험부는 아크릴로 제작되었으며 전체길이는 4.3m이다. 막냉각 유체를 공급하기 위한 이차유동 공급장치는 온풍기(heating

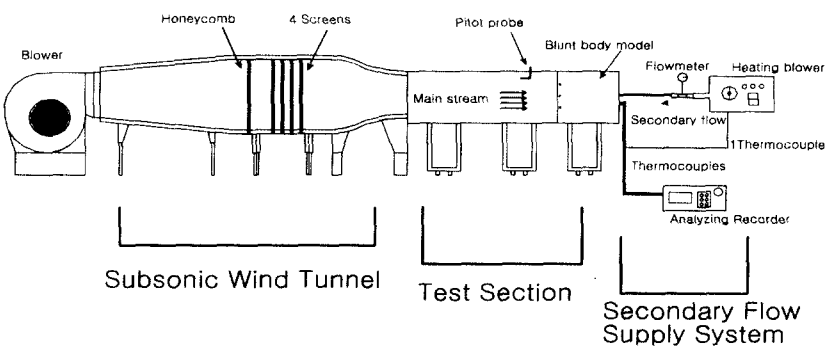


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental apparatus

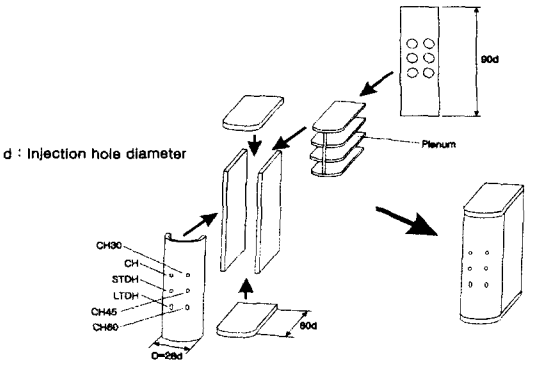


Fig. 2 Semi-circled blunt body model for simulating turbine blade leading edge

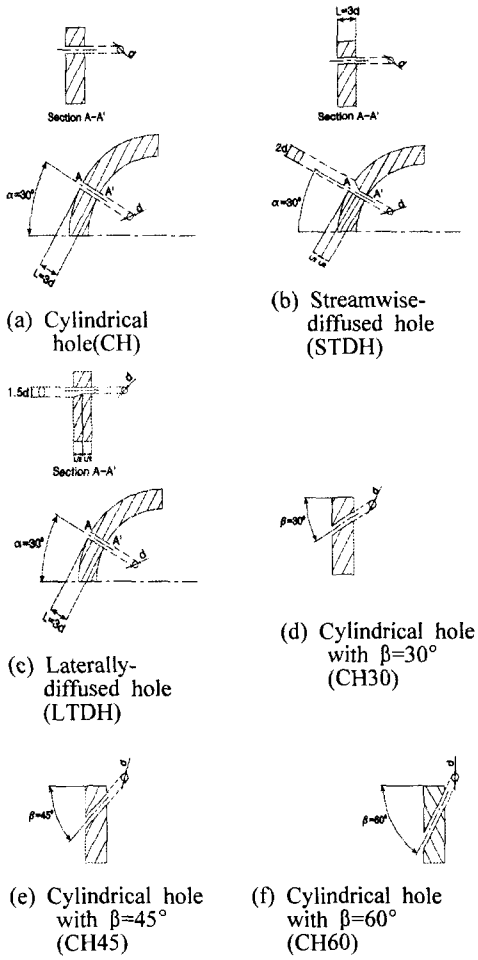


Fig. 3 Schematic diagrams of the selected injection hole shapes

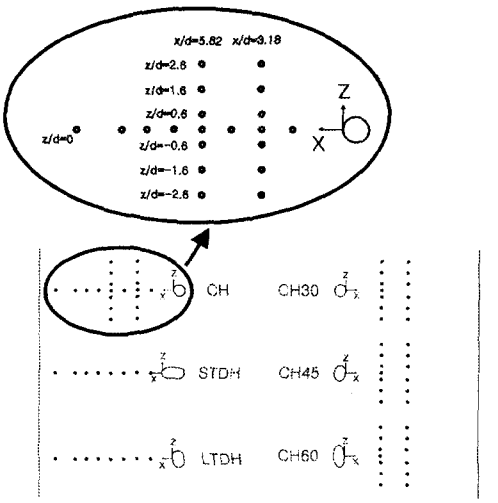


Fig. 4 Locations of thermocouples

blower)와 막냉각 유체의 유량을 측정하기 위한 유량계, 공기실(plenum)로 막냉각 유체를 공급하기 위한 배관으로 구성하였다. 온풍기는 시로코 휀(sirocco fan)과 히터, 그리고 원하는 온도를 일정하게 유지하기 위한 자동온도조절장치로 이루어져 있다. 공기실 내 분사홀 입구 근처에 T형 열전대(T-type thermocouple)를 설치하여 자동온도조절장치에 연결, 자동제어하게 함으로써 분사유체의 온도를 일정하게 유지할 수 있도록 하였다. 주유동 속도는 피토관을 이용하여 측정하였고, 벽면 온도는 T형 열전대와 열전대용 분석기기 AR4400(Yokogawa)을 이용하여 데이터를 획득하였다. 터빈 블레이드 선단을 모사한 반원봉 모델을 Fig. 2에 나타내었다. 막냉각 유체를 6가지 분사홀에 대해 개별적으로 공급하여 실험을 수행할 수 있도록 선단 뒤 직선부에 6군데의 공기실을 두었다. 전도(conduction)에 의한 영향을 최대한 줄이고 단열벽을 만들어 주기 위해 반원봉 모델은 열전도율이 κ=0.2-0.4 W/m℃로 매우 낮은 폴리아세탈(polyacetal)로 제작하였고, 선단부의 직경 D는 140 mm이다. 본 연구에서 사용한 분사홀의 형상은 Fig. 3에 나타내었다. 블레이드 표면을 따르는 유동방향으로의 분사각을 α, 축방향 분사각을 β, 그리고 블레이드 표면을 따른 유동방향을 x, 표면에 수직한 방향을 y, 축방향을 z로 각각 정의하였다. 선택된 분사홀은 축방향 분사각 β가 0° 인 일반적인 원통형 홀

