

소형축류형 터빈에서의 부분분사 유동특성에 관한 연구

조종현* · 조수용** · 최상규***

An Experimental Study of Partial Admitted Flow Characteristics on a Small Axial-Type Turbine

Cho Chong-Hyun*, Cho Soo-Yong**, Choi Sang-Kyu***

Key Words: Partial admission (부분 분사), Axial-type turbine (축류형 터빈), Flow angle (유동각), Air tool (에어 공구), Micro turbine (소형 터빈)

ABSTRACT

An experimental study is conducted to investigate flow characteristics on a small axial-type turbine which is applied as the rotating part of air tools. It operates in a partial admission due to consumption restriction of the high pressure air. In this operating condition, it is necessary to understand flow characteristics for obtaining the high specific output power. Tested turbine consists of two stages and the mean radius of flow passage is less than 10 mm. A 6 bar pressure air is used to operate the turbine. The experimental results show that flow angles depend on the measuring location along the circumferential direction, but its discrepancy is alleviated along the axial direction. Absolute flow velocities show three times difference according to the measuring location at the exit of the first rotor due to the partial admission, but they show similar value at the exit of the second rotor by the velocity diffusion. From the measured flow angles and velocities, a ratio of output power obtained by the first and second rotor is estimated. It shows that the output power obtained by the second rotor is about 11% to that by the first rotor at 60,000 RPM. It is effective therefore to improve the first rotor for increasing the turbine output power.

1. 서론

고압공기에 의하여 작동되어지는 에어공구 중에서 외경이 30 mm 이하인 소형공구는 연필형으로 분류되어진다. 일반적으로 연필형 공구는 6 mm 이하의 콜릿을 사용하며 이 부분에 부착된 그라인더에 의하

여 금속 주조물의 마무리작업, 금형의 표면가공, 금속, 목재, 세라믹 등에 광택을 내는데 사용되어진다. 그 외에도 표면사상, 주조물의 외형성형 및 교정, 용합과 같은 정교한 마무리 작업 등 아주 다양하게 사용되어진다. 일반적으로 Fig. 1처럼 베인형의 회전장치가 사용되고 있으나 높은 회전수에서 베인과 실린더의 미끄럼운동으로 접촉부에 마모와 열이 발생하여 베인의 파손을 야기하며 베인 사이의 공간을 만들기 위하여 로터와 실린더의 중심축을 엇갈리게 설치하여야 하므로 정교한 조립을 요구한다. 이러한 문제점을 해결하기

* 경상대학교 대학원

** 경상대 항공기부품기술연구센터

*** 한국기계연구원 기전응용그룹

책임저자 E-mail : sycho@gsnu.ac.kr

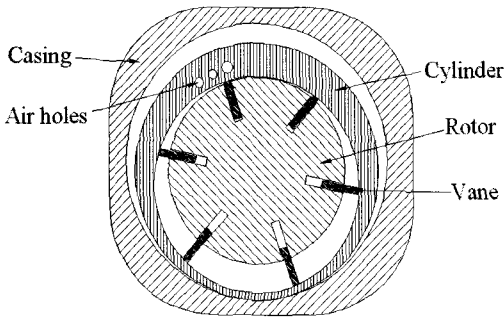


Fig. 1 Cross sectional view of rotating part used in a vane-type air tool

위하여 비접촉식으로 작동하는 터빈을 사용하는 에어 공구를 개발⁽¹⁾하고 있다. 하지만 로터의 직경을 20 mm 이하로 유지하면서 적은 공기량에서 작동하는 회전장치를 개발하기 위하여서는 부분분사에 의하여 작동하도록 하여야 한다. 부분분사에 관한 연구는 낮은 비속도에서 높은 출력을 얻기 위하여 수행되어져 왔다.

Robert 등⁽²⁾은 가스터빈에서 노즐의 분사면적을 120°와 180°로 조절하면서 분사량에 따른 출력의 변화를 실험적으로 연구하였으며 출력은 분사면적이 180°보다 적어지게 되면 급격히 감소함을 보여주었다. Balje and Binsley⁽³⁾는 부분분사에 따른 효율을 예측하기 위한 모델을 제시하였으며 부분분사에 따른 추가적인 filling and emptying 손실, scavenge 손실, 익형평평손실, 누설손실 등의 모델을 보여주었다. Bohn⁽⁴⁾ 등은 다단터빈에서 제어단과 cross-over channel에서 부분분사량을 60%, 50%, 40%로 조절하면서 유동현상, 속도분포, 유동각 및 압력을 측정하였으며 원주방향으로의 물리량변화를 잘 보여주고 있다. Boulbin 등⁽⁵⁾은 부분분사에 따른 익형의 진동을 측정하기 위하여 물을 사용하였으며 분사노즐을 회전하고 동익을 정지하여 부분분사의 효과를 얻었다. 익형은 부분분사가 시작되어지는 지점에 들어가면서 익형에 작용하는 피치방향의 힘은 줄어들었다가 이 입구영역을 지나면서 힘은 급작스럽게 증가하였다. 하지만 부분분사의 영역에서는 일정한 힘을 유지하다가 부분분사가 끝나가는 지점에서 다시 최고치의 힘이 발생되어짐을 보여주었다.

