

축류형 3차원 터빈익형의 성능시험장치 개발

장범익* · 김동식* · 조수용** · 김수용***

Development of a Test Rig for Three-Dimensional Axial-Type Turbine Blade

B.I. Chang*, D.S. Kim*, S.Y. Cho** and S.Y. Kim***

Key Words: Turbine(터빈), Three-Dimensional Axial-Type Blade(3차원 축류형 익형), Rotating Facility(회전 실험장치), Aerodynamic Design(공력설계)

Abstract

A test rig is developed for performance test of 1 stage axial-type turbine which is designed by meanline analysis, streamline curvature method, and blade design method using configuration parameters. The purpose of this study is to find the best configuration parameters for designing a high efficiency axial-type turbine blade. To measure the efficiency of turbine stage, a dynamo-meter is installed. Two different stators which are manufactured as an integrated type are developed, and a rotor blade and 5 sets disc are developed for setting different stagger angle. The tip and hub diameters of the test turbine are 300 and 206.4mm, respectively. The rotating speed is 1800RPM, and the extracted power is 2.5kW. Flow coefficient is 1.68 and the reaction factor at meanline is 0.373. The number of stator and rotor of test turbine are 31 and 41, respectively. The Mach number of stator exit flow near hub is 0.164.

기호설명

- α_1 : stator exit flow angle
- ϕ : flow coefficient (C_{ϕ}/U)
- η_{11} : total-to-total efficiency (%)
- R : reaction factor $((h_1-h_2)/(h_{10}-h_{12}))$
- Ψ : blade loading coefficient ($2\Delta h/U^2$)
- C : absolute velocity
- D_m : mean diameter
- D_{t2} : tip diameter at exit
- D_{h2} : hub diameter at exit
- h : enthalpy
- o : throat
- s : pitch
- U : rotating speed

1. 서론

가스터빈은 압축기, 연소기, 터빈으로 구성되어 저 압축기에 의하여 고압을 만들고, 연소기에 의하여 가스 온도를 고온으로 만든 후 터빈에서 동력을 추출한다. 따라서 터빈 시스템의 성능을 향상하기 위하여서는 압축기, 연소기, 터빈 외에도 로터부의 효율을 향상하여야 한다. 터빈의 경우는 고온고압에서 고속으로 회전하므로 세부적인 실험을 수행하기가 어려울 뿐만 아니라 유동의 흐름이 순압력 방향이라 전체시스템의 작동에 영향을 주는 변수가 적기 때문이라고 판단하였기 때문이다⁽¹⁾. 하지만 복합열병합용 발전시스템이나, 회전하면서 동력을 추출하는 장치인 터보엑스펜더, 에어터빈 등에서는 효율이 시스템의 성능에 가장 중요한 요소이므로 터빈의 효율 향상에 대한 연구가 필요하다. 터빈 효율에 영향을 미치는 손실은 10%가 회전체 부품인 베어링 등에 의한 손실이고, 20%가 팁 부분에서의 누설손실이며, 30%가 내부유동장의 혼합에 의한 2차유동 손실이다. 그 외 40% 정도의 형상손실로 구성

* 경상대학교 대학원

** 경상대학교 수송기계공학과

*** 한국기계연구원 열유체환경연구부

된다²⁾. 회전체 부품에 의한 손실 및 팁 부분에서의 손실은 제작 및 조립 기술과 관련이 되어 있고 가장 큰 형상손실은 터빈 익형의 설계에 따라 저감이 가능하며 내부 유동장에 의한 손실까지도 저감이 가능하게 된다. 따라서 익형의 최적 형상 설계에 대한 연구가 필요하다.

그간 터빈의 익형을 형상화하기 위하여 2차원의 형상을 설계하고 반경방향으로 다르게 분포되어진 속도나 압력, 온도 등의 특성과 가스의 유입각과 출구각에 맞도록 3차원의 형상을 설계하였다. 2차원의 형상은 여러 케이스케이드에 대한 실험의 결과를 참고하거나 만일 다른 형상으로 설계할 경우에는 케이스케이드 실험을 통하여 형상 변수들을 설정하여 왔었다. 따라서 익형의 형상 효율에 관한 연구는 단순히 2차원적인 익형의 형상에서 시도하였었다. 실제 작동에 적용되는 경우와 케이스케이드 실험에 의한 결과와는 유동조건이 상당히 다르므로 실제적용의 결과도 상당한 차이가 발생된다.

