技術論文

DOI:10.5139/JKSAS.2010.38.9.943

다단 소형 터빈에서의 부분분사 특성에 관한 연구

조종현*, 정우천*, 김재실**, 조수용***

A Study on Partial Admission Characteristics of a Multi-Stage Small-Scaled Turbine

Chong-Hyun Cho*, Woo-Chun Jeong*, Chaesil Kim** and Soo-Yong Cho***

ABSTRACT

In this study, a radial inflow type turbine was applied and the outer diameter of the turbine rotor was 108 mm. The turbine blade on a circular plate disc was designed as an axial-type because its partial admission rate was 1.4-4.1%. The turbine consisted of three stages. The performance test has been conducted with various admission rates, tip clearances and nozzle flow angles. The turbine output power was measured on each stage. The turbine performance was obtained in a wide rotational speed range in order to compare its performance according to various operating conditions. The net specific output torque was also measured to compare its overall performance. Computational analysis was conducted for predicting turbine performance. The computed results were in good agreement with the experimental results.

초 록

본 연구에 적용된 터빈은 반경류형이며, 동익의 외경은 108 mm이다. 터빈은 1.4-4.1%의 낮은 부분분사율에서 작동하므로 익형은 축류형으로 설계되었으며 3단으로 구성되었다. 터빈에서 부분분사율과 틱간극 및 노즐유동각의 변화에 따른 성능의 변화를 측정하였다. 또한 터빈의 단수를 변경하면서 각 단수에서 발생하는 출력의 차이에 대한 측정이 이루어졌다. 본 연구의 터빈은 다양한 작동조건에서 운전되므로 넓은 작동범위에 따른 비교를 위하여 회전수를 변경하면서 탈설계 영역에서의 성능 평가가 이루어졌다. 뿐만 아니라 다양한 작동조건에 합당한 시스템의 평가를 위하여 총비오크가 얻어졌다. 아울러 소형터빈의 설계 및 성능예측을 위하여 유동해석을 수행하였으며 얻어진 예측의 결과는 실험으로 얻어진 결과와 잘 일치하였다.

Key Words : Partial Admission Turbine(부분분사터빈), Micro Turbine(마이크로터빈), Radial-Type Turbine(반경류형 터빈), Turbine Performance(터빈성능)

1. 서 론

† 2010년 02월 23일 접수 ~ 2010년 8월 19일 심사완료

* 정회원, 경상대학교 항공공학과 대학원

** 정회원, 창원대학교 기계공학과

*** 정회원, 경상대 항공기부품기술연구센터

교신저자, E-mail : sycho@gnu.kr

경남 진주시 가좌동 900번지

터빈을 부분분사로 작동하게 하는 것은 작동조건에 따라 전분사보다 유리한 경우가 있다. 예를 들어, 동일터빈에서 작동 질량유량을 줄여서 작동하여야 하는 경우에는 익형의 높이를 줄이지 않고 부분분사를 하는 것이 익형

의 높이를 줄여서 전분사를 하는 경우보다도 손실이 적어지는 장점이 있으며, 아울러 시스템의 변경에 대한 비용의 감소뿐만 아니라 터빈에서의 평균반경이 줄어들지 않아서 높은 토오크를 얻을 수 있다. 또한 높은 압력에서 작동하는 터빈에서 감소된 출력을 얻고자 하는 경우에도 팽창비를 조절하는 것보다, 분사면적으로 조절하는 것이 효과적이다. 특히 터빈의 평균반경이 100 mm 급인 마이크로터빈에서 적은 질량유량으로 작동하는 경우에는 손실의 감소를 최소화하기 위하여서 부분분사로 작동하는 것이 유리하다.

부분분사에 대한 실험적 연구로는 Robert et al.[1]이 가스터빈에서 노즐의 분사면적을 120°와 180°로 조절하면서 분사량에 따른 출력의 변화를 실험적으로 연구하였으며 출력은 분사면적이 180°보다 적어지게 되면 급격히 감소함을 보였다. Yahya[2]는 부분분사에서 익형의 회전력을 측정하기 위하여 캐스케이드 실험을 수행하였으며 익형 표면에서 압력을 측정하였다. 특히 피치코드비가 적을수록 회전력은 증가하게 됨을 보였다. Boulbin et al.[3]은 분사노즐을 회전하고 동익을 정지하여 부분분사의 효과를 얻었으며, 익형은 부분분사가 시작되는 지점에서 회전력은 줄어들었다가 이 영역을 지나면서 회전력은 급격하게 증가함을 보였다. 하지만 부분분사 영역에서는 일정한 회전력을 유지하다가 부분분사가 끝나가는 지점에서 다시 최고치의 회전력이 발생됨을 보여주었다.