He⁽⁶⁾는 2차원 운동방정식을 이용하여 부분분사에 따른 비정상상태를 예측하였으며 실험의 결과와도 잘 일치하는 현상을 보여주었다. 효율은 부분분사에 따른 원주방향의 불균일한 유동에 의하여 크게 영향을 받음

을 보여주었다. 하지만 다단인 경우에는 이러한 불균일한 유동이 급격히 소멸되어감에 따라 첫번째 단 이후에서는 영향을 받지 않음으로 부분분사의 방법에 따라 효율의 차이가 없게 됨을 보여주었다. Bohn 등⁽⁷⁾은 다단터빈에서 제어단을 지나서 cross-over channel에서의 형상을 4개로 변경하여 효율의 변화를 실험적으로 규명하였다. 완전분사의 경우에는 형상에 따른 효율의 차이를 보여주었으나 부분분사의 경우에는 형상에 의한 영향보다는 부분분사량의 변화가 효율에 급격한 영향을 미치고 있음을 보여주었다. Skopek 등⁽⁸⁾은 부분분사량을 0.4~1까지 조절하면서 축방향의 거리, 속도비, 부분분사의 위치 등에 대하여 실험적으로 연구를 하였다. 노즐과 동익간의 간격이 줄어들수록 효율이 증대하며 부분분사량이 적어질수록 효율과 속도비(U/Cj)의 최적값이 감소하게 됨을 보였다. U와 Cj는 터빈의 선회속도와 노즐에서의 분사속도를 의미한다. Bubitsky 등⁽⁹⁾은 부분분사량의 변화에 따른 효율 예측을 수행하였으며 속도비에 따른 효율의 변화를 잘 예측한 결과를 보여주었다.

부분분사의 연구들이 소형터빈이 아닌 대형에서 수행되었다 하더라도 부분분사량에 따라 효율과 최적의 속도비가 변화됨을 알 수 있다. 특히 에어공구에서는 작업시 사용되어지는 고압공기의 양을 최소화하면서 높은 토크를 얻도록 하여야 하므로 이를 위하여 분사노즐의 유동각, 정익 및 동익에서의 유동특성을 파악하는 것이 상당히 중요하다. 따라서 본 연구에서는 동익의 직경이 20 mm인 축류형 소형터빈에서 익형전후의 유동각 및 유동속도를 측정하여 부분분사에서 작동하는 터빈의 유동특성 파악과 이를 기준으로 보다 효과적인 설계방안을 제시하고자 한다.

2. 실험장치

본 연구에서 적용된 소형터빈은 익형의 평균반경이 9 mm이며 익형의 높이가 2.5 mm이므로 5공 피토판과 같은 방식으로 유동각과 유속을 측정하기가 곤란하며 또한 PIV의 적용은 내부공간의 제한으로 어려움이 있다. 따라서 Fig. 2의 사진에서 보여주는 것과 같이 케이싱의 벽면에 수직하게 직경 6 mm의 구멍과 투명한 캡을 가공하여 내부유동에 영향이 없도록 한 상태에서 유동의 방향을 나타내는 깃털과 섬유재질과 사용하여 이들이 나타내는 유동각을 카메라를 사용하여 획득하였다. 측정시 원주방향으로의 변화에 따른 주흐름

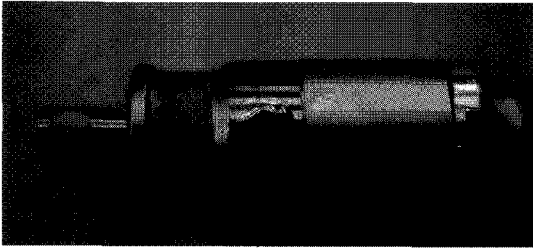


Fig. 2 Photograph of a testing turbine with installing a hole and transparent cap to measure the flow direction

의 영향을 측정하여야할 경우에는 케이싱을 원주방향으로 회전한 후 조립하여 이들의 영향을 확인하였고 축방향으로의 변화는 축방향에 따라 다른 위치에 구멍을 가공한 케이싱을 사용하였다. 유속은 앞서 얻어진 유동각을 기준으로 1형 열선유속계를 수직하게 삽입하고 삽입부를 실링하여 유동의 흐름에 방해를 받지 않도록 하여 측정하였다. 그리고 터빈의 실제 작동상태에서의 유동특성을 파악하기 위하여 터빈에 제동력이 전달되도록하는 장치를 사용하였으며 장치의 개략도는 Fig. 3에서 보여주고 있다.

제동력의 발생은 마찰식 장치⁽¹⁰⁾를 사용하였으며 소형터빈의 지지대는 3축 트래버스에 의하여 중심축 위치의 정밀제어가 가능하도록 하였다. 마찰에 의한 제동력의 제어를 위하여 감속기와 DC모터를 사용하여 공구의 축방향 이송속도를 제어하였으며 이것을 로드셀에 연결하여 수직으로 가하여 지는 힘으로부터 토크를 측정하였다. Table 1은 계측에 사용된 장비들의 특성을 보여주고 있다.

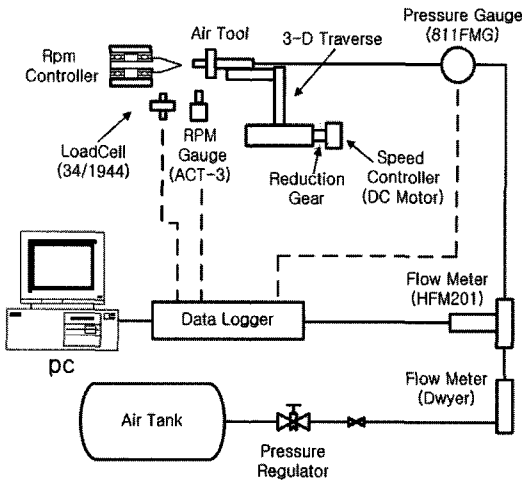


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Degree of accuracy and models for measuring equipments

Measuring equipment	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM 201 Hastings Instruments	Less than 0.5 % @ % FS 0~200 L/min air
Loadcell	34/1944-07 Sensotec	±0.02 % Max. 250 gf
RPM gauge	ACT-3 Monarch	±0.0015 % Max. 100,000 RPM
Pressure gauge	811 FMG Sensotec	Less than 0.25 % @ % FS 150 psi gauge
DAQ	NI 6014	200 kS/s