(cylindrical hole), 출구를 유동방향으로 확장시킨 홀(streamwise-diffused hole), 출구를 축방향으로 확장시킨 홀(laterally-diffused hole) 등 3가지 형태의 분사홀과 축방향 분사각 β가 각각 30°, 45°, 60° 인 원통형 홀로서 총 6가지 형태이다. 편의를 도모하기 위해 이들을 각각, CH, STDH, LTDH, CH30, CH45, CH60의 약어로써 나타내었고, 이들의 유동방향 분사각 α는 모두 30° 로 일정하게 구성하였다. 각 홀의 치수는 원통형 홀의 직경 d를 기준으로 표시하였으며(d=5mm), 축방향 분사각 β가 0° 일 때 분사홀의 길이-직경비(L/d)는 3이다.

3.2 실험방법

주유동의 속도를 12m/s로 고정시키고, 각 분사홀당 분사비를 0.5, 1.0, 1.5로 변화시켜 가며 실험을 수행하였다. 이때, 반원봉 모델 선단 직경을 기준으로 한 Re_D는 약 100,000의 값을 갖는다. 막냉각 유체의 온도는 주유동보다 20℃ 높게 가열하였고, 자동온도조절장치를 이용하여 주유동과 막냉각 유체간의 온도차를 항상 일정하게 유지하도록 하였다. 각 분사홀의 막냉각 효과를 비교하기 위해서는 단열 막냉각 효율을 구해야 하며, 이는 식 (1)로부터 알 수 있듯이 주유동 온도, 분사되는 막냉각 유체의 온도, 그리고 단열 벽면 온도를 구해야 한다. Fig. 4에 도시한 바와 같이, CH, STDH, LTDH 등 3가지 분사홀 형상변화에 대한 실험에서는 열전대를 z=0인 홀의 중심선을 따라 x 방향으로 부착하여 단열 벽면온도를 측정하였다. 열전대는 정체선으로부터 유동방향으로 40°, 45°, 50°, 55°, 60°, 65°, 70°, 80° 되는 위치에 각각 부착하였다. CH, CH30, CH45, CH60 등 4가지 분사홀을 사용한 축방향 분사각 변화에 대한 실험에서는 정체선으로부터 유동방향으로 45°, 55° 되는 지점에 z방향으로 열전대를 부착하여 단열 벽면온도를 측정하였다. 이 경우 열전대는 홀 중심선, 그리고 축방향 상하로 각각 $\pm 0.6d$, $\pm 1.6d$, $\pm 2.6d$ 되는 위치에 각각 부착하였다. 모든 열전대는 측정하려는 지점 벽면에 직경이 매우 작은 구멍을 뚫어 열전대의 접점만을 벽면에 노출시킨 후 알루미늄 테이프를 표면에 덮어 고정시켰고, 벽면에서의 유동에 방해가 되지 않도록 공기실을 통해 반원봉 모델 뒤쪽으로 빼내어 측정장치에 연결하였다.

