

허브 측 선단 수정에 따른 터빈 로터의 공력 특성에 대한 수치적 연구[§]

김대현* · 이원석* · 정진택**

* 고려대학교 기계공학과

Numerical Study of Aerodynamics of Turbine Rotor with Leading Edge Modification Near Hub

Dae Hyun Kim*, Won Suk Lee* and Jin Taek Chung**

* School of Mechanical Engineering, Korea Univ.

(Received December 28, 2011 ; Revised March 27, 2013 ; Accepted July 8, 2013)

Key Words: Gas Turbine(가스터빈), Aerodynamic Efficiency(공력 효율), Rotor(동익), Leading Edge(선단), Modification(수정), Hub(허브), Bulbous Design(구륜형상)

초록: 이 논문은 터빈 로터의 형상변화에 따른 공력 특성에 대하여 분석하였다. 본 논문의 터빈은 헬리콥터의 보조동력 장치로 사용되는 소형엔진이다. 소형엔진은 팁 형상의 구조적 취약성 때문에 성능을 향상시키기 어렵다. 그러므로, 터빈의 허브를 개선하는 것이 여러 가지 측면에서 유리하다. 터빈의 작동유체는 고온 고압의 가스이다. 터빈표면의 열전달률이 고려되었을 때, 열부하에 의한 블레이드의 손상을 줄이기 위해서는 블레이드 표면의 열전달률 분포를 고찰하여야 한다. 수치모사 결과를 검증용 실험값과 비교하였을 때, SST난류모델은 공력 특성을 잘 반영하고 열전달 예측성능도 우수하였다. 결론적으로, 허브측 선단에서 구륜설계(bulbous design)를 적용하였을 때 공력효율이 향상되었고, 전체 공력 손실 중 끝벽 손실은 15% 감소되었다.

Abstract: This study aims to analyze the aerodynamics when the geometry of the turbine rotor is modified. The turbine used in this study is a small engine used in the APU of a helicopter. It is difficult to improve the performance of small engines owing to the structural weakness of the blade tip. Therefore, the improvement of the hub geometry is investigated in many ways. The working fluid of a turbine is a high-temperature and high-pressure gas. The heat transfer rate of the turbine surface should be considered to avoid the destruction of blade owing to the heat load. The SST turbulence model gives an excellent prediction of the aerodynamic behavior and heat transfer characteristics when the numerical simulations are compared with the experimental results. In conclusion, the aerodynamic efficiency is improved when a bulbous design is applied to the leading edge near the hub. The endwall loss is reduced by 15%.

- 기호설명 -

- s : 비엔트로피(KJ/Kg-K)
- R : 터빈반경(mm)
- Ω : 각속도(rad/s)
- T : 전온도(K)
- U : 자유유동속도(m/s)
- I : 로탈피(KJ/Kg)
- 0 : 총 조건(Total Condition)
- 1 : 정익 입구
- 2 : 동익 입구

1. 서론

가스터빈은 항공기용 엔진으로 첫 선을 보인 1920년대부터 발전을 거듭하여 현재는 내열 소재 개발 및 냉각 기술의 발전 등으로 인해 수송 및 발전용에 그치지 않고 레이저 산업, 육상 엔진 등으로 사용 범위가 확장되고 있다. 또한 블레이드 형상 설계와 터빈 내 유동의 전산해석 기술도 크게 발달하여 효율을 높일 수 있는 다양한 분석기법 및 다단 터빈에 대한 비정상 해석 분야까지 연구 범위가 확대되고 있는 실정이다. 일반적으로 가스터빈의 출력과 효율을 증가시키기 위해서 가스터빈의 입구온도를 점점 증가시키는 경향이

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 추계학술대회 (2011. 11. 2 대구EXCO) 발표 논문임

† Corresponding Author, jchung@korea.ac.kr

있는데, 이 고온의 작동가스는 터빈내의 통로와류와 말굽와류 등 복잡한 유동 구조로 변화하게 된다. 허브면 근처의 복잡한 3차원 유동은 Fig. 1 과 같이 Sharma⁽¹⁾에 의해 정리된 바 있다. 입구 경계층의 흐름에 의해 말굽와류가 통로와류로 발달되어가는 메커니즘을 자세하게 설명하고 있다. 이때 입구 경계층은 흡입면을 따라서 발달하는 통로와류를 타고서 동익의 출구단까지 진행되는 것을 관찰할 수 있다. 이는 다양한 기존 연구 사례를 통해서도 공통적으로 확인되었다.⁽²⁻⁹⁾

본 연구는 말굽와류가 생성되는 블레이드 선단 부분의 형상에 변화를 주어 통로와류를 제어하며 공력손실을 감소시키는 데 목적이 있다.

