

論文

다단 마이크로터빈에서 단수 변화에 따른 터빈의 성능에 관한 실험적연구

조종현*, 조수용**, 최상규***

An Experimental Study of the Performance Characteristics on a Multi-Stage Micro Turbine with Various Stages

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

ABSTRACT

An experimental study on an axial-type micro turbine which consists of maximum 6 stages is conducted to measure aerodynamic characteristics on each stage. This turbine has a 2.0 flow coefficient, 3.25 loading coefficient and 25.8mm mean diameter. The solidity of stators and rotors is within a 0.67~0.75, and the off-design performance is measured by changing the load after adjusting the mass flowrate and the total pressure to constant at inlet. A maximum specific output power of 2kW/kg/sec is obtained in one stage, but the increment of the specific output power with increasing stages is alleviated. In case of torque, the increment of the torque maintains to constant at low RPM region, but its increment become dull at high RPM region. The efficiency of the micro turbine becomes low because the tip gap effect is great due to the small blade, but it could be improved by increasing the stages.

초 록

본 연구에서는 축류형 마이크로터빈의 단 수를 단 단에서부터 최대 6단까지 변경하면서 각 단에서의 공력특성을 측정하였다. 실험에 사용된 마이크로터빈은 터빈입구에서 유량계수가 2.0, 부하계수가 3.25이며 유로의 평균직경이 25.8mm인 소형 축류형 다단터빈이 적용되었다. 정익과 동익의 솔리디티는 0.67~0.75 범위의 값이 적용되었으며 입구에 일정한 질유량과 전압력으로 조정된 후에 터빈의 부하를 변경하면서 탈설계 영역에서의 공력특성을 측정하였다. 본 실험에서는 단 당 최대 2kW/kg/sec의 비출력이 얻어졌으나 단수의 증가에 따라 비출력의 증가폭은 다소 완화되었으며, 토오크의 경우는 단수가 증가되면서 낮은 회전수 영역에서는 토오크의 증가폭이 일정하나 높은 회전수영역에서는 토오크의 증가폭이 둔화되었다. 블레이드의 높이에 비하여 틱간격의 영향이 크므로 터빈의 효율은 낮으나 단 수의 증가에 따라 증가가 가능하다.

Key Words : Micro Turbine(마이크로터빈), Multi-Stage Axial-Type Turbine(다단 축류형 터빈), Turbine Performance Test(터빈성능시험)

† 2005년 5월 3일 접수 ~ 2005년 11월 16일 심사완료

* 정희원, 경상대학교 항공공학과 대학원

** 정희원, 경상대 항공기부품기술연구센터
연락처자, E-mail : sycho@gsnu.ac.kr
경남 진주시 가좌동 900번지

*** 정희원, 한국기계연구원 기전응용그룹

1. 서 론

최근 소형화를 추구하는 기술의 발달로 인하여 대형시스템에 적용되어졌던 기존의 기술을 응용하여 시스템을 소형화하는 마이크로터빈의 연구

가 진척되어져 왔다[1]. 현재 마이크로터빈의 직경은 밀리미터급까지 개발되어지고 있으며 지속적인 연구를 진행하면서 MEMS의 기술과 함께 마이크로미터급으로 개발될 것이다[2]. 이러한 소형터빈은 기술의 발달에 따라 그 적용범위가 상당히 넓다[3]. 예를 들어 높은 에너지의 밀도로 인하여 충전기의 대체뿐만 아니라 장시간의 사용이 가능하므로 이동식 전자장치에 광범위하게 적용되고 또한 항공기나 수송기계와 같이 무게에 제한을 받는 시스템에서는 동일한 출력을 발생하면서 적은 중량과 부피를 갖는 소형터빈은 ECS나 여러 보조기기를 대체할 수 있게 한다[4].

소형항공기 및 미사일의 추진기관으로 적용 시 수백과온드급의 추력을 발생하거나 산업용으로 사용될 경우에 20-250kW 급의 출력을 발생하는 것을 일반적으로 마이크로터빈이라고 통칭하였으나 경량화와 적은 부피에 대한 수요로 1-10kW 급의 마이크로터빈이 생산되어 상업화가 되어지고 있다[5]. Peirs et. al[6]은 로터의 직경이 10mm인 축류형 마이크로터빈을 이동형 발전기에 적용하기 위하여 개발하였으며, Isomura et. al[7]은 직경이 10mm인 원심압축기의 로터와 직렬식 축에 연결된 구심터빈에 의하여 출력을 획득하는 100W급의 터보차저형 마이크로터빈을 개발하였다. Epstein[8]은 축방향의 거리를 축소하기 위하여 4mm의 외경을 가진 구심터빈을 2차원의 형상으로 제작하여 60W급의 출력을 얻었으며, Kang et. al[9]은 마이크로터빈에 적용될 수 있는 압축비가 3이며 직경이 12mm인 3차원 형상의 원심압축기를 개발하였었다.