4. 수치해석

4.1 지배방정식

막냉각의 유동장과 온도장을 지배하는 시간평균된(time-averaged) 삼차원, 정상상태, 난류유동의 지배방정식은 다음과 같다.

연속방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho U_j) = 0 \tag{3}$$

운동량방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'}\right] \tag{4}$$

에너지방정식 :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\frac{\mu}{\sigma}\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) - \rho\overline{u_j' t'}\right] + S_T \tag{5}$$

여기서, S_T는 소스항(source term)을 나타낸다. 또한, 난류장 해석을 위하여 본 연구에서는 표준 $k-\varepsilon$ 난류모델을 채택하였다.

4.2 수치해석 방법

수치해석은 실험과 마찬가지로 각각의 막냉각 홀에 대해 개별적으로 수행하였다. Garg와 Rigby[13]의 연구에서와 같이, 실험을 정확히 모사하기 위해 공기실, 막냉각 유체의 통로를 모두 계산영역에 포함시켰다. 분사홀의 바깥쪽 y방향의 계산영역 길이는, 풍동 시험부 벽면의 경계층 영향을 받지 않는 외부유동(external flow)으로 모사하였고 막냉각 유체와 주유동의 상호작용 효과가 미치지 않도록 분사홀 직경의 12배로 설정하였다. z방향으로의 계산영역 길이는 공기실의 높이와 동일한 분사홀 직경의 7.5배로 설정하였다. 계산시간을 최대한 줄이면서, 정확한 해를 구하기 위해 정체선 부분에 대칭조건(symmetric condition), 상부면과 하부면에 주기조건(periodic condition)을 주었다. 따라서, Fig. 5와 같이 주유

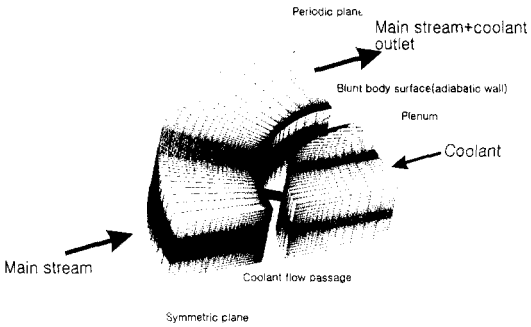


Fig. 5 Computational grids for cylindrical hole

동과 막냉각 유체가 계산영역에 유입되어 출구를 통해 빠져나가도록 설정하였다. 모든 벽면은 단열벽으로 가정하였고, 점착조건(no-slip condition)을 주었다. 주유동과 막냉각 유체의 난류강도는 1%로 주었고, 길이척도(length scale)는 Walters와 Leylek[8]의 연구에서와 같이 축 방향 계산영역 길이의 1/10로 설정하였다.

상용 수치해석 코드 STAR-CD를 사용, 유한체적법(Finite Volume Method, FVM)으로 지배방정식을 이산화 하였으며, Patankar[12]에 의해 제안된 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) 알고리즘을 이용하여 잔여분(residual)이 10^{-4}보다 작을 때까지 최종 수렴된 유동장 및 온도장의 해를 구하였다.