2. 수치해석 연구 방법과 검증

2.1 터빈의 제원

본 연구에 사용된 터빈은 항공기 등에 보조 동력장치로 탑재되는 소형 가스터빈이다. Table 1 과 Table 2는 각각 정익과 동익의 제원을 나타내고 있다. 정익은 총 13개이며 출구단의 모서리의 반경은 0.6mm로 일정하다. 종횡비가 1 이상이며 현절비(solidity)는 동익에 비해 작은 편이다. 동익은 보호판(shroud) 쪽에 0.35mm의 틈간극을 가지고 있으며 정익과 동익의 축간격은 11mm이다. 소형 터빈의 동익은 허브(Hub)에서 보호판(shroud) 쪽으로 시계 반대 방향으로 틀어져 있다.

2.2 수치해석 방법

본 연구에서는 정상상태 압축성 유동에서 정익과 동익으로 구성된 1단 축류 가스터빈 내의 3차

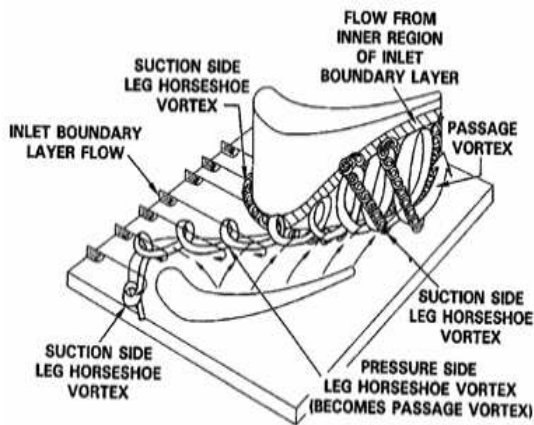


Fig. 1 Cascade endwall flow structure by Sharma (1987)⁽¹⁾

원 난류유동을 3차원 Full Navier Stokes 방정식을 사용하여 수치해석하였다. 난류는 공간과 시간에 대한 유동 영역 내의 교란으로 발생되며, 주로 3차원 비정상 유동이고, 많은 난류유동 scale을 갖는다. 따라서 본 연구에서는 $k-\omega$ 모델에 기초한 SST(Shear Stress Transport) 모델을 사용하였다. SST 모델은 난류 전단 응력의 수송을 고려함으로써, 역압력구배하에서의 유동 박리의 시작과 크기를 정확히 예측한다. 정지계와 회전계의 혼합면에서는 준비정상해석을 지원하기 위한 Frozen rotor기법을 적용하였다. 일정한 각속도로 회전하는 회전계 안의 유동을 해석하기 위해서는 식 (1)의 코리올리력(Coriolis force)과 식 (2)의 원심력의 효과를 고려해주어야 한다. 따라서 본 연구에서는 식 (3)과 같이 코리올리력과 원심력을 합한 생성항을 추가하여 계산하였다. 그리고 에너지 방정식에서 전체 엔탈피의 대류항은 각속도가 일정하다는 가정아래 식 (4)에서 주어진 rothalpy의 대류항으로 대체되었다. 본 연구에서는 회전하는 동익 유로 내에서 점성 마찰(viscous dissipation)과 열전도에 의해 변화되는 엔트로피 생성량(entropy production)을 동익 회전에 의한 속도 에너지로 무차원화 한 값을 아래 식 (5)와 같이 정의하여 공력손실을 파악하는데 사용하였다.