본 연구에서는 형상변수의 선정에 따른 익형의 설계를 시도하고 익형의 형상에 따른 효율의 변화를 얻어서 최적화 할 수 있는 설계 변수에 대한 값의 제시는 형상 설계 시 상당히 중요하며 터빈 시스템의 성능향상에 큰 효과를 미치게 된다. 따라서 3차원 익형을 설계 제작하여 형상변수가 효율에 미치는 영향을 측정하여 고효율을 얻을 수 있는 최적 익형의 설계에 대한 연구가 가능한 성능시험장치를 개발하였다.

2. 기본형상설계

2.1 평균반경해석에 의한 기본형상설계

풍동의 출력 조건을 기준으로 터빈의 효율을 고려하여 설계되어지는 터빈의 출력을 선정하여야 한다. 출력의 크기는 사용되어지는 유량에 의하여 크게 좌우되므로 터빈의 장착 시 풍동에서 사용 가능한 공기의 양을 판단하여야 한다. 이를 위하여 시험부(test section)를 환형의 형상으로 만든 후 유로의 넓이를 정익과 동익이 장착되었을 때의 유로 크기로 조절하여 유속을 얻을 수 있다. 본 연구에서는 실험을 수행한 결과 유속이 40m/sec 였으므로 공기유량은 1.88 kg/sec 이다.

터빈의 형식은 저압력 저속 터빈이므로 가능한 충동형의 터빈이 되도록 결정하여야 한다. 하지

만 평균반경에서의 충동터빈은 허브에서 반동도가 영 이하가 되기 때문에 이를 피할 수 있도록 설정하여야 한다. 따라서 동익에서 압력의 증가가 발생되지 않도록 터빈의 출력을 선정하여야 한다. 본 연구에서는 터빈의 출력을 2.5kW로 선정하여 충동형에 가까운 축류형 가스 터빈의 설계를 수행하였다. 터빈의 공력학적 설계값들은 Table 1에 요약되어져 있다.

Table 1 Aerodynamic properties of test turbine

CONTENTS	SPECIFICATIONS
Stages	1
Rotating Speed (RPM)	1,800
Mass Flow	1.88kg/sec(4.1lb/sec)
Power	2.5 kW (1.88 hp)
Turbine Inlet Temp.	293.1 K (527.6 R)
Inlet Total Pressure	104.87 kPa 15.21 psi
Expansion Ratio(P_{t0}/P_{t2})	1.012
Exit Temperature	290.7 K (523.4 R)
Efficiency (η_{t-t})	72.6 %

터빈의 단수는 1단으로 하였고 출구에서의 에너지 손실을 최소화하기 위하여 출구에서의 선회 속도가 없도록 하였다. 평균반경해석에 의하여 정익과 동익의 입출구에서의 가스의 열역학적, 유체역학적 물성치를 평균 반경에서 구하였으며 허브와 팁에서의 물성치는 자유와류법에 의하여 구하였다.

Table 2 Specification on the design point of axial turbine

Stator Exit Flow Angle (α_1)	37.3°
Flow Coefficient ($\phi = C_x/U$)	1.68
$R = (h_1 - h_2)/(h_{t0} - h_{t2})$	0.373
$\psi = 2\Delta h/U^2$	2.55
Mean Diameter (D_m)	257.56 mm
Tip Diameter at Exit (D_{t2})	300.0 mm
Hub Diameter at Exit (D_{h2})	206.5 mm
Expansion Ration	1.012

2.2 유선곡률법에 의한 유로설계

익형의 3차원 형상 설계를 위하여 반경 방향으로 여러 위치에서의 작동 유체의 물성치를 파악하여야 한다. 이를 위하여 반경 방향의 속도 성분을 자오면상의 유선에서 곡률의 변화를 고려한

유선곡률법에 의한 수치해석을 수행한다. 유선곡률법에 의한 해석은 자오면(meridional plane)과 원주면(tangential plane)에서 수행하게 되며 설계 위치에서의 절대속도(C)는 자오면 속도(C_m), 원주방향 속도(C_u), 유동각(β)과 유선경사각(A)에 의해 정의된다. 반경방향 유동이 해석에 포함되어 있으므로 원통면(cylindrical surface)에서 표시되는 일반적인 속도 삼각형에서는 절대속도를 나타낼 수 없으며 반경 방향 좌표는 각 설계 위치마다 변할 수 있게 된다. 터빈 설계를 위한 유동장의 해석은 각 설계 위치에서 전압력, 전온도 등의 열역학적 물성치와 절대 속도, 상대 속도, 유동각 등의 유체역학적인 물성치를 구하는 문제가 된다. 이를 위하여 이상 기체의 상태 방정식과 비점성이며 축대칭의 흐름으로 가정하여 문제를 단순화 한다. 지배 방정식은 연속 방정식과 반경 방향의 유동을 고려한 반경방향 평형 방정식 외에도 터빈의 기하학적인 조건과 유동에 따른 압력 손실 및 오일러 일 방정식이 적용된다. 손실계수들은 설계 경험 및 성능 실험 등에 의해 결정되어야 하며 여기서는 NASA에서 도출하여 수정⁽³⁾한 식에 의해서 손실계수를 계산한다.