마이크로터빈은 로터의 직경이 작으므로 수십만의 높은 회전수에서 작동하게 된다. 따라서 회전체의 윤활문제뿐만 아니라 정확한 형상설계 및 제작기술에 의하여 공력손실을 최소화할 수 있어야 한다. Kim et. al[10]은 2차원 형상의 익형을 가진 구심터빈에서 외경의 직경을 80mm에서 4mm로 축소하면 회전수는 수십만RPM에서 수백만RPM으로 증가하여야 함을 보였다. 그러므로 용도에 따라서 수십밀리미터급의 로터를 사용하게 되면 기술적인 문제점이 완화되어 적용성이 높아지게 된다. 본 연구에서는 로터의 직경이 30mm급인 축류형 마이크로터빈에서 터빈의 단수의 변화에 따른 효율 및 출력의 변화에 관하여 실험을 수행하였다. 이러한 로터장치는 브리이드 에어에 작동하는 항공기의 ECS의 부품으로 적용되어지거나 공기압에 의하여 작동하는 베인형의 로터를 저중량 소형인 터빈으로 대체하는데 적용되어진다. 이러한 적용에는 로터 외경을 축소하더라도 출력의 감소가 없어야 하므로 축류형에

의한 단수의 증가가 바람직하나 마이크로터빈에서는 유로의 폭이 좁기 때문에 단수의 변화에 따라 성능의 변화가 크기 때문에 단수변화에 따른 성능특성에 대한 연구가 필요하다. 따라서 본 실험에서는 고온으로 할 필요가 없이 일정공기압에서 터빈의 출력을 측정하여 축류형 마이크로터빈에서의 효율과 단수의 영향에 대하여 연구를 수행하였다.

Table 1. Specifications on the design point

1st stator exit flow angle	65°
Flow coefficient ($\phi = C_x/U$)	2.0
Loading coefficient ($\psi = 2\Delta h_t/U^2$)	3.25
Mean diameter (D_m)	25.8mm

Table 2. Geometric parameters of the stators

Parameters\stages	1	2	3	4	5	6
No. of blades (N)	35	33	30	27	24	21
Mean dia. (D_m :mm)	25.8	25.8	25.9	25.9	25.9	26.0
Pitch at mean (s)	2.32	2.46	2.71	3.01	3.39	3.88
Tan. chord (c_t :mm)	1.79	1.79	1.8	2.0	2.18	2.35
Axial chord (c_x :mm)	2.95	3.0	3.3	3.7	4.15	4.65
Chord (c :mm)	3.45	3.49	3.76	4.21	4.69	5.21
Solidity (s/c)	0.67	0.70	0.72	0.72	0.72	0.75
Blade height (h)	1.0	1.7	1.7	2.2	2.8	3.1
Inlet bl. angle (α_n)	15	18	21	20	21	28
Exit bl. angle (α_{ex})	65	64	64	64	63	63
Aspect ratio (h/c)	0.29	0.49	0.45	0.52	0.60	0.59

Table 3. Geometric parameters of the rotors

Parameters\stages	1	2	3	4	5	6
No. of blades (N)	34	32	29	26	22	20
Mean dia. (D_m :mm)	25.8	25.8	25.9	25.9	25.9	25.9
Pitch at mean (s)	2.38	2.53	2.79	3.12	3.69	4.07
Tan. chord (c_t :mm)	1.7	1.7	1.84	2.16	2.65	3.16
Axial chord (c_x :mm)	2.9	3.2	3.3	3.8	4.4	5.0
Chord (c :mm)	3.36	3.62	3.78	4.37	5.14	5.91
Solidity (s/c)	0.71	0.70	0.74	0.71	0.72	0.69
Blade height (h)	1.0	1.7	1.7	2.2	2.8	3.1
Inlet Bl angle (β_n)	26	28	28	29	29	31
Exit Bl angle (β_{ex})	62	62	62	65	67	69
Aspect ratio (h/c)	0.30	0.47	0.45	0.50	0.55	0.52

