

Research Paper

DOI: <http://dx.doi.org/10.6108/KSPE.2015.19.3.029>

노즐-로터 축간극 거리에 따른 초음속 터빈 내의 성능특성에 대한 수치적 연구

정수인^{a,*} · 최병익^b · 김귀순^c

A Numerical Study on a Supersonic Turbine Performance Characteristics with Different Nozzle-Rotor Axial Gap Spacings

Soojin Jeong^{a,*} · Byoung-ik Choi^b · Kuisoon Kim^c

^aIndustrial Liaison Innovation Center, Pusan National University, Korea

^bRolls-Royce University Technology Center, Pusan National University, Korea

^cDepartment of Aerospace Engineering, Pusan National University, Korea

*Corresponding author. E-mail: sooin@pusan.ac.kr

ABSTRACT

In this study, 3-dimensional URANS simulation was performed to analyze the effect of the nozzle-rotor axial gap spacing of a supersonic impulse turbine on turbine performance. The computations were conducted for four different axial gap cases corresponding to about 6%, 10%, 20% and 30% of the blade height, respectively. The results show a good agreement with previous studies and the turbine efficiency decreases drastically in certain range. It is examined that the turbine performance characteristics could change depending on the influence of leading edge shock to the nozzle outlet. It is also found that the entropy rise distributions along the span differ from each other.

초 록

본 연구에서는 초음속 충동형 터빈의 노즐과 1단 로터 사이 축 간극 거리를 달리하며 3차원 비정상 유동해석을 수행하고 초음속 터빈의 성능 특성을 분석하였다. 계산결과는 기존의 초음속 터빈 효율 경향과 잘 일치하였으며 특정 축 간극 구간에서 효율의 급격한 감소를 보이고 그 이후에는 큰 변화가 없는 구간이 존재함을 확인하였다. 로터 앞전에서 발생하는 충격파의 영향이 노즐 끝단에 전달이 되는 정도에 따라 터빈 내의 여러 성능 특성이 달라짐을 살펴보고 터빈 스펠 별 손실 특성에서 축 간극이 커질수록 허브 영역에서의 손실이 증가하고 미드스팬 이상의 영역에서 손실이 감소함을 보였다.

Key Words: Turbopump(터보펌프), Supersonic Turbine(초음속 터빈), Nozzle-rotor Axial Gap(노즐-로터 축 간극), Unsteady Flow(비정상 유동), Turbine Performance(터빈 성능)

Received 13 March 2015 / Revised 11 May 2015 / Accepted 14 May 2015
Copyright © The Korean Society of Propulsion Engineers
pISSN 1226-6027 / eISSN 2288-4548

1. 서 론

축류터빈에서 노즐-로터 간의 축 방향 간극은 노즐에서 발생하는 후류와 주 유동이 혼합되고, 노즐 후류와 로터 블레이드 간의 비정상 상호작용이 일어나며 초음속 터빈의 경우는 로터 앞전 충격파가 전파되는 통로가 되는 등 터빈 성능에 영향을 미치는 많은 손실이 발생하는 곳이다. 그러나 축류터빈은 정지부인 노즐과 회전부인 로터로 이루어져 있기 때문에 상대적인 움직임을 가능하게 해주는 축 간극이 반드시 필요하다. 터빈의 축 간극은 작동유체의 누설이 일어날 수 있는 주 유동통로가 되고 적지 않은 전압력손실이 축 간극에서 일어나는 것으로 알려져 있기 때문에 이제까지 노즐-로터 사이의 축 간극이 터빈의 성능에 미치는 영향에 대한 연구가 꾸준히 수행되어왔다.

일반적인 아음속 터빈에 대해서는 초기 설계 시 정의 축 방향 코드길이의 35%-42% 범위에서 축 간극을 설계하는 것이 좋은 선택이라고 알려져 있다[1]. 그러나 축 간극이 터빈 성능에 미치는 영향에 대한 결과가 모두 다 일치하는 것은 아니어서 일부 연구에서는 축 간극이 늘어나면 효율이 저하된다고 보고하고 있는 반면 일부에서는 축 간극이 클수록 효율측면에서 더 이롭다고 제안한다[1].

초음속이나 천음속 유동의 경우에는, 정은환 등[2]이 초음속 충동형 터빈에서 축 간극이 터빈 효율에 미치는 영향을 실험을 통해 조사하여 간극이 커질수록 효율이 급격히 감소하는 구간이 있음을 관찰하였고, 박편구 등[3]은 전산해석을 통해 실험과 유사한 경향의 결과를 보였다.

Grönman 등[4]은 반동도가 낮은 소형 초음속 축류터빈에서 설계점과 탈설계점에서의 성능을 살펴봄으로써 축 간극과 효율의 관계를 연구하였다. 축 간극이 커질수록 로터 출구 유동각을 증가시키고 터빈 효율이 비선형적으로 낮아진다고 밝히고 있다. 축 간극이 커질수록 탈설계점에서의 성능 변화가 설계점에서의 변화에 비해 더욱 두드러진다고 분석하였다. Griffin 등[5]도 초음속 축류터빈을 수치적으로 연구하여 축 간극이 작을수록 터빈의 출력이 높아짐을 보였다.