3. 결과 및 분석

3.1 실제작동

터빈의 설계는 기존의 베인형 회전장치에서 소모되는 유량의 2배인 210 L/min을 초과하지 않도록 유량을 설정하였다. 유량은 터빈입구 절대압력인 650 kPa의 기준이다. 하지만 축류터빈이므로 작동면적이 증가되어 유량의 소모가 엄청나기 때문에 이를 제한하기 위하여 노즐에서의 출구면적을 설정된 유량에 맞추어 제한하였으며 노즐이 원주방향으로 두 군데에서 분사되도록 하여 부분분사 터빈으로 작동하도록 하였다. 터빈에서의 고압기체는 작동 후 대기압으로 팽창하며 실제작동회전수인 45,000 RPM에서 최대토크가 발생되도록 하였다. 토크의 증대를 위해 터빈은 2단으로 설계되었으며 Fig. 4는 사용되는 터빈의 형상을 보여주고 있다. 1단 터빈을 작동하는 분사노즐의 설치각도는 축방향과 이루는 각도가 60°이다. 동익의 입출구 익형각은 축방향을 기준으로 41°를 이루며 동일한 형상이 1, 2단에 적용되었다. 정익의 경우는 입출구 익형각이 축방향과 33.2°를 형성하고 있으며 동익들의

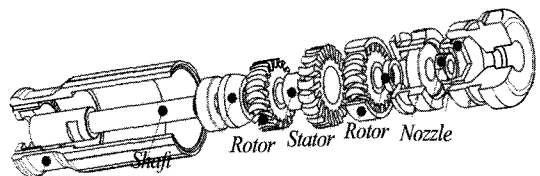


Fig. 4 Cut off view of small air tool grinder operating by two stage axial type turbine

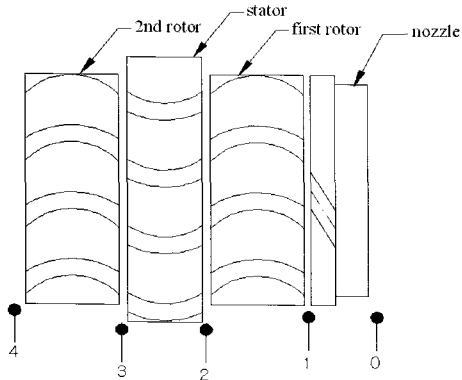


Fig. 5 Measurement position along the flow direction

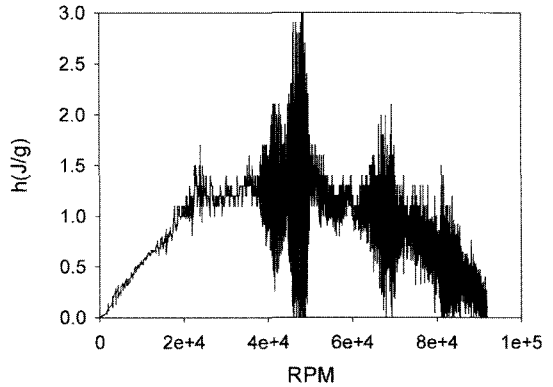


Fig. 7 Specific output power

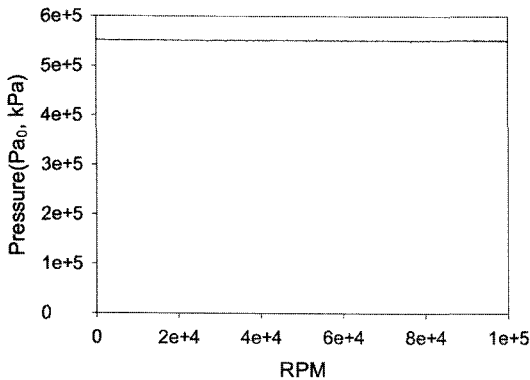


Fig. 6 Gauge pressure at the nozzle inlet

중간에 설치되었다. 이들 각각의 익형각은 Fig. 5의 익형 형상에서 축방향과 익형 입출구에서의 유로와의 사이각을 의미한다.

제동력에 의하여 회전속도가 변하는 실제 작동과 동일한 경우에 노즐 입구에서의 압력선도를 Fig. 6에서 보여주고 있다. 노즐 상부에서 일정한 고압이 공급되어므로 일정압력의 상태를 유지하며 게이지 압력으로 551 kPa의 압력을 나타낸다. 이러한 것은 압력을 탱크 (reservoir)에서 공급하는 것과 같은 상태이므로 초킹되어져 분사되어져므로 외부에서 마찰력 등을 가하여도 이것에 의한 변화가 상류로 전달되지 않기 때문이다. 유량의 경우도 압력과 마찬가지로 외부의 변화에 대하여 변화를 나타내지 않으며 일정한 값을 유지한다. 실험에서는 설계 시 설정한 유량보다는 무부하시 최고회전 수를 92,000 RPM으로 조정하기 위하여 185 L/min으로 축소하여 작동하였다.

Fig. 7은 작동시 회전수에 따른 비출력을 보여주고 있다. 비출력은 식 (1)에서처럼 출력 (P)을 질유량

(\dot{m})으로 나눈 값이며 F 는 터빈에 가하여진 제동력을 나타낸다.

$$h \left[\frac{W}{g/sec} \right] = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{F(g_f) * 0.875 * \Omega}{1000 * 97.4 * \dot{m}} \quad (1)$$

최대비출력이 얻어지는 영역은 20,000 RPM에서 70,000 RPM으로 상당히 넓은 영역에서 얻어짐을 알 수 있다. 이러한 특성은 터빈이 축류형이므로 형성되어진 것이며 반경류형에서의 특성인 초기 제동력에 의하여 비출력이 최고점으로 급격히 상승하였다가 이후 감소하는 경향과는 대조되는 특징을 보여주고 있다.

