◎ 논 문

DOI: 10.5293/KFMA.2011.14.1.055
ISSN (Print): 1226-9883

사각 단면 노즐을 장착한 초음속 터빈유동장의 수치해석

박편구*†· 정은환* · 김진한*

Numerical Analysis for a Supersonic Turbine having Square Section Nozzles

Pyun Goo Park*†, Eunhwan Jeong*, Jinhan Kim*

Key Words : Turbopump(터보펌프), Supersonic Turbine(초음속 터빈), Supersonic Nozzle(초음속 노즐), Velocity Compound Supersonic Turbine(속도 복합형 초음속 터빈)

ABSTRACT

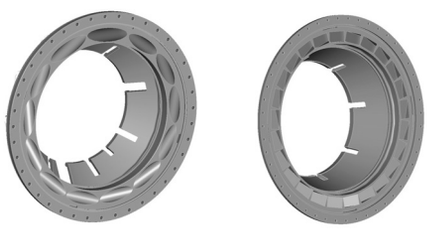
Numerical analyses of a turbine redesigned to achieving the weight reduction by equipping square nozzles and the original turbine have been conducted and the results have been compared. The results show that the turbine with square section nozzles has more even flow distribution at the first row rotor inlet and less inactive areas but the loss induced by wake is increased. Despite the wake loss, the newly designed turbine shows better performance than the original one. It has also been found that the turbine performance can be improved by reshaping its stator and second row rotor.

1. 서 론

액체 로켓엔진의 무게는 발사체의 성능에 큰 영향을 주므로 엔진 구성요소의 설계 때 무게 감량을 위한 많은 노력이 수행된다. 발사체의 성능향상을 위하여 터보펌프 터빈의 무게를 줄이는 것이 바람직하지만 기본적인 설계 개념이 확정된 이후에는 무게를 줄이는 것이 쉽지 않다.

현재 항공우주연구원에서는 개방형 액체 로켓엔진에 적용할 터보펌프를 개발하고 있으며[1] 단위 유량 당 출력을 극대화하기 위해 높은 압력비와 상대적으로 적은 유량에서 운전되는 수축-확산 노즐을 갖는 부분분사형의 초음속 충동형 터빈을 채택하였다. 기존 터빈의 노즐 블록은 원형 단면 노즐로 구성되어 있으며 터빈구동을 위한 11개의 가스발생기 노즐과 터빈의 시동을 위한 2개의 파이로 노즐을 장착하고 있다. 설계된 터빈을 구성하는 요소 중 노즐이 구현되는 노즐 블록은 전체 터빈 무게의 약 25%를 차지하는데 노즐 형상이 갖는 기학학적 제약으로 인하여 추가적인 감량설계가 어려운 상황이다. 이러한 제약을 벗어나 무게를 감소시키기 위해 새롭게 구현된 터빈의 노즐 블록에는 기존 원형 단면 노즐의 목면적과 동일한 목면적을 갖는 사각 단면 노즐이 적용되었으며 이러한 변경을 통하여 터빈 블록 무게의 7%를 감량할 수 있었다. 기존 터빈의 노즐블록과 감량 설계된 노즐 블록의 형상을 Fig. 1에 나타내었다.

본 연구에서는 원형 단면 노즐이 적용된 터빈과 사각 단면 노즐을 갖는 터빈에 대한 유동해석을 수행하고 두 터빈의 성능을 비교하여 변형 설계된 터빈이 실제 터보펌프에 적용될 수 있는 가능성을 확인하였다.



(a) (b)

Fig. 1 Nozzle configuration

(a) Circular nozzle (b) Square nozzle

* 한국항공우주연구원 터보펌프팀
† 교신저자, E-mail : pyun9@kari.re.kr

2. 터빈 제원 및 계산 조건

2.1 터빈 제원

계산에 적용된 터빈은 속도 복합형 초음속 터빈으로 2개의 동익과 1개의 정익 그리고 수축-확산형 노즐로 구성되어 있으며 동익은 슈라우드형으로 설계되어 팁에서의 누설손실이 없는 구조이다.