시험용 터빈의 경우 평균반경해석의 결과를 이용하여 유선곡률법에 의한 수치 해석을 수행하였다. 반경 방향에 9개의 유선을 가정하고 각 유선에서의 공기의 물성치 변화를 계산하였다. Fig. 1은 마하수의 변화를 보여 주고 있는데 전체적으로 최고 마하수가 0.16 정도의 값을 보여 주고 있다. 자유 와류법에 의한 계산 결과와 비교하여 보면 미소하게 1%정도 떨어졌음을 알 수 있으며 이는 반경 반향의 속도가 있음으로 말미암아 2차원적으로 판단하는 자유 와류법에 의한 계산보다는 절대속도가 다소 떨어졌기 때문이다.

터빈을 지나는 공기의 속도와 축방향 속도에서 허브측에서의 속도는 높게 나타나며 마하수의 변화와 비슷하게 나타남을 알 수 있다. 축방향의 속도는 반경 방향으로 상당히 균일하게 나타남을 보여주고 있다. 터빈 내에서의 온도와 압력의 분포에서 허브측의 높은 속도에 의한 팽창으로 정온도와 정압력이 정익 출구에서 허브측으로 갈수록 낮아짐을 알 수 있다. 허브측에서는 반동도가 영에 가까운 충격터빈으로 설계 되었으므로 허브측의 입구와 출구에서의 유속이나 압력 온도 등이 차이가 없음을 알 수 있다.

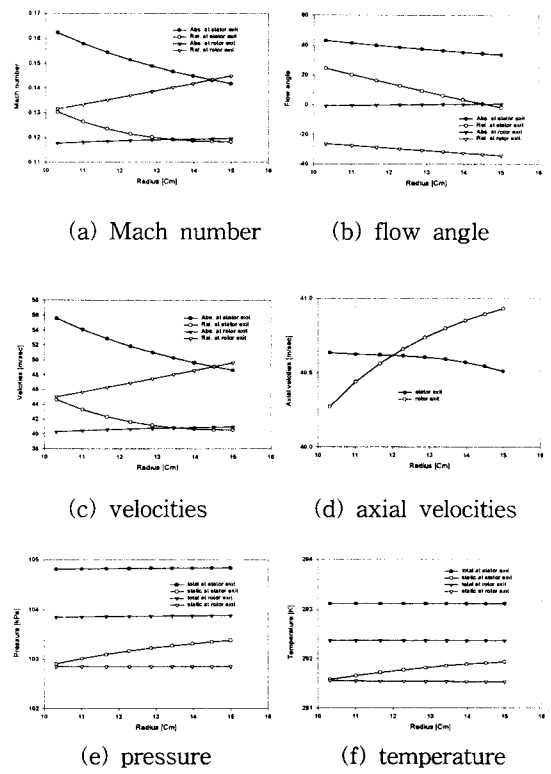


Fig. 1 Gas properties along the radial direction

2.3 설계변수의 선정

익현비(solidity:s/c)는 중요한 설계 변수로서 무게, 비용, 냉각의 관점에서 큰 값으로 선정할 수 있으면 유리하다. 하지만 시위 길이(chord)의 최소화는 기계 구조적인 문제점을 야기하게 되고 반면에 피치의 증대는 흐름의 역방향으로의 유동을 증대하게 되어 원하는 유동각으로 흐름이 형성되지 못함으로 효율의 감소를 초래하게 된다.

최적의 익현비는 이론적으로 계산된 값과 실험에 의하여 구하여진 값과 경향이 일치되지 않는다. 본 연구에서는 Cohen⁽⁴⁾등에 의하여 제시된 최적의 익현비와 Stewart and Glassman⁽⁵⁾에 의하여 제시된 값의 비교에 의하여 선정하였다. Stewart and Glassman에 의하여 제시된 Zweifel 부하계수를 1.0으로 적용하였다.

블레이드의 형상비(h/c)의 선정은 터빈의 성능에 심각한 영향을 주지는 않으나 아주 큰 값과 아주 작은 값은 피하도록 하여야 한다. 본 연구에서는 단단으로 터빈이 구성되어지므로 정확한 유동각의 형성되도록 선정하였다.