II. 터빈사양 및 실험장치

실험에 사용된 터빈은 설계점에서의 부하계수가 3.25이며 첫 번째 동익 입구에서 유량계수가 2.0인 축류형 터빈으로써 터빈의 공력변수와 크기는 Table 1에 요약되어져 있다. Table 1에서 ψ 는 부하계수를 의미하며 U 는 동익의 선회속도이다. h 는 엔탈피를 의미하며 ϕ 는 유량계수를 나타낸다. Table 2는 정익에서의 각 단별로 형상계수를 나타내고 있으며 Table 3은 동익에서의 각 단별로 형상계수를 나타내고 있다. 형상계수의 정의는 Fig. 1에서 보여주고 있다.

정익의 경우는 솔리디티가 0.67~0.75의 범위에 있으며 동익의 경우는 솔리디티가 0.69~0.74의 범위로 0.7의 영역에 있다. 형상비도 정익과 동익 1단에서만 0.3의 영역이나 나머지 단에서는 0.5의 범위에 있으므로 솔리디티나 형상비는 표준적인

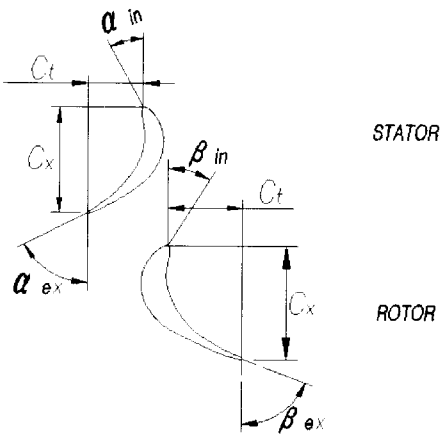


Fig. 1. Definition of geometric parameters



Fig. 2. Picture of axial-type micro turbine rotors

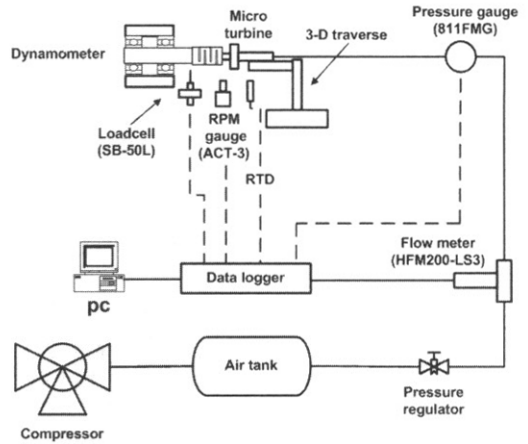


Fig. 3. Schematic diagram of experimental apparatus

축류형 터빈의 형상계수와 차이가 없음을 알 수 있다. 정익과 동익의 평균반경은 26mm에서 큰 차이를 보이지 않으나 블레이드의 높이가 점차적으로 증가하므로 출구쪽으로 가면서 허브의 반경은 줄어들고 팁에서의 반경은 증가하는 형상으로써 각 단에서의 팽창에 따라 밀도의 감소 영향을 고려하여 축방향 속도가 일정하게 유지될 수 있는 형상으로 되어있다.

Fig. 2는 본 실험에 사용된 축류형 마이크로 터빈의 6단 형상을 보여주고 있으며 1단에서부터 6단의 하류로 가면서 로터의 외경이 증가함을 알 수 있다. 6단의 끝부분에 설치된 베인은 출구 안내익으로 출구로 배출되는 공기의 유동손실을 최소화 하는 가이드 역할을 한다. Fig. 3은 마이크로 터빈의 성능실험을 위하여 사용된 시험장치의 개략도를 보여주고 있다. 터빈의 효율을 평가하기 위하여 필요한 물성치의 측정은 입구측에서 입력 전압력과 전온도를 측정하였으며 입구의 조건을 동일하게 하기 위하여 압력조절장치를 사용하여 일정 입구압력에서 작동되도록 하였다.

