Proceedings of
The 5th National Congress on Fluids Engineering
March 26-28. 2008, Jeju, Korea

스퀼러팁을 이용한 가스터빈 내에서의 3차원 유동 및 열전달 특성에 관한 연구

정종훈* · 문영준** · 김진영***

Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Characteristics on the Gas Turbine Blade with a Squealer Tip

Jong Hun Jung*, Young J. Moon** and Jin Young Kim***

Key Words : *Squearler tip(스퀼러 팁), Tip Leakage flow(끝단 누설 유동), GasTurbine blade(가스터빈 블레이드), Heat Transfer Coefficient (열전달 계수)*

Abstract

In this paper, a numerical simulation of three-dimensional flow field and heat transfer coefficient distribution are conducted for two types of gas turbine blade with plane and squealer tips. The numerical results show that gas turbine blade with squealer tip considerably changes the flow structures near the tip regions of pressure and suction sides, so the overall heat transfer coefficients on the tip and shroud with squealer tip are lower than those with the plane tip blade. Finally, the effect of tip gap clearance on the flow field and heat transfer characteristics are investigated.

기호설명

PS	: 압력면
SS	: 흡입면
t	: 끝단 높이
g	: 끝단 간극 높이
H	: 블레이드 높이

1. 서 론

가스터빈 블레이드(gas turbine blade)는 1920년대부터 발전을 거듭하여 현재는 내열 소재 기술의 향상 및 냉각 기술의 진보 등의 기술 발전으로 인해 수송 및 발전용에 그치지 않고 레저 산업, 육상 엔진 등으로 사용 범위가 확장되고 있다. 또한 블레이드 형상 설계 및 터빈 내 유동 해석 기술도 크게 발달하여 효율을 높일 수 있는 다양한 기법 및 다단 터빈에 대한 비정상 해석 분야까지 연구 범위가 확대되고 있다. 가스터빈의 출력과 효율을 증가시키기 위해 가스 터빈의 입구온도를 점점 증가시키는 경향이 있는데, 이에 의해 터빈 내 각 부품들의 열부하도 점점 커지고 있다. 특히 블레이드 끝단은 높은 열부하와 냉각의 어려움 때문에 터빈 내에서도 열전달 문제가 심각한 부분이다. 슈라우드가 없는 터빈(unshrouded turbine)에서는 회전하는 블레이드 끝단과 고정된 슈라우드 사이에 끝단 간극(tip clearance)이 존재하게 되고, 블레이드 압력면과 흡입면의 압력차이로 인해 고온의 연소가스가 이 간극을 통해 흐르게 된다. 이러한 슈라우드와 블레이드 끝단 사이의 유동을 끝단 누설 유동(tip leakage flow) 혹은 끝단 누설 와류(tip leakage vortex)라 부른다.

이 누설유동은 가스터빈의 유동 손실 및 열전달 문제를 야기시키는데, 블레이드 슈라우드면 쪽에서는 날개 압력면 팁에서 박리된 유동이 팁 윗면에서 재부착점(reattachment point)을 형성하게 된다. 이에 따라 과도한 열전달 증대가 수반하게 되고 블레이드 팁 쪽에 발생하는 팁-간극 와류는 정익(stator)과의 상호작용으로 공력손실 및 진동 문제를 유발하게 된다.