3.2 내부유동각

설계되어진 터빈 휠에서의 유동각과 회전수와의 관계를 위하여 우선 회전수와 유량과의 관계를 측정하였다. 따라서 유량이나 회전수의 변화에 따른 유동각의 변화를 확인할 수 있도록 하였다. 터빈은 2단의 축류형으로 구성되어져 부분분사에 의하여 작동하므로 첫 번째 단과 두 번째 단에서의 특성은 아주 다르게 된다. 부분분사의 위치에 가까우면 유동의 영향을 많이 받게 되나 멀어지게 되면 분사되어지는 유동의 영향이 약하게 된다. 터빈에서는 부분분사가 원주방향으로 180°만큼 떨어진 두 군데의 위치에서 이루어지므로 분사의 중간위치인 90°만큼 떨어진 위치는 부분분사의 영향이 가장 미치지 않는 영역이 된다. 따라서 측정을 분사되어지는 위치와 동일한 전상에 있는 경우와 90°만큼 회전한 위치에서의 유동각을 측정하였다. Fig. 5는 내부유로에서의 측정위치를 나타내며 1단

동익의 입구와 분사노즐의 출구가 1의 위치가 되며, 위치 2는 1단 동익의 출구와 정익의 입구가 된다. 3의 위치는 2단 동익의 입구와 정익의 출구가 되며 위치 4는 2단 동익의 출구가 된다.

3.2.1 1단 동익출구

시스템에서는 2단으로 형성되어있으나 1단 동익출구와 정익출구에서의 유동각 측정에서는 2단 동익의 익형을 제거한 상태에서 측정하였다. 이는 2단 동익의 회전영향을 최소화하여 정확한 유동각을 측정하고자 하였기 때문이다. 따라서 2단 동익의 익형이 없는 상태에서는 유량에 따른 회전수가 달라진다. 즉 동익이 하나이므로 적은 유량에서도 높은 회전수를 얻을 수 있게 된다. 하지만 상호비교를 위하여서는 유량을 기준으로 비교하게 되면 각각의 유동각 특성이 비교되어진다. Fig. 8은 2단 동익의 익형이 장착되어진 경우 (two rotors)와 제거되어진 경우 (one rotor)의 회전수와 유량과의 관계를 보여주고 있다. 실험은 무부하상태를 유지하면서 분사유량을 조절하면서 얻어진 결과이므로 회전수는 분사유량에 따라 변하게 된다. 만일 외부에서 부하를 가하면서 회전수를 변경하게 되면 유량은 일정한 값을 유지하게 되는 특징을 나타낸다. Fig. 8의 결과로부터 동익의 추가에 따라 동일한 회전수를 얻는데 많은 유량이 필요함을 알 수 있으며 이러한 결과의 의미는 두 번째 동익은 회전수의 증가에 기여하는 것이 아니라 토크의 상승에 기여를 하게 됨을 알 수 있다.

동익에서의 상대유동각 (β_2)은 우선 출구에서의 절대유동각 (α_2)을 측정한 후 회전속도를 고려하여 평

위하여 정익 익형의 일부분을 절단하고 케이싱에서의 가하게 된다. 우선 동익출구에서의 영향을 최소화하기 측정구멍은 2단 동익이 장착되지 않는 상태에서 측정하므로 측방향으로 타원형태로 가공하여 동익출구에서의 높은 유속이 출구로 완만히 흐르도록 하여 유동각 측정에 영향을 미치지 않도록 하였다. 유동각의 측정에는 실, 깃털, 폴리에스터 섬유재질 등을 사용하여 측정하였으며 측정결과는 사용한 재질에 따라 차이를 보이지 않았다.

Fig. 9에서 회전수의 변화에 따른 동익출구에서의 절대유동각 변화를 확인할 수 있다. 절대유동각의 부호는 동익의 익형각을 기준으로 같은 방향이면 양의 값으로 정하였으며 반대 방향이면 음의 값으로 정하였다. 회전수는 유량에 비례하므로 회전수의 증가는 유량의 증가를 의미하므로 유량의 증가와 함께 출구에서의 절대유동각도 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 현상은 동익의 앞부분에서 노즐에 의하여 분사된 공기력에 의하여 충동력이 가하여 지고 동익의 출구에서는 동익의 회전수 증가에 따라 출구에서의 유동각은 증가된 회전의 영향으로 음의 방향으로 증가하게 되기 때문이다. 동익출구에서의 익형각은 자오면을 기준으로 41° 의 익형각을 가지므로 상대유동각의 특성을 확인하여 보면 98,000 RPM에서 150 m/sec의 속도를 가지므로 측정위치의 반경이 9 mm 이므로 선회속도는 92.36 m/sec 이다. 유속측정의 결과는 다음절에 있으며 이 값으로부터 상대속도의 크기는 139 m/sec이며 상대유동각은 12° 이다. 이는 자오면에서의 익형각 41° 에 비하여 29° 나 차이가 나고 있다. 특히 분사노즐의 영향이 강한 측정위치에서는 동익의 익형이 충분히 이를 반영하지 못하고 있음을 알 수 있다.

