

3차원 축류형 터빈익형의 공력설계에 관한 연구

A Study on the Aerodynamic Design of Three-Dimensional Axial Type Turbine Blade

장범익 · 김동식 · 조수용

B. I. Jang, D. S. Kim and S. Y. Cho

Key Words : Axial Type Turbine(축류형 터빈), Three-Dimensional Turbine Blade(3차원 터빈익형), Stator(정익), Rotor(동익), Aerodynamic Design(공력설계)

Abstract : One stage axial type turbine is designed by mean-line analysis, streamline curvature method and blade design method using shape parameters. Tip and hub diameter of the turbine are 300mm and 206.4mm, respectively. The rotating speed is 1800RPM, and the output power is 1.4kW. The flow coefficient is 1.68 and the reaction factor at mean-line is 0.373. The number of stator and rotor of the turbine are 31 and 41, respectively. Mach number of stator exit flow near hub is 0.164. A test rig is developed for performance test to validate a developed design method. The experimental result shows that the maximum efficiency is obtained on the design point.

1. 서론

가스터빈은 압축기, 연소기, 터빈으로 구성되며 압축기에 의하여 고압을 만들고, 연소기에 의하여 가스온도를 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 크지 않다고 판단되었었다.

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 기계적손실이고, 20%가 팁 부분에서의 누설손실이며, 30%가 내부 유동장의 혼합에 의한 2차유동 손실이다. 그 외 40% 정도의 형상손실로 구성된다¹⁾. 회전체 부품에 의한 손실 및 팁 부분에서의 손실은 제작 및 조립

기술과 관련이 되어 있고 가장 큰 형상손실은 터빈 익형의 설계에 따라 저감이 가능할 뿐만 아니라 내부 유동장에 의한 손실까지도 저감이 가능하게 된다. 따라서 최적으로 작동될 수 있는 익형형상설계에 대한 연구가 필요하다.

그간 터빈의 익형을 형상화하기 위하여 2차원의 형상을 설계하고 반경방향으로 다르게 분포된 속도, 압력, 온도 등의 특성과 가스의 유입각과 출구각에 맞도록 3차원의 형상을 설계하였다. 2차원의 형상은 여러 케이스케이드에 대한 실험의 결과를 참고하여 형상변수들을 설정하여 왔었다. 따라서 익형의 형상 효율에 관한 연구는 단순히 2차원 익형에서 시도되어 왔었다. 케이스케이드 실험의 결과는 실제작동과 다르므로 이들의 결과를 적용하기에는 문제가 발생된다. 본 연구에서는 형상변수에 의한 3차원 익형의 설계기법에 대한 연구를 수행하고 설계결과에 의한 시험장치를 제작하였다. 실험의 결과는 설계점에서 최대효율점을 나타내었다.

2. 기본형상설계

2.1 평균반경해석에 의한 기본형상설계

풍동의 출력 조건을 기준으로 터빈의 효율을 고려하여 설계되는 터빈의 출력을 선정하여야 한다. 출력의 크기는 사용되는 유량에 의하여 크게 좌우

접수일 : 2001년 4월 28일
장범익, 김동식 : 경상대학교 대학원
조수용 : 경상대 수송기계공학부(항공기부품기술연구소)

되므로 터빈의 장착 시 풍동에서 사용 가능한 공기의 양을 판단하여야 한다. 유로의 넓이를 정익과 동익이 장착되었을 때의 크기로 조절하여 실험을 수행한 결과 유속이 40m/sec 였으므로 공기유량은 1.88kg/sec으로 설정하였다.

터빈의 형식은 저압력 저속 터빈이므로 가능한 충동형의 터빈이 되도록 결정하여야 한다. 하지만 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 1.4kW로 선정하여 충동형에 가까운 축류형 가스 터빈의 설계를 수행하였다. 터빈의 공력학적 설계값들은 Table 1에 요약되어져 있다.