Fig 1은 끝단 간극을 지나는 유선(streamlines)을 나타낸 것이다. 끝단 간극을 지나면서 생기는 와류와 끝단 표면의 유동의 재순환을 잘 보여주고 있다. 따라서 이러한 손실의 문제는 블레이드 끝단(tip)의 형상 변화를 통하여 가스터빈 내 2차 유동으로 인한 손실을 저감 시키며 열전달 성능 개선을 위한 터빈 블레이드의 3차원 최적설계가 매우 중요시 되고 있다. 블레이드 끝단으로의 열전달을 줄이기 위해 일부 가스터빈 블레이드 끝단에는 홈(groove)이나 장애물(rim)을 설치하는 경우가 있는데, 이러한 홈이나 장애물은 유동 저항으로 작용하여 누설 유동을 줄일 수 있다. 최근 들어 블레이드 끝단에서의 열전달 현상에 대한 많은 실험연구들이 발표되었다. Bunker 등[1]은 액정을 사용하여 블레이드 끝단 표면의 열전달 계수를 측정하였다. Azad 등[2,3]은 액정을 사용하여 끝단 간극의 크기, 주유동의 난류강도, 다양한 끝단 형상이 블레이드 끝단의 열전달 계수 분포에 미치는 영향을 연구하였다. Acharya 등[4]은 다양한 블레이드 끝단 형상에 대한 열전달 및 유동계산을 수행하였다. 하지만 많은 연구들이 끝단이 넓은 블레이드로만 연구에 국한되어 있다. 헬리콥터 등의 사용되는 소형 가스터빈의 경우 끝단이 비교적 얇기 때문에 이에 대한 열전달 해석이 필요하다. 따라서 본 연구는 소형가스터빈 블레이드에서의 스퀼러 팁을 통한 팁 간극의 열전달 계수의 감소를 고찰해보고자 한다.

* 고려대학교 대학원, yalla81@korea.ac.kr
** 고려대학교 기계공학과, yjmoon@korea.ac.kr
*** (주)삼성테크윈, jinyoung77.kim@samsung.com

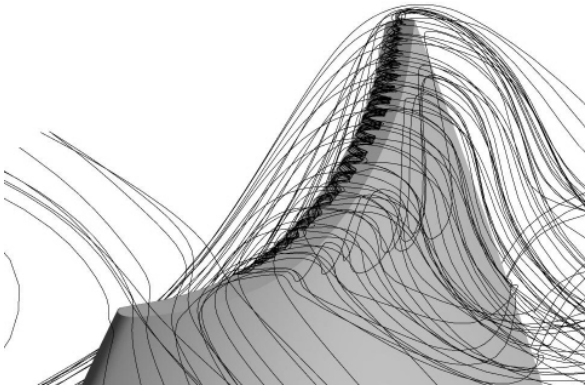


Fig. 1 Flow patterns at the blade tip region

Table. 1 Design parameters at the stator

설계변수	Hub	Mean	Shroud
노즐 입/출구 직경	91.5mm	110.24mm	129.0mm
Chord 길이	41.6mm	43.3mm	45mm
최대 두께	9.6mm	10.2mm	10.8mm
Trailing Edge 두께	0.6mm	0.6mm	0.6mm
베인 수	13 개		

Table. 2 Design parameters at the rotor

설계변수	Hub	Mean	Shroud
블레이드 입/출구 직경	90.5mm	110.24mm	130.0mm
Chord 길이	20.4mm	20.2mm	19.3mm
최대 두께	4.4mm	2.4mm	0.78mm
Trailing Edge 두께	0.7mm	0.56mm	0.5mm
Tip Clearance(g)			0.35mm
베인과 블레이드간 간격		11mm	
블레이드 수	25 개		

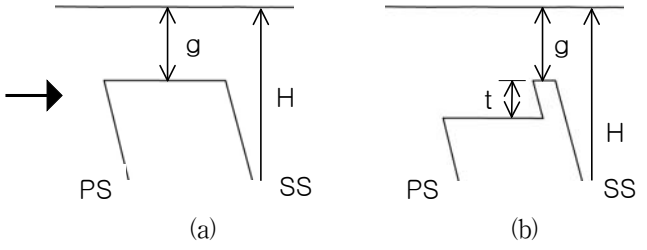


Fig. 2 Basic concepts of the (a)plane tip and (b)squealer tip

2. 수치해석 방법

2.1 가스터빈의 제원

본 연구에서 사용한 블레이드는 국내 연구소에서 시행한 '터빈 블레이드의 3차원 최적설계 프로그램 개발'에 관한 것으로 국내 연구기관에 의해 설계된 소형엔진 급 터빈을 사용하였다. Table 1과 2는 터빈블레이드의 기본적인 형상 치수를 나타낸 것이다. Fig. 2 는 평면 끝단과 스퀼러를 단 끝단의 기본치수에 대