Table 1 Specification of stator

	Hub	Mean	Shroud
Diameter	91.5mm	110.24mm	129.0mm
Chord	41.6mm	43.3mm	45mm
Max. Thickness	9.6mm	10.2mm	10.8mm
Trailing Edge	0.6mm	0.6mm	0.6mm
Vane numbers	13		

Table 2 Specification of Rotor

	Hub	Mean	Shroud
Diameter	90.5mm	110.24mm	130.0mm
Chord	20.4mm	20.2mm	19.3mm
Max. Thickness	4.4mm	2.4mm	0.78mm
Trailing Edge	0.7mm	0.56mm	0.5mm
Tip Clearance			0.35mm
Axial space	11mm		
Blade numbers	25		

$$S_{cor} = -2\rho\Omega \times U \quad (1)$$

$$S_{c_{fg}} = -\rho\Omega \times (\Omega \times r) \quad (2)$$

$$S_{M,rot} = S_{cor} + S_{c_{fg}} \quad (3)$$

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2}U^2 - \frac{1}{2}\Omega^2 R^2 \quad (4)$$

$$\frac{T_{01}(s - s_2)}{(R\Omega)^2} \quad (5)$$

*= energy loss on the rotor (entropy Function)
mechanical energy of fluid (rotation)*

$$\Phi_{ip} = \Phi_{up} + \beta \nabla \Phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (6)$$

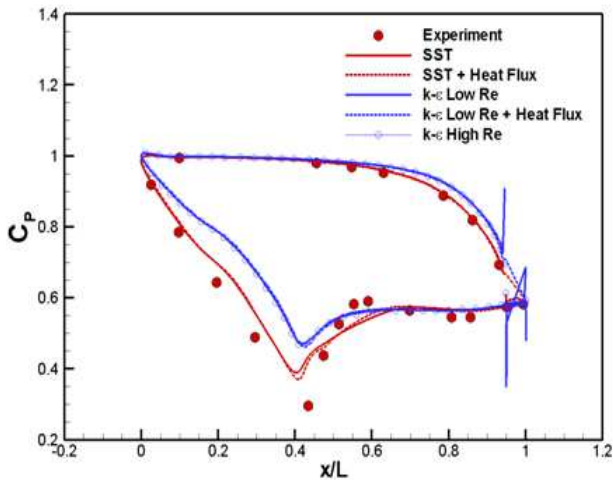
수송 방정식에서 대류항의 일반적인 이산화 기법으로는 1st order Upwind Difference Scheme(UDS)과 2nd order Upwind Difference Scheme(UDS)가 있다. 2차 정확도를 가지는 2nd order UDS를 사용하면 1st order UDS의 확산 성질을 감소시킬 수 있어 해의 정확성을 높일 수 있다는 장점이 있으나 계산에 있어서는 1st order UDS보다 덜 안정적이며 물리적으로는 타당하지 않은 overshoot과 undershoot이 나타날 수 있다는 단점이 있다. 본 연구에서는 UDS에 수치적 대류 보정항을 둔 High Resolution Scheme을 사용하였으며, 그 일반적인 형태는 식 (6)과 같다. β 를 0과 1 사이의 값으로 결정하면, 1st order UDS의 확산 성질을 감소시킬 수 있다.⁽¹⁶⁾ Φ_{ip} 는 High Resolution Scheme

에 사용되는 Integration Point에서의 물리적인 값을 나타낸다. Φ_{up} 는 Upwind Scheme에서의 값을 나타내고 $\beta \nabla \Phi \cdot \Delta \vec{r}$ 은 보정계수이다.