Table 1 Aerodynamic properties on the turbine

CONTENTS	SPECIFICATIONS
Stages	1
Rotating Speed (RPM)	1,800
Mass Flow	1.88kg/sec(4.1lb/s)
Power	1.4 kW (1.88 hp)
Turbine Inlet Temp.	293.1 K (527.6 R)
Inlet Total Pressure	104.87 kPa (15.21 psi)
Exit Temperature	290.7 K (523.4 R)
Efficiency (η_{t-t})	72.6 %

터빈의 단수는 1단으로 하였고 출구에서의 에너지 손실을 최소화하기 위하여 출구에서의 선회속도가 없도록 하였다. 평균반경해석²⁾에 의하여 평균반경에서 정익과 동익의 입출구에서 공기의 열역학적, 유체역학적 물성치를 구하였으며 허브와 팁에서의 물성치는 자유와류법³⁾에 의하여 구하였다. 설계점에서의 결과는 Table 2에 정리되어 있으며 터빈의 기본적인 크기, 반동도(R), 부하계수(Ψ) 등을 얻었다. h 는 엔탈피를 나타내며 U 는 터빈의 회전속도를 의미한다.

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
$R = (h_1 - h_2)/(h_{10} - h_{t2})$	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 Ratio	1.012

2.2 유선곡률법에 의한 유로설계

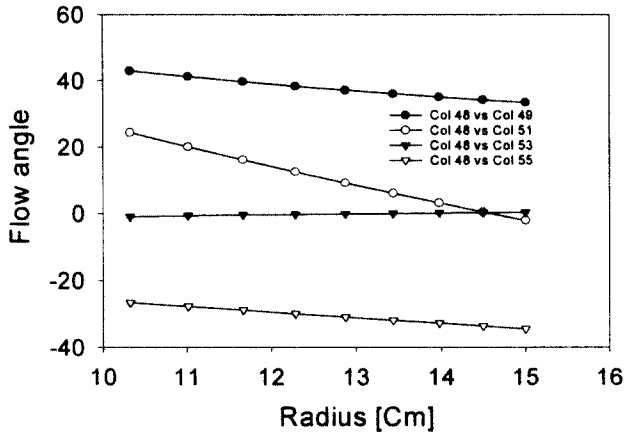
익형의 3차원 형상 설계를 위하여 반경 방향으로 여러 위치에서 작동 유체의 물성치를 파악하여야 한다. 터빈 설계를 위한 유동장의 해석은 각 설계 위치에서 전압력, 전온도 등의 열역학적 물성치와 절대 속도, 상대 속도, 유동각 등의 유체역학적인 물성치를 구하는 문제가 된다. 이를 위하여 반경 방향의 속도 성분을 자오면상의 유선에서 곡률변화를 고려한 유선곡률법⁴⁾에 의한 수치해석을 수행한다. 유선곡률법에서는 이상기체의 상대방정식과 비점성이며 축대칭의 흐름으로 가정하여 문제를 단순화한다. 지배 방정식은 연속 방정식과 반경 방향의 유동을 고려한 반경방향 평형 방정식 외에도 터빈의 기하학적인 조건과 유동에 따른 압력손실 및 오일러 일 방정식이 적용된다.

본 연구에서는 평균반경해석의 결과를 이용하여 유선곡률법에 의한 수치해석을 수행하였다. 반경 방향으로 9개의 유선을 가정하고 각 유선에서의 물성치 변화를 계산하였다. Fig. 1은 마하수의 변화를 보여 주고 있는데 전체적으로 최고 마하수가 0.16 정도의 값을 보여 주고 있다. 자유와류법에 의한 계산 결과와 비교하여 보면 미소하게 1%정도 떨어졌음을 알 수 있으며 이는 반경 방향의 속도가 있음으로 말미암아 2차원적으로 판단하는 자유와류법에 의한 계산보다는 절대속도가 다소 떨어졌기 때문이다.