동익의 압력면과 흡입면은 볼텍스 유동이론을 적용하여 구현되었으며 천이구간의 형상설계에는 MOC기법이 적용되었다.[2] 정익은 유동 굴절을 극대화할 수 있도록 입구보다 출구의 날개 높이가 높게 선정되어있다.[3]

원형 단면 노즐과 사각 단면 노즐의 단면을 Fig. 2 에 나타내었다. 원형 단면 노즐은 축대칭의 형상을 갖고 있는 반면 사각 단면 노즐은 높이가 일정한 2차원 노즐로 설계되어 있다. 노즐 출구에 나타날 수 있는 비활성 영역을 줄이기 위해 노즐의 허브와 팁면이 곡면이 되도록 설계될 수 있으나 현재 설계된 터빈의 경우 입출구 압력비가 커서 허브면에서 유동박리에 의한 손실이 예측되어 허브와 팁이 평행한 2차원 노즐로 선정 되었다. 사각 단면 노즐은 원형 노즐에 비해 확산부가 짧게 설계되었으며 노즐의 개수를 21개로 증가시켜 무게 감량이 배가되었다. 새로 설계된 노즐 블록은 기존의 원형 단면 노즐과 동일한 목면적을 갖고 다른 부품과의 연결부가 동일하도록 설계되어 다른 터빈요소의 변경 없이 사용될 수 있다.[3]

2.2 계산조건

상용 유동해석 소프트웨어인 FINE™/Turbo [4]를 이용하여 유동해석을 수행하였으며 공간 차분에는 중앙 차분법을, 시간 차분에는 4단계 Runge-Kutta법을 적용하였고 수렴의 가속화를 위해 3단계의 다중격자법을 적용하였다. 또한 난류계산을 위하여 표준 k-ε 모델을 사용하였으며 벽면에서는 벽 함수를 적용하였다. 계산은 2개의 Xeon E5630 CPU를 장착한 인텔 웍스테이션을 사용하였다. 계산 시간은 CPU Time을 기준으로 사각 단면 노즐의 경우 17534.25초, 원형 단면 노즐의 경우 13384.6초가 소요되었다.

2.2.1 지배방정식

계산에 사용된 지배방정식은 Navier-Strokes 방정식으로 아래와 같다.

$$\frac{\partial \vec{U}}{\partial t}+\nabla\vec{F_I}+\nabla\vec{F_V}=\vec{Q} \tag{1}$$

여기서

$$\vec{U}=\begin{bmatrix}\rho\\ \rho\vec{V}\\ \rho E\end{bmatrix},\quad \vec{F_I}=\begin{bmatrix}\rho V_i\\ \rho V_i V_j+p\delta_{ij}+\\ (\rho E+p)V_i\end{bmatrix},$$

$$\vec{F_V}=\begin{bmatrix}0\\ \tau_{ij}\\ q_i+V_j\tau_{ij}\end{bmatrix},\quad \vec{Q}=\begin{bmatrix}0\\ \rho\vec{f_e}\\ W_f\end{bmatrix}$$

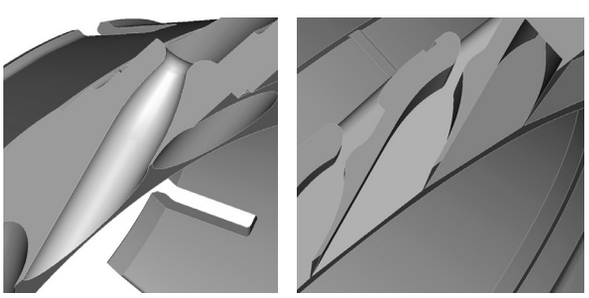
$$\tau_{ij}=(\mu+\mu_t)\left[\frac{\partial V_i}{\partial x_j}+\frac{\partial V_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}(\nabla\vec{V})\delta_{ij}\right]$$

$$q_i=(k+k_t)\frac{\partial T}{\partial x_i}$$

여기서 V_i 는 유속, T는 온도, μ는 점성계수 , W_f는 에너지 소스 그리고 f_e는 코리올리력을 포함하는 외력이다.