Bohn et al.[4]은 단단터빈에서 유로의 형상과 질량유량에 따른 효율의 변화를 보여주었는데, 전분사의 경우에는 형상에 따른 효율의 차이가 크게 나타나지만 부분분사의 경우에는 형상에 의한 영향보다도 부분분사량의 변화가 효율에 많은 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek et al.[5]은 부분분사량을 조절하면서 축방향의 거리, 속도비, 부분분사 노즐의 위치 등에 대하여 실험을 수행하였으며, 노즐과 동익 간의 간격이 줄어들수록 효율은 증대하며 부분분사량이 감소할수록 효율과 속도비의 최적값이 감소하게 됨을 보였다. 이상의 결과들로부터 부분분사에서 작동하는 터빈의 효율은 부분분사량에 따라 많은 영향을 받게 됨을 알 수 있다.

Epstein et al.[6]은 마이크로터빈의 개발과 관련한 여러 기술의 연계성에 대하여 상세히 제시하였으며, Peirs et al.[7]은 동익의 직경이

10mm인 축류형 터빈을 개발하였다. Isomura et al.[8]은 외경이 10mm인 원심압축기와 반경류형 터빈으로부터 100W의 출력을 얻었으며, Kang et al.[9]은 직경 12 mm의 원심압축기 임펠러로부터 압축비 3:1에 달성하였다. Cho et al.[10]은 로터의 평균반경이 8.4 mm인 축류형 로터에서 부분분사에 따른 성능시험을 수행하여 최적의 익형각에 관한 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 반경류형 터빈의 구조를 갖는 로터 외경이 108 mm 인 3단으로 구성된 소형터빈이 부분분사에서 작동하는 경우, 부분분사율의 변화와 틱간극, 노즐의 유동각 변화 및 단 수가 성능에 미치는 영향에 대한 성능특성을 연구하고자 한다. 이와 같은 터빈은 장시간의 수명과 적은 제작비용의 장점으로 가공비용 구동장치로 적용될 수 있다. 하지만 적은 작동 질량유량에서 높은 토오크와 고회전수를 얻어야 한다. 하지만 낮은 부분분사율에서 작동하기 때문에 주 유동의 급격한 확산으로 터빈의 성능에 대한 예측이 정확하지 않다. 따라서 주요한 작동변수에 따른 터빈의 성능시험을 수행하여 성능향상과 관련된 중요한 특성을 파악하고자 한다.

II. 실험장치

2.1 터빈

본 연구에 적용된 터빈은 이동식 가공기의 구동장치로 사용하기 위한 것으로 가능한 소형으로 설계하였다. 이를 위하여 유로기준으로 반경류형으로 설계하였다. 하지만 부분분사에서 작동하는 터빈에서는 반경류형 익형에 비하여 축류형 익형에서 주 유동의 확산비($1 - V_{out}/V_{in}$) 증가가 낮으므로 축류형 익형으로 설계하였다. 그리고 이동식 가공기의 가공성에 직접적인 영향을 미치는 터빈의 출력 토오크를 증가하기 위하여 터빈의 단수는 3단으로 구성하였다. Fig. 1은 터빈의 축방향 단면에서 나타난 터빈의 구조도를 보여주고 있으며, 각각의 로터는 하나의 디스크에 장착되었다. 작동유체는 노즐에서 분사되어 1단, 2단, 3단 동익의 순서로 흐르게 되고, 동익열의 사이에는 정익블록에 설치된 1단과 2단의 정익으로 구성되어 있다. 동익과 정익이 조립된 터빈로터의 형상을 Fig. 2에서 보여주고 있다.

Fig. 3은 익형의 설계변수에 대한 정의를 나

Fig. 1. Cross sectional view of the tested turbine

Fig. 2. Three-dimensional view of turbine rotor set

Fig. 3. Definition of geometry parameters

타내고 있다. 노즐과 1단동익의 전단, 그리고 익형간의 간격은 0.5mm 이다. 정익과 동익의 입출구에서의 익형각(β_{in} , β_{out})은 반경방향을 기준으로 설정하였다. 정익과 동익에서의 설계변수값들은 Table 1에서 보여주고 있다. 익형각의 설정은 설계점 회전수 5,000 RPM을 기준으로 속도삼각형으로부터 얻어졌다. 동익의 익형각은 상대유동각을 기준으로 얻어졌으며, 정익의 경우는 절대유동각으로부터 얻어졌다. 노즐에서의 분사속도가 초음속이므로 충격손실을 줄이기 위하여 유동방향과 동일하

Table 1. Geometry parameters of stators and rotors

Parameters	1 st rotor	1 st stator	2 nd rotor	2 nd stator	3 rd rotor
Number of blade	75	90	72	75	60
Radius at inlet/exist (r_{in} , r_{out} mm)	54.0/48.0	47.5/42.5	42.0/36.0	35.5/30.5	30.0/24.0
Blade angle at inlet/exist (b_{in} , b_{out})	72.5/72.5	68.3/68.3	64.5/64.5	61.3/61.3	57.3/57.3
Blade height (mm)	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
Solidity (c/s)	1.40	1.59	1.76	1.81	2.12
Chord (c)	6	6	6	6	6

게 익형각을 설정하였으나, 부분분사로 인하여 유동은 출구로 가면서 확산되므로 이를 고려하여 출구에서의 편이각은 3도를 주어서 속도삼각형을 구하였다. 익형의 설계는 익형각을 기준으로 압력면과 흡입면에서의 마하수를 설정하여 형상을 설계하였으며 축소-확산영역과의 연결부인 중앙부분은 자유와류의 방식을 적용하여 형상화하였다[11].