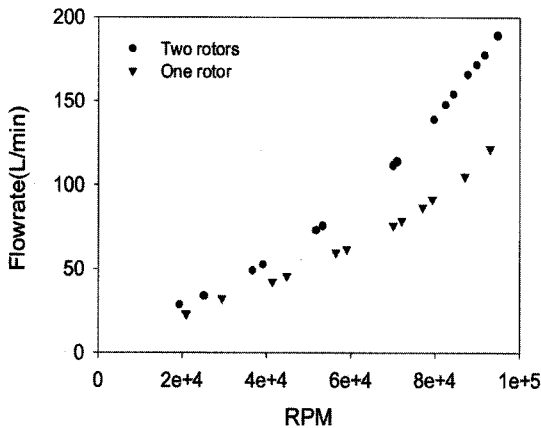


Fig. 8 Flowrate curve in the unloaded state

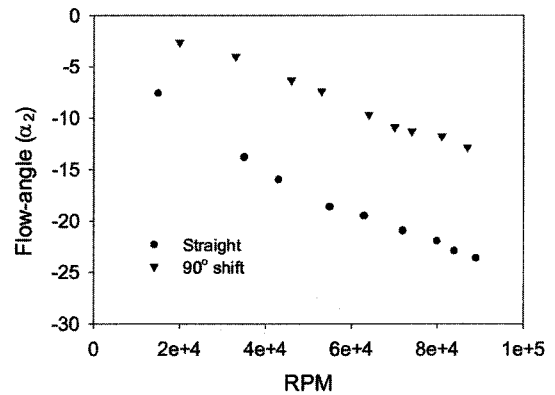


Fig. 9 Absolute flow angles (α_2) at the first rotor exit

노즐에서의 분사위치와 측정위치가 90°만큼 원주 방향으로 차이가 있는 경우에는 회전수의 증가에 따라서 마찬가지로 음으로 가는 경향이 있으나 노즐에서의 분사위치와 측정위치가 동일선상에 있는 경우에 비하여 완화된 경향을 보여주고 있다. 이러한 것은 노즐에서 분사된 공기의 영향이 원주방향으로 이동할수록 약하기 때문에 발생한 것이다. 이 위치에서의 절대유동각을 기준으로 상대유동각을 구하기 위하여 유동속도는 98,000 RPM에서 50.5 m/sec의 속도를 얻었으므로 절대유동각 12°를 기준으로 상대유동각을 계산하면 58.9°가 된다. 이 값은 자오면에서의 익형각 41°보다 더 큰 각으로 상대유동각이 형성되어 있음을 알 수 있다. 반면에 앞서의 분사노즐의 위치와 측정위치가 일직선상에 있는 경우에는 동익의 뒷전에서 발생한 편차각 (deviation angle)이 29°로 되어있으므로 원주방향의 위치에 따라서 편차각은 양과 음의 값을 갖게 됨을 알 수 있다. 또한 회전수에 의해서도 차이가 발생됨을 알 수 있다. 하지만 충동력이 큰 부분이 노즐의 분사위치와 측정위치가 일치하는 부분이므로 이 부분의 유로방향을 일치시키는 것이 보다 효과적이다.

3.2.2 정익출구

정익출구에서의 유동각 측정을 앞서 측정한 동익출구에서 측정과 동일한 방법으로 측정을 하였으며 측정을 위한 케이싱에서의 구멍은 베어링의 설치에 영향이 없도록 가공하여 설치하였다. 회전수에 따른 유량의 변화는 Fig. 8에서 동익 하나가 장착된 경우와 동일하다. 정익출구에서의 유동각은 동익출구에서의 유동각 및 유량에 의하여 상당히 좌우된다. 분사노즐과 측정

위치가 직선상에 있는 경우에는 회전수의 증가에 따라 유동각이 증가하고 있음을 Fig. 10에서 보여주고 있다. 이러한 것은 측정위치가 직선상에 있는 경우에는 회전수의 증가에 따라 유량이 증가하므로 유동은 정익의 유로를 따라 형성되어지기 때문이며 속도가 낮은 경우에는 정익의 입구에서 유동방향이 직진에 가까우므로 적은 유량과 함께 유동각이 작아지는 것에 원인이 된다. 반면에 노즐의 분사위치와 측정위치가 90°만큼 회전된 경우에는 정익출구에서 유속에 비하여 두 번째 장착된 익형없는 동익의 표면에서 발생하는 회전력에 의한 영향으로 유동에 교란이 발생하여서 정확한 유동각 측정이 곤란하였다. 하지만 측정위치가 분사노즐과 직선상 있는 경우에 얻어진 결과와 같이 유량의 증대에 따라서 유동각이 증가하는 현상이 얻어질 것으로 판단된다.

3.2.3 2단 동익출구

2단 동익출구에서 유동각을 측정하기 위하여 두 개의 동익이 장착된 상태에서 측정한다. 이 경우에 동익이 하나인 경우와 동일한 회전수를 얻기 위하여서는 보다 많은 유량이 필요하다는 것을 Fig. 8에서 보여주고 있다. 2단 동익출구에서의 유동각은 측정위치에 따라 크게 영향을 받지 않음을 Fig. 11에서 보여주고 있다. 단지 측정위치가 분사노즐의 위치와 일직선으로 위치하는 경우에 조금 더 크게 음의 방향으로 증대하고 있으나 이는 측정위치에 따라 속도의 영향이 크기 때문에 발생한 것이다. 부분분사를 하였어도 정익을 지나면서 유동이 확산되어 상당히 균일한 상태를 만들기 때문이다. 또한 출구에서의 절대유동각이 적으므로 선회손실의 영향이 최소화 되었다고 보여진다.

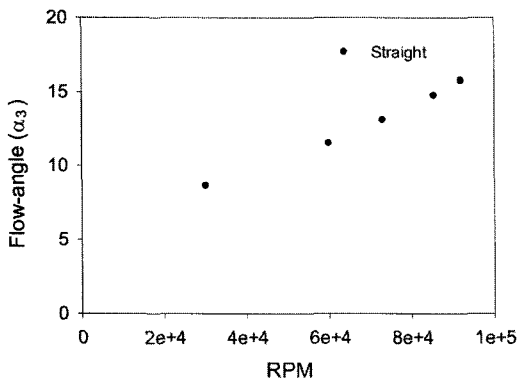


Fig. 10 Absolute flow angles (α_3) at the stator exit

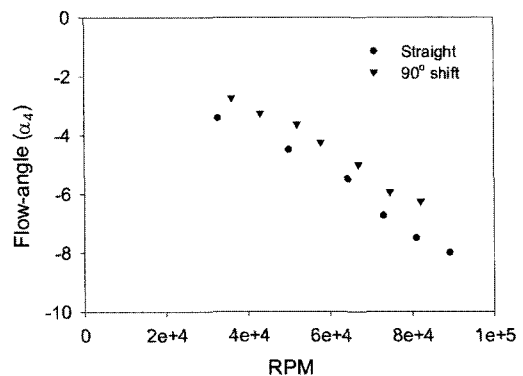


Fig. 11 Absolute flow angle (α_4) at the second rotor exit

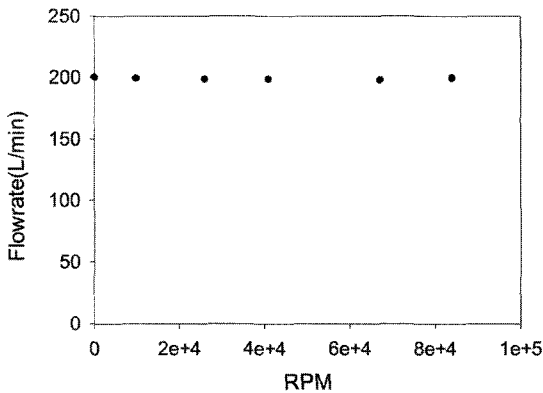


Fig. 12 Flowrate when RPM is changed by the torque

3.2.4 1단 동익출구 (실제작동상태)