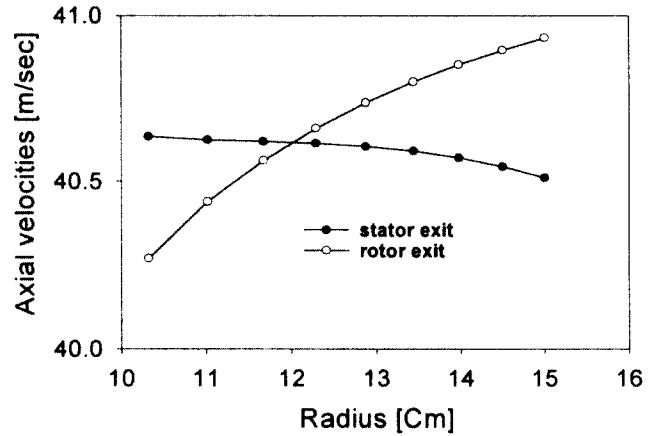
터빈을 지나는 공기의 속도와 축방향 속도에서 허브측에서의 속도는 높게 나타나며 마하수의 변화와 비슷하게 나타남을 알 수 있다. 축방향의 속도는 반경 방향으로 상당히 균일하게 나타남을 보여주고 있다. 터빈 내에서 온도와 압력의 분포는 허브측의 높은 속도에 의한 팽창으로 정온도와 정압력이 정익 출구에서 허브측으로 갈수록 낮아지고 있음을 알 수 있다. 허브측에서는 반동도가 영에 가까운 충격터빈으로 설계되었으므로 허브측의 입구와 출구에서 유속, 압력, 온도 등의 차이가 없음을 알 수 있다.

2.3 설계변수의 선정

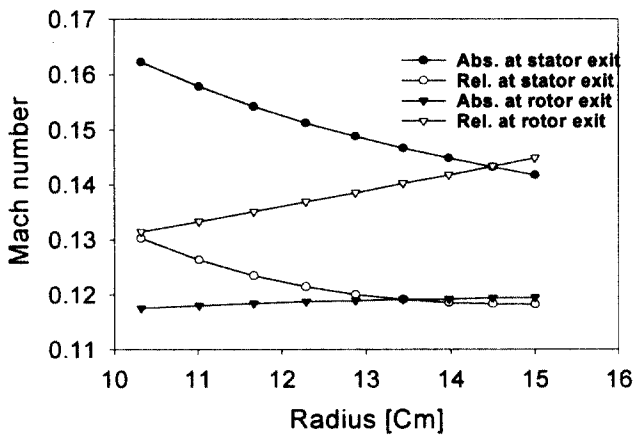
익현비(solidity:s/c)는 중요한 설계 변수로서 무게, 비용, 냉각의 관점에서 큰 값으로 선정할 수 있으면 유리하다. 익현비에서 s는 피치이며 c는 시위(chord)이다. 하지만 시위의 최소화는 기계 구조적인 문제점을 야기하게 되고 반면에 피치의 증대는 원하는 유동각을 형성하지 못함으로 효율의 감소를 초래하게 된다. 최적 익현비는 이론적으로 계