노즐의 단면은 일정 원형으로 노즐블록에 설치되어 있으며 내경을 3.2-3.6mm로 변경하면서 성능시험을 수행하였다. 노즐의 유동각(α_0)은 Fig. 3에서 보여주는 것처럼 노즐의 방향과 반경방향과의 사이각으로 정의하였으며 노즐의 유동각을 65°-75°로 변경하면서 성능 변화 특성에 대한 연구를 수행하였다.

부분분사율은 노즐의 출구면 즉, 동익의 입구면에서 노즐의 면적과 로터 입구에서의 면적 비로 나타내므로 노즐의 유동각이나 노즐의 직경에 따라 달라진다. 본 연구에서는 부분분사율을 1.4%에서 4.1%까지 변경하면서 성능시험을 수행하였다.

2.2 측정장치

Fig. 4는 터빈성능 시험을 위한 장치의 개략도를 나타내며, 실험을 위한 작동유체는 고압공기가 사용되었으며 실험 시에 노즐입구에 설치된 압력조정기에 의하여 절대압 600 kPa로 유지되었다. 터빈의 성능을 평가하기 위하여 전압력과 전온도를 노즐 입구에서 측정하였으며, 작동공기의 질량유량을 측정하기 위

Fig. 4. Schematic diagram of the experimental apparatus

Table 2. Degree of accuracy and models of measuring instruments

Measuring Instruments	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM201 Hastings Instruments	Less than 0.5% at %FS, 0.025m ³ /sec
Torque	UU-K005 Dacell	±0.03% Max. 1.96 N.m
RPM Gauge	ACT-3 Monarch	±0.0015% Max. 100,000RPM
Pressure Gauge	811 FMG Sensotec	Less than 0.25% at %FS, 1.03MPa
Temperature	RTD-PT100	±0.1%
DAQ	34970A	±0.0035%

하여 작동공기 공급관에 유량계를 설치하였다. 터빈에서 얻어지는 출력은 와전류형의 소형동력계를 사용하여 측정하였으며, 터빈의 회전수와 작동 토크도 동시에 측정하였다. 터빈을 가동한 후의 작동공기는 재 사용없이 대기로 바로 배출되므로 입력은 입구압력과 출구압력을 기준으로 평가하였다. Table 2는 측정에 사용된 장비의 사양을 보여주고 있다. 동력계에서 얻어지는 출력의 정확도는 ±2.0% 이내였으며, 토크의 측정 정확도는 최대 작동토크에서 ±1.5% 이내를 나타내었다. 터빈의 정효율 평가에 대한 95% 불확도는 최대효율에서 ±2.5%로 평가되었으며, 실험에서는 각각의 실험을 5번 씩 수행한 후 평균하여 실험의 반복적 정확도를 향상하였다.

III. 결과 및 토의

3.1 효율평가방법

본 연구에 채택된 터빈은 절삭가공을 위한 구동장치로 적용되므로 작동조건에 따라서 다양한 운전상태가 형성된다. 따라서 터빈은 설계점을 기준으로 설계되었지만 터빈의 성능은 여러 운전영역에서의 평가되어야 한다. 실험에서는 동력계를 이용하여 터빈의 회전수 변화에 따른 성능 변화를 측정하였다. 측정에서는 터빈의 출력과 직접적인 관련이 있는 터빈 입구의 조건은 반복 실험에서도 동일조건이 유지되도록 하였다. 터빈에서 출력의 변경에 따라서 회전수의 변화가 발생되어도, 터빈입구에서의 전압력과 전온도의 변화폭은 ±0.8% 이내로 유지되었으며, 질량유량의 변화폭은 ±1.2% 이내로 유지되었다. 이것이 가능하였던 이유는 노즐 통로면적이 터빈입구의 통로면적에 비하여 상당히 작으므로 터빈입구의 통로는 작동공기의 저장고와 같은 역할을 하였으며, 노즐에서는 쇼크상태에서 작동되었으므로 질량유량의 제한이 이루어졌기 때문이다.

$$\eta_{t-s} = \frac{T_q \Omega + Loss}{\dot{m} T_{t0} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_{t0}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

터빈의 정효율은 식(1)의 방법으로 평가되었으며, 이를 위하여 작동 토크(T_q), 질량유량($\dot{m}$), 터빈의 회전수(Ω), 측정장치에서 발생하는 동력손실($Loss$) 및 터빈입구에서의 전압력(P_{t0})과 전온도(T_{t0}), 터빈출구에서의 정압력(P_2)이 측정되었다. 앞서 언급한 바와 같이 터빈을 가동한 작동유체는 대기로 바로 배출되므로 출구에서의 압력은 대기압으로 선정하였다. 이럴 경우에 효율선도는 입구와 출구에서의 조건이 동일하므로 출력선도와 동일한 경향을 나타낸다. 하지만 효율은 측정장치로 적용된 동력계에서의 베어링 및 회전판에 의하여 발생하는 손실을 보상하여 구하였다. 측정장치에서 발생하는 손실은 적용된 장치에 따라 다르므로 본 연구에서는 고속모터와 파워메터를 사용하여 측정장치에서 발생하는 손실을 측정하였으며, 손실은 회전수에 따라 증가하는 것으로 식(2)와 같이 얻어졌다.