이에 반해 Gorrell 등[6]은 로터 앞전의 충격파

와 노즐의 후류가 상호작용을 하기 때문에 천음속 압축기에서 축 간극이 작아질수록 유량, 압력비, 효율 모두 나빠졌다고 보고하고 있다.

일반적으로 초음속 충동형 축류터빈은 축 간극이 커질수록 로터입구 유동각의 변화나 축 간극손실의 증가 등으로 효율이 저하된다고 알려져 있다[7]. 그러나 앞서 여러 문헌들에서 살펴본 바와 같이 현재까지는 상반된 결과의 연구들이 존재하고 있고 아직 명확하게 이론적으로 정립되어 있지 않다.

3차원 정상해석을 이용한 이전의 연구결과에서 축 간극이 초음속 충동형 축류터빈의 성능에 미치는 영향을 살펴본 바 있으나 유동이 복잡하고 비정상성이 강한 초음속 터빈의 특성을 반영하지 못해 정성적인 경향을 보는 데에 그쳤다[8].

본 연구에서는 특히 초음속 충동형 축류터빈에 대해서 3차원 비정상 Navier-Stokes 유동해석을 이용하여 노즐-로터 사이의 축 간극 거리가 터빈의 성능특성에 미치는 영향을 살펴보고자 하였다. 이를 위해 네 가지 축 간극 모델에 대해 전산실험을 수행하고 유동특성과 성능 변화를 살펴보았다.

2. 계산 방법

본 연구에 적용된 터빈은 소형 초음속 충동형 축류터빈으로, 터빈의 각 부분에 대한 도식적인 그림이 Fig. 1에 나와 있다.

대상 터빈은 총 25개의 직사각 단면을 가지는 수축-확산형 초음속 노즐과 100개의 로터로 이루어져 있다. 25개의 노즐 중 21개가 터빈의 정상 구동 때 사용되는 부분흡입 형태이며 나머지 4개의 노즐은 초기 시동 시에 사용된다. 로터는 로터 끝단에서의 누설을 방지하기 위한 슈라우드 타입이다. 로터 텃 간극은 모두 3 mm로 일정하게 주었다. 노즐의 장착각도는 19.5°이고 로터 블레이드의 입출구 상대 유동각은 23.5°로 설계되었다. 터빈의 압력비는 18.3, 입구온도는 373 K로 주었으며 로터의 분당 회전수는 6147.5

RPM이다. 속도비(u/c_{ad})는 0.17로 설계되었다.

계산 영역은 주기성이 확보되는 최소한의 계산영역을 적용하여 Fig. 1과 같이 1개의 노즐에 로터 4개로 구성된 유동영역을 설정하고 경계면에 회전주기조건을 주는 방식으로 1/25 환형모델에 대하여만 계산하게 된다. 격자수는 모델에 따라 약 170만에서 190만개 정도가 사용되었다. Fig. 2에는 로터 블레이드의 표면 격자와 노즐 및 팁 간극 영역의 형상과 표면 격자 모양이 나와 있다.

유동계산에는 상용 유동해석 소프트웨어인 FLUENT™을 이용하였다. 유한체적 경계면에서의 변수들은 모두 2차의 정확도를 가지는 풍상차분법을 적용하였고, 내재적(Implicit) 방법으로 계산하였다. 시간 차분에는 2차 정확도를 가지는 내재적 방법을 사용하였다. 난류 처리를 위해서는 2방정식 모델인 SST k- ω 모델을 사용하였다. 로터 블레이드 벽면 근처에서 $y^+ < 5$ 를 만족시키도록 격자 배치를 하였다. 모든 벽면에는 점착조건 및 단열조건을 적용하였다. 계산에 사용된

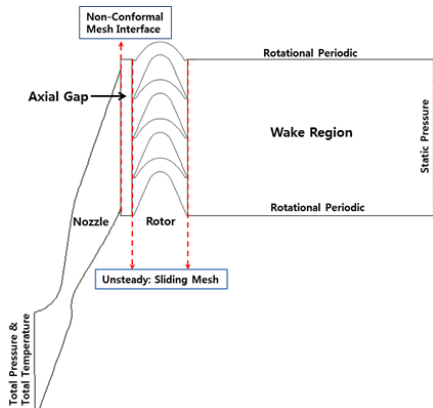


Fig. 1 Numerical domain.

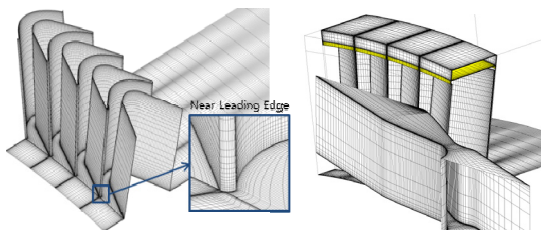


Fig. 2 Computational grid.

밀도는 이상기체 식을 이용하였고 그 외의 물성치들은 온도에 따라 변화하도록 모델링하여 사용하였다.

비정상상태 해석은 Fig. 1에서 보듯이 회전부인 로터와 인접하는 인터페이스에서 슬라이딩 메쉬모델(SMM) 기법이 사용되는데, 이 방법은 정익과 동익의 상대적인 움직임을 계산해 매 시간단계마다 실제로 로터를 움직여 해석함으로써 비정상성을 고려해 넣는다. 시간간격의 설정은 시간간격에 대한 민감도 테스트를 거쳐 로터 유로 하나를 총 50등분으로 나누도록 설정하였으며 매 시간간격마다 로터 블록이 블레이드 피치거리의 1/50씩 회전방향으로 이동하면서 매 순간마다 내부 반복계산을 20회 수행하였다. 수렴여부는 모니터링 값들이 모두 일정한 주기성을 가지고 변할 때 수렴하였다고 판단하였다.