질유량의 측정은 정밀유량계를 입구측에 설치하였으며, 터빈의 전효율을 평가하기 위하여 측정하여야할 출력은 와전류형 소형 다이내모메타를 사용하여 회전수와 토크를 동시에 측정하였다. 출구에서의 압력은 터빈의 최종단이 대기 방출되므로 표준대기의 상태가 적용되었으며 Table 4는 본 실험에 사용된 장치의 정밀도를 보여주고 있다. 실험에서 각 측정점에서 획득된 압력, 온도, 토크, 회전수 및 유량은 데이터로그를 사용하여 동시에 저장 되었으며 터빈의 성능시험에 적용된 장치 및 불확도에 대한 분석은 참고문헌

Table 4. Degree of accuracy of measuring equipments

Measuring equipment	Models	Accuracy
Flowmeter	HFM 200 Hastings Instruments	Less than 0.5 % @ % FS 0~1500 L/min air
Loadcell	SB-50L CAS	±0.03 % Max. 50 kg _f
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	34970A	0.0035%

[11]에 자세하게 언급되어 있으며 전효율 결과에 대한 95% 불확도는 ±2.7% 이내이다.

III. 결과 및 분석

성능시험은 다이내모메타를 이용하여 터빈에서 얻을 수 있는 출력을 조절하여 터빈의 탈설계 영역에서의 성능변화를 확인하였다. 따라서 입력을 일정하게 고정하고 출력의 변화를 조절하였으므로 일정회전수로 고정하여 측정한 것이 아니고 회전수의 변화에 따른 성능의 변화를 보여준다. Fig. 4는 6단 터빈인 경우에 입구에서의 전압력 선도와 전온도 선도를 보여주고 있다. Fig. 5는 동일한 경우에 질유량의 변화를 보여주고 있는데 회전수의 변화에 따라 압력과 소모 질유량이 일정한 값으로 유지되고 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 유로면적을 적게하여 초크상태로 분사되어 지도록 하여 높은 토오크를 얻도록 설계되어졌기 때문이며 입구에서의 상태는 리저버와 같은 조건을 유지하기 때문이다.

터빈의 전효율은 다이내모메타에서 획득한 토오크(T_q)를 기준으로 회전수(Ω), 질유량(\dot{m}), 입구전온도(T_{i0}), 입구전압력(P_{i0}), 출구전압력(P_{i2})을 사용하여 식(1)을 적용하여 계산하였다.

$$\eta_{t-t} = \frac{T_q \Omega}{\dot{m} C_p T_{i0} \left[1 - \left(\frac{P_{i2}}{P_{i0}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (1)$$

식(1)에서의 J 는 변환계수를 나타낸다.

Fig. 6은 터빈의 단수를 변경하면서 측정한 전효율의 선도를 나타내고 있다. 회전수의 변화에 따라 여러 탈설계점에서의 효율 변화를 보이고

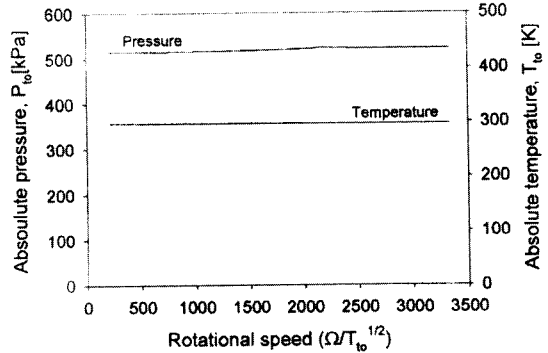


Fig. 4. Turbine inlet flow conditions of absolute pressure and temperature

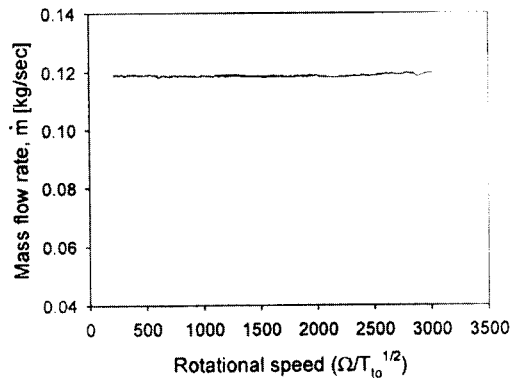


Fig. 5. Mass flowrate at the inlet on the turbine experiment

있으며 효율은 각 단의 설계점에서 최고점을 보이다가 점차적으로 감소하는 특성을 보이고 있다. 초기의 무부하 상태에서 높은 회전수를 유지하다가 외부로부터 부하가 가하여지게 됨에 따라 효율은 급격히 상승하고 있음을 알 수 있다. 이러한 특성은 터빈의 실험에서 입구에서의 일정조건을 맞추기 위하여 동일한 질유량과 전압력으로 조정된 후에 다이내모메타로부터 부하를 인가할 때 터빈이 외부로부터의 부하에 순간적으로 대응하므로 발생된 것이다. 이러한 특성은 터빈에서의 토오크 변화의 선도에서 다시 확인되어질 것이다.