$$Loss [W] = 1.522 \times 10^{-4} \Omega^{4/3} \quad (2)$$

3.2 부분분사율의 변화 특성

노즐의 분사유동각(α_0)을 73°로 유지하고 노즐의 직경을 변경하여 부분분사율을 변경하였을 때의 성능의 변화를 확인하였다. 노즐의 직경이 3.2mm, 3.4mm, 3.6mm 와 3.6mm 두 개가 상호 180°로 마주보게 설치된 경우에 이들의 부분분사율(ϵ)의 변화는 각각 1.62%, 1.83%, 2.05%와 4.10%로 변경된다. 동일한 틱간극을 유지하기 위하여 Fig. 1의 구조도에서 박판을 사용하여 일정간극이 유지되도록 하였다. 본 실험에서는 틱간극을 익형의 높이에 대하여 4%의 틱간극으로 실험을 수행하였다.

터빈에서의 회전수 변화에 따른 비토오크의 결과를 Fig. 5에서 보여주고 있다. 비토오크는 질량유량당 토오크이며, 회전수는 터빈입구에서의 전온도로 보정된 준무차원 회전수로 나타나 있다. 실험의 결과에서 노즐 하나를 사용하여 실험한 경우에 부분분사율이 증가하면 비토오크가 증가함 알 수 있다. 하지만 동일한 노즐을 두 개 사용하여 부분분사율을 증가한 경우에 비출력이 감소함을 알 수 있다. 이러한 이유는 두 개의 노즐을 축방향에 대칭으로 설치하였으므로 로터의 출구를 지나서 유동이 합류하여 터빈의 케이싱을 빠져 나가므로 각각의 유동이 다른 노즐에서 나오는 유동에 영향을 미치게 되어 부분분사율 증가의 효과가 저감된 것으로 판단된다.

Fig. 6은 식(1)을 사용하여 얻어진 정효율의 결과를 보여주고 있다. 효율은 비토오크에 비례하므로 비토오크의 경향과 같이 부분분사율의 증가에 따라 증가함을 보이고 있다. 부분분사에서 작동하는 터빈에서는 팽창에 의한

Fig. 5. Specific output torques with different partial admission rates

Fig. 6. Total-to-static efficiencies with different partial admission rates

손실, 펌핑손실, 형상손실, 혼합손실 등의 여러손실[13,14]들이 있으므로 전분사된 경우보다는 낮은 효율을 보여주게 된다. 본 실험에서 노즐을 하나 사용한 경우에 부분분사율이 2.05% 이하인 점을 고려하면 원형노즐을 사용하는 축류형 부분분사터빈에서의 예측선도[15]보다는 약간 양호한 결과를 보여주고 있다. 이는 반경류형으로의 터빈을 설계하여 유로의 진행에 따라 면적이 줄어들게 되어 출구에서의 손실 값들이 축소되었기에 예측효율선도보다는 양호한 결과를 얻게 되었다고 판단된다. 또한 부분분사율의 증가에 따라 질량유량이 증대하므로 회전수가 증가하였다.

3.3 노즐 유동각의 변화에 따른 특성

틱간극을 동일하게 4%로 유지하고 노즐의 단면적을 일정하게 하여 동일한 질량유량에서 작동하는 경우에 분사유동각을 65°, 70°, 73°, 75°로 변경하면서 성능의 변화를 측정하였다. 모두 노즐의 직경은 3.6mm로 동일하지만 노즐의 유동각이 증가함에 따라 부분분사율은 1.42%, 1.75%, 2.05%, 2.32%로 각각 증가하게 된다. Fig. 7은 이 경우의 비토오크 변화를 보여주고 있다. 노즐유동각의 증가에 따라서 비토오크가 증가하는 경향을 보여주고 있으며 이러한 증가는 부분분사량의 증가에 따른 증가율보다는 상당히 크다.

터빈이 부분분사에서 작동하므로 노즐에서 팽창되는 코어부분의 가장자리는 유동이 급격히 감소되어서 일부는 아음속 상태에서 유동이 형성됨을 Fig. 8의 동익 1단의 전단부분에서의 수치해석을 통하여 얻어진 유동장에서 보여준다. 원래 터빈로터의 형상은 노즐 유동

Fig. 7. Specific output torque with different nozzle flow angles

Fig. 8. Mach number contour at the exit of nozzle

각이 73° 인 경우를 기준으로 설계되었다. 이 경우에 초음속의 유동이므로 입사각이 없도록 익형각을 설정하였다. 따라서 73° 보다 노즐유동각이 낮아지면 음의 입사각이 형성되어 토오크의 감소가 발생된다.