Table 3 Design parameters at stator and rotor

	Stator	Rotor
Blade Height (h: mm)	46.8	46.3
Chord (c: mm)	32.62	28.20
Pitch (s)	26.11	19.74
No. of Blade (N)	31	41
Tip Clearance (tc: mm)	0	0.5
Tip Dia. (Do: mm)	300.0	299.0
Inner Dia. (Di: mm)	206.40	206.4
Axial Vel (Cx: m/sec)	53.56	53.72
Aspect Ratio (h/c)	1.43	1.64
Solidity (s/c)	0.8	0.7

3. 익형설계기법

익형을 형상하기 위하여 유선곡률법으로 계산되어진 각 유선에서의 결과를 사용하고 형상 설계기법을 이용하여 형상화 한다. 하지만 익형을 형상화하는데는 여러 가지의 설계방법들이 존재한다. 익형의 표면에 원하는 속도와 압력을 얻을 수 있도록 익형을 형상화하는 inverse 방법이 있으며 익형의 형상을 한 개나 여러 개의 다항식으로 표현하는 방법이 있다. 그 외에도 Joukowski의 형태를 이용하는 방법이 있으며, 어떤 함수를 이용하여 캠버선을 정하고 캠버선 위에 두께를 가하는 방법도 있다. 하지만 이러한 방법들은 많은 계산 데이터와 설계된 익형의 형태를 완만한 곡선이 되도록 하기 위하여 추가적인 계산이 필요하게 된다. 형상변수를 활용한 설계기법^(6,7)을 적용하는 경우에는 형상변수의 선정과 효율과의 관계를 유추하여 이를 데이터 베이스로 활용 가능하므로 지속적인 활용도가 높다. 따라서 본 연구에서는 이를 활용한 형상 설계기법을 채택하여 익형의 설계를 하였다.

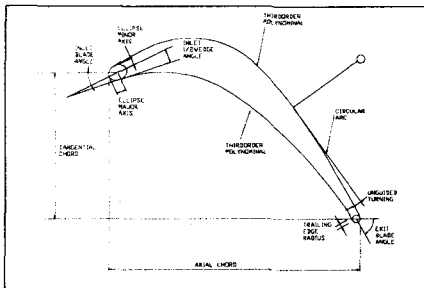


Fig. 2 Configuration parameters with blade

4. 정·동익의 설계

4.1절 정의설계

유선곡률법에서 계산되어진 익형의 입출구 유동각을 얻을 수 있도록 익형을 설계하여야 하여야 하는데 익형의 형상은 손실을 최소화하면서 동력을 추출하여야 한다. 따라서 입구에서 입사각과 출구에서 엇갈림각(deviation angle)의 예상을 정확히 하여 미리 익형의 입출구각을 설정하여야 한다.

정익은 회전하지 않으므로 입사각의 부분은 특별히 고려하지 않아도 되지만 출구에서의 엇갈림각은 존재하므로 이를 고려하여야 한다. 출구각을 얻을 수 있는 식은 Carter가 제안한⁽⁴⁾ 엇갈림각 식(1)과 Wilson and Korakianitis에 의하여 제안한⁽¹⁾ 식(3)이 있다. Wilson and Korakianitis에 의하여 제안한 식은 익형의 형상이 설계되어야만 사용할 수 있는 익형의 곡률 반경이나 쓰로트가 필요하므로 설계 시에는 Carter가 제안한 엇갈림각의 예상식을 적용한다.

$$\delta = 0.19\theta \left(\frac{s}{c}\right) \quad (1)$$

식(1)에서 θ 는 캠버각이며 s는 피치이며 c는 시위길이를 나타낸다.

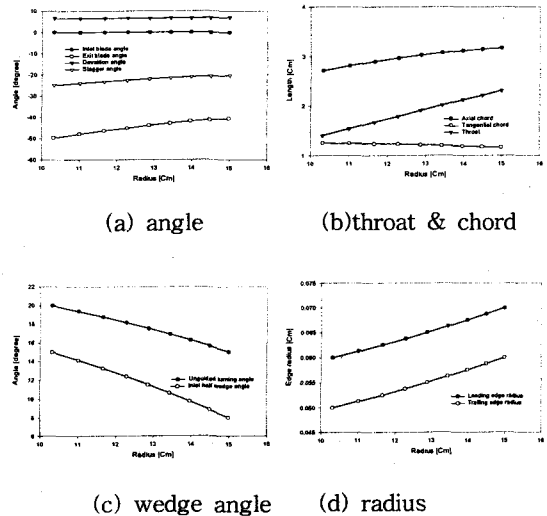


Fig. 3 Configuration values of the stator

익형의 쓰태거 각은 아래의 방법으로 정하였으며 Fig. 4는 설계된 정익을 나타내고 있다.