Fig. 3에는 전산해석에 사용된 터빈을 옆에서 본 모습을 각 단면의 명칭과 함께 개략적으로 나타내었다.

계산은 총 네 가지 노즐-로터 축 간극에 대하여 수행하였다. 노즐-로터 축 간극은 로터 블레이드 길이로 무차원화한 축 간극 값 g_{ax}/h_b 와 함께 Table 1에 정리하였다.

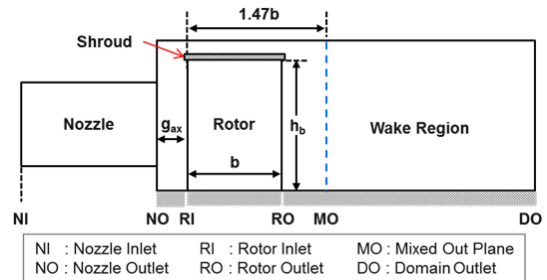


Fig. 3 Schematics of turbine side view.

Table 1. Test cases.

	Axial gap (mm)	g_{ax}/h_b
case 1	1.995 mm	0.061
case 2	3.5 mm	0.107
case 3	6.795 mm	0.207
case 4	10.0 mm	0.305

3. 결과 및 고찰

3.1 터빈 정효율

Fig. 4는 초음속 터빈의 축 간극 거리에 따른 터빈 효율을 다른 연구자들의 결과와 비교하여 나타낸 그림이다. 세로축 좌표인 터빈 정효율은 설계조건에서 계산된 효율로 무차원화 하여 η/η_{des} 로 나타내었고 축 간극 거리는 로터 블레이드 높이로 무차원화 한 g_{ax}/h_b 로 표시하였다.

정은환 등[2]과 박편구 등[3]의 연구에 사용된 터빈은 속도비(u/c_{ad})가 0.25이고 원형 수축-확산 노즐을 가진 부분흡입형 1단 초음속 총동형 터빈이며, Grönman 등[4]의 연구에는 초음속 정의를 가지는 반동도가 낮은 소형 초음속 터빈이 사용되었다.

전체적으로 볼 때 본 연구의 전산해석 결과는 기존의 전산해석 결과와는 상당히 유사성을 보인다. 작은 축 간극 영역의 결과 뿐 아니라 상대적으로 큰 간극에 대해서 데이터를 제시한 Grönmann의 결과와도 아주 잘 일치하고 있음을 알 수 있다[3,4]. 작은 축 간극 영역에서 Jeong 등[2]의 실험으로 측정된 효율과는 꽤 차이를 보이고 있으나 효율의 변화 경향은 유사하게 따라가고 있으며 중간 크기의 간극 영역에서는 정량적인 면에서도 잘 맞음을 볼 수 있다. 본 연구에 사용된 터빈과 효율의 비교분석을 위해 인용된 작은 축 간극 영역의 실험적 연구[2]에 사용된

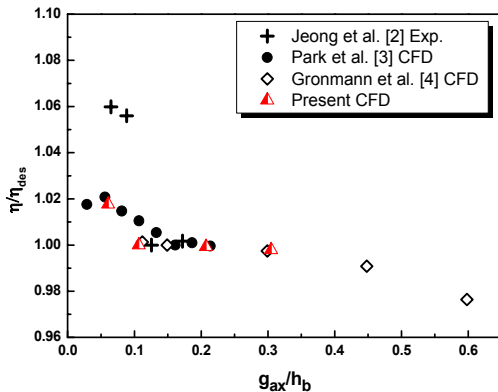


Fig. 4 Turbine performance with a varying nozzle-rotor axial gap spacing.

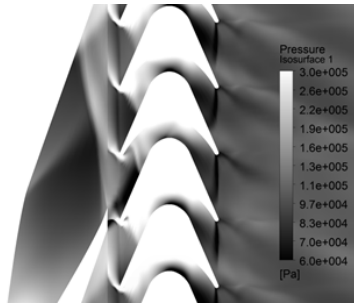
터빈이 동일한 조건이 아니고, 연구의 효율성을 위해 회전주기조건을 활용한 부분해석인 점이 정량적인 부분에서는 차이를 만들었을 것으로 판단된다. 박편구 등[3]은 논문에서 실험과 전산 결과의 이러한 차이에 대하여 실제 터빈유동의 비정상성을 정상상태 해석이 정확히 묘사하지 못한 점과 실제 터빈의 경우 운전 중 비활성화 되는 파어로 시동기 노즐의 존재를 전산해석에서는 반영하지 못한 점 등을 이유로 설명하고 있다. 그러나 노즐-로터 축 간극에 따른 터빈 효율변화가 실험과 비슷한 경향으로 묘사되고 있음을 보인 바 있다.

그림에서 볼 수 있듯이 축 간극이 커짐에 따라 초음속 터빈의 효율이 감소하기는 하나 급격하게 감소하는 축 간극 영역을 지나게 되면 축 간극의 거리에 큰 영향을 받지 않고 아주 완만히 감소하는 영역이 나타난다. 그 이후는 다시 효율 감소의 폭이 커지는 것을 관찰 할 수 있다.