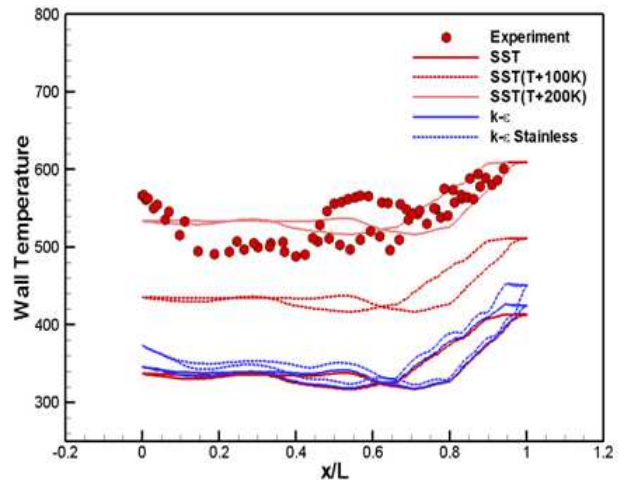
2.3 수치해석 모델 및 검증

Fig. 2의 그래프는 본 연구에서 사용되어진 정의와 비교가능한 MARK-II 정의의 여러가지 난류모델을 검증한 그래프이다. 왼쪽 그래프는 정압계수 (span 50%)로써 전체적으로 모든 난류모델이 비슷하게 값을 나타냈다. 하지만 Low Re 모델은 블레이드의 출구단 부근에서 가장 큰 오차를 나타낸다. 결론적으로 SST 모델이 실험값과 가장 근접하게 나타나는 것을 확인하였다. Fig. 2(b)에서 보는 것처럼 벽 온도는 SST 모델에서 온도를 200K 더한 값과 비슷한 분포를 나타낸다. 전산해석으로 Cooling hole의 온도조건을 설정할 때, 그 내부의 온도분포는 어떻게 되어있는지 정확히 알 수가 없다. 따라서 Cooling hole의 입구와 출구온도의 평균값으로 온도조건을 설정했기 때문에 그 결과가 실험값과는 다소 차이(약200K)가 있다. 따라서 SST-model을 사용한 계산값에 전체적으로 200K정도 더했을 경우, 실험값과 비슷한 분포가 나타남을 알 수 있다. 따라서 압력 및 온도 분포 비교를 기준으로 SST-model이 가장 적합하다고 판단된다.

Fig. 3에서 보여 주고 있는 격자(mesh)는 1단 축류형 소형 가스터빈의 정의와 동익 앞전의 압력분포와 뒷전에서 발생하는 후류를 고려하도록



(a) Pressure coefficient



(b) Wall temperature

Fig. 2 NASA MARK-II vane Pressure coefficient and wall temperature distributions

결정하였다. 블레이드 표면에서의 유동의 정확성을 높이기 위해 블레이드 주변에 O-type의 격자계를 사용하였고, 전체적인 격자계는 H-type을 사용하여 격자를 생성하였다. 격자수는 정익이 약 24만 개 이고, 동익은 블레이드 형상에 따른 유동 현상을 고찰할 중요한 계산 영역이기 때문에 블레이드 1개 당 약 700만개의 node를 사용하였다. 정익의 개수는 13개이고 동익의 개수는 25개로 정확하게 1대 2의 비율은 아니지만, 정익 1개 당 동익 2개로 계산하는 것이 경제성과 계산의 타당성을 고려해 볼 때 적절하다고 판단하여 총 약 1500만의 node로 계산을 수행하였다. 전산해석은 ANSYS-CFX 11.0으로 계산을 수행하였다. 작동유체는 압축성 유체해석으로 계산하기 위해 이상기체를 사용하였다. 입구 조건은 전압력(Total pressure) 450 kPa과 전온도 1330K를 사용하였으며 난류강도는 5%를 설정하였다. 출구 영역은 정압력 190.4 kPa를 주었다. 동익의 회전속도는 75,000rpm이고 표면 열전달 계수를 계산하기 위하여 가스터빈 블레이드의 표면 온도는 입구 전 온도의 75%에 해당하는 1000K라고 가정하였다. 정익과 동익 사이의 인접면(Interface)처리 기법으로 정상해석(Stage)기법에서 발생하는 혼합 손실의 영향을 줄여주며 상류 유동장에서 발생하는 후류나 충격파 등이 하류에 그대로 전달되는 준비정상해석(Quasi unsteady)인 Frozen rotor 방식을 사용하여 유동해석을 수행하였다.