$$\xi = \alpha_1 - \frac{\theta}{2} \quad (2)$$

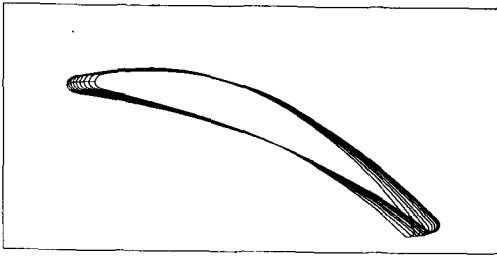


Fig. 4 Stator profile along the radial direction

Fig. 5의 경우는 앞서와는 달리 형상변수를 사용하지 않고 익형의 입출구각으로 부터 C4 익형을 사용하여 형상화 하였다. 동익과는 달리 정의는 원하는 유동각을 정확히 나타내어주면 되기 때문에 기존의 에어포일 형상을 사용하여 형상화를 시도하였다. 이 경우에 뒷전에서의 두께가 얇고 반경방향을 따라 형상의 변화도 적은 장점이 있다. 설계 과정에서 익형의 입출구각을 맞추기 위하여 단순히 전체를 하나의 캠버각으로 선정한 것이 아니고 시위 길이의 90%만이 원형의 캠버를 사용하고 앞전과 뒷전의 각 5% 영역은 직선부로 설계하여 입출구각에 대한 안내를 할 수 있도록 하였다. 익형의 두께는 허브측에서 시위 길이에 비하여 8%에서 팁측에서는 10.5%까지 변하는 형태로 설계되어졌다.

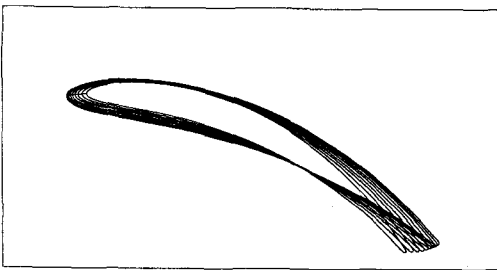


Fig. 5 Stator profile developed with C4 profile along the radial direction

Fig. 6에서는 설계된 정익의 통로내부가 균일한 면적으로 축소가 되고 있음을 보여주고 있다. 통로내부의 간격은 내부 통로의 흡입면과 압력면에 접하게 되는 원형으로부터 계산하였다. 내부 통로의 크기는 균일하게 축소되는 형태가 유동의

손실을 가장 적게 하므로 설계 시 주의 하여야 한다. Fig. 7은 표면에서의 곡률을 보여주고 있다. 통로내부에서의 곡률의 변화는 균일하게 발생되고 있음을 알 수 있다. 하지만 뒤전 반경과 연결되는 부분에서의 변화가 크게 형성되는 것은 뒤전 반경이 적음으로 발생한 것으로 이러한 부분의 변화는 전체 유동의 변화에 영향을 미치는 것은 아주 미미하다.

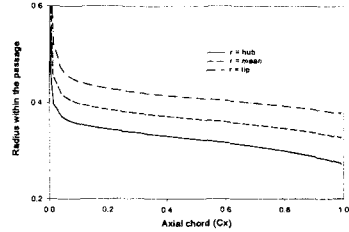


Fig. 6 Radius within the passage of stator

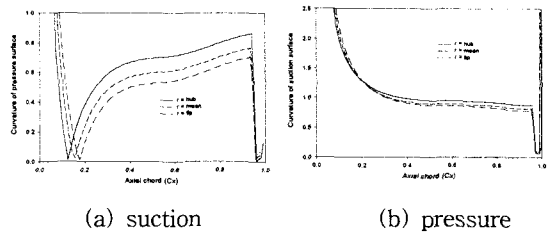


Fig. 7 Curvature of nozzle surface

설계되어진 정익을 바탕으로 정익의 출구에서의 유동각을 예상한 식을 Ainley and Mattheson에 의하여 얻어진 결과를 Wilson and Korakianitis⁽¹⁾에 의하여 쓰로트에서의 마하수에 따라 수식으로 나타내었다.

$$\alpha_{ex} = \frac{7}{6} [\cos^{-1}(\frac{0}{s}) - 10^\circ] + 4^\circ (\frac{s}{e}) \quad (3)$$

상기식에서의 e는 쓰로트에서 출구까지의 흡입면에서의 곡률반경을 나타내고, M_1 는 쓰로트에서의 마하수를 나타낸다. 정익에서의 마하수가 0.17 이하이므로 마하수 0.5이하에서 적용되는 식(3)에 의하여 예상되는 출구 유동각을 계산하여 보았다. Table 4는 설계된 정익에서의 곡률반경과 쓰로트를 나타내고 있으며 Fig. 8은 Carter의 식으로 계산되어진 결과와 Wilson and Korakianitis의 식으로 계산되어진 결과와의 차이를 나타내고 있는데 계산되어진 결과가 상당히 잘 일치된 결과를 나타내고 있음을 알 수 있다.