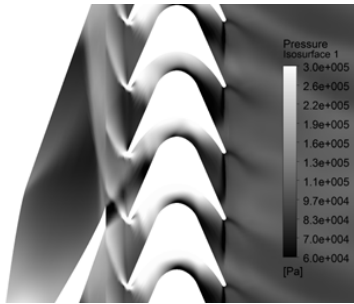
3.2 터빈 성능 변화

Fig. 5는 시간주기 time = $t+\tau$ 일 때의 정압력 분포를 각 축 간극 케이스 별로 나타낸 그림이다. 노즐 내부에서 발생하는 충격파, 로터 뒷전에서 발생한 물고기꼬리모양 충격파와 로터 앞전에서 생기는 충격파의 모양이 잘 나와 있다. 로터 앞전에서 생성되는 충격파는 축 간극을 통해 노즐 출구에 도달하는데, 축 간극이 짧을수록 강한 충격파가 그대로 노즐 출구에 영향을 미치게 되어 노즐 출구단의 압력을 설계 압력보다 높이는 효과가 발생한다. 이 현상은 Fig. 6에서도 볼 수 있다. 또한 노즐 끝단에서 발생하는 후류는 상대위치에 따라 로터 앞전을 치거나 유로 내부로 들어가게 되는데 축 간극이 짧으면 미처 소산되지 못한 강한 후류가 로터의 앞전과 상호작용을 하게 되고 축 간극이 길어지면 저속의 후류는 그 자체로 축 간극 내의 강한 손실 원인을 제공한다.

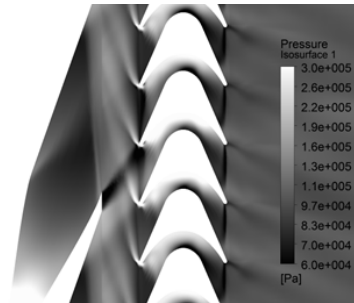
Fig. 6은 터빈의 각 단면에서 시간 평균된 정압력을 면적 평균하여 나타낸 그림이다. 앞서 언급한 바와 같이 축 간극이 작을수록 노즐 출구에서의 정압력은 설계 압력과 비교해 상당히 높



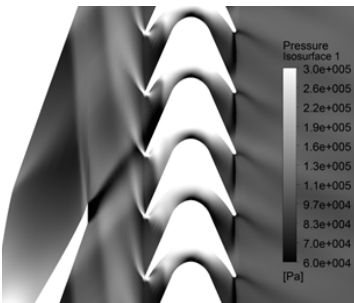
(a) $g_{ax}/h_b = 0.061$



(b) $g_{ax}/h_b = 0.107$



(c) $g_{ax}/h_b = 0.207$



(d) $g_{ax}/h_b = 0.305$

Fig. 5 Instantaneous static pressure contours at mid-plane(time=t+τ).

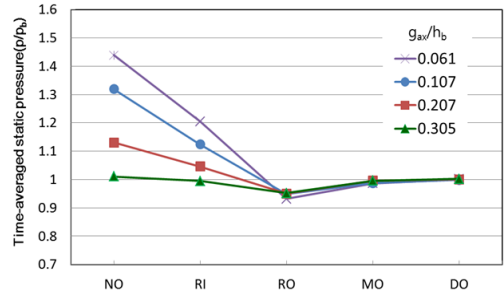


Fig. 6 Mean static pressure at each planes.

아진 것을 볼 수 있다. 팽창이 덜 된 노즐 유동은 로터 입구 면에 도달할 때까지 더 팽창이 이루어진다.

노즐출구와 로터입구까지의 손실을 살펴보기 위해 전압손실계수 Y_p 를 계산하여 Fig. 7에 나타내었다. 본 연구에서 사용된 손실계수 Y_p 는 특정위치에서의 전압손실을 터빈 출구 동압으로 무차원화 한 것으로 정의는 Eq. 1과 같다.

$$Y_p = (P_{01} - P_{0,local}) / (P_{02} - P_2) \quad (1)$$

여기서 P_{01} 과 $P_{0,local}$ 은 각각 터빈입구와 특정위치의 전압력 값을 나타내고 P_{02} 와 P_2 는 터빈 출구에서의 전압력 및 정압력을 나타낸다.

노즐 출구에서 계산된 전압손실계수를 먼저 살펴보면, 축 간극이 작을수록 로터 앞전 충격과에 의해 노즐 출구 압력이 높아져서 손실이 많이 발생하고 있음을 알 수 있다. 초음속 수축-확산 노즐에서는 노즐의 효율이 노즐 출구에서의 속도손실계수에 좌우되는데 노즐 출구에서의 실제 분출속도는 노즐 압력비에 영향을 받는다[9]. Fig. 5에서도 볼 수 있듯이 축 간극 거리가 제일 짧은 $g_{ax}/h_b = 0.061$ 모델에서는 높아진 출구 압력 때문에 노즐 내부에서 발생하는 경사충격과의 강도가 제일 크게 발생하고 그로 인해 로터 회전 방향 쪽의 노즐 끝단 압력이 상대적으로 상승하였음을 알 수 있다.