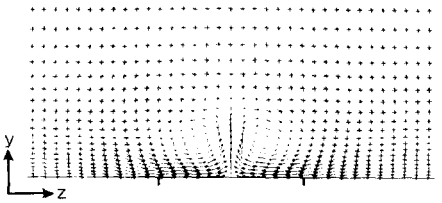
Fig. 5에 도시한 바와 같이 약 150,000개의 격자를 구성하였는데, 격자수를 2배로 증가시켜도 해석 결과에는 큰 영향을 미치지 않았다. 각 분사홀과 분사비에 대해 CPU 333MHz인 SUN ULTRA 10 Workstation에서 약 20시간의 계산시간을 거친 후 최종 수렴된 해를 얻었다.

5. 결과 및 고찰

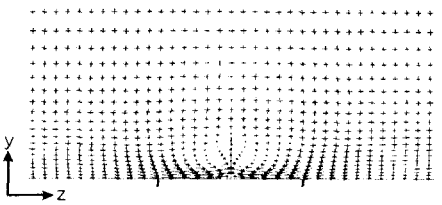
5.1 분사홀 형상 변화의 영향

Bohn 등[7]은 축방향 분사각 β가 0° 이고 원통형 분사홀을 사용하는 경우, 분사홀의 하류에 신장와류가 생성됨을 밝혔고, 많은 선행 연구자들에 의해 신장와류가 막냉각 성능에 악영향을 미친다는 것이 밝혀졌다.

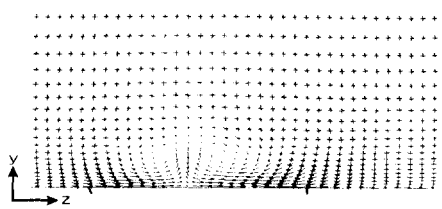
Fig. 6에 분사비가 1.5일 때 원통형 홀, 출구를 유동방향과 축방향으로 확장시킨 홀 등 3가지 분사홀 하류 x/d=0.73 지점을 선택하여, y-z 평면



(a) Cylindrical hole(CH)



(b) Streamwise-diffused hole(STDH)

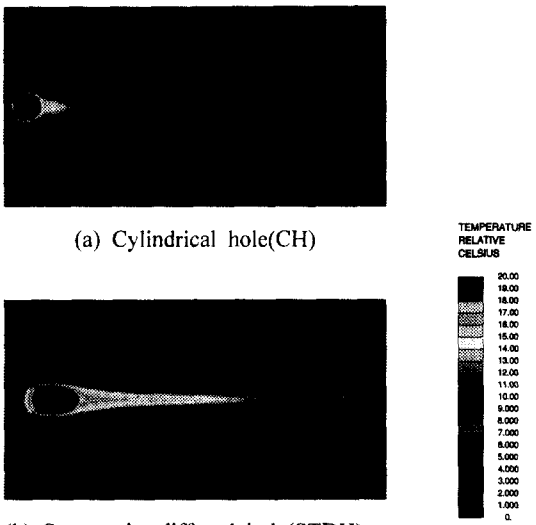


(c) Laterally-diffused hole(LTDH)

Fig. 6 Velocity vectors for CH, STDH and LTDH with B=1.5 at x/d=0.73 resulted from numerical analysis

에서의 속도벡터를 도시하였다. 원통형 분사홀 하류에 강한 신장와류가 생성되었는데, 이러한 와류의 영향으로 막냉각 유체가 벽면으로부터 이탈되고, 주유동이 신장와류의 양쪽에서 벽면으로 유입하게 된다. 하지만, 신장와류의 강도와 주유동이 벽면으로 유입되는 정도가 원통형 홀에 비해 출구를 확장시킨 두 가지 홀의 경우가 좀더 작음을 알 수 있다.