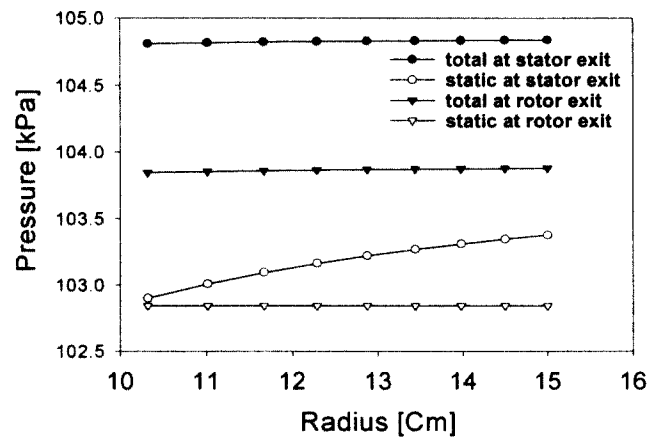
(a) flow angles



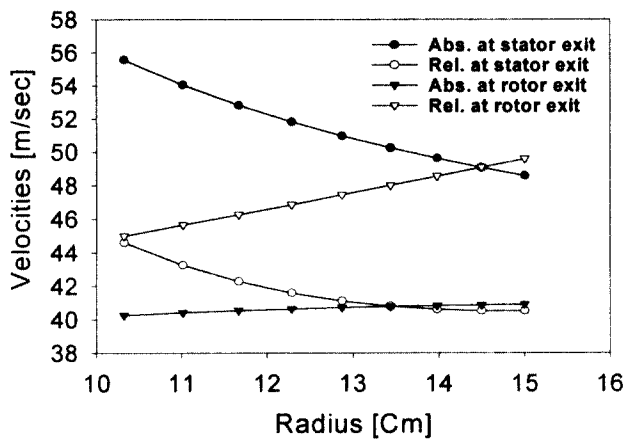
(d) axial velocities



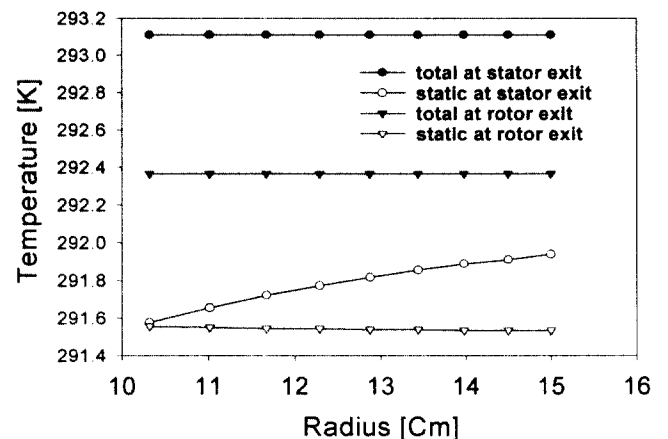
(b) Mach number



(e) pressure



(c) velocities



(f) temperature

Fig. 1 Air properties along the radial direction

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

산된 값과 실험에 의하여 구하여진 값과 경향이 일치되지 않는다. 본 연구에서는 Cohen⁵⁾ 등에 의하여 제시된 최적의 익현비와 Stewart and Glassman⁶⁾에 의하여 제시된 값의 비교에 의하여 선정하였다. Zweifel 부하계수는 Stewart and Glassman에 의하여 제시된 1.0으로 적용하였다.

블레이드의 형상비(h/c)의 선정은 터빈의 성능에 심각한 영향을 주지는 않으나 아주 큰 값과 아주 작은 값은 피하도록 하여야 한다. 형상비에서 h는 익형의 높이를 의미한다. 본 연구에서는 단단으로 터빈이 구성되어지므로 정확한 유동각의 형성되도록 정익과 동익의 형상비를 1.43과 1.64로 선정하였다. Table 3은 정익과 동익에서의 설계변수값들을 보여주고 있다.

3. 익형설계기법

익형을 형상하기 위하여 유선곡률법으로 계산되어진 각 유선에서의 결과를 사용하고 형상 설계기법을 이용하여 형상화 한다. 하지만 익형을 형상화 하는 데는 여러 가지의 설계방법들이 존재한다. 익형의 표면에 원하는 속도와 압력을 얻을 수 있도록 익형을 형상화하는 inverse 방법⁷⁾이 있으며 익형의 형상을 한 개나 여러 개의 다항식으로 표현하는 방법⁸⁾이 있다. 그 외에도 Joukowski의 형태를 이용하는 방법이 있으며, 어떤 함수를 이용하여 캠버선을 정하고 캠버선에 두께를 가하는 방법⁹⁾도 있다. 하지만 이러한 방법들은 많은 계산 데이터와 설계된 익형의 형태를 완만한 곡선이 되도록 하기 위한 추가적인 계산이 필요하게 된다. 형상변수를 활용한 설계기법¹⁰⁻¹²⁾을 적용하는 경우에는 형상변수의 선정과 효율과의 관계를 유추하여 이를 데이

터 베이스로 활용 가능하므로 지속적인 활용도가 높다. 따라서 본 연구에서는 이를 활용한 형상 설계기법을 채택하여 익형의 설계를 하였다. Fig. 2는 익형을 설계하기 위하여 선택된 형상변수들을 나타내고 있다.