노즐유동각을 75° 로 설정하면 2° 정도의 입사각이 형성되므로 이에 따라 초음속 영역에서는 충격파에 의한 손실이 형성된다. 하지만 부분분사율이 상당히 낮으므로 노즐의 중심영역은 높은 초음속의 영역을 유지하고 그 외의 가장자리는 아음속으로 작동하게 되므로 입사각은 출력의 향상을 가져오게 되었다. 따라서 아주 낮은 부분분사율에서 작동하는 터빈의 경우는 초음속에서 작동하는 영역이 있더라도 아음속영역에서 작동하는 영역이 크므로 입사각을 주는 것이 효율의 상승을 초래하고 있음을 알 수 있다. 아울러 노즐유동각의 증가로 인하여 회전속도의 증가도 동반하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 정효율의 변화를 보여주고 있다. 효율은 비토오크에 비례하므로 토오크와 마찬가지로 노즐의 유동각의 증가에 따라 효율의 증가를 얻었다. 따라서 초음속과 아음속이 혼

Fig. 9. Total-to-static efficiencies with different nozzle flow angles

합된 유동에서 작동하는 부분분사 터빈에서 익형각과 노즐유동각과의 관계에 따라 손실이 달라지므로 적절한 입사각의 선정이 필요하다. 본 연구에서는 노즐의 유동각을 75° 이상으로 설정하게 되면 제작상의 어려움으로 인하여 더 이상의 입사각에서 실험을 수행할 수가 없었다.

3.4 팁간극의 변화에 따른 특성

높은 출력을 나타내는 75°의 노즐유동각으로 유지하면서 팁간극(t)을 다르게 한 경우의 특성을 얻었다. 팁간극의 조정은 Fig. 1의 박판을 사용하여 팁간극의 변화를 주었다. 우선 터빈이 3단인 경우에 팁간극을 4-8% 변경한 경우에 비토오크의 변화를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 팁간극의 증가에 따라서 비토오크의 감소가 발생됨을 알 수 있다. Fig. 11은 정효율의 변화를 나타내고 있으며 비토오크와 마

Fig. 10. Specific output torques with different tip clearances

Fig. 11. Total-to-static efficiencies with different tip clearances

Fig. 12. specific output torques on the double or single stage turbine with different tip clearances

참가지로 효율은 틱간극의 증가에 따라 감소하고 있음을 보여주고 있으며 감소폭은 틱간극의 변화율과 비례하는 경향을 나타낸다.

Fig. 12는 단수를 줄여서 2단과 단단으로 하였을 때의 틱간극에 따른 비토오크의 결과를 보여주고 있다. 노즐유동각을 75°로 유지하고 동일한 질량유량에서 작동한 경우이다. 터빈에서 2단의 경우는 입구에서 1,2단의 로터만 사용된 경우이고 1단의 경우는 입구의 1단 로터만이 작동한 경우이다. 앞서 Fig. 10의 3단에서의 비토오크 결과와 함께 비교하여 보면 단수의 감소에 따라서 속도가 낮아지면 비토오크는 감소하고 있음을 보여주고 있으며, 단수의 감소에 따라서 최고회전수는 증가하는 경향을 나타내고 있다. 또한 단수의 감소에 따라서 익단간극에 따른 비토오크의 차이는 줄어드는 경향을 보여주고 있다. 이러한 경향은 효율에서도 동일한 결과를 나타내게 될 것이다.

Fig. 13. Total-to-static efficiencies on the different turbine stages with different tip clearances

Fig. 13은 단수의 변화와 틱간극의 변화에 따른 정효율의 변화를 보여주고 있다. 준무차원회전수가 288과 1000의 경우에 대한 비교를 보여주고 있다. 터빈의 단수가 많아지는 경우에 틱간극의 변화에 대하여 효율은 민감하게 차이를 보여주고 있으나 단수가 줄어든 경우에는 효율의 변화에 대한 민감도가 줄어들었음을 알 수 있다. 또한 틱간극이 낮은 경우에는 전체적으로 단수가 많은 경우에 효율이 높은 특징을 보여주고 있다. 하지만 단수가 많은 경우에 틱간극에 따른 변화율이 크다. 따라서 틱간극이 커지게 되면 단수가 적은 것이 높은 효율을 보여주게 된다. 이러한 변화는 효율이 높은 영역에서 더 크게 나타났다. 이러한 이유는 터빈이 부분분사에서 작동하기 때문에 뒷단으로 가면서 유동이 확산되어 출력이 감소하므로 틱간극의 변화에 대한 출력의 변화율이 적게 나타나기 때문이다.

3.5 단수 변화에 따른 특성

터빈의 단수에 따른 효과를 측정하기 위하여 터빈의 출구측 단수를 순차적으로 제거하면서 성능을 측정하였다. Fig. 14는 틱간극이 8%로 동일한 경우에 터빈 단수의 차이에 따른 비토오크의 변화를 보여주고 있다. 당연히 터빈의 단수가 많은 경우가 가장 높은 토오크를 발생하게 되지만 단수가 줄어들게 되면서 최대 토오크의 감소에 대한 변화폭은 증대하고 있음을 보여주고 있다. 또한 회전속도가 큰 경우에는 단수가 적은 터빈이 오히려 높은 토오크를 발생함을 알 수 있다.