막냉각의 온도장은 대류에 의한 영향이 지배적이라 할 수 있다. 따라서, 이러한 대류의 영향이 지배적인 표면에서의 막냉각 효과를 직접적으로 고찰하기 위해, Fig. 7에 분사비가 1.5인 경우 각 분사홀 출구와 하류 벽면의 상대온도 분포를 나타내었다. 벽면 상대 온도가 20℃라는 것은 단열 막냉각 효율이 1로서 표면이 막냉각 유체에 의해 완벽하게 보호되고 있다는 의미이고, 0℃라는 것은 단열 막냉각 효율이 0으로서 막냉각 유체의 영향이 전혀 미치지 않아 보호

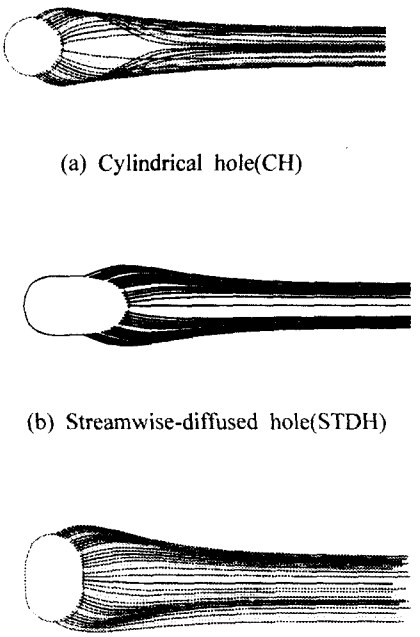


(a) Cylindrical hole(CH)

(b) Streamwise-diffused hole(STDH)

(c) Laterally-diffused hole(LTDH)

Fig. 7 Relative temperature distribution at the hole exit and surface for CH, STDH and LTDH with B=1.5 resulted from numerical analysis



(a) Cylindrical hole(CH)

(b) Streamwise-diffused hole(STDH)

(c) Laterally-diffused hole(LTDH)

Fig. 8 Streaklines near the injection holes for CH, STDH and LTDH with B=1.0 resulted from numerical analysis

받지 못하고 있다는 의미이다. 원통형 홀과 출구를 확장시킨 나머지 두 가지 홀의 온도분포가 확연한 차이를 보이고 있다. 원통형 홀의 막냉각 효율은 하류로 갈수록 급격히 감소하였으나, 출구를 확장시킨 홀의 막냉각 효율은 보다 하류까지 높게 유지되고 있다. 분사비가 1.0인 경우 분사홀 출구에서의 유맥선(streaklines)을 Fig. 8에 도시하였다. Hyams와 Leylek[10]의 연구에서와 같이, 원통형 홀인 경우 출구에서 역압력 구배의 영향을 강하게 받고 있으나, 출구를 확장시킨 나머지 두 홀에서는 그렇지 않음을 알 수 있다.

Figs. 9~11에 홀의 중심선(z=0)을 따라 실험을 통해 측정한 단열 막냉각 효율과 수치해석을 통해 구한 값을 세 가지 분사홀에 대해 비교하였다. 분사비가 0.5인 경우, 출구를 유동방향으로 확장시킨 홀이 원통형 홀에 비해 약간 높은 막냉각 효율 분포를 나타내었으나, 분사홀의 하류 약 x/d=8이 되는 지점 후에서는 거의 유사한 값을 가졌다. 출구를 축방향으로 확장시킨 홀은 원통형 홀에 비해 낮은 막냉각 효율 분포를 나타내었다. 그러나, 세 가지 분사홀 모두 하류로 갈수록 막냉각 효율이 급격히 감소하였다. 분사비가 1.0일 때에는 분사비가 0.5인 경우에 비해, 출구를 유동방향으로 확장시킨 홀이 원통형 홀보다 높은 막냉각 효율 분포를 나타내었으나, x/d=8이 되는 지점 이후에서는 거의 유사한 값을 가졌다. 출구를 축방향으로 확장시킨 홀의 경우 분사홀의 출구 근방에서는 원통형 홀 보다 높은 막냉각 효율 값을 가지나, x/d=2인 지점 이후에서는 원통형 홀보다 낮은 막냉각 효율 분포를 나타내었다. 세 가지분사홀 모두 막냉각유체의 영향이, 분사비가 0.5인 경우보다 더욱 하류까지 미치고 있음을 알 수 있다. 분사비가 1.5인 경우, 출구를 유동방향으로 확장시킨 홀이