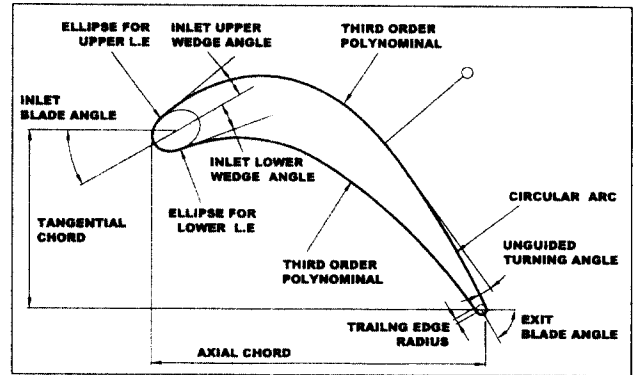


Fig. 2 Shape parameters for blade design

4. 정 · 동익의 설계

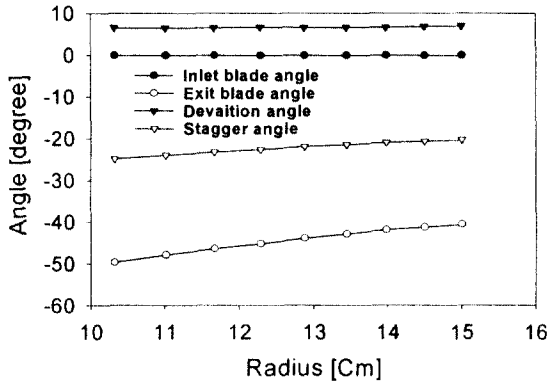
4.1 정익설계

유선곡률법에서 계산된 익형의 입·출구 유동각을 얻을 수 있도록 익형을 설계하여야 하는데 익형의 형상은 손실을 최소화하면서 동력을 추출하여야 한다. 따라서 입구에서 입사각과 출구에서 엇갈림각(deviation angle)의 예상을 정확히 하여 익형의 입출구각을 설정하여야 한다.

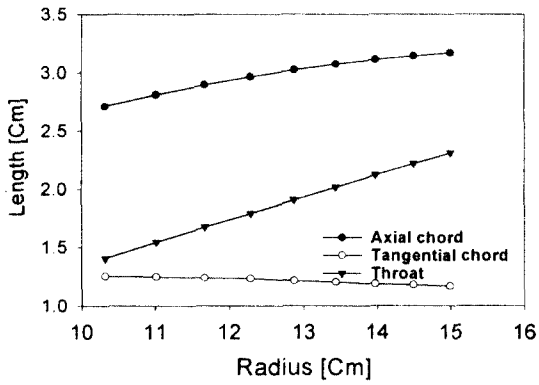
정익은 회전하지 않으므로 입사각의 부분은 특별히 고려하지 않아도 되지만 출구에서의 엇갈림(deviation)각은 존재하므로 이를 고려하여야 한다. 출구각을 얻을 수 있는 식은 Carter가 제안한⁵⁾ 엇갈림각 식(1)과 Wilson and Korakianitis¹³⁾에 의하여 제안한 식이 있다. Wilson and Korakianitis에 의하여 제안한 식은 익형의 형상이 설계되어야만 알 수 있는 익형의 곡률 반경이나 목(throat)의 크기가 필요하므로 설계 시에는 Carter가 제안한 엇갈림각의 예상식을 적용한다.

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

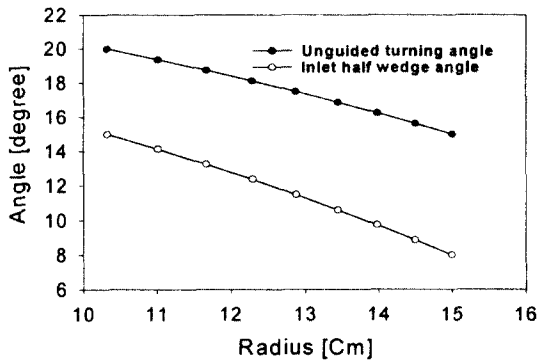
식(1)에서 θ 는 캠버각이며 s는 피치이며 c는 시위길이를 나타낸다. 익형의 스테거(stagger)각은 식(2)의 방법으로 정하였다. Fig. 3은 정익을 설계하기 위한 형상변수들의 나타내고 있으며 Fig. 4는 이러한 형상변수에 의하여 설계되어진 정익의 형상을 보여주고 있다.