실제 작동상태처럼 밸브를 열어놓은 상태에서 터빈의 축에 제동력이 가하여지는 경우 토크의 상승을 위하여 회전수의 감소가 발생된다. 하지만 회전수가 감소한다고 하여도 터빈 입구에서의 압력이나 유량은 일정한 상태를 유지한다 Fig. 12는 회전수가 감소하여도 터빈에 분사되어지는 유량이 변하지 않음을 보여주고 있다. 따라서 유량이 일정하므로 유동속도의 크기도 큰 차이가 없다. 하지만 회전속도가 토크에 따라 변하므로 유동각은 변하게 된다. 측정위치가 노즐의 분사위치와 일직선상에 있는 경우에 매우 높은 속도가 유지되므로 유동각의 측정에 발생하는 오차는 상당히 낮다. Fig. 13은 회전수의 변화에 따른 유동각을 보여주고 있다. 토크가 가하여지지 않는 무부하 상태에서의 결과처럼 동익출구에서의 유동은 동익의 익형과 반대로 음의 방향으로 유동이 흐르고 있음을 알 수

있으며 유동각도 무부하상태보다 다소 크게 나타난다. 이는 유량이 증대된 상태에서 작동할 뿐만 아니라 회전수에 무관하게 높은 유량이 유지되기 때문이다. 따라서 회전수의 감소에 따라 유동각의 변화가 무부하 상태처럼 크지가 않다.

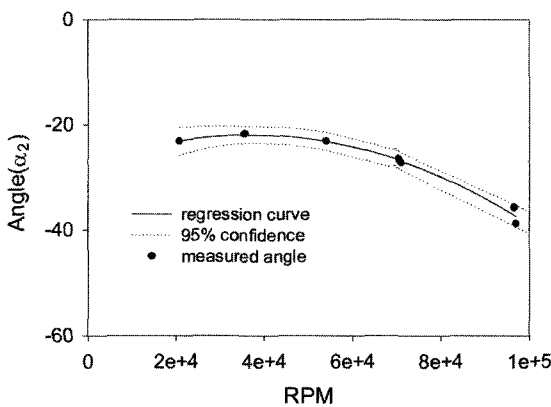
측정위치가 노즐의 분사위치에서 90°만큼 회전한 위치에서의 절대유동각을 Fig. 13(b)에서 보여주며 측정위치가 노즐분사위치와 일치하는 경우와는 상당히 다른 결과를 보여주고 있다. 이러한 현상은 작동공기가 높은 속도로 분사되어 90°의 영역에 미치는 영향이 미약하고 특히 이 영역은 두 군데에서 분사되는 위치의 중간에 있으므로 와류가 형성되었음을 알 수 있다.

와류의 형성은 분사속도에 의한 주위공기의 흡입에 의한 현상으로 발생되며 따라서 분사노즐을 지난 부분에서의 유동방향은 익형각과 같은 방향을 형성하게 된다. 앞서 무부하상태에서 측정한 Fig. 9의 결과와는 상당히 다른 결과를 보여주는데 이러한 차이는 무부하 상태의 실험에서는 2단 동익의 익형을 장착하지 않았으므로 형성된 유동이 바로 빠져나가므로 분사노즐의 중간영역에서 와류가 발생되지 않았기 때문이다.

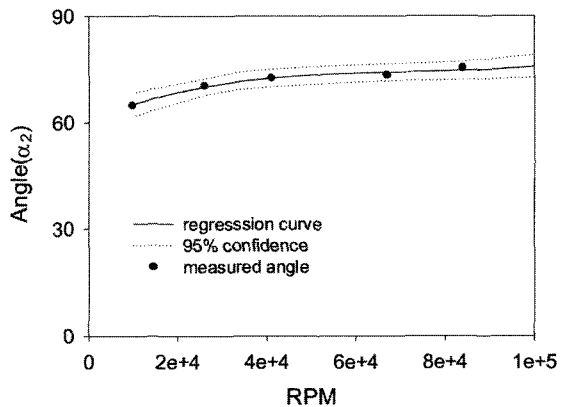
3.3 유속측정

3.3.1 1단 동익출구

부분분사에 의하여 측방향으로 이동함에 따른 급격한 속도감소를 고려하여 측정위치를 열선유속계의 열선이 동익출구에서 1 mm 이내에 있도록 하였으며 앞서 얻어진 유동각의 방향을 참조하여 속도를 측정하였



(a)



(b)

Fig. 13 Absolute flow angles (α_2) when the turbine operates at constant flowrate at (a) straight and (b) 90° shift

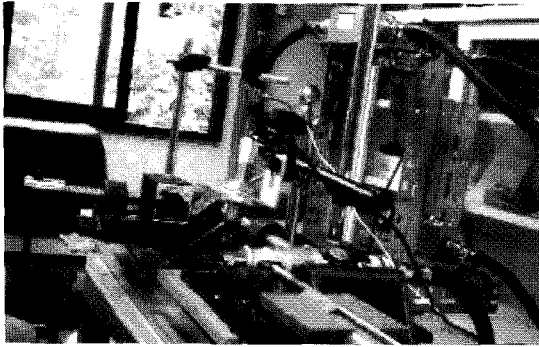


Fig. 14 Photograph of experimental apparatus for measuring velocities using a hotwire probe

다. Fig. 14는 열선유속계로 측정하는 실험장치를 보여주고 있다. 속도측정에 있어서 회전수에 따른 유량의 변화는 Fig. 8에서 보여주는 결과와 동일하다.