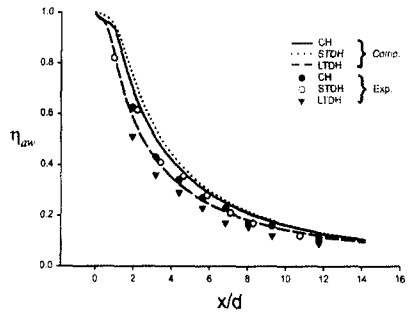


Fig. 9 Adiabatic film cooling effectiveness along the centerline for CH, STDH and LTDH with B=0.5

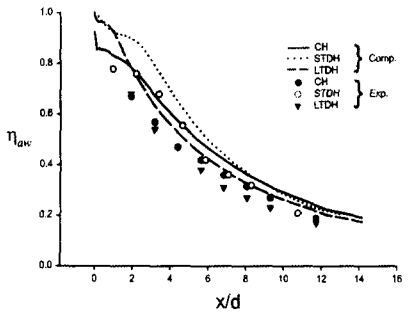


Fig. 10 Adiabatic film cooling effectiveness along the centerline for CH, STDH and LTDH with B=1.0

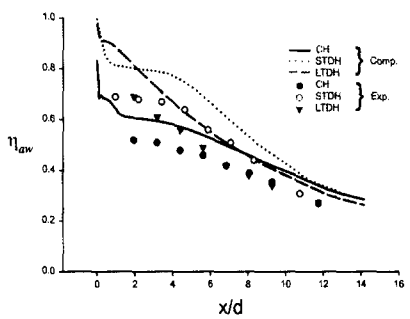
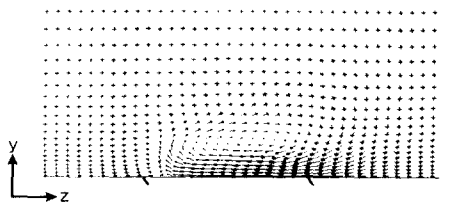
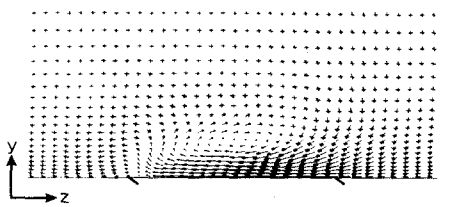


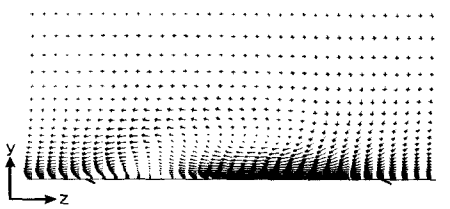
Fig. 11 Adiabatic film cooling effectiveness along the centerline for CH, STDH and LTDH with B=1.5



(a) Cylindrical hole with β=30°(CH30)



(b) Cylindrical hole with β=45°(CH45)



(c) Cylindrical hole with β=60°(CH60)

Fig. 12 Velocity vectors for CH30, CH45 and CH60 with B=1.5 at x/d=0.73 resulted from numerical analysis

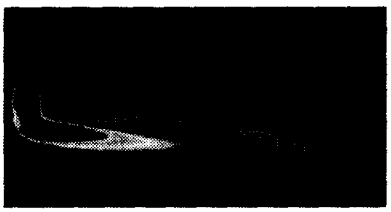
원통형 홀에 비해 하류까지 높은 막냉각 효율을 유지하였다. 출구를 축방향으로 확장시킨 홀은 x/d=8이 되는 지점까지는 원통형 홀에 비해 높은 막냉각 효율 분포를 보이지만, 그 이후에는 원통형 홀에 비해 약간 낮은 막냉각 효율 분포를 보였다.

5.2 축방향 분사각 변화의 영향

Fig. 12에 분사비가 1.5일 때 축방향 분사각이 각각 30° , 45° , 60° 인 3가지 원통형 분사홀 하류 x/d=0.73 지점을 선택하여, y-z 평면에서의 속도벡터를 도시하였다. 축방향 분사각 0° 에서 볼 수 있었던 신장와류는 나타나지 않았고 대신 하나의 큰 와류가 발생하였으며, 축방향 분사각이 30° , 45° 인 경우 그 크기는 분사홀의 출구와 거의 유사하였다. 그러나, 축방향 분사각이 60° 인 경우에는 나머지 경우와는

(a) Cylindrical hole with β=30°(CH30)