마이크로터빈에서의 효율은 6단 로터가 적용된 경우에도 10%이하의 전효율을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이는 저온에서 실험된 결과이기에 표준적인 고온고압에서의 터빈효율처럼 효율이 높지 못한 영향이 있을 뿐만 아니라 특히 마이크로 터빈의 경우 로터의 외경이 30mm급 이므로 틱간격을 0.1m 이하로 조정한다고 하여도 블레

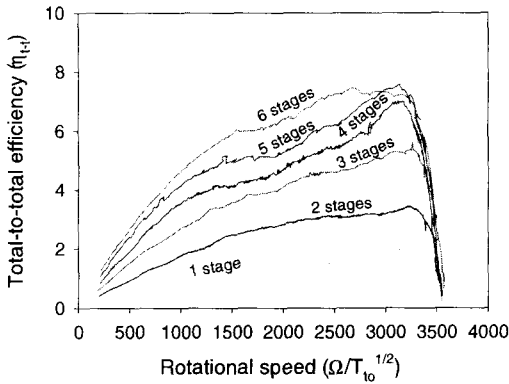


Fig. 6. Total-to-total efficiency curves with various rotor stages

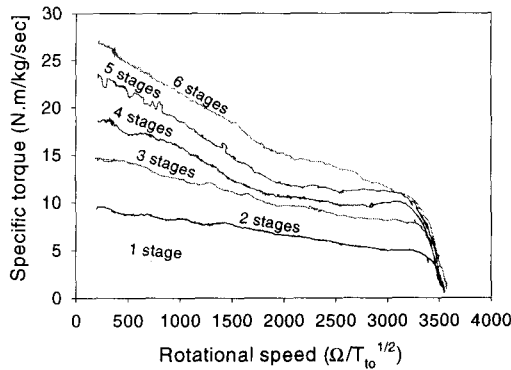


Fig. 7. Specific output torques with various rotor stages

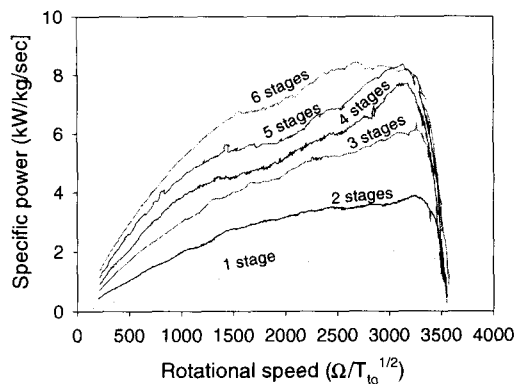


Fig. 8. Variation of specific output powers with various stages

이드의 높이가 3mm 이하이므로 틱간격에 의한 손실의 영향이 상당히 크다. 또한 마이크로터빈 로터의 낮은 회전관성력으로 측정장치 회전체의 크기에 따라서 영향을 받기 쉬우며 식(1)에서의 전효율 계산에서 기계적인 효율 등을 고려하지

않고 전효율을 계산한 것도 마이크로터빈의 전효율이 낮게 측정된 요인이 된다. 하지만 본 실험에서는 입력과 출력만의 변화를 고려하여 효율값을 제시함으로써 실제 적용성의 판단을 쉽게 하도록 하였다. 이상과 같은 요인으로 마이크로터빈의 효율은 제작기술에 의하여 상당한 영향을 받게됨을 알 수 있으며 단 수를 증가하게 되면 효율도 상승함을 알 수 있다.

Fig. 7은 출력토크의 변화를 로터 단수의 변화와 함께 보여주고 있다. 토크의 변화는 회전수의 감소에 따라 점차적으로 증가하는 일반적인 특성을 보여주고 있으나 높은 회전수에서 토크의 변화가 급격히 발생됨을 보여주고 있다. 이는 앞서 효율선도에서 언급하였던 내용과 같이 무부하 상태에서 높은 회전수를 유지하다가 외부로부터 인가된 부하에 의하여 블레이드에서의 부하가 급격히 상승하였기 때문이다. 상승의 정도는 블레이드의 형상에 의하여 좌우되며 어느 영역까지 상승되면 이 후에는 외부에서 인가되는 부하의 증가에 따라 점차적으로 증가하게 되며 회전수의 감소를 동반하게 된다. 토크 변화의 이러한 특성은 앞서 보여주었던 효율선도에서 높은 회전수 영역에서 급격한 효율의 상승을 나타내게 되었으며 토크의 점차적인 증가에 따른 회전수의 감소로 인하여 효율도 점차적으로 감소하는 특성을 나타내고 있다.