2.2.2 계산 격자

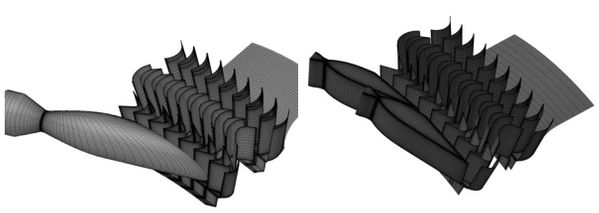
전체 터빈형상에 대한 계산은 시간과 자원의 제약으로 효율성이 떨어지므로 원형 단면 노즐의 경우 노즐 1개에 대한 영역을 그리고 사각 단면 노즐의 경우 노즐 2개의 해당하는 영역을 계산영역으로 설정하고 격자를 구성하였다. 구성된 격자는 노드점을 기준으로 사각 단면 노즐의 경우 187만개, 원형단면 노즐의 경우 140만개이며 계산에 사용된 격자의 표면격자를 Fig. 3에 나타내었다.



(a) (b)

Fig. 2 Nozzle cross sectoin

(a) Circular nozzle (b) Square nozzle



(a) (b)

Fig. 3 Surface Grid

(a) Circular nozzle (b) Square nozzle

3. 결 과

3.1 성능 비교

계산에서 얻어진 터빈의 비출력과 유량을 원형 단면 노즐 터빈에서 얻어진 값을 기준으로 무차원화하여 Table 1에 나타내었다. 결과를 살펴보면 사각 단면 노즐을 사용한 경우 약 1%의 비출력 상승을 얻을 수 있었다. 이중 1열의 동익은 3%의 비출력 상승을 가져온 반면 2열 동익의 경우 6.3% 가량 감소하였다. 전체 성능이 기존 터빈 대비 동등 이상으로 나타나 사각 단면 노즐이 적용된 터빈이 실제 터빈에 적용될 수 있음을 확인하였다. 이와 더불어 사각 단면 노즐을 갖는 터빈의 경우 2열 동익의 재 설계를 통한 추가적인 성능향상이 가능할 것으로 예측된다.

한편 설계 때 두 터빈의 목면적이 동일하도록 설계하였지만 두 터빈 사이에서 약 2.3%의 유량의 차이가 발생하고 있으며 이것은 노즐 목 형상에 따른 유출계수 차이에서 비롯되는 것으로 판단된다.

3.2 유동 비교

3.2.1 단별 물성변화

노즐 출구(NO), 동익의 입구(RI) 및 출구(RO), 그리고 정익의 입구(SI) 및 출구(SO) 에서의 유량 평균된 정압력, 정온도, 그리고 상대 마하수 결과를 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. 정온도의 경우 두 계산 결과에서 1%~2% 사이의 작은 차이를 보이는 반면 정압의 결과는 상대적으로 큰 차이를 보인다. 사각 단면 노즐을 사용한 경우 원형 단면 노즐을 사용한 경우에 비해 노즐 출구압이 9%정도 낮은데 이것은 노즐 출구에서 유동이 더 팽창하여 유속이 증가한 것을 의미한다. 이러한 결과로 Fig. 5에서 보이는 바와 같이 1열 동익 전단에서 마하수가 다소 증가하게 된다.