(b) Cylindrical hole with β=45°(CH45)



(c) Cylindrical hole with β=60°(CH60)

Fig. 13 Relative temperature distribution at the hole exit and surface for CH30, CH45 and CH60 with B=1.5 resulted from numerical analysis

와류의 형태가 조금 달라, 하나의 큰 와류가 발생하는 대신 그것이 일그러져 넓게 퍼진 형태를 나타내고 있다. 이러한 와류의 영향으로, 세 가지 홀 모두 주유동이 양쪽에서 벽면으로 유입되는 신장와류와는 달리 한쪽 방향에서 벽면으로 유입되고 있음을 알 수 있다. Fig. 13에 분사비가 1.5인 경우 각 분사홀 출구와 하류 벽면에서의 상대온도 분포를 나타내었다. 축방향 분사각이 0° 인 경우와는 달리, 막냉각 유체가 한쪽으로 치우쳐 있으며, 축방향 분사각이 커질수록 막냉각 유체에 의해 보호받는 벽면의 영역이 더욱 넓어지고 있음을 알 수 있다.

Figs. 14~16에는 x/d=3.18 지점에서의 실험을 통해 측정한 축방향 단열 막냉각 효율과 수치해

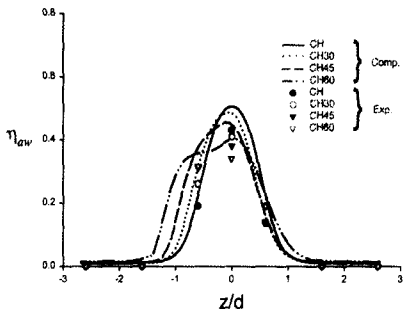


Fig. 14 Lateral adiabatic film cooling effectiveness for CH, CH30, CH45 and CH60 with B=0.5 at x/d=3.18

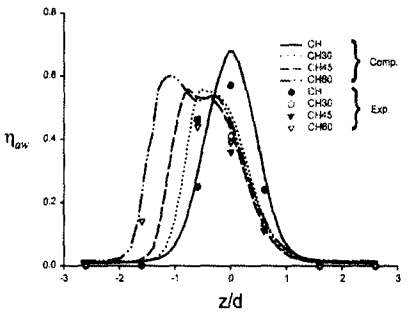


Fig. 15 Lateral adiabatic film cooling effectiveness for CH, CH30, CH45 and CH60 with B=1.0 at x/d=3.18

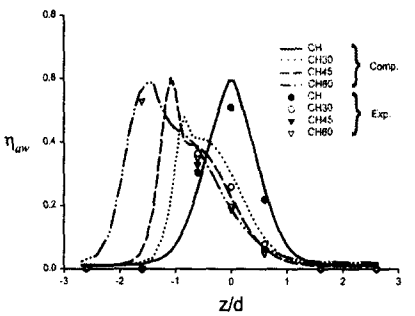


Fig. 16 Lateral adiabatic film cooling effectiveness for CH, CH30, CH45 and CH60 with B=1.5 at x/d=3.18

석을 통해 구한 값을 네 가지 분사홀에 대해 서로 비교하였다. 축방향 분사각이 0° 인 경우, 모든 분사비에서 홀의 중심(z=0) 지점에 대칭인 형태로 단열 막냉각 효율 분포를 나타내고 있다. 축방향 분사각을 갖는 세 가지 분사홀의 경우, 분사비와 분사각이 증가할수록 단열 막냉각 효율 분포가 홀의 중심(z=0)에 대해 한쪽으로 치우치면서 넓게 퍼지고 있음을 알 수 있다. 분사비가 0.5인 경우, 분사각이 증가할수록 단열 막냉각 효율의 최대값은 점점 감소하였다. 분사비가 1.0일때, 축방향 분사각이 60° 인 경우 단열 막냉각 효율의 최대값이 30° , 45° 인 경우에 비해 높음을 알 수 있다. 그리고, 분사비가 1.5일 때에는, 축방향 분사각이 45° , 60° 인 경우 단열 막냉각 효율의 최대값은 축방향 분사각이 0° 인 경우만큼 증가하였다. 또한, 결과 그래프를 도시하지는 않았지만, x/d=5.62 지점에서는 막냉각 유체의 확산으로 인해 x/d=3.18인 지점보다 전체적으로 더 낮은 단열 막냉각 효율 분포를 나타내었다.