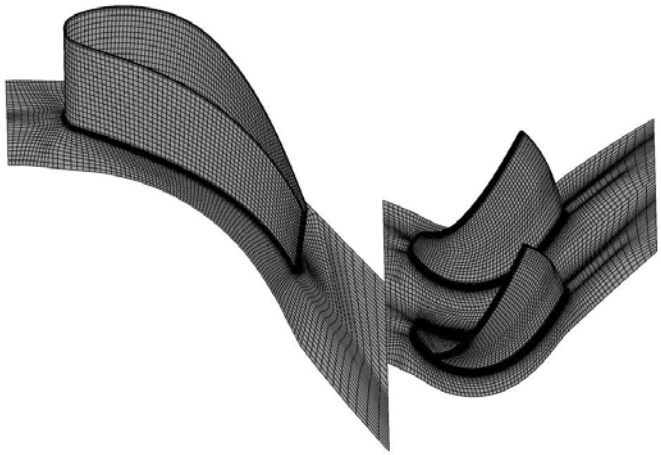
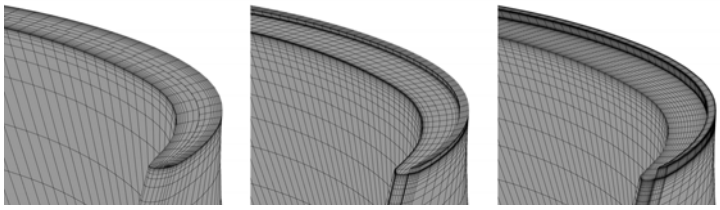


Fig. 3 Grid generation of gasturbine blade



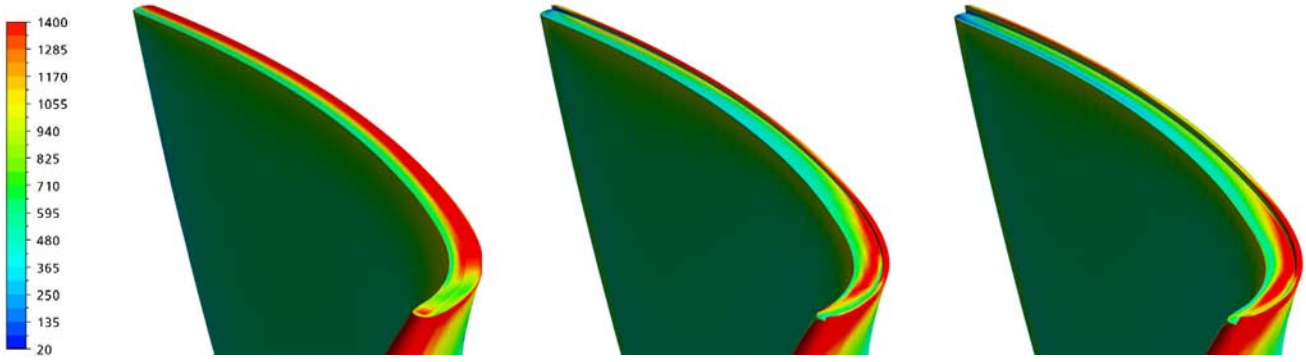
(a) (b) (c)

Fig. 4 Grids of (a)plane tip region, (b)Squealer tip region(t/H=0.44%) and (c) Squealer tip(t/H=0.88%)

해 나타낸 것이다. 기본형이 평면 끝단과 스퀼러 끝단의 높이가 t=0.875mm (t/H=0.44%), t=0.175mm (t/H=0.88%%)인 형상에 대해 계산을 수행하였다.