2.4 유동구조

Fig. 4는 블레이드와 허브의 연결부근에서 2차 유동이 어떻게 발달되고 있는지를 보여주

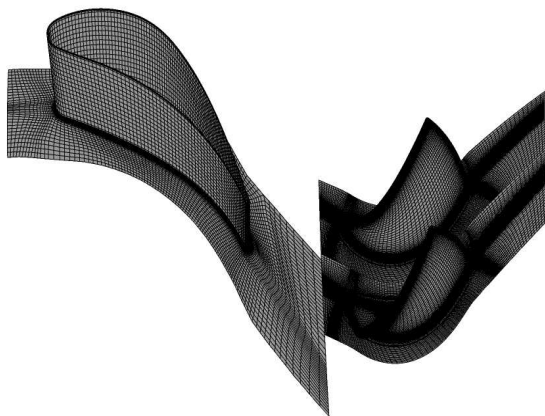


Fig. 3 Computational meshes

고 있다. 압력면에서 발생한 말굽와류 다리가 터빈 유로를 지나면서 흡입면의 벽을 타고 통로와류로 발달하게 된다. 또한 와류의 방향이 반대인 흡입면 다리와 상호작용하여 전체 터빈 유로 내의 공력 특성을 변화시키기도 한다. 통로 와류는 선단부 안장점에서 발생한 말굽와류에 의해 발달하게 되고 결과적으로 동익의 손실로 작용하게 되어 전체적인 가스터빈의 성능 저하에 영향을 미치게 된다. 따라서 블레이드의 허브측 선단부와 흡입면의 형상변형을 통해 공력 특성을 개선하고자 한다.

3. 연구 결과 및 고찰

3.1 허브 측 선단 형상 변형

기존 연구에 따르면, Bulbous형상 변화에 따라 기대되는 효과⁽¹⁰⁻¹⁵⁾는 통로와류가 흡입면 끝벽으로부터 멀어지는 특성을 이용하여 이차손실을 감소시키는 것이었다. 이러한 현상은 앞전의 흡입면 부근의 두툼한 형상이 흡입면 쪽의 와류신장에 의한 말굽와류의 와도를 강화시키는 작용을 하여 반대 방향으로 회전하는 통로 내의 주 유동 방향 와류와 상호작용을 일으킨다.

Fig. 5(a)는 구륜형상(Bulbous design)의 흡입면 프로파일을 나타내고 있다. 선단부는 허브면의 프로파일의 곡률을 자연스럽게 변화시키는 동시에 흡입면의 프로파일을 보다 두툼하게 만들기 위하

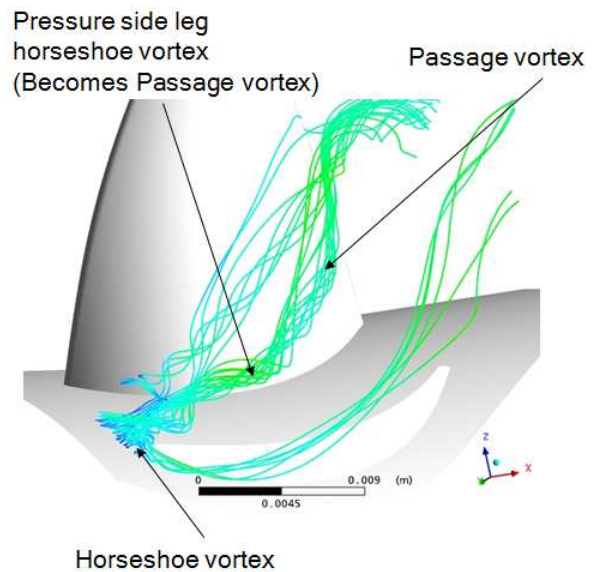


Fig. 4 Streamline near the hub(rotor)

여 입구 유동각 방향으로 0.5mm 돌출시켰다. 흡입면 프로파일을 설계할 때에는 선단에서 코드길이(Cx)의 15% 해당되는 등거리에 점들을 이용하였다. 또한 흡입면의 변형을 위해 등간격으로 두께를 조절하였다. 따라서 스패방향 프로파일의 기본 형상은 선단부가 돌출되면서 흡입면이 두터운 형상을 갖게 되었다. 스패방향 프로파일의 경우는 Fig. 5(b)와 같은 형태의 두 가지 선이 이어지도록 적용하였다. 동익의 경우 스패 방향으로 심하게 킬팅이 된 형상을 가지고 있기 때문에 허브면 프로파일의 형상을 일정부분 스패 방향으로 그대로 적용하였다. 이 부분이 H1에 해당하는 부분이며 나머지 H2는 곡면으로 형상이 이어지도록 하였다. 또한 볼록면을 적용했을 때와

오목한 벽면을 적용했을 때의 차이점을 알아보기 위해 Bulb 4는 볼록면을 제거하고 곡면으로만 선단부를 변형시켰다.