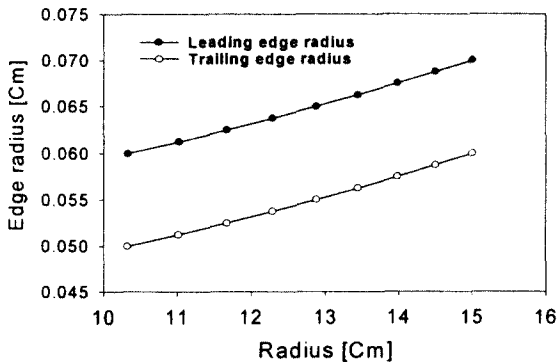
(a) blade angles



(b) throat & chord



(c) wedge angle



(d) radius

Fig. 3 Shape parameters values of the stator

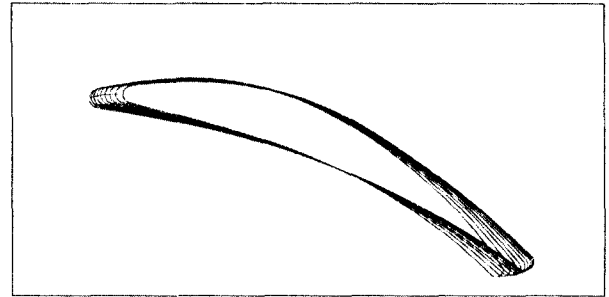


Fig. 4 Stator profile along the radial direction

$$\zeta = a_1 - \frac{\theta}{2} \quad (2)$$

Fig. 5의 경우는 앞서와는 달리 형상변수를 사용하지 않고 익형의 입출구각으로 부터 C4 익형을 사용하여 형상화하였다. 동익과는 달리 정익은 원하는 유동각을 정확히 나타내어주면 되기 때문에 기존의 에어포일 형상을 사용하여 형상화를 시도한 경우이다. 이 경우에 뒷전에서의 두께가 얇고 반경방향을 따라 형상의 변화도 적은 장점이 있다. 설계과정에서 익형의 입출구각을 맞추기 위하여 단순히 전체를 하나의 캠버각으로 선정한 것이 아니고 시위 길이의 90%만이 원형의 캠버를 사용하였다. 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. 상기의 방법으로 설계되어진 정익을 실험에서 사용하였다.

Fig. 6에서는 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 적

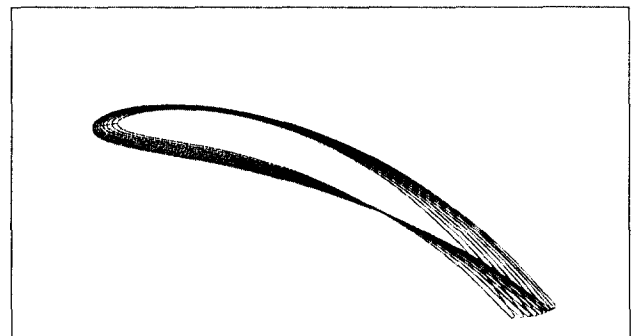


Fig. 5 Stator profile developed with C4 profile along the radial direction

게 하므로 설계 시 주의하여야 한다. 본 연구에서 제시한 정익의 설계결과는 내부통로가 균일하게 변하고 있음을 나타내고 있다.