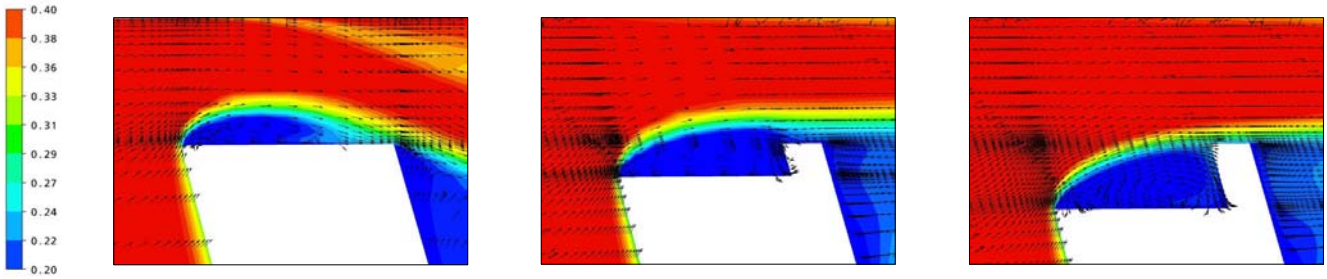
2.2 유동해석 조건

1단 축류 가스터빈에서 정익은 Turbo Grid 11.0을 사용하여 H타입 격자계를 생성하였고, 동익은 ICEM-CFD를 사용하여 격자를 생성하였다 (Fig. 3). 계산의 정확성을 높이기 위해 블레이드 주변에는 O타입 격자계를 사용하였다. 격자수는 정익은 24만개, 동익은 평면 스퀼러 끝단 블레이드가 61만개(305,000×2), t/H=0.44%인 스퀼러 끝단 블레이드가 130만개(650,000×2), t/H=0.88%인 스퀼러 끝단 블레이드가 150만개(750,000×2) 이다. 수송 방정식에서 대류항의 이산화 기법은 High Resolution Scheme을 사용하였으며, 난류모델은 SST-model을 사용하였다. 유체의 유동해석을 위해서 회전하지 않는 정익에는 정지좌표계(stationary frame)를 주고 회전하는 동익에는 회전좌표계(rotating frame)를 사용하여 계산을 수행하였다. 입구조건에는 전압력(total pressure) 450kPa과 전온도(total temperature) 1330K를 주었고 난류강도는 5%이다. 출구영역은 전압력 209.3kPa를 주어서 팽창비는 2.15이다. 동익의 회전속도는 75,000rpm이고 열전달 계수를 측정하기 앞서 가스터빈의 온도는 기본적으로 1000K라고 가정하였다. 정익과 동익 사이는 인접면(interface)처리 기법으로 Stage기법에서 발생하는 혼합 손실의 영향을 줄어주며 상류 유동장에서 발생하는 후류나 충격파 등이 하류에 그대로 전달되는 Frozen rotor 방식을 사용하여 유동해석과 열전달 해석을 수행하였다.



(a) (b) (c)

Fig. 5 Heat transfer coefficient contours on (a)the plane tip region, (b)Squealer tip region(t/H=0.44%) and (c)Squealer tip(t/H=0.88%)



(a) (b) (c)

Fig. 6 Total pressure contours (chord length=0.85) on (a)the plane tip region, (b)Squealer tip region(t/H=0.44%) and (c)Squealer tip(t/H=0.88%)

3. 결과 및 고찰

3.1 평면 끝단에서의 열전달 계수

Fig. 5(a)는 평면 끝단(plane tip)부근의 열전달 계수 분포를 나타낸 것이다. 평면 끝단 부근에서는 흡입면 쪽으로 갈 수 록 급격히 열전달 계수가 증가하는 것을 볼 수 있는데, 이것은 유동이 끝단과 슈라우드 사이의 간극을 통해 유입되면서 블레이드 압력면 끝단에서 박리가 된 후 끝단 표면에 재부착(reattachment)되면서 나타나는 현상이다. Fig. 6(a)은 평면 끝단 부근의 전압력분포(total pressure contour)를 나타낸 것이다. 슈라우드 사이의 간극을 지나는 유동이 압력면에서는 박리가 되었다가 흡입면으로 가면서 끝단 표면에 다시 재부착 되는 것을 볼 수 있다. 재부착 되는 지점에서는 열전달 계수가 크게 나타나지만 박리점과 재부착점 사이의 영역에서는 재순환영역(recirculation region)이 발생하여 낮은 열전달 계수 영역이 분포하게 된다.