1열 동익은 초음속 충동형으로 설계되어 유로내에서 압력의 변화가 없어야 하지만 원형 단면 노즐을 사용하는 경우 초기 1차원 설계와는 다르게 동익의 입출구에서 약간의 압력차를 보인다. 반면 사각 단면 노즐을 사용하는 경우 초기 설계에서 의도한 압력변화를 보이고 있다. 동익 입출구에서 나타나는 역압력 구배는 날개면에서 유동의 박리를 촉진시키는 인자가 되어 터빈성능을 감소시킬 수 있다. 또 이러한 압력차는 회전하는 동익의 슈라우드와 케이징 사이의 간극에서 누설 유동을 증가시켜 터빈의 손실을 증가시키게 된다.

사각 단면 노즐을 사용하는 경우 노즐 출구에서의 추가적 팽창으로 인한 유속 증가와 동익 입출구의 역 압력 구배가 사라져 비출력이 증가한 것으로 판단된다.

사각 단면 노즐을 적용 경우 정익 전단까지의 마하수가 원형 단면 노즐에 비해 높게 나타나지만 정익 후방부 이후로는 반대로 나타나고 있다. 이러한 2열 동익에 유입되는 유동의 유속 감소가 2열 동익의 비출력 저하로 연결된다고 생각할 수 있다. 정익 출구의 설계 절대 마하수가 약 1.2이며 이러한 천음속 유동 영역에서는 유로의 면적 변화와 외부 교란에 의해 유동의 특성이 쉽게 변하는 특성이 있다. 이와 더불어 본 해석에 적용된 터빈은 유동각이 크게 변화하고 노즐의 출구 형상에 의한 유동의 불균질성으로 3차원 효과가 큰 특성을 갖고 있어 정익 출구에서의 마하수 차이가 큰 차이를 보이는 것이라 보기는 힘들다.

앞 절에서 2열 동익의 재설계가 이루어진다면 추가적인 성능 향상의 가능할 것으로 예측하였으나 위 결과로부터 새로 설계된 터빈의 성능 향상을 얻기 위해서는 정익의 재설계도 같이 수행되어야 함을 알 수 있다.

Table 1 Turbine specific power and mass flow rate

	Specific Power			Mass Flowrate
	First row	Second row	Total	
Circular Nozzle	0.765	0.235	1.000	1.0000
Square Nozzle	0.788	0.221	1.009	0.9772