3.2 허브 측 선단 형상 변형에 따른 유동 특성
 동익에서의 입구 경계층 두께(δ)는 약 9mm정도이며 Bulb 1~3의 경우는 경계층 두께(δ)에 해당되는 높이의 50%만큼 벽을 세웠다. Fig. 6은 선단 변형부를 지나는 통로와류의 유동 특성을 나타내고 있다. 기본형상(reference)의 경우에 선단부 부근($X/C_x = 0.28$)의 끝벽 근처 A에서는 높은 엔트로피 발생률을 나타내고 있다. 특히 흡입면에서 발생하는 엔트로피 발생률의 크기는 다른 케이스들에 비해 큰 값을 나타내고 있다. $X/C_x = 0.28$ 은 흡입면의 프로파일 변형이 이루어지고 있는 부분의 단면이다. Bulb 1에서부터 Bulb 4는 흡입면의 해당 형상 변화에 따른 엔트로피 발생률의 변화를 보여주고 있다. 감소시키는 것이었다. 이러한 현상은 앞전의 흡입면 부근의 두터운 형상이 흡입면 쪽의 와류신장에 의한 말굽와류의 와도를 강화시키는 작용을하여 반대방향으로 회전하는 통로내의 주 유동 방향 와류와 상호작용을 일으킨다.

Fig. 6에서 Bulb 1과 Bulb 2의 경우, Reference에서 나타나는 엔트로피 발생률이 가장 큰 A와 B에 해당하는 부분의 발생률을 크게 감소시켜 전체 엔트로피의 발생률을 감소시켰다. 이러한 유동 손실의