익형 표면에서의 곡률변화는 손실의 원인이 된다¹⁴⁾. Fig. 7은 정익 표면에서의 곡률을 보여주고

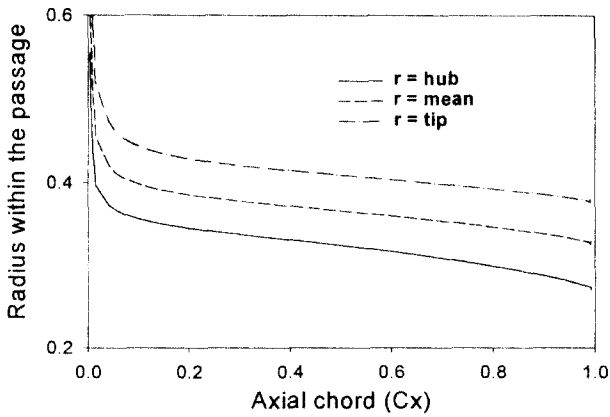
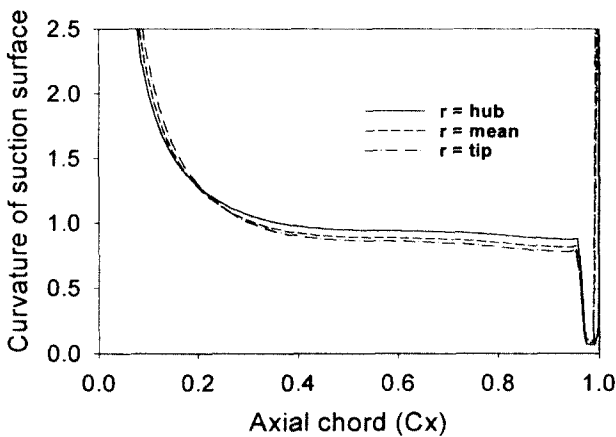
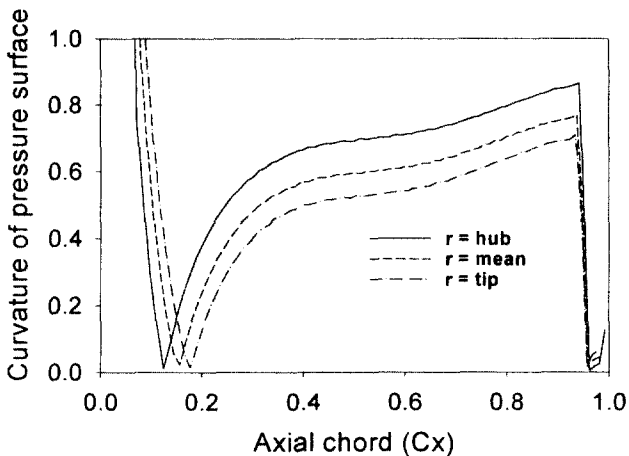


Fig. 6 Radius within the passage of stator



(a) suction



(b) pressure

Fig. 7 Curvature of stator surface

있다. 설계된 정익에서의 곡률변화는 균일하게 발생되고 있으므로 제대로 된 설계임을 알 수 있다. 하지만 뒷전 반경과 연결되는 부분에서의 변화가 크게 발생한 것은 뒷전 반경이 아주 적음으로 야기된 것이다. 이 부분의 변화는 뒷전에서의 유동혼합에 의한 손실에 비하여 그 영향은 아주 미미하다.

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

설계되어진 정익을 바탕으로 정익의 출구에서의 유동각을 예상한 식을 Ainley and Mattheson¹⁵⁾에 의하여 얻어진 결과를 Wilson and Korakianitis¹³⁾에 의하여 목에서의 마하수에 따라 수식으로 나타내었다.

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

식(3)에서의 e 는 목에서 출구까지의 흡입면에서의 곡률반경을 나타낸다. 출구유동각은 목에서의 마하수에 따라 다르나 본 연구에서는 정익의 목에서 마하수가 0.17이므로 마하수 0.5이하에서 적용되는 식(3)에 의하여 예상되는 출구유동각을 계산하여 보았다. Table 4는 설계된 정익에서의 곡률반경과 목을 나타내고 있으며 Fig. 8은 Carter의 식으로 계산되어진 결과와 Wilson and Korakianitis¹³⁾의 식으로 계산된 결과를 보여주고 있는데 계산되어진 두 개의 결과들이 상당히 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4.2 동익설계

동익의 설계를 위하여 우선적으로 고려되어야 할 것은 정익과 마찬가지로 유동의 입출구각이다. 앞서 평균반경 해석과 우선곡률법의 해석에서 얻어진 여러 반경방향에서의 입출구각이 가스의 유동각이 되도록 동익을 설계하여야 한다. 가스의 유