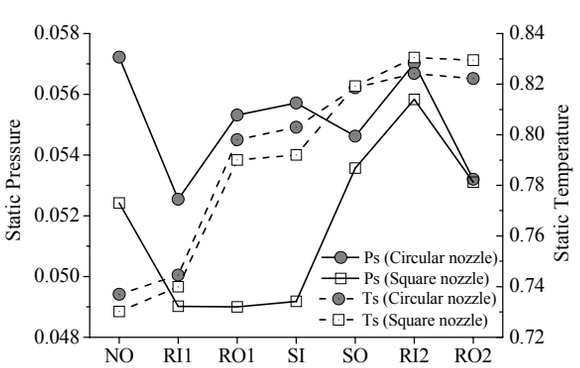


Fig. 4 Static pressure and temperature at each section

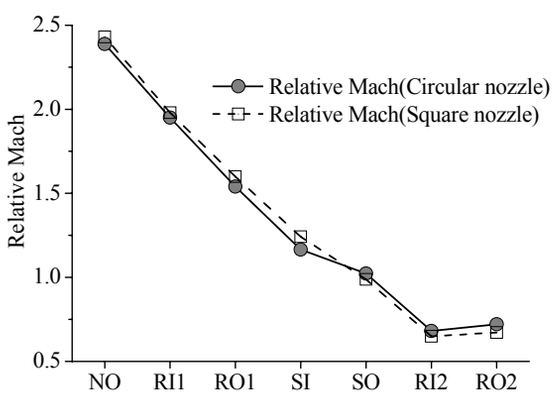


Fig. 5 Relative mach number at each section

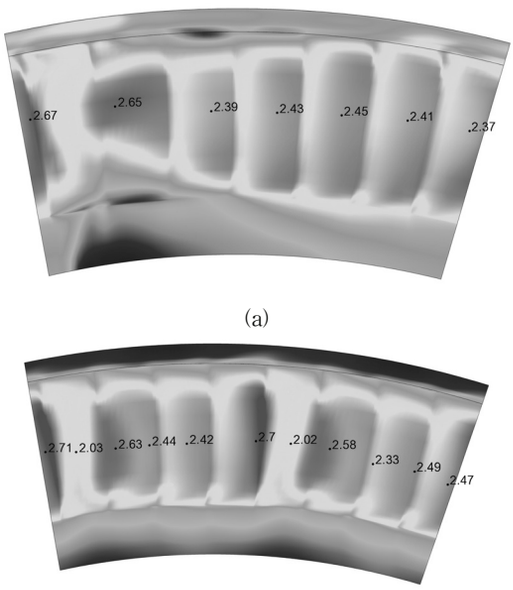


Fig. 6 Mach contour at first row rotor inlet

(a) Circular nozzle (b) Square nozzle

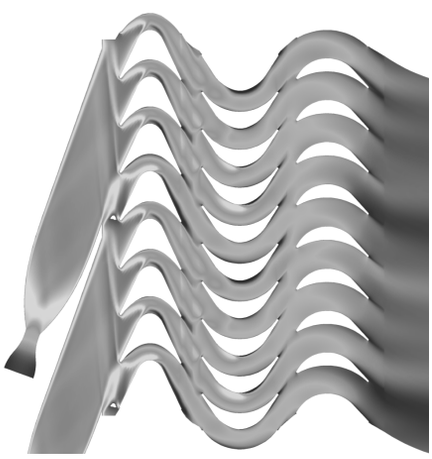


Fig. 7 Absolute Mach contour at midspan

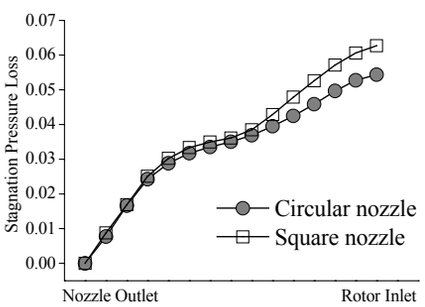


Fig. 8 Stagnation pressure loss between nozzle and first row rotor

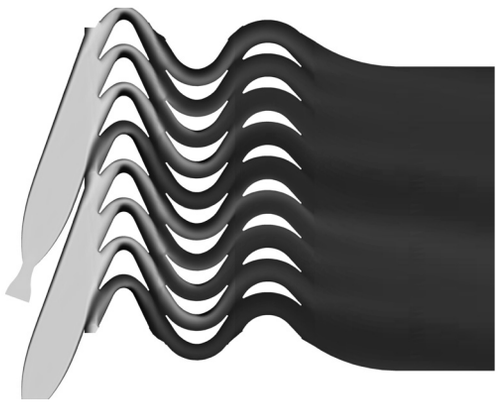


Fig. 9 Entropy contour at midspan

3.2.2 1열 동익 전단의 유동 비교

노즐 단면의 변화는 Fig. 6에 나타난 것처럼 1열 동익 전단의 유동에 큰 영향을 주게 된다. 원형 단면 노즐을 사용하는 경우 이전 연구[5] 에서 보고된 것처럼 동익 전단에서 불균질한 유동 분포를 보이며 고속의 주 유동 중 일부가 팁과 허브쪽으로 빠져나가면서 손실을 가져오게 된다. 이와 함께 원형 단면의 특성상 노즐 끝단에 위치하는 동익 날개의 경우 허브와 팁 영역에서는 1차원 설계에서 적용된 입구조건과 전혀 다른 조건에서 운전되게 되므로 터빈 성능의 저하를 가져오게 된다.[6] 반면 사각 단면 노즐의 경우 상대적으로 유동이 균질하고 허브와 팁쪽으로 주유동이 치우치는 현상도 나타나지 않아 터빈성능의 향상을 기대할 수 있다.