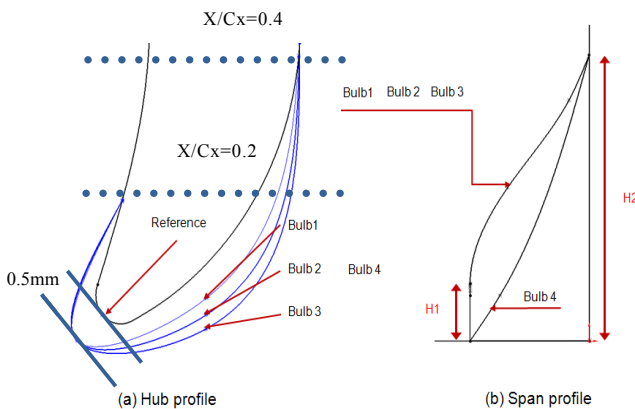


Fig. 5 Bulbous design geometry

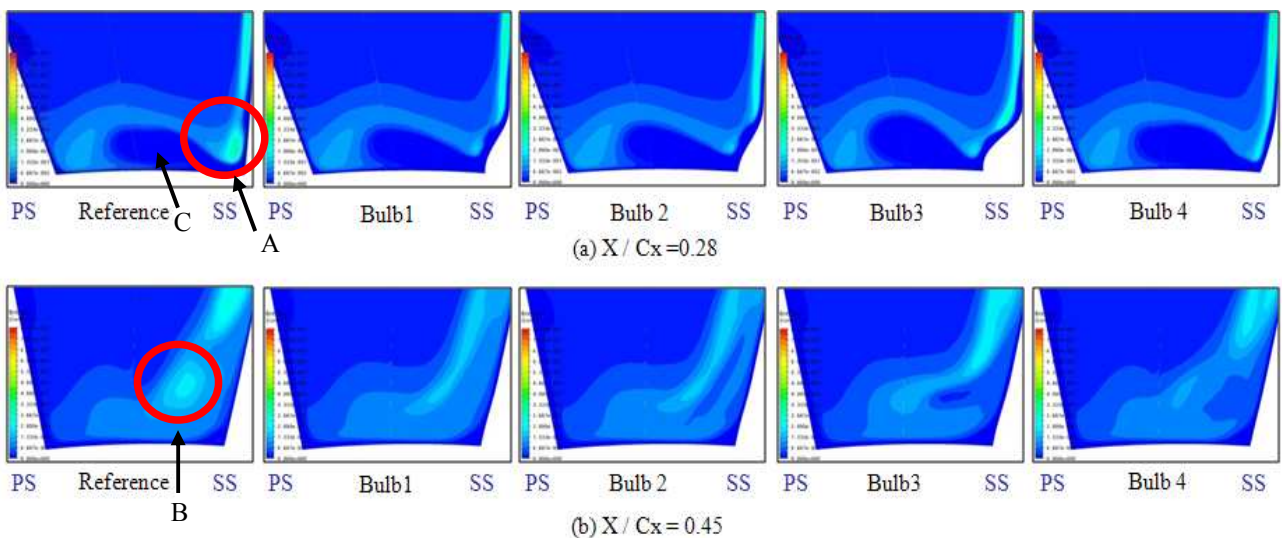


Fig. 6 Entropy production

Table 3 Definition of Plane

Plane No.	0	1	2	3	4	5	6
X/Cx	0.045	0.1	0.2	0.35	0.5	0.65	0.75

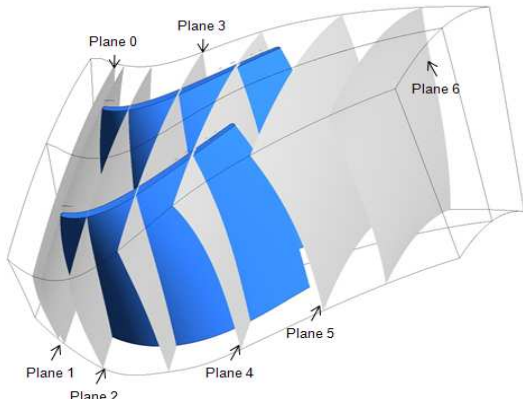


Fig. 7 Definition of planes

저감 효과는 Fig. 6(a)의 C지점처럼 유로 가운데의 공동 형태의 엔트로피가 낮은 영역이 확대되는 것 과도 연관이 있다. 이러한 유동에 의한 손실을 파악하기 위해 Fig. 7과 같이 면을 지정하여 이 면을 지나는 유동의 질량 평균 엔트로피 생성량을 계산 하였다. 면은 0번부터 6번까지 지정되어 있다. 각 면에 대한 위치는 Table 3에 정의 되어 있다. Fig. 8은 각 해당평면의 엔트로피 발생률을 질량 평균 값으로 정량화 시켜 표현한 그래프이다. 특별히 끝벽 손실에 대한 값을 고찰하기 위해 스패의 하부 50%에 해당하는 값들을 질량평균하여 계산 하였다. 즉 팁에 의한 손실은 포함되지 않았다. 동익 선단부에 해당하는 Plane 1 지점에서 선단부에 적용한 구륜형상에 대한 영향을 관찰할 수 있다. 선 단부에 적용한 구륜형상은 말굽와류의 안장점을 이동시키면서 높은 엔트로피 발생률을 보이고 있 다. 계속해서 Plane 2에서 Plane 3 지점까지 선단부 의 흡입면에 대한 변형부분에서는 통로와류와 말 굽와류의 흡입면 다리에 의한 상호작용으로 엔트 로피가 감소하기 시작한다. 설계시 흡입면의 두께 가 Bulb 1의 형상에서 Bulb 2로 증가할 때에는 엔트 로피도 감소하였으나 Bulb 3처럼 흡입면의 두께가 더 증가하게 되면 오히려 공력 손실이 증가하게 된다. 추가적으로 Bulb 2와 Bulb 4를 비교하였을 때 오목한 곡률을 갖는 벽면보다는 볼록한 형상에서 공력 손실이 더욱 감소되는 것을 관찰할 수 있다. 동익 유로 출구에 이르러 Bulb 3의 경우는 공력 손