한편 축 간극이 커질수록 축 간극 내에서 발생하는 마찰 손실도 따라 커진다. 축 간극 내에서의 손실은 확산과 혼합, 마찰에 의한 손실 외

에도 노즐 후류와 충격파의 상호작용, 후류와 로터 앞전의 상호작용 등 복잡한 손실 요인이 발생하게 되므로 Fig. 7에서와 같이 축 간극이 증가 할수록 전압손실도 크게 증가하게 된다.

노즐을 나온 초음속 유동은 축 간극을 지나면서 속도가 줄어드는데 이는 Fig. 8에 잘 나와 있다. 앞서 언급한 대로 축 간극이 클수록 상대적으로 노즐 압력비가 커지게 되면서 출구 유동의 마하수가 높은 것을 알 수 있다.

$g_{ax}/h_b = 0.061$ 과 0.107 일 경우는 노즐 끝단에서 충격파로 인해 압력이 높은 상태로 나온 유동이 축 간극 영역에서 다소 가속이 되면서 로터 입구로 들어가는 것을 관찰 할 수 있다. 축 간극이 큰 $g_{ax}/h_b = 0.207$ 과 0.305 일 경우는 Fig. 7에서 살펴 본 바와 같이 축 간극 내에서 발생하는 손실 정도도 상대적으로 커지게 되어 로터 입구로 들어가는 유동속도가 노즐 출구에 비해 많이 감소하고 있다.

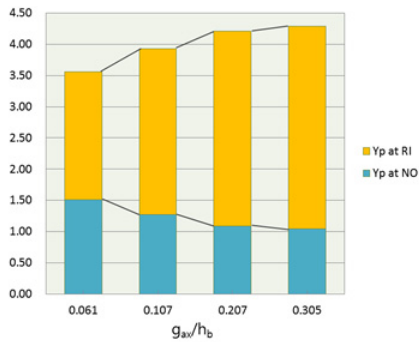


Fig. 7 Total pressure loss coefficient(Y_p).

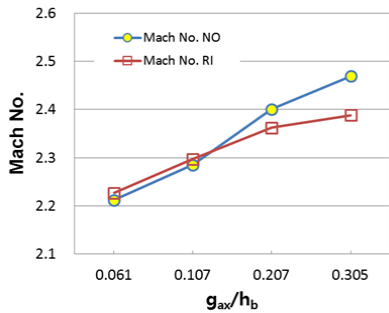


Fig. 8 Absolute Mach no. at nozzle outlet(NO) and rotor inlet(RI) planes.

Fig. 9에는 노즐-로터 축 간극 거리에 따른 팁 누설 유량의 비가 나와 있다. 팁 간극을 통한 누설 유량은 출력 손실로 바로 이어진다. 그 외에도 누설유량의 증가는 풍손(windage loss) 뿐 아니라 팁(tip)을 지나 다시 주 유동과 섞이면서 부가적인 손실을 발생시킨다. Fig. 6과 Fig. 8에서 살펴본 바와 같이 축 간극이 증가할수록 노즐 출구에서 충분히 팽창된 유동이 빠른 마하수를 가지고 축 간극을 지나 로터 입구와 팁 간극 쪽으로 빠져나가게 된다. 계산 결과에 따르면 팁 간극 쪽으로 빠져나가는 유동의 각도가 $g_{ax}/h_b = 0.061$ 과 0.107 사이에서 급격히 작아지고 그 이후에는 완만히 줄어드는 것을 볼 수 있었다. 노즐 출구에서의 마하수 분포와 팁 간극 입구에서의 유동각도 변화로 인해 팁 간극의 축 방향 속도가 팁 누설유량의 분포와 유사하게 증가하게 되고 그 결과 Fig. 9에서 볼 수 있듯이 축 간극이 작은 영역에서는 팁 누설 유량이 급격히 증가하지만 그 이후의 영역에서는 완만한 증가를 나타내고 있다.

Fig. 10은 사용된 유동각의 정의와 함께 노즐 출구 절대 유동각 α_1 , 로터 입구 상대 유동각 β_2 와 로터 출구 상대 유동각 β_3 를 각각의 기준면에 대해 질량평균 된 값을 구한 뒤 그 값들의 시간평균을 비교해 나타낸 그래프이다.

축 간극이 작을수록 노즐 출구에서의 절대 유동각(α_1)이 감소하는데 이는 Fig. 6에서 언급한 바와 같이 로터 앞전에서 발생한 충격파의 영향으로 노즐 출구에서의 정압력이 높아져서 유동

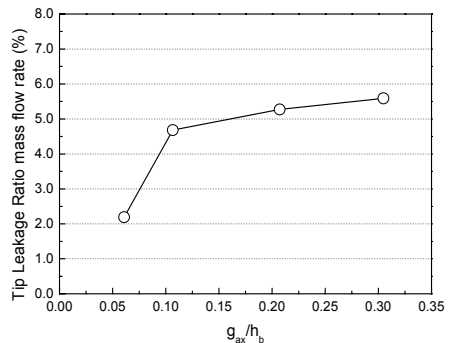


Fig. 9 Tip leakage mass flow rate(%).