동익 전단에서는 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 동익 날개 전단에서 발생하는 강한 충격파와 여러 요소들에 의하여 유동의 손실이 발생하게 된다.[7] 노즐 출구와 동익 입구 사이에서 발생하는 전압손실을 Fig. 8에 나타내었다. 전압의 손실은 아래 식(2)와 같이 정의되며 첨자 i는 전압력이 얻어진 위치를 가리킨다.

$$\frac{P_{t,nozzle\,outlet} - P_{t,i}}{P_{t,nozzle\,outlet}} \tag{2}$$

동익 전단에서의 균질한 유동을 고려할 때 사각 단면 노즐을 사용하는 터빈에서 전압손실이 적을 것으로 예측되었지만 실제 결과는 사각 단면 노즐에서 전압손실이 더 크게 발생하였다. 이것은 상대적으로 빠른 유속으로 인해 충격파에 의한 손실이 증가하고 특히 노즐과 노즐사이에서 발생하는 후류에 의한 손실[8]이 원형 단면 노즐에 비해 증가했기 때문으로 여겨진다. Figure 9에 도시된 엔트로피 선도에서 확인되는 것처럼 노즐과 노즐 사이에서는 강한 후류가 발생하여 유동의 손실을 가져오게 된다. 원형 단면 노즐의 계산영역에서는 1개의 후류영역만 존재하는 반면 사각 단면 노즐의 경우 2개의 후류영역이 존재하면서 전압손실이 증가한 것으로

판단된다.

종전 연구[9]에서 노즐과 노즐사이의 간격을 줄이면 후류에 의한 손실이 감소할 것으로 예상되었는데 이와 더불어 후류영역의 개수를 줄이는 것도 중요한 성능개선 요소가 될 것으로 판단된다. 만약 노즐의 크기를 키워 개수를 줄이게 된다면 후류에 의한 영향은 작아지겠지만 유동의 일부가 동익의 유로에 유입되지 못하고 팁으로 빠져나가는 현상이 심화되게 된다. 이렇게 될 경우 원형 단면 노즐에 비해 팁 영역에서 고속의 유동이 많은 사각 단면 노즐의 경우 불리한 점으로 작용하게 될 것이다. 이와 함께 노즐의 설계상 노즐의 개수가 줄어들면 노즐의 유동방향 길이가 길어지면서 터빈의 무게도 함께 증가된다. 따라서 노즐의 개수와 크기사이에서 최적화된 값을 찾는 것이 터빈 성능을 증가시킬 수 있는 또 다른 중요한 요소로 판단된다.

3.2.3 동익의 성능 비교

1열 동익의 성능 비교를 위하여 각 1열 동익 날개의 등 엔트로피 마하수를 평균하여 Fig. 10 ~Fig. 12에 나타내었다.

허브와 중앙단면, 그리고 팁 영역 모두 동익의 후방부 흡입면에서는 사각 단면 노즐을 사용한 터빈에서 높은 등 엔트로피 마하수를 보인다. 이러한 현상은 사각 단면 노즐의 경우 정익 입출구의 압력차이가 작아 박리가 지연되면서 흡입면에서의 유동이 개선되기 때문이다. 특히 허브쪽에서 두 계산결과의 차이가 크게 나타나는데 원형 단면 노즐을 사용한 터빈의 경우 유속이 작은 비활성영역이 허브면에 존재하여 흡입면쪽의 유속이 상대적으로 낮아 압력면에서는 높고 흡입면에서는 낮게 나타난다. 이와 더불어 흡입면의 전방부 1/4 지점의 경우 허브쪽에서 사각 단면 노즐의 값이 상대적으로 낮게 나오고 있다. 이러한 현상은 노즐 후류 후방부에 위치하는 유로들에서 특히 두드러진다. 이 유로들은 Fig. 13의 3번과 7번 유로에 해당하며 유로의 압력면에서 발생하는 충격파가 흡입면에 간섭을 일으키고 있다. 원형 단면 노즐의 경우에서도 같은 위치의 유로에서 이와 같은 현상이 발생하나 계산영역에 2개의 후류영역이 존재하는 사각 단면 노즐에 비해 상대적으로 그 영향이 작은 것으로 판단된다.