위의 결과로부터, 실험과 수치해석을 통해 구한 단열 막냉각 효율 값이 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 수치해석시 전도와 복사(radiation)의 영향을 무시하였으나, 실제로는 그 영향이 존재하기 때문이라고 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 평판 막냉각에 한정되어 왔던 기존 연구에서 벗어나, 반원봉 모델을 이용하여 분사홀의 형상과 분사각 변화가 터빈 블레이드 선단 막냉각 특성에 미치는 영향에 대해 수치적 방법과 실험적 방법을 이용하여 연구하였다.

분사홀의 형상 변화에 대한 연구에서, 원통형 분사홀의 경우 하류에서 강한 신장와류가 형성되었고, 출구를 확장시킨 두 가지 분사홀에서도 하류에 신장와류가 형성되었으나 그 강도가 원통형 분사홀에 비해 약하여 주유동이 벽면으로 유입되는 정도가 약하였다. 따라서, 막냉각 유체가 벽면에 더욱 잘 부착되므로 막냉각 성능이 향상됨을 알 수 있었다.

축방향 분사각 변화에 대한 연구에서, 축방향 분사각을 가지는 경우에는 하류에서 신장와류 대신 하나의 큰 와류가 형성되었고, 단열 막냉각 효율이 홀의 중심에 대해 비대칭적으로 분포하였다. 또한, 축방향 분사각이 증가할수록 막냉각 유체의 영향이 축방향으로 넓게 퍼져, 막냉각 유체에 의해 보호되는 표면의 면적이 증가됨을 알 수 있었다. 또한, 이러한 홀 형상과 축방향 분사각 변화의 영향은 분사비가 증가할수록 그 정도가 더욱 증가하였다.

참고문헌

(1) Goldstein, R. J., 1971, "Film Cooing," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 321～379.

(2) 조형희, "막냉각에서의 유동 및 열전달 특성, 2000, 대한기계학회 2000년도 유체공학부문 학술강연회 강연집, pp. 61～79.

(3) Goldstein, R. J., Eckert, E. R. G. and Burggraf, F., 1974, "Effects of Hole Geometry and Density on Three-Dimensional Film Cooling," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 595～606.

(4) Thole, K., Gritsch, M., Schulz, A. and Wittig, S., 1998, "Flowfield Measurements for Film-Cooling Holes with Expanded Exits," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 120, pp. 327～336.

(5) Reiss, H. and Bölcs, A., 2000, "Experimental Study of Showerhead Cooling on a Cylinder Comparing Several Configurations Using Cylindrical and Shaped Holes," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 161～169.

(6) Thakur, S., Wright, J. and Shyy, W., 1999, "Convective Film Cooling over a Representative Turbine Blade Leading-Edge," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 42, pp. 2269～2285.

(7) Bohn, D. E., Moritz, N., Krüger, U. and Kusterer, K., 2000, "Numerical Analysis of Streamwise and Lateral Ejection of Cooling Fluid at the Leading Edge of a Turbine Blade Cascade," *Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, ISROMAC-8, Vol. II, pp.793～800.

(8) Walters, D. K. and Leylek, J. H., 2000, "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics : Part I- Streamwise Injection with Cylindrical Holes," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 102～112.

(9) McGovern, K. T. and Leylek, J. H., 2000, "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics : Part

II- Compound-Angle Injection with Cylindrical Holes," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 113~121.

(10) Hyams, D. G. and Leylek, J. H., 2000, "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics : Part III -Streamwise Injection with Shaped Holes," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 122~132.

(11) Brittingham, R. A. and Leylek, J. H., 2000, "A Detailed Analysis of Film-Cooling Physics : Part IV- Compound-Angle Injection with Shaped Holes," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 133~145.

(12) Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,"Hemisphere, New York.

(13) Garg, V. K. and Rigby, D. L., 1999, "Heat Transfer on a Film-Cooled Blade - Effect of Hole Physics," *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, Vol. 20, pp. 10~25.