Fig. 14. Specific output torques with different turbine stages

Fig. 15. Specific output torques on each rotor row with 8% tip clearance

Fig. 15는 각각의 로터에서 얻어지는 토오크를 나타내는데 이는 단수에 따라 측정된 결과로부터 차이를 이용하여 얻어졌다. 첫 번째 단의 로터에서 가장 많은 토오크가 발생됨을 알 수 있으며, 마지막 3번째의 로터에서는 첫 번째의 로터에 비하여 아주 미약한 토오크를 생성하고 있음을 알 수 있다. 최대토오크의 값에서 1단 로터에서 전체토오크의 73%를 생성하고 두 번째 단의 로터에서는 21%를 생성하고 나머지 3단의 로터에서는 6%를 담당하였다.

2번째와 3번째의 로터에서는 회전수가 증가함에 따라 오히려 음의 토오크가 발생됨을 보여주고 있는데 이는 설계점에서 멀어지게 되면서 발생하는 현상이다. 즉, 회전수의 증가에 따라 음의 입사각이 커지게 되어 역방향으로의 토오크가 발생되어지기 때문이다. 터빈에서 얻어지는 토오크는 분사공기에 의하여 형성되는 동익 입구와 출구에서의 유동각과 익

형에 의하여 결정된다. 익형은 고정되어 있으므로 결국은 유동각에 의하여 좌우되는데, 이 유동각은 회전속도에 의하여 변경된다. 따라서 어느 이상의 회전속도에 도달하면 토오크를 발생하지 못하는 유동각에서 작동하게 된다. 따라서 Fig. 15에서 보여주는 토오크가 발생되지 않는 임계회전수보다 커지게 되면 역방향의 토오크가 형성되어, 3단의 로터에서는 임계회전수 635보다 크게 되었을 때 오히려 2단의 로터가 생성하는 토오크보다 적게 된다. 마찬가지로 2단의 로터에서도 1208의 임계회전수보다 올라가면 1단의 로터보다 못하게 되는 결과를 보여주고 있다. 따라서 탈설계 영역에서 작동하는 터빈에서는 임계회전수를 고려하여 최대회전수를 결정하여야 한다.

출구에 있는 동익이 회전속도에 민감하게 반응하는 이유는 터빈이 부분분사에서 작동하기 때문이다. 더욱이 낮은 부분분사율에서는 노즐에서 분사되는 공기를 직접 받는 앞단의 동익과는 달리 출구단에서는 이미 앞단과 정익에서 유동이 확산된 후에 들어오기 때문에 출구단에서는 낮은 유동속도를 갖게 된다. 따라서 출구단의 유동각은 회전속도에 크게 영향을 받게 된다.

각각의 로터에서 얻어지는 토오크도 틱간극에 따라서 영향을 받게 된다. Fig. 16은 2단과 3단의 로터에서 발생하는 토오크가 틱간극에 의하여 영향을 받음을 보여주고 있다. 틱간극의 증가에 따라서 각 로터에서 발생하는 토오크는 감소하고 있으며, 대체적으로 틱간극의 차이에 따라 토오크 발생의 감소폭은 회전수가 변하여도 그 차이는 일정하게 나타난다.

Fig. 16. Specific output torques on the second and third rotor row with different tip clearances

Fig. 17. Total-to-static efficiencies with different turbine stages

Fig. 17은 정효율 선도를 단수에 따라 측정한 결과를 보여주고 있다. 효율은 토크와 회전수에 비례하므로 회전수의 증가에 따른 토크의 감소율보다 회전수 증가율이 크게 되면 효율이 증가하므로 최고효율점은 탈설계 영역에서 얻어졌다. Fig. 17에서 보여주는 각 효율선도에서의 최고효율점의 위치는 단수의 증가에 따라서 회전수가 낮아지고 있음을 알 수 있다. 팁간극이 8%인 경우에는 3단의 효율이 다소 낮게 나타나고 있다.

최고효율점의 변화를 단수와 팁간극의 변화에 따른 차이를 Fig. 18에서 보여주고 있다. 그래프에서의 U와 Cj는 회전속도와 노즐에서의 분사속도이다. 팁간극과는 무관하게 3단의 경우는 최고의 효율점이 속도비(U/Cj)가 0.18의 근방에서 형성되고, 2단의 경우는 0.195근

Fig. 18. Variation of maximum total-to-static efficiencies with different turbine stages and tip clearances

처에서, 단단의 경우는 0.23의 근처에서 형성된다. 또한 팁간극의 감소에 따라서 단수가 많은 경우에 효율이 더 높게 얻어지지만 반면에 팁간극이 커지면 단수가 적은 경우에 효율이 증대한다. 이는 팁간극의 증대에 따른 효율의 감소가 앞부분의 로터에서 영향이 크기 때문이다. 반면에 뒤부분에 위치한 로터의 경우에는 팁간극의 영향이 다소 둔감하게 나타나는 것으로 부분분사에 의한 유동속도의 감소와 형상손실 외에도 혼합 및 팽창손실에 의한 영향이 많기 때문에 상대적으로 팁간극에 의한 손실에 덜 민감하게 반응하였기 때문이라고 판단된다.