팁 영역에서는 원형 단면 노즐의 결과가 압력면에서 낮게 나오고 있는데 Fig. 6(a)에서 보이는 것처럼 고속의 주유동이 팁쪽으로 치우치면서 발생하는 현상이다. 이러한 이유로 원형 단면 노즐을 장착한 터빈은 팁 근방에서 등 엔트로피 마하수의 차이가 커지고 더 많은 출력을 발생시키게 되지만 전체 출력에 미치는 영향은 크지 않다.

중앙단면의 경우 전술한 것처럼 사각 단면 노즐을 사용한

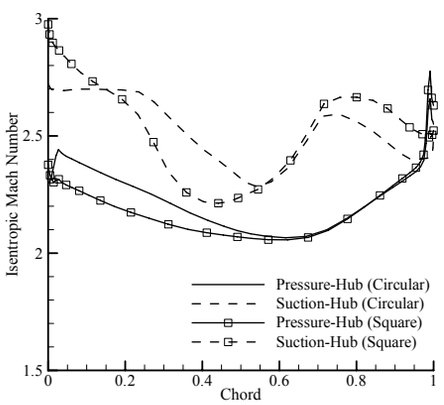


Fig. 10 Isentropic Mach number at Hub

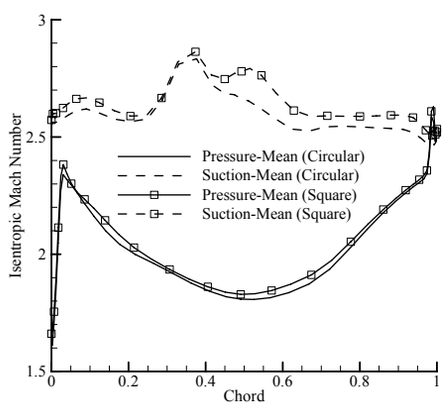


Fig. 11 Isentropic Mach number at Mean

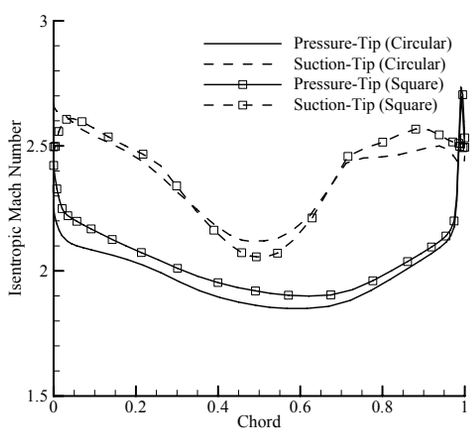


Fig. 12 Isentropic Mach number at Tip

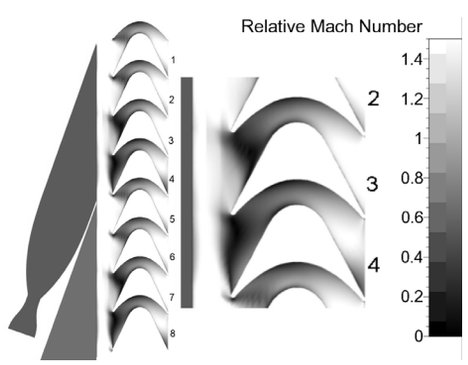


Fig. 13 Relative Mach contour at hub (Square nozzle)

터빈이 흡입면에서 우세한 결과를 보이며 이로 인해 터빈의 비출력이 증가하게 된다.