부분분사에 의하여 작동하므로 1단 동익출구에서의 유동속도는 원주방향으로 측정위치가 변함에 따라서 달라진다. Fig. 15(a)에서 보여주는 것처럼 노즐의

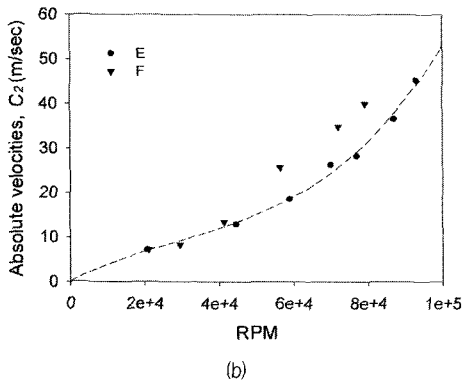
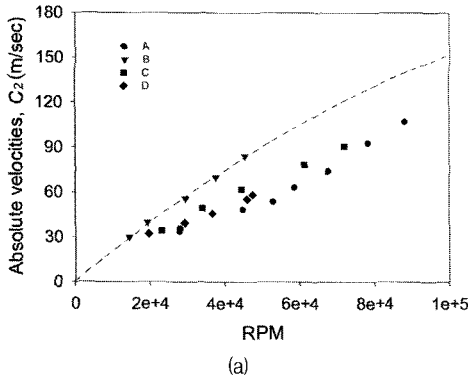


Fig. 15 Absolute velocities (C_2) at the first rotor exit at (a) straight and (b) 90° shift

분사위치를 동익출구에서의 측정위치가 일직선상에 있는 경우에 원주방향으로 1 mm 씩 움직이며 측정할 경우에도 속도의 변화를 보여준다. 최대속도를 발생하는 위치는 원주방향으로 움직이며 측정할 B의 위치에서 얻어졌으며 이보다 벗어나게 되면 속도가 떨어짐을 알 수 있다. B위치에서 측정할 속도를 기준으로 1단 동익출구에서의 최대속도는 100,000 RPM에서 152 m/sec를 얻었다. Fig. 15(b)의 경우는 노즐의 분사 위치와는 90°만큼 회전된 위치에서 측정할 결과를 보여주고 있다 이 위치에서는 2개의 노즐에서 영향이 최소화되는 위치이므로 유속은 최소값을 얻게 된다. 앞서와 동일한 방법으로 원주방향으로 측정위치를 변경하면서 최소의 속도가 얻어지는 E의 위치에서 속도 값을 기준으로 100,000 RPM에서 53 m/sec를 얻었다. 이 위치에서는 분사노즐에서 측방향으로 충분히 멀어지지 않았으므로 두 위치에서의 속도차이가 3배 정도의 차이를 보이고 있다. 따라서 작동공기의 총동력은 노즐의 분사위치에서 대부분 흡수되고 있음을 알 수 있다.

3.3.2 정익출구

정익출구에서는 정익의 유로위치에 따라서 속도의 차이를 보이거나 조립시 노즐의 분사위치와 정익의 출구와 일치하도록 조정하면서 시험을 하였다. Fig. 16은 회전수의 변화에 따른 절대속도의 크기를 나타내고 있으며 측방향으로 진행하면서 유동속도가 감소함을 보여주고 있다. 이는 유동이 확산되었음을 보여주고 있으며 유속의 차이도 측정위치와 노즐의 분사위치가 일직선상에 있는 경우에 측정된 값과 90° 회전한 위치에서 측정할 값은 2배 정도 차이를 보이고 있다.

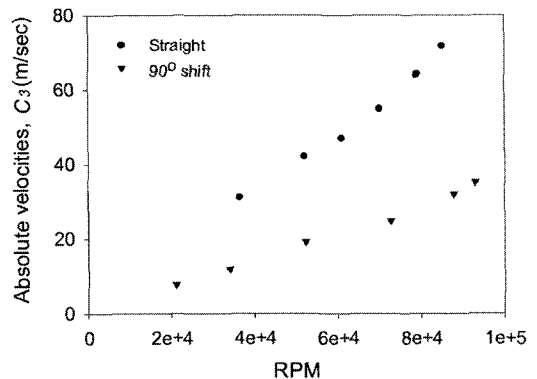


Fig. 16 Absolute velocities (C_3) at the stator exit

3.3.3 2단 동익출구

두 번째 동익의 출구에서 속도를 측정하기 위하여 사용되는 유량은 앞서와는 달리 Fig. 8에서 보여주는 것과 같이 두개의 동익이 적용되었으므로 동일한 회전수를 얻는데 많은 유량이 사용되었다. 앞서와 동일한 방법으로 동익의 출구에서 원주방향으로 이동하면서 속도의 변화를 확인하였으나 첫 번째 동익출구에서의 측정처럼 원주방향의 움직임에 큰 차이를 보이지 않았다. 이는 노즐분사위치에서 측방향으로 거리가 22 mm 정도로 늘어났기 때문에 상당한 유동의 확산이 발생되었으며 또한 동익이 회전하고 있기 때문이기도 하다.

Fig. 17은 회전수에 따른 절대유동속도의 변화를 보여주고 있는데 원주방향의 위치변화에 대하여 속도의 차는 상당히 줄어들었음을 나타내고 있다. Fig. 16의 정익출구에서의 속도보다는 같은 회전수에서 크게 나타나는 것은 실험에서 사용된 유량이 다르기 때문이다. 따라서 이들을 같은 유량의 상태에서 비교하여야 한다. 유량이 100 L/min이 흐르는 경우에 각각의 유로에서 유동속도는 Table 2와 같이 평가된다.