Table. 4 Predicted exit flow angle of the stator

radius (r:mm)	pitch (s:mm)	radius of curvature (e:mm)	o	c	exit flow angle
103.2	20.92	30.96	7.37	29.89	-43.95
110.2	22.33	32.85	8.05	30.80	-42.23
116.7	23.65	34.46	8.69	31.53	-40.90
122.9	24.90	35.76	9.28	32.13	-39.89
128.8	26.10	37.17	9.88	32.62	-38.73
134.4	27.23	38.09	10.43	33.01	-37.86
139.8	28.33	39.16	11.02	33.33	-36.64
145.0	29.38	39.84	11.51	33.58	-36.10
150.0	30.40	40.53	11.95	33.78	-35.86

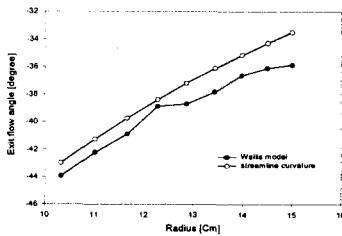


Fig. 8 Predicted flow angle at the stator exit

4.2절 동익설계

동익의 설계를 위하여 우선적으로 고려되어야 할 것은 정익과 마찬가지로 유동의 입출구각이다. 앞서 평균반경 해석과 유선곡률법의 해석에서 얻어진 여러 반경방향에서의 입출구각이 가스의 유동각이 되도록 동익을 설계하여야 한다. 가스의 유동각은 익형의 입출구각이 될 수 없다. 따라서 익형의 입구에서 적절한 입사각이 선정되어야 하고 출구에서는 엇갈림각이 발생되어야 하기 때문이다. 또한 동익의 경우는 회전하는 관계로 가스의 유동각과는 달리 유도 입사각(induced incidence)이 존재하게 된다. 이러한 유도 입사각을 고려하지 않으면 예상한 입사각이 상당히 크지게 되는 효과가 발생한다. 유도 입사각을 Dunavant and Erwin⁽⁸⁾는 실험에 의하여 아래와 같이 표현하였다.

$$\Delta\theta_{id} = 14^\circ \left(1 - \frac{\alpha_{in}}{70^\circ}\right) + 9^\circ \left(1.8 - \frac{c}{s}\right) \quad (4)$$

상기식의 결과는 입구유동각이 0도와 70도 사이에서는 잘 일치한다. 식에서 보여주는 것처럼 입구 유동각이 적을수록 유도입사각은 크게된다. 유선곡률법으로 계산되어진 동익의 경우는 팁부 근에서는 입구 유동각이 축방향과 거의 일치하므

로 이 영역에서는 유도입사각이 증대하게 된다. Fig. 9는 동익에서의 유도입사각을 보여주고 있다. 하지만 입사각의 선정은 형상손실을 최소화하도록 선정하여야 한다. 입사각의 증대는 익형의 전단부에서 부하가 증대되어지는 특징이 있다. 표준적인 케이스게이드 실험의 결과는 형상손실을 최소화하는 입사각은 증동터빈의 경우는 7-8도에서 형성되고 반동터빈의 경우는 $\pm 15^\circ$ 의 범위에서 큰 차이를 보이지 않는다⁽⁴⁾. 유도입사각의 식은 0도 이하에서의 부정확과 특히 반동도가 낮으며 낮은 압력에서 작동하는 터빈의 경우에는 이러한 유도입사각의 반영은 익형의 입구각을 더욱 더 크게하여 익형의 전단부에서 쓰로트가 존재하게 되는 문제점이 발생된다. 이러한 경우에는 유도입사각의 고려가 오히려 손실을 추가하게 된다. 하지만 본 연구에서는 엇갈림각과의 고려를 통하여 계산되어진 유도입사각에서 증동터빈이 되는 허브측에서 입사각이 7도가 되도록 1.96도를 추가하여 익형의 입구각을 선정하였다.

출구에서는 엇갈림각이 존재하므로 Carter에 의하여 제안된 식에서 유동이 가속되어지는 경우의 식을 적용하여 동익 출구에서 형성되는 가스 유동각에 추가하여 동익출구의 익형 출구각을 선정하였다.