4. 결 론

설계변경으로 감량설계가 이루어진 사각 단면 노즐을 갖는 터빈과 기존의 원형 단면 노즐을 갖는 터빈에 대한 유동해석을 수행하고 그 결과를 비교 하였다. 계산결과 사각 단면 노즐을 장착한 터빈이 같은 조건에서 운전되는 원형 단면 노즐을 갖는 터빈에 비해 동등이상의 성능을 갖는 것으로 확인 되어 무게가 감소된 터빈의 설계가 실제 적용 가능함을 확인하였다.

노즐 출구에서의 유속증가와 동익 입출구의 압력 변화로 1열 동익의 비출력이 향상되었다. 하지만 1열 동익 후단의 유동변화로 정익 후단의 유동이 바뀌면서 2열 동익 전단 유속이 감소하고 2열 동익의 비출력이 기존 터빈에 비해 감소하는 것으로 나타났다. 사각 단면 노즐을 사용한 설계로 기존의 원형단면 노즐을 사용한 터빈과 동등 이상의 성능을 보이고 있지만 새로운 입구조건에 맞추어 정익과 2열 동익을 재설계한다면 추가적인 성능향상이 가능할 것으로 판단된다.

사각 단면 노즐의 특성으로 동익 전단의 유동분포가 개선되어 터빈 비출력이 향상되었지만 노즐과 노즐사이에 존재하는 후류영역의 수가 늘어나면서 유동손실이 기존터빈에 비해 증가하는 현상이 발견되었다. 이러한 후류의 영향을 줄이기 위해 노즐의 폭을 키우면 고속의 주유동이 팁으로 유입되면서 발생하는 손실과 터빈 무게가 증가한다. 따라서 사각 단면 노즐을 사용하여 터빈을 설계할 경우 노즐 폭과 개수 사이의 적절한 조합을 찾는 것이 중요한 변수가 될 것으로 판단된다.

참고문헌

(1) 김진한, 홍순삼, 최창호, 전성민, 정은환, 2005, “30톤급 액체로켓엔진용 터보펌프 개발현황,” 한국추진공학회 2005년도 추계학술대회 논문집, pp. 375-383.

(2) A. J. Glassman, 1997, Turbine Design and Application, NASA-SP-290, NASA, U.S., pp. 249-277.

(3) 박편구, 김진한, 2010, 무게 감량을 위한 초음속 터빈 설계, KARI-TPT-TM-2010-011, 한국항공우주연구원, pp. 1-7.

(4) NUMECA International, 2006, FINE™/Turbo V7 User Manual.

(5) 박편구, 이은석, 정은환, 김진한, 2004, “노즐과 로터가 장착된 초음속 충동형 터빈의 전산유동해석,” 2004년도 유체기계 연구개발 발표회, pp. 445-451.

(6) 박편구, 정은환, 김진한, 2007, “터빈동익의 프로파일 정의 위치에 따른 초음속 터빈 성능변화에 대한 전산해석 연구,” 2007년도 한국추진공학회 추계학술대회논문집, pp. 297-301.

(7) 박편구, 정은환, 김진한, 2006, “노즐-로터 간극이 초음속 터빈의 성능에 미치는 영향에 대한 수치해석 연구,” 2006년도 제 26회 한국추진공학회 춘계학술대회논문집, pp. 331-336.

(8) Lisa W. Griffin, Daniel J. Dorney, 2000, “Simulations of the Unsteady Flow Through the Fastrac Supersonic Turbine,” ASME J. Turbomach., Vol. 122, Issue 2, pp. 225-233.

(9) 박편구, 정은환, 김진한, 2005, “노즐 형상과 부분 분사비에 따른 초음속 충동형 터빈성능변화에 대한 수치해석연구,” 제6회 우주발사체기술 심포지움, pp. 86-90.