3.6 총비토크

Fig. 19는 8%의 팁간극을 가지는 경우의 단수에 따른 비출력의 변화를 보여주고 있다. 터빈의 실험조건이 동일한 경우에 비출력의 선도는 정효율 선도와 동일한 경향을 나타내게 된다. 소형터빈의 시스템성능을 비교하는데 비출력은 토크와 회전수에 따라 변경되므로 터빈의 전체적인 작동성능을 비교하기에는 충분하지 못하다. 따라서 비출력이나 비토크의 값은 고정된 어느 일정한 회전수에서 비교를 하는 경우에 적절한 변수가 된다. 하지만 소형터빈이 베인타입의 회전체를 대체하여 가공용의 구동장치로 사용되기 위하여서는 높은 회전수뿐만 아니라 높은 토크도 얻어져야 한다. 높은 토크는 가공성을 향상하며, 반면에 높은 회전수는 작업성을 향상한다. 따라서 회전수와 토크를 동시에 고려하기 위하여 총비토크(I)를 사용한다. 총비토크는

Fig. 19. Specific output powers with different turbine stages

Fig. 20. Net specific output torques with different turbine stages

비토크를 회전수로 적분한 값으로 식(3)과 같이 얻어진다.

$$\Gamma = \int_0^{\Omega_{\max}} \frac{\tau}{T_{t0}^{0.5}} d\Omega \quad (3)$$

Fig. 20은 로터의 단수에 따른 총비토크의 차이를 보여주고 있다. 본 경우에는 2단 로터의 경우가 3단이나 단단의 로터에 비하여 높은 결과를 보여주었다. 하지만 앞서 언급한 바와 같이 로터에서 단수의 채움은 높은 비출력의 영역과 실제적인 운전범위가 높은 회전수에서 운전하는 경우와 낮은 회전수에서 운전하는 경우에 따라서 선정하는 것이 바람직하다.

3.7 유동해석

부분분사 터빈에서의 성능예측을 위하여 3차원 압축성 난류유동 해석을 수행하였으며, 상용프로그램인 CFX-11[16]을 사용하였다. 난류모델은 전단응력이송(shear stress transport) $k-\omega$ 모델[17]을 적용하였다. 격자의 개수에 대한 테스트를 수행한 후 50만개 이상의 비정렬 격자계가 사용되었으며, 벽면에서의 첫 번째 y^+ 는 2 이하의 값을 갖도록 하였다. 계산 영역의 축소를 위하여 부분분사의 영향이 있는 부분을 기준으로 일부분만을 계산영역으로 선정하였으며, 유로의 측면은 오픈닝조건으로 처리하였다. 노즐입구는 전온도와 전압력을 설정하였으며 정압과 동압의 접촉면은 프로젠 방법을 적용하였다. 동압에서의 틱간격은 익형높이의 8%를 적용하였다.

Fig. 21은 로터가 5,000 RPM으로 작동하는

Fig. 21. Mach number contour at mean blade height and static pressure contours on the first rotor row

경우에 익형의 평균높이에서 마하수 변화와 앞단 동압 표면에서의 정압력 변화를 보여주고 있다. 계산 영역은 부분분사율이 3% 미만이므로 터빈의 각 익렬에서 분사공기의 영향을 많이 받는 익형은 4-5개 정도이므로 원주방향으로 약 60° 범위를 부분분사의 계산영역으로 설정하였다. 노즐에서 분사된 압축공기는 팽창되면서 첫 번째단 동압의 전단에서 마하수가 1.9까지 상승하고 있음을 보여주고 있으며, 이 후 유로가 진행되면서 유동의 확산으로 인하여 출구단 동압의 전단에서는 아음속 상태가 된다.

첫 번째단 동압의 표면에 얻어진 Fig. 21(b)의 정압력 분포로부터 각각의 동압표면에서의 압력을 회전방향에 대하여 적분을 하게 되면 회전력을 얻게 된다. Fig. 22는 각 단계에서의 각각의 동압에서 얻어진 토크를 보여주고 있다. 동압의 순서는 Fig. 21의 회전방향 순서로 되어있으며, 직접적으로 노즐에서 분사를 받은 동압을 벗어난 경우 외에는 상당히 낮은 토크가 얻어진다. 다섯 번째의 익형에서는

Fig. 22. Variation of torques at each rotor row

분사되는 위치에 있기 때문에 흡입면에 높은 압력이 형성되어 역토크가 형성되었음을 보여주고 있다. 각 단의 동익에서 발생하는 비토크는 30.74, 9.98, 4.99로써 터빈의 비토크는 45.7 N.m/(kg/sec) 이었다. 실험에서는 43.6 N. m/(kg/sec) 이 얻어졌으므로 계산결

과보다는 4.6% 정도 낮은 결과를 보였다. 이는 부분분사영역이 아닌 영역에서 회전하는 동익의 경우 정체되어있는 공기에 힘을 가하게 되는 펌핑손실이 발생되기 때문이며 실험보다는 양호한 결과를 보여주었다.