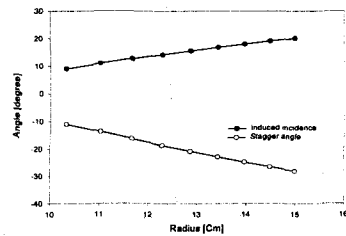


Fig. 9 Stagger and induced incidence angle of rotor

스태거각은 정익에서의 선정방식과 동일하게 선정할 수 있으나 이럴 경우 허브측에서의 부하가 익형의 뒷전부로 치지게 되므로 선정되어진 스태거각에다 10도씩 추가하여 익형에서 발생되어지는 부하가 전단부로 이동하도록 결정하였다. 이럴 경우 익형의 두께가 전단부로 이동하게 되어 부하가 발생되어지는 영역과 일치되는 장점이 발생되어진다. 그렇지가 않으면 뒷전부의 취약한 구조부에 부하가 발생되어 구조적으로 취약하게

만든다.

Fig. 10은 동익의 설계를 위한 형상변수들의 값들을 나타내고 있다. 시위의 길이는 팁으로 가면서 줄어들고 있음을 보여주고 있으며 이는 원심력에 의한 보상을 위한 것이다. 허브에서 동익의 두께가 팁에 비하여 크지 않게 되도록 입구 사이각이나 unguided 회전각 등을 크도록 설정되었다. Fig. 11은 반경방향으로 설계되어진 시험용 로터의 형상이다.

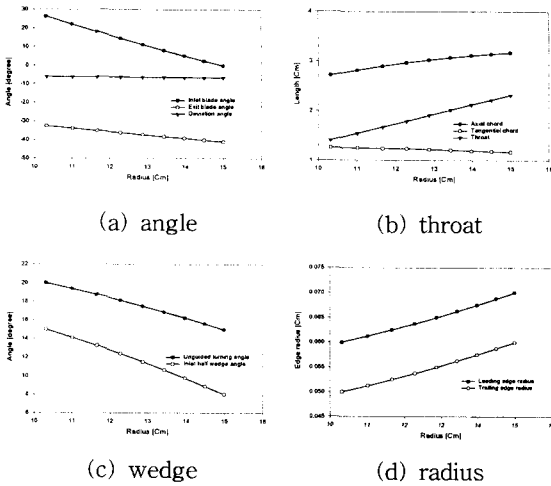


Fig. 10 Configuration values of the rotor

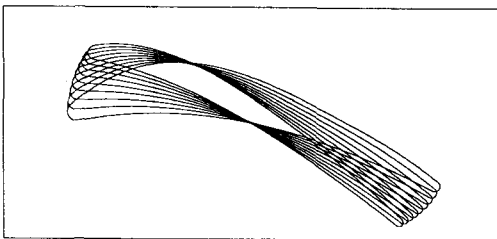


Fig. 11 Rotor profile along the radial direction

익형 내부의 영역은 가능한 쓰로트까지 균일한 감소를 갖도록 하는 것이 좋다. 하지만 증동터빈의 익형의 경우는 쓰로트가 익형내부 중간에 존재하게 된다. 하지만 반동터빈으로 가면 이러한 현상은 배제할 수 있으며 설계 시 익형의 내부통로가 균일하게 변화되도록 하여야 한다. Fig. 12에서 보여주는 바와 같이 내부 유로에서 결정되어지는 원형의 반경을 결정하여 쓰로트의 길이를 결정할 수 있는데 허브측은 증동터빈인 관계로

쓰로트 되어지는 영역이 유로의 내부에 존재하고 있음을 알 수 있다. 반경이 증대함에 따라 쓰로트는 뒤전 반경의 위치로 이동하게 되고 전체적으로 균일하게 축소되어짐을 나타내고 있다.

Fig. 13은 곡률의 형태를 보여주고 있다. 흡입면에서의 unguided 회전영역은 원형으로 설계되었으므로 일정한 곡률의 형태를 보여주고 있다. Korakianitis⁽⁹⁾는 곡률의 변화가 유동의 변화를 초래하는 결과를 보여 주었으나 본 설계에서는 쓰로트부에서 곡률의 변화를 흡입면에서 보여줌으로 유동에는 변화를 일으키게 되나 내부유로가 끝나가는 영역이므로 그 영향은 크지 않다.