3.2 스퀼러 끝단(t/H=0.44%)에서의 열전달 계수

Fig. 5(b)는 t/H=0.44%인 스퀼러 끝단 영역에서의 열전달 계수분포를 나타낸 것이다. 평면 끝단과 비교할 때, 전체적인 열전달 계수의 크기는 상당히 낮아진 것을 볼 수 있다. 하지만 스퀼러 팁에서의 열전달 계수는 대체적으로 감소되지 않은 것으로 나타났다. Fig. 6(b)를 보면 누설 유동이 압력면 스퀼러 팁에서 박리가 되고 흡입면 근처에서 재부착 되면서 흡입면 근처의 열전달 계수가 상당수 증가 하지만, 압력면 쪽 스퀼러 팁 부근에서는 재순환영역을 형성하기 때문에 상대적으로 낮은 열전달 계수가 나타나게 된다. 뒷전쪽의 캐비티 표면은 낮은 열전달 계수 값을 나타내는데, 이는 캐비티의 폭이 좁아짐에 따라 압력면 스퀼러 팁에서 박리된 유동이 스퀼러 팁 표면에 재부착되지 못한 것과 재순환 영역의 증가로 인한 것으로 사료된다[5]. 스퀼러 팁의 앞전 쪽에는 정익을 통과한 후류의 직접적인 영향과 상대적으로 넓어진 접촉 면적으로 인해 스퀼러 팁 표면에 재부착 되어 높은 열전달 계수가 나타났다.

3.3 스퀼러 끝단(t/H=0.88%)에서의 열전달 계수

Fig. 5(c)는 t/H=0.88%인 스퀼러 끝단 영역에서의 열전달 계수분포를 나타낸 것이다. t/H=0.44%인 스퀼러 끝단 영역과 전체적으로 열전달 계수 분포가 대체적으로 비슷해 보이지만 부분적으로 열전달 계수값이 낮아진 것을 볼 수 있다. 블레이드 뒷전 영역에는 더 낮은 열전달 계수 분포를 볼 수 있게 되었다. 이는 뒷전 부근으로 갈 수 록 재순환의 영역이 더 커지기 때문에 나타나지는 것으로 보인다. 스퀼러 끝단 표면에서는 열전달 계수 값이 비교적 더 낮게 나타났다. 이것은 스퀼러 끝단의 높이가 높아짐에 따라 끝단 표면의 재순환 영역이 더 커졌기 때문에 스퀼러 끝단에 재부착되지 못하고 넘어간 것으로 사료된다. Fig. 6(c)는 t/H=0.88%인 스퀼러 끝단 영역에서의 전압력을 나타낸 것이다. 스퀼러 끝단의 높이가 더 높아지면서 유동의 재순환이 더 커지게 되었고 유동의 흐름이 스퀼러 끝단에 떨어지지 않고 스퀼러 끝단을 넘어가는 것을 볼 수 있다. 하지만 블레이드 앞전 영역에서는 여전히 비슷한 열전달 계수 분포를 나타내었다.

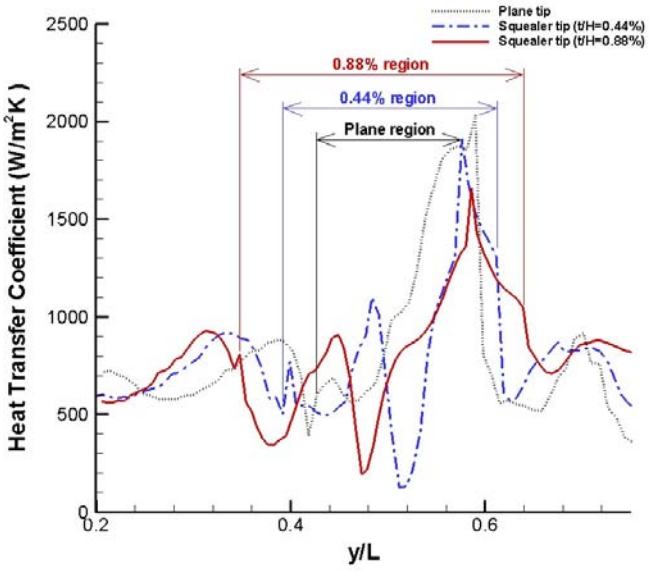


Fig. 7 Plots of heat transfer coefficient on the tip regions(chord length=0.7%)