유량 100 L/min에서는 회전수가 60,000 RPM의 영역이므로 Table 2에서 얻어진 속도와 유동각을 참조하여 Euler 운동방정식으로 1단 동익과 2단 동익에서 얻어지는 출력의 비는 11%가 된다. 이러한 요인은 부분분사로 인하여 1단에서 얻어진 높은 유동속도가 뒷단으로 가면서 급격히 속도가 감소하기 때문이다. 따라서 효과적으로 출력을 얻기 위하여서는 1단 동익에서 최대한 높은 충동력을 얻도록 하여야 함을 알 수 있다. 실험의 결과에서 분사노즐과 일치하는 1단 동익 출구에서의 익형 출구각에 비하여 편차각이

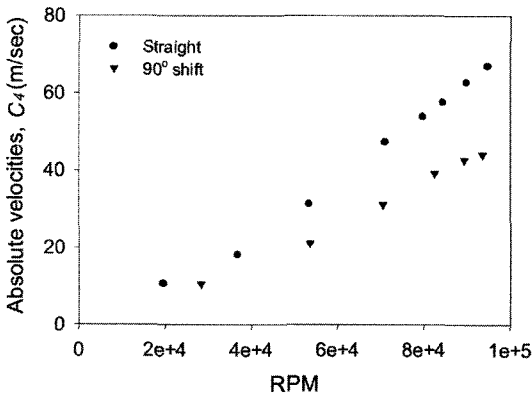


Fig. 17 Absolute velocities (C_4) at the second rotor exit

Table 2 Absolute flow velocities at each measurement location

Location	Measurement position		Remarks
	Straight line (based on nozzle)	90° shifted (based on nozzle)	
1	340 m/sec	0 m/sec	first rotor inlet
2	130 m/sec	32 m/sec	stator inlet (first rotor exit)
3	65 m/sec	28 m/sec	stator exit (second rotor inlet)
4	38 m/sec	25 m/sec	second rotor exit

상당히 크게 나타나므로 이를 개선하기 위하여 보다 큰 익형출구각을 형성하는 것이 효과적이다. 다음으로 2단 동익의 효과를 향상하기 위하여서는 2단 동익입구에서의 유동각을 보다 급격하게 하여야 높은 출력이 얻어지므로 정익의 형상에서 출구각을 크게하여야 할 필요가 있다. 하지만 부분분사에서 작동하는 관계로 속도가 높지 않음으로 1단 동익에서 얻어지는 효과보다는 크지 않을 것이다.

4. 결론

부분분사에 의하여 작동하는 2단 소형 축류형 터빈의 내부유동 특성에 대하여 실험적으로 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 축류형의 비출력선도는 반경류형과는 달리 넓은 작동력의 선도를 나타내었다.
- 2) 절대유동각은 노즐이 분사되어지는 영역에서는 높은 유동속도로 인하여 1단 동익출구에서는 편차각이 크게 형성되었으며 2단 동익에서는 유동의 확산으로 인하여 반경방향으로 유동각의 차이가 미미하였다.
- 3) 부분분사의 특성으로 인하여 분사되어지는 위치에서와 분사되어지지 않는 위치에서의 속도차가 1단 동익출구에서는 3배의 차이를 보이다가 정익출구에서는 2배의 차이와 2단 동익출구에서의 유동의 확산으로 인하여 비슷한 경향을 보였다.
- 4) 출력의 대부분은 부분분사로 인하여 1단 동익에서 얻어지며 100 L/min의 유량에서 작동하는 경우에 2단 동익은 1단 동익의 11% 정도의 효과가

있었다. 출력의 향상을 위하여서는 1단 동익에서의 출구에서의 편차각을 고려하여 보다 큰 출구 익형각으로 설정하는 것이 효과적인 방법이 된다.

후 기

본 연구는 과학재단지정 항공기부품기술연구센터와 지방대학혁신역량강화사업(NURI)의 지원에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 조수용, 2003, "비접촉식 에어공구 로터장치," 출원번호 제2003-93852호
- (2) Robert C. Kohl, Howard Z. Herzig and Warren J. Whitney, 1949, Effects of Partial Admission on Performance of A Gas Turbine, NACA Technical Note No. 1807
- (3) Balje, O. E. and Binsley, R. L., 1968, "Axial Turbine Performance Evaluation Part A - Loss Geometry Relationships," Journal of Eng. for Power, pp. 341~348.
- (4) Bohn, D., Drexler, Chr. and Emunds, R., 1993, "Experimental and Theoretical Investigations into the Nonuniform Flow of a Partial Admission Turbine with a Multistage Blading," VGB Kraftwerkstechnik 73, No. 8, pp. 610~608.
- (5) Boulbin, F., Hetet, J. F. and Chesse, P., 1994, "Nonsteady Flow in the Partial Admission," VDI Berichte NR, 1109, pp. 395~401.
- (6) He, L., 1997, "Computation of Unsteady Flow Through Steam Turbine Blade Row at Partial Admission," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 211, Part A, pp. 197~205.
- (7) Bohn, D., Gier, J. and Ziemann, M., 1998, "Influence of the Cross-Over Channel Geometry on the Flow Equalization in Partial-Admission Turbines," VGB PowerTech 2, pp. 49~54.
- (8) Skopec, J., Vomela, L., Tajc, L. and Polansky, J., 1999, "Partial Steam Admission in an Axial Turbine Stage," IMechE 1999 C557/077/99, pp. 681~691.
- (9) Bubitsky, O., Wiedermann, A., Nakano, T. and Perera, J., 2003, "The Reduced Order Through-Flow Modeling of Axial Turbomachinery," IGTC2003Tokyo TS-052
- (10) 조수용, 김은종, 2003, "100,000 RPM급으로 회전하는 에어공구의 성능측정에 관한 연구," Vol. 6, No. 3, 유체기계저널, pp. 44~50.