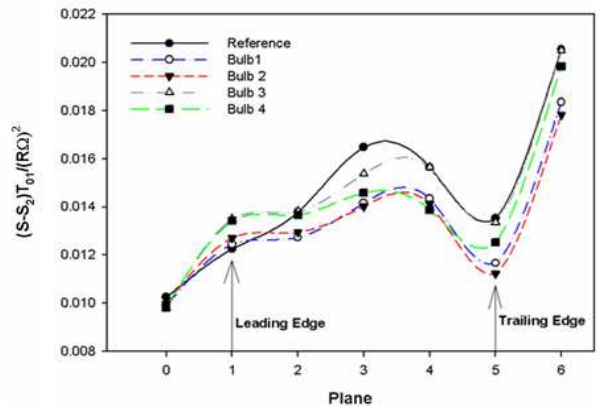


Fig. 8 Mass-averaged entropy production along the axial direction

실의 차이가 Reference에 비해 큰 차이가 없었으나 Bulb 1, Bulb 2, Bulb 4에서는 끝벽 손실에 한해, 유 로 전반에 걸쳐 약 13~15%의 공력 손실이 감소되 는 것을 관찰할 수 있었다.

4. 결 론

구륜형상(Bulbous design) 적용시, 흡입면의 두께 가 Bulb 2로 변화할 때에는 엔트로피 생성량도 감 소하게 되나 Bulb 3처럼 흡입면의 두께가 증가하 게 되면 형상 손실이 증가함과 동시에 유동의 흐 름에 영향을 주기 때문에 오히려 공력 손실이 증 가하게 된다. Bulb 2와 Bulb 4를 비교하였을 때 볼 룩면을 갖는 형상에서 공력 손실이 더욱 감소되었 다. 따라서 동익 출구에서는 Bulb 2 형상을 적용하 였을 때, 기본형상의 끝벽 손실에 대해 15% 이상 의 공력 손실 감소 효과를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 2012년도 지식경제부의 재원으로 한 국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수 행한 연구과제입니다.

참고문헌

- (1) Shama, O.P. and Butler, T.L., 1987. "Predictions of Endwall Losses and Secondary Flows in Axial Flow Turbine Cascades." *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 229~236.
- (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*

- Turbomachinery*, 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 Turbomachinery*, 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) Yang, H., Chem, H. C. and Han, J. C., 2005, "Flow and Heat Transfer Prediction on Turbine Blade and Shroud in a Low Speed Annular Cascade(II)," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 29, pp. 495~503.
- (6) Kwak, J. S., 2006, "Effect of Blade Tip Geometry on Heat Transfer Coefficients on Gas Turbine Blade Tips and Near Tip Regions," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 30, No. 4, pp. 328~336.
- (7) Dey, D. and Camci, C., 2004, "Tip Desensitization of an Axial Turbine Rotor Using Tip Platform Extensions," *VKI Lecture Series*, 2004-02.
- (8) Cengiz C. and Akamol S., 2008, "Pressure Side Tip Platform Extensions for Tip Leakage Control in Axial Turbines," *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Vol. , Nos.
- (9) Stephens. J., Tomas C. and Morris. S., 2007, "Turbine Blade Tip Leakage Flow Control: Thick/Thin Blade Effects" *45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*.
- (10) Sauer, H., Muller, R. and Vogeler, K., 2001, "Reduction of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 123, Issue 2, pp. 207~213.
- (11) Moustapha, S. H. and Williamson, R. G., 1986, "Effect of Two Endwall Contours on the Performance of an Annular Nozzle Cascade," *AIAA Journal*, Vol. 84, No. 9.
- (12) Morris, A. W. and Hoare, R. G., 1975, "Secondary Loss Measurements in a Cascade of Turbine Blades With Meridional Wall Profiling," *ASME Paper*, No. 75-WA/GT-13 137~145.
- (13) Han, S. and Goldstein R. J., 2006, Influence of Blade Leading Edge Geometry on Turbine Endwall Heat(Mass) Transfer, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129.
- (14) Han, S. and Goldstein R. J., 2002, Influence of Blade Leading Edge Geometry on Turbine Endwall Heat(Mass) Transfer, *Proceedings of ASME Paper No. GT2002-30353*.
- (15) Mahmood, G. I. and Acharya, S., 2007, "Experimental Investigation of Secondary Flow Structure in a Blade Passage With and Without Leading Edge Fillets," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 129.1.1.
- (16) Barth, T. J. and Jespersen, D. C., 1989, "The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes," *AIAA Paper 89-0366*.