3.4 평면 끝단과 스퀼러 끝단의 비교

Fig. 7은 각각의 끝단 영역에서의 열전달 계수 그래프를 나타낸 것이다. 전체적으로 높은 열전달 영역으로 넓게 분포되어 있던 평면 끝단 영역이 스퀼러 끝단의 영향으로 감소된 것을 볼 수 있다. 평면 끝단에서 열전달 계수값이 가장 높은 부분이 t/H=0.44%인 블레이드에서는 다소 감소되었고 t/H=0.44%인 블레이드에서는 확연히 감소된 것을 볼 수 있다. 또한 스퀼러 끝단의 높이가 높아질 수 록 끝단 면에서의 열전달 계수가 감소하고 t/H=0.88%인 경우 끝단 면에서 가장 낮은 열전달 계수가 나타났다. 전체적으로 열전달 계수분포가 낮아짐을 볼 수 있지만, 유동이 끝단을 지나는 영역에는 스퀼러 끝단이 높아질 수 록 평면 끝단보다 열전달 계수가 다소 높게 나타나는데, 이것은 스퀼러 끝단으로 인해 손실와류의 크기가 커짐에 따라 압력면 쪽에 재부착이 일어나게 된 것으로 사료되어진다.

4. 결 론

본 연구에서는 소형 가스터빈 블레이드 끝단에서의 열전달 계수와 유동을 살펴보고 스퀼러 팁을 설치했을 경우(t/H=0.44%, t/H=0.88%)와 비교해 보았다. 그 결과를 요약하자면 다음과 같다.

(1) 스퀼러 끝단이 높아질 수 록 끝단 표면에서의 열전달 계수 분포가 감소함을 보였다.

(2) 스퀼러 끝단 앞전에서는 비슷한 열전달 분포를 나타냈지만, 뒷전으로 갈 수 록 스퀼러의 두께가 앞아 져서 재순환에 의한 재부착이 이루어지지 않았기 때문에 열전달 계수 분포가 낮아짐을 보였다.

(3) 압력면에서 스퀼러 끝단이 높을 수 록 손실와류에 영향으로 인해 열전달 계수의 값이 다소 올라갔다.

참고문헌

[1] Bunker, R. S., Baily, J. C. and Ameri, A. A., 2000, "Heat Transfer and Flow on the First Stage Blade Tip of a Power Generation Gas Turbine: Part 1: Experimental Ressults," Trans. of ASME J. of Turbomacinery, 122, pp. 272~277

[2] Azad, GM S., Han, J. C. and Boyle, R., 2000, "Heat Transfer and Pressure Distributions on a Gas Turbine Blade Tip," Trans. of ASME J. of Turbomacinery, 122, pp. 717~724

[3] Azad, GM S., Han, J. C. and Boyle, R., 2000, “Heat Transfer and Pressure Distributions on the Squealer Tip of a Gas Turbine Blade," Trans. of ASME J. of Turbomacinery, 122, pp. 725~732

[4] Acharya, S., Yang, H., Prakash, C. and Bunker, R., 2003, "Numerical Study of Flow and Heat Transfer in a Blade Tip with Different Leakage Reduction Strategies," ASME paper No. GT2003-38617

[5] Kwak, J. S, 2006, "Effect of Blade Tip Geometry on Heat Transfer Coefficients on Gas Turbine Blade Tips and Near Tip Regions," Trans. of KSME(B), Vol.30, No.4, pp. 328~336