IV. 결 론

부분분사에서 작동하는 반경류형 소형터빈에서 부분분사량, 노즐의 분사방향, 틱간극 및 단수를 변경하면서 성능시험을 수행하여 터빈에서의 비토크, 정효율, 비출력, 총비토크를 측정하였다.

1. 부분분사율이 1.62%에서 2.05%까지 변경하는 경우에 부분분사율의 증가에 따라서 정효율은 증가하는 경향을 나타내었으며, 최고점에서의 효율은 36-39% 수준을 나타내었다.

2. 노즐유동각은 터빈의 익형각과 민감한 관계를 나타내었으며 부분분사에 작동하는 초음속과 아음속 유동이 혼합된 경우에 익형에서 입사각의 설치에 따라 출력의 상승에 장단점이 있으며 입사각을 2° 정도 준 경우 입사각이 없는 경우에 비하여 최고효율점의 정효율은 3% 더 증가하는 결과를 얻었다.

3. 틱간극의 변화에 앞열 로터에서의 출력 변화율은 뒷열의 로터에 비하여 크게 나타났다. 따라서 틱간극이 큰 경우에는 적은 단수의 로터에서 효율이 크게 나타났다.

4. 2번째와 3번째 로터에서 최고점 비토크의 위치에서 27%의 토크를 생성하지만 탈설계 영역에서 작동하는 경우에 역방향의 토크를 발생한다. 따라서 터빈의 작동속도와 필요 토크를 고려하여 터빈의 단수와 작동회전속도를 결정하여야 한다.

후 기

본 연구는 지식경제부에서 지원하는 지방기술혁신사업[RTI04-0103]에 의하여 이루어졌으므로 이에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) Robert, C. K., Howard, Z. H. and Warren, J. W., "Effects of Partial Admission on Performance of a Gas Turbine", NACA Technical Note No. 1807, 1949.

- 2) Yahya, S. M., "Some Tests on Partial Admission Turbine Cascades", *Int. J. Mech. Sci.* 1969, Vol. 11, pp. 853~866.
- 3) Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., "Non-steady Flow in the Partial Admission", *VDI Berichte NR*, Vol. 1109, 1994, pp. 395~401.
- 4) Bohn, D., Gier, J., and Ziemann, M., "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines", *VGB Power Tech*, Vol. 2, 1998, pp. 49~54.
- 5) Skopec, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage", *IMEchE Int. Conf. on Third European Conference on Turbomachinery'99*, Conference Transactions, C557/077/99, 1999, pp. 681~691.
- 6) Epstein, A. H., "Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines," *J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 125, 2004, pp. 205~226.
- 7) Peirs, J., Reynaerts, D. and Verplaetsen, P., "Development of an Axial Micro Turbine for a Portable Gas Turbine Generator", *J. of Micromechanics and Microengineering*, Vol. 13, 2003, pp. 190~195.
- 8) Isomura, K., Tanaka, S., Kanebako, H., Murayama, M., Saji, N., Sato, F. and Esashi, M., "Development of Micromachine Gas Turbine for Portable Power Generation", *JSME int. J., Series B*, Vol. 47, No. 3, 2004, pp. 459~464.
- 9) Kang, S., Johnston, J. P., Arima, T., Matsuaga, M., Tsuru, H. and Printz, F. B., "Microscale Radial-Flow Compressor Impeller Made of Silicon Nitride: Manufacturing and Performance", *J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 125, 2004, pp. 358~365.
- 10) Cho, C. H., Cho, T. H. and Cho, S. Y., "Performance Characteristics of a Small-Scale Axial-Type Turbine Operated in a Low Partial Admission Rate", *Int. J. of Turbo and Jet Engines*, Vol. 23, 2006, pp. 211~221.
- 11) Goldman, L. J. and Scullin, V. J., "Analytical Investigation of Supersonic Turbomachinery Blading I-Computer Program for Blading Design", *NASA TN D-4421*, 1968.
- 12) 조종현, 조봉수, 최상규, 조수용, "부분 분사에서 작동하는 소형터빈에서 두 번째 단의 효과에 관한 연구", *한국항공우주학회지*, 제36권 제9호, 2008, pp. 898~906.
- 13) Yahya, S. M., "Partial Admission Turbines and Their Problems," *Bull. Mech. Engineering Education*, Vol. 9, 1970, pp. 263~273.
- 14) Doyle, D. C., "Theories for Predicting Partial Admission Losses in Turbine", *J. of the Aerospace Science*, April, 1962, pp. 489~490.
- 15) S. Y., Cho, C. H. and Kim, C., "Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-Type Turbine", 2006, *JSME international J. Series B*, Vol. 49, No. 4 pp. 1290~1297.
- 16) CFX-11, 2007, version 11.
- 17) Menter F. R, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA Journal* Vol. 32, No. 8, 1994, pp. 1598~1605.