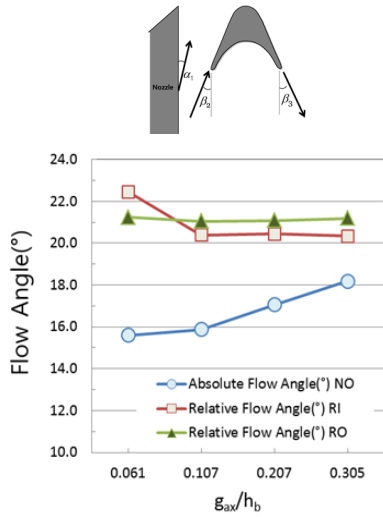


Fig. 10 Mean flow angles at nozzle outlet(NO), rotor inlet(RI) and rotor outlet(RO) planes.

이 충분히 팽창하지 못하여 축방향 속도가 작아졌기 때문에 분석되었다. 반면, 노즐 출구에서 나온 유동이 축 간극 영역을 지나면서 $g_{ax}/h_b = 0.061, 0.107$ 인 경우는 다시 가속되어 축방향 속도가 커지면서 로터 입구로 들어가는 유동각의 증가를 가져오고, $g_{ax}/h_b = 0.207$ 의 경우는 노즐 출구와 비슷한 각도로, 0.305 의 경우는 축 간극 영역에서 마찰에 의한 속도손실로 유동각이 감소하며 각각 로터 입구 면으로 진입하게 된다.

결과적으로 로터 입구 면으로 들어가는 유동은 $g_{ax}/h_b = 0.061$ 인 경우가 다른 세 경우보다 약 2°정도 더 설계 각도(23.5°)에 근접한 결과를 보이고 있다. 로터 출구에서의 각도는 네 경우 모두 비슷한 각도로 나오고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 11에서는 시간 평균된 로터 입구 상대 유동각을 각각의 계산모델에 대해 피치방향으로 면적 평균한 뒤 스패를 따라 그래프로 나타내어 비교하였다. 대략 노즐 출구 위치에 해당하는 20~80% 스패에서는 유동각이 설계 값에 가까운 분포를 보이고 있으나 허브와 팁 영역에서는 유동각의 분포가 설계 값과 많은 차이를 나타낸다.

Fig. 12에는 로터 입구에서의 시간 평균된 마하수 분포를 나타낸 그림이다. 노즐 출구와 로터 앞전의 거리가 제일 가까운 Fig. 12(a)에는 미처

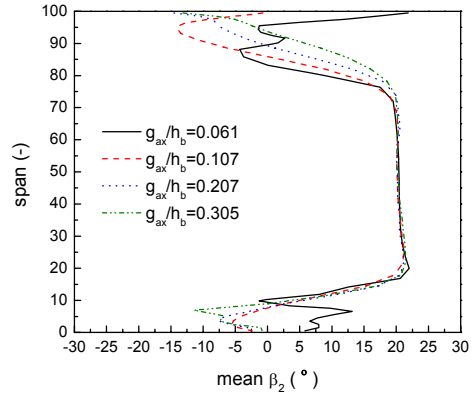


Fig. 11 Spanwise distribution of mean relative flow angle(β_2) at rotor inlet(RI).

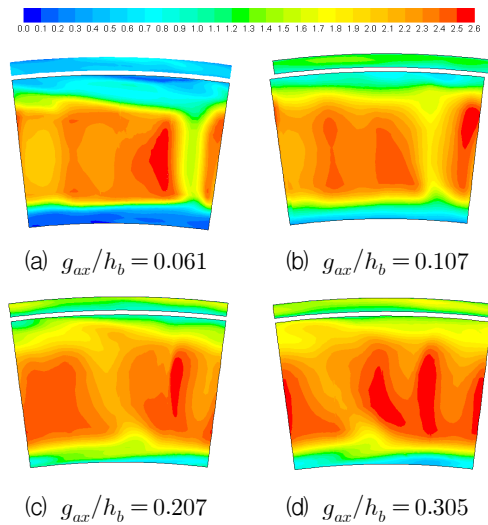


Fig. 12 Mean Mach number contours at rotor inlet (RI) plane.

소산되지 못하고 로터 입구로 들어가는 노즐 끝단 후류의 모습을 제일 강하게 볼 수 있다.

일반적으로 축 간극이 커질수록 노즐 출구로 나온 유동이 축 간극 영역에서 혼합되고 확산되어 로터 입구에서의 유동 속도가 더 균일해져서 터빈의 맥동이나 진동이 감소한다. 그 결과, Fig. 12(b)~(d)에서는 로터 허브와 팁 오버랩 영역까지도 마하수가 증가되어 있음을 그림에서 확인할 수 있다. 그러나 Fig. 11에서 보듯이 허브와 팁 오버랩 영역에서 충분한 유동각으로 유입되

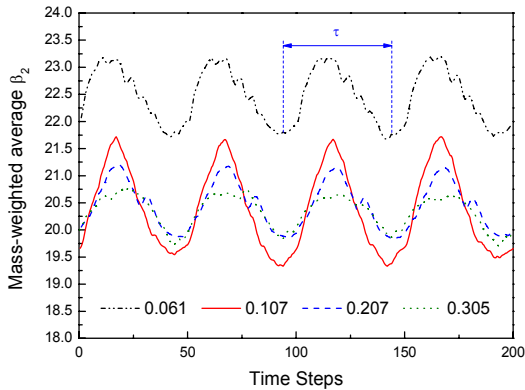


Fig. 13 Time variation of mass-weighted average relative flow angle(β_2) at rotor inlet(RI).