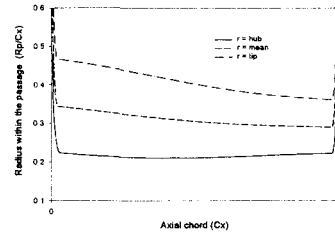


Fig. 12 Throat area within the rotor passage along the radial direction

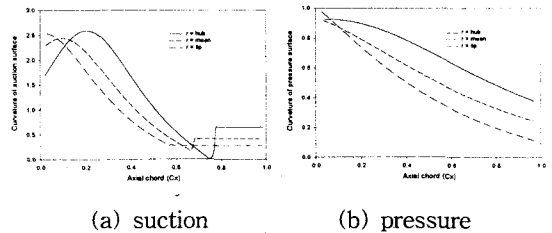


Fig. 13 Curvature of rotor surface

5. 실험장치

3차원 익형의 성능시험은 저속에서 행하지며 풍량의 조절에 따라 여러 회전속도에서의 측정이 가능하다. 본 시험장치에서는 정익과 동익간의 거리에 따라 시험하기 위하여 간격조절 평판을 설치하도록 하였다. 동익은 여러 다른 형상에 대하여 시험이 가능하도록 디스크에서 분리할 수 있도록 제작되었다. 또한 동익의 스테거 각도를 변화하기 위하여서는 엄밀한 각도 측정장치를 필요로 하나 작동 중 각도의 변형이나 스테거각의 변경에 따른 팁간극의 변화가 발생하는 단점을

고려하여 여러개의 디스크를 제작하였다. 본 시험장치에서는 $\pm 7.5^\circ$ 와 $\pm 15.0^\circ$ 의 스테이지각 변경이 가능하도록 하였다. 정익의 경우는 익형과 디스크가 연결되는 일체형으로 제작하였다

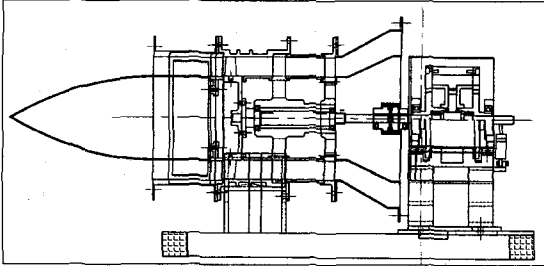


Fig. 14 Test rigs for axial turbine blade

시험장치 앞부분의 원추형상은 환형의 균일한 유동을 형성하기 위하여 제작하였으며 이부분은 풍동의 축소부에 들어간다. 제작된 원추형상으로 시험한 결과 정익 입구부에서의 유동은 반경방향으로 균일한 유동을 얻었으며 60m/sec와 40m/sec에서 난류강도는 각각 0.3%와 0.5%가 되었다. 설치된 익형의 효율을 평가하기 위하여 다이나모메타와 동익의 축을 플렉시블 커플링으로 연결하여 일정회전수로 제어하여 출력을 측정할 수 있도록 하였다.



Fig. 15 Stator blades of integrated type

6. 결론

3차원 축류형 익형의 시험장치를 설계 및 제작하게 되어 여러 설계기법에 대한 평가가 가능하게 되었으며 고효율 익형의 설계기법에 대한 연구가 가능하게 되었다. 또한 역설계에 의하여 제작되어지는 익형의 효율향상을 위한 형상변수의 설정에도 효과적인 기법에 대한 연구가 가능하게 되었다.

후기

시험장치의 제작은 '99 에너지절약 학술진흥사업과 항공기 부품센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

1. Wilson, G.W. and Korakianitis, T., 1998, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines", 2nd edition Prentice Hall
2. Cofer, J.I., Reinher, J.K., Summer, W.J., 1993, 'Advances in Steam Path Technology', GER-3713B, pp.1-25
3. Engeli, Zollinger, and Allemann, 1978, "A Computer program for the design of Turbomachinery Blades" ASME 78-GT-36
4. Cohen, H, Rogers, G.F.C, Saravanamuttoo, H.I.H, 1993, "Gas Turbine Theory" Third edition, Longman Scientific & Technical
5. Stewart, W.L and Glassman, A.J. 1973, "Blade Design" 'Turbine Design and Application' Vol.2. NASA
6. Pritchard, L.J., 1985 "An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model", GT-85-219
7. Cho, S.Y., Oh, K.S., Choi, B.S., 2000, "Study of Design Parameters for Designing an Axial Turbine Blade Geometry", Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Hawaii, pp.222-228
8. Dunavant, J.C and Erwin, J.R., 1956, "Investigation of a Related Series of Turbine-Blade Profiles in Cascade", NACA TN 3802
9. Korakianitis, T., 1993, "Hierarchical Development of Three Direct-Design Methods for two-Dimensional Axial-Turbomachinery Cascades", J. of Turbomachinery Vol. 115 pp.314-324.