Fig. 7에서 로터의 단수 변화에 따른 토크의 변화는 상당히 규칙적인 관계를 나타내고 있다. 낮은 회전수 영역에서 얻어지는 최대 토크는 단당 5N·m/kg/sec 정도의 비토크가 얻어짐을 알 수 있으며 단 수의 증가에 따라 비토크가 동일한 폭으로 증가하고 있으므로 낮은 회전수에서는 각 단마다 동일한 부하가 가하여짐을 알 수 있다. 이는 Table 2와 3에서 보여준 블레이드의 기하학적인 변수들이 큰 차이가 없기 때문이며 보다 높은 토크는 축류형이므로 단 수를 증가하게 되면 얻을 수 있을 수 뿐만 아니라 터빈의 효율도 상승하게 된다.

Fig. 8은 회전수의 변화에 따라 비출력의 변화를 여러 단수에서의 측정결과와 함께 보여주고 있다. 비출력은 식(2)에서처럼 출력(P)을 질유량(\dot{m})으로 나눈 값이며 F는 터빈에 가하여진 부하를 의미한다.

$$h \left[\frac{kW}{kg/sec} \right] = \frac{P}{\dot{m}} = \frac{F(kgf) \cdot X369.45 \cdot X\Omega}{100 \cdot X60 \cdot X\dot{m}} \quad (2)$$

출력은 토크 및 회전수와 직접적인 관계가 있으므로 토크와 회전수의 증가에 따라 좌우되

나 토오크가 증가하여도 회전수가 감소하는 영역에서 출력은 감소하는 현상을 나타내게 된다. 앞서 언급한 토오크 선도에서와 같이 낮은 회전수 영역에서는 단수의 증가에 따라 출력도 비례하여 증가하고 있으나 높은 회전수 영역에서는 단수의 증가에 따라 출력은 증가하지만 적은 단수에서는 단당 출력의 증가폭이 크지만 단수가 증가하게 되면 단당 출력의 증가폭은 점차 줄어들게 된다. 이러한 것은 블레이드의 형상에 따라 초기에 가하여진 부하에 따라 어느 영역까지 증가하는 토오크의 차이 때문인데 실제 작동 토오크가 적으므로 후단의 영향이 줄어들었기 때문이며 블레이드의 형상변수에 차이가 없으므로 높은 토오크를 필요로 하는 경우에는 단당 출력의 증가가 비슷하게 발생되어지고 있다.

출력의 실험 Fig. 8에서부터 출력은 토오크와 회전수에 직접적인 관계가 있음을 알 수 있듯이 실제 마이크로터빈의 적용에서도 토오크 및 회전수가 직접적인 영향을 가진다. 높은 토오크는 높은 작동성을 의미하며 반면에 높은 회전수는 정밀가공성을 의미하므로 실제 적용 시에는 각각의 특성을 동시에 필요로 하지만 비출력의 결과는 각각의 특성을 동시에 반영하지 못하고 있다. 즉, 높은 토오크가 발생함에도 불구하고 낮은 회전수에 의하여 낮은 비출력을 보여주고 있으므로 이들의 특성을 동시에 나타내기 위하여 식(3)과 같이 총비출력을 구하여 각각의 특성을 비교한다.

$$\Pi \left[\frac{k W^* \Omega}{m^* T_{to}^{0.5}} \right] = \int \frac{h}{T_{to}^{0.5}} d\Omega \quad (3)$$

Fig. 9는 단수의 증가에 따라 총비출력의 변화를 보여주고 있으며 단수의 증가에 대하여 총비출력은 대체적으로 일정한 폭으로 증가함을 나타내고 있다. 하지만 단수가 증가함에 따라 총비출