지 못한 유동은 로터 유로 앞부분에서 발생하는 passage shock이나 박리 등의 손실로 이어질 수 있다.

팁 간극 영역의 속도도 $g_{ax}/h_b = 0.061$ 인 경우와 비교하여 나머지 계산모델들에서는 상대적으로 증가되었다. 축 간극 영역에서의 속도 혼합과 확산 과정은 Fig. 9에서 살펴본 바와 같이 특정한 g_{ax}/h_b 이상에서 팁 간극으로의 누설유량을 증가시키는 직접적인 원인으로 작용하는 것을 알 수 있다.

3.3 시간에 따른 로터 입구 유동각과 마하수 변화

Fig. 13과 Fig. 14에는 각각 로터 입구면(RI)에서 질량 평균한 로터 입구 상대 유동각(β_2)과 로터 입구 절대 마하수의 시간에 따른 변화를 4시간주기(4τ) 동안 그래프로 그려서 비교하였다. 각 계산 케이스 모두 시간에 따른 주기적인 변화를 관찰 할 수 있다.

Fig. 13의 상대 유동각 그래프를 보면, 축 간극 $g_{ax}/h_b = 0.061$ 인 경우는 앞서 Fig. 10에서 살펴본 바와 같이 다른 세 경우보다 로터 상대 입구 유동각이 크게 나타나고 있다. 나머지 세 모델의 경우 평균값은 큰 차이 없이 비슷하게 형성되고 있으나 축 간극이 커질수록 입구 유동각의 변동이 상대적으로 적은 것을 볼 수 있다. 이는 축 간극이 작을수록 후류와 로터 앞전의 상호작용, 충격파의 영향 등이 더욱 강하게 나타나

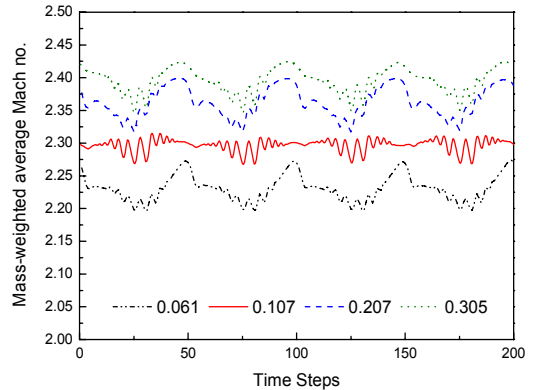


Fig. 14 Time variation of mass-weighted average Mach number at rotor inlet(RI).

기 때문에 사료된다.

Fig. 14의 시간에 따른 마하수 분포를 보면, 축 간극 거리가 클수록 로터입구에서의 마하수가 높게 나타나고 있다. Fig. 8에서 설명 한 대로 축 간극 거리가 클수록 노즐 압력비가 설계 압력비와 유사하게 생성이 되어 로터 입구에 도달한 유동의 마하수가 높아진다. 축 간극 거리가 커짐에 따라 시간에 따른 평균 마하수의 특성이 조금씩 변하고 있는데 특히 $g_{ax}/h_b = 0.107$ 인 경우는 0.207 및 0.305와 다른 점이 눈에 띈다. 노즐 출구 유동이 축 간극 내에서 노즐 후류, 노즐 내부의 압축과 및 팽창과, 로터 앞전으로부터 나오는 충격파 등 여러 복잡한 유동들을 만나면서 로터 입구로 들어오기 때문에 이 부분은 향후 시간별 해석을 통해 조금 더 자세히 살펴볼 필요가 있다.

3.4 평균 엔트로피 분포

Fig. 15에는 로터 유로를 지난 유동의 손실을 살펴보기 위해 혼합출구면(MO)에서의 엔트로피 증가량($\Delta s/R$)을 스패 높이에 따라 피치방향으로 면적 평균하여 나타내었다.

터빈의 손실을 표현하는 여러 정의들이 있는데, 그 중 흔히 사용하는 전압력 손실계수는 캐스케이드 테스트에서는 완벽히 만족하나 회전하는 블레이드 열에서는 그 어떤 손실이 없더라도 환경에 따라 상대 전압력이 변할 수 있기 때문

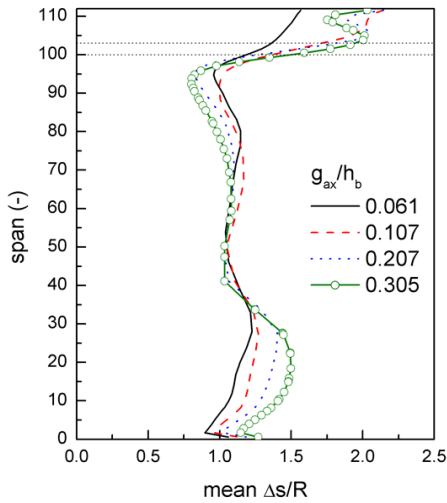


Fig. 15 Spanwise distribution of mean entropy rise ($\Delta s/R$) at Mixed out(MO) plane.

에 비가역성에 의한 엔트로피 생성으로 효율의 손실을 측정할 수 있다[10].

엔트로피 증가량은 표준 열역학 관계식으로부터 다음 Eq. 2와 같이 계산 된다.

$$\frac{s - s_{ref}}{R} = \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \ln \left(\frac{T}{T_{ref}} \right) - \ln \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \quad (2)$$

일반적으로 기준 압력 P_{ref} 와 기준온도 T_{ref} 는 터빈 입구의 전압력과 전온도를 사용한다.

Fig. 9의 결과에서 누설유량이 많았던 $g_{ax}/h_b = 0.107, 0.207, 0.305$ 경우는 팁 간극 영역 (100%~112%)에서 증가한 누설유량 때문에 손실이 크게 발생하는 모습이 보인다. 팁 간극을 빠져나온 유동이 주 유동과 혼합 되면서 손실이 발생함을 알 수 있다. 누설 유량이 g_{ax}/h_b 가 0.601인 경우를 제외하고는 거의 비슷하기 때문에 그래프도 그와 같은 경향을 따라가고 있다.

약 35%~95% 스펠 영역에서는 축 간극이 클수록 손실이 작다. 특히 70%이상의 고 스펠 영역에서는 그 차이가 뚜렷하다. 그러나 허브 쪽에 가까운 저 스펠영역(0~30%)에서는 축 간극이 클수록 손실이 비례해서 커지고 있음을 확연히 관찰 할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 초음속 축동형 터빈의 노즐과 1단 로터 사이 축 간극 거리를 달리하며 3차원 비정상 유동해석을 수행하고 초음속 터빈의 성능 특성을 분석하였다. 수치계산은 로터 블레이드 높이의 약 6%, 10%, 20%, 30%에 해당하는 터빈의 축 방향 간극 총 네 가지 경우에 대하여 이루어졌다.

계산결과는 기존 연구자들의 초음속 터빈 효율 경향과 잘 일치하였으며 특정 축 간극 구간에서 효율의 급격한 감소를 보이고 그 이후에는 큰 변화가 없는 구간이 존재함을 확인하였다. 로터 앞전의 충격파가 노즐 출구에 영향을 미칠 수 있을 정도의 충분히 작은 축 간극을 가진 터빈의 경우에는 그 충격파들이 노즐 출구 압력을 높여 노즐의 효율을 떨어트리고 노즐을 빠져나온 유동의 마하수에도 영향을 주었다. 축 간극 영역 내에서는 축 간극이 커질수록 전압손실이 크게 발생함을 볼 수 있었다.

축 간극에 따른 노즐 출구 유동각과 로터 입구 상대유동각의 변화 특성을 살펴보고 축 간극이 클수록 축 간극 영역 내에서의 유동 확산 현상을 관찰 하였다. 축 간극이 커질수록 저 스펠영역의 손실이 늘어나고 미드스팬과 고 스펠영역의 손실은 줄어드는 경향을 보였다. 증가한 팁 누설유량은 로터 출구를 지나 주 유동과 다시 혼합하면서 손실을 발생시키면서 효율을 감소시키는 원인이 됨을 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음.

References

1. Grönman, A., Turunen-Saaresti, T., Røyttä, P. and Jaatinen-Värri, A., "Influence of The

- Axial Turbine Design Parameters on The Stator-rotor Axial Clearance Losses," *Proc. IMechE Part A: J. Power Energy*, Vol. 228, No. 5, pp. 482-490, 2014.
2. Jeong, E., Kang, S., Shin, D., Park, P. and Kim, J., "Experimental Investigation of Turbopump Turbine : Turbine Performance and Effect of Nozzle-Rotor Clearance," *Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers*, Vol. 10, No. 2, pp. 78-86, 2006.
 3. Park, P., Jeong, E. and Kim, J., "Numerical Investigation of the Effect of Nozzle-Rotor Axial Clearance on the Supersonic Turbine Performance," *2006 KSPE Spring Conference*, Changnyeong-gun, Gyeongsangnam-do, Republic of Korea, pp. 331-336, May 2006.
 4. Grönman, A. and Turunen-Saaresti, T., "Design and Off-design Performance of a Supersonic Axial Flow Turbine with Different Stator-rotor Axial Gaps," *Proc. IMechE Part A: J. Power Energy*, Vol. 225, No. 5, pp. 497-503, 2011.
 5. Griffin, L.W. and Dorney, D.J., "Simulations of the Unsteady Flow through the Fastrac Supersonic Turbine," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 122, No. 2, pp. 225-233, 2000.
 6. Gorrell, S.E., Okiisji, T.H. and Copenhaver, W.W., "Stator-Rotor Interactions in a Transonic Compressor Part 1: Effect of Blade-Row Spacing on Performance," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 125, No. 2, pp. 328-335, 2003.
 7. Balje, O.E., *Turbomachines: A Guide to Design, Selection, and Theory*, John Wiley & Sons Inc., New York, N.Y., U.S.A., June 1981.
 8. Jeong, S., Kim, K. and Jeong, E., "Numerical Study of the Nozzle-Rotor Axial Gap Effect on the Supersonic Turbine Performance," *2010 KSPE Fall Conference*, Seogwipo-si, Jeju-do, Republic of Korea, pp. 160-163, Nov. 2010.
 9. Huzel, D.K. and Huang, D.H., *Modern Engineering for Design of Liquid-Propellant Rocket Engines*, AIAA Press., Washington, D.C., U.S.A., 1992.
 10. Denton, J.D., "Loss Mechanisms in Turbomachines," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, Issue 4, pp. 621-656, Oct. 1993.