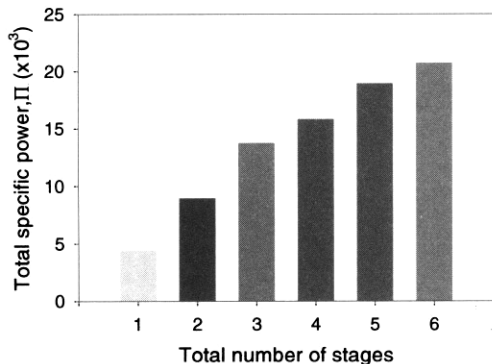


Fig. 9. Total specific output power with various stages

력의 증가폭은 점차 완화되어지고 있음을 알 수 있다. 이러한 것은 높은 회전수에서 얻어지는 토오크가 적기 때문이며 적은 토오크에서는 후단의 영향이 적어진다. 다단으로 형성되었을 때 식(4)와 같이 총비출력의 변화는 단수(n)의 0.77의 지수로 변화가 발생되며 식(4)에서의 하첨자는 단수를 의미한다.

$$\sum_{i=1}^n \Pi_i = \Pi_1 n^{0.77} \quad (4)$$

IV. 결 론

축류형 마이크로터빈의 단수를 단 단에서 최대 6단까지 변경하면서 동일한 입력조건하에서 부하를 조정하면서 각 단별 탈설계 영역에서의 작동 성능에 대하여 실험적으로 규명하였다.

(1) 총비출력은 단수의 증가에 따라 일정한 폭으로 증가하나 단수가 증가하게 되면 단 당 증가폭은 적은 단수의 경우보다 다소 완화되어 증가되어지며 단수의 0.77승으로 변화가 발생되었다.

(2) 높은 회전수에서 부하를 가하게 되면 블레이드의 형상변수에 따라 일정 영역까지 토오크의 증가가 급격하게 발생하고 이 영역보다 큰 부하에서는 토오크가 점차적으로 증가하면서 회전수의 감소를 동반한다.

(3) 비출력은 단수의 증가에 따라 증가하지만 단수의 증가에 대하여 완화되어지며 단 단으로 최대 2kW/kg/sec의 비출력이 얻어졌으며 효율은 비출력 선도와 직접적인 관련을 가지고 있으나 블레이드의 높이에 비하여 틱간격의 영향이 크므로 단 당 효율은 낮으나 축류형이므로 단수를 증가하게 되면 효율은 계속 증가가 가능하다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 [RTI 04-01-03]의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1) Epstein, A. H., Jacobson, S. A., Protz, J. M. and Frechette, L. G., "Shirtbutton-Sized Gas Turbines: The Engineering Challenges of Micro High Speed Rotating Machinery", 2000, 8th International Symposium on Transport

Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii.

2) Esashi, M., Ono, T., and Tanaka, S., "Micro Industry Equipments", 2004, int. J. of JSME, Series B, Vol. 47, pp. 429~438.

3) Epstein, A. H. and Senturia, S. D., "Micro Power form Micro Machinery", 1997, Science, Vol.276., pp. 1211.

4) Jacobson, S. A., "Aerothermal Challenges in the Design of a Microfabricated Gas Turbine Engine", 1998, 29th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA 98-2545, Albuquerque, NM.

5) Gerandas, M. and Pfister, R., "Development of a Very Small Aero-Engine", 2000, ASME paper 2000-GT-0536.

6) Peirs, J., Reynaerts, D. and Verplaetsen, P., "Development of an Axial Micro Turbine for a Portable Gas Turbine Generator", 2003, J. of Micromechanics and Microengineering, Vol. 13, pp. 190~195.

7) Isomura, K., Tanaka, S., Kanebako, H.,

Murayama, M., Saji, N., Sato, F. and Esashi, M., "Development of Micromachine Gas Turbine for Portable Power Generation", 2004, Series B, Vol. 47, No. 3, pp. 459~464.

8) Epstein, A. H., "Millimeter-Scale, Micro-Electro-Mechanical Systems Gas Turbine Engines", 2004, J. of Engr. for Gas Turbine and Power, Vol. 125, pp. 205~226.

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", 2004, J. of Engr. for Gas Turbine and Power, Vol. 125, pp. 358~365.

10) Kim, J., Cheol, H. Kim, K. and Joo, W., "A Study on Performance Characteristics of a Small IFR Turbine with 2-D Rotor", 2005, IFEC6, FR02-FI.08, Jeju, Korea.

11) 김은중, 조수용, "터빈성능시험에서 측정변수의 불확도 파급에 관한연구", 한국항공우주학회지, 제31권 제8호, pp. 107~114, 2003.