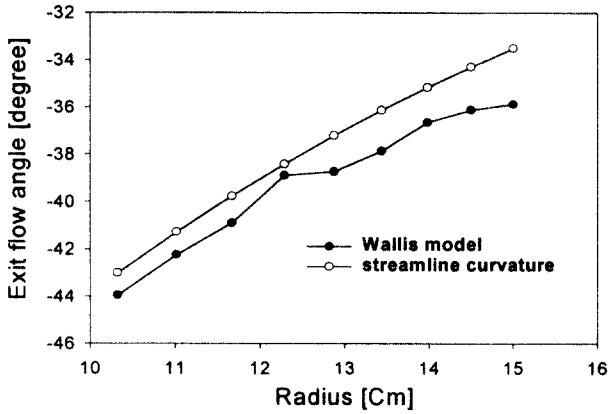


Fig. 8 Predicted flow angle at the stator exit

동각은 익형의 입출구각이 될 수 없다. 따라서 익형의 입구에서 적절한 입사각이 선정되어야 한다. 또한 출구에서도 엇갈림각이 발생되어지기 때문에 이를 고려하여 익형의 출구각을 설정하여야 한다. 동익의 경우는 회전하는 관계로 가스의 유도각과는 달리 유도 입사각(induced incidence)이 존재하게 된다. 이러한 유도 입사각을 고려하지 않고 설계하게 되면 동익에서의 실제 입사각은 상당히 크지게 되는 효과가 발생한다.

유도 입사각을 Dunavant and Erwin¹⁶⁾는 실험에 의하여 아래와 같이 표현하였다.

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

식(4)의 결과는 입구유도각이 0도와 70도 사이에서는 잘 일치한다. 식에서 보여주는 것처럼 입구유도각이 적을수록 유도입사각은 크게된다. 유선곡률법으로 계산되어진 동익의 경우는 팁부근에서는 입구유도각이 축방향과 거의 일치하므로 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 케스케이드 실험의 결과에서 형상손실을 최소화하는 입사각은 증동터빈의 경우에 7-8도에서 형성되고 반동터빈의 경우는 ±15도의 범위에서 큰 차이를 보이지 않는다⁵⁾. 유도입사각에 대한 식은 0도 이하에서의 부정확과 특히 반동도가 낮으며 낮은 압력에서 작동하는 터빈의 경우에는 이러한 유도입사각의 반영은 익형의 입구각을 더욱 더 크게 하여 익형의 전단부에서 목이 존재하게 되는 문제점이 발생된다. 이러한 경우에는 유도입사각의 고려가 오히

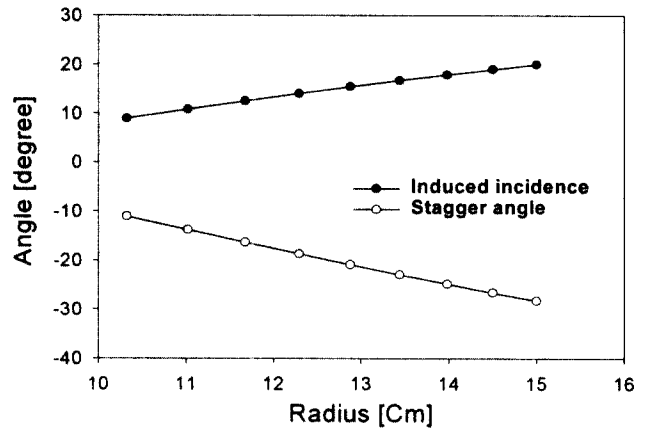


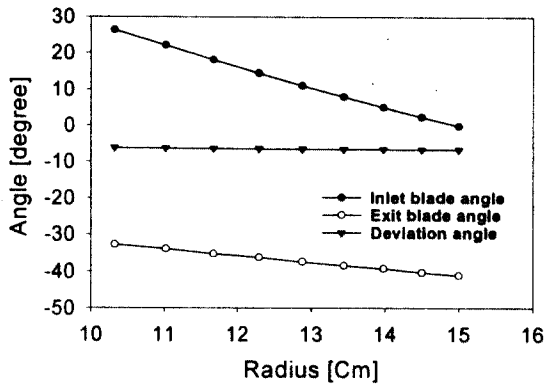
Fig. 9 Stagger and induced incidence angle of rotor

려 손실을 추가하게 된다. 하지만 본 연구에서는 엇갈림각과의 고려를 통하여 계산되어진 유도입사각에서 증동터빈이 되는 허브측에서 입사각이 7도가 되도록 1.96도를 추가하여 익형의 입구각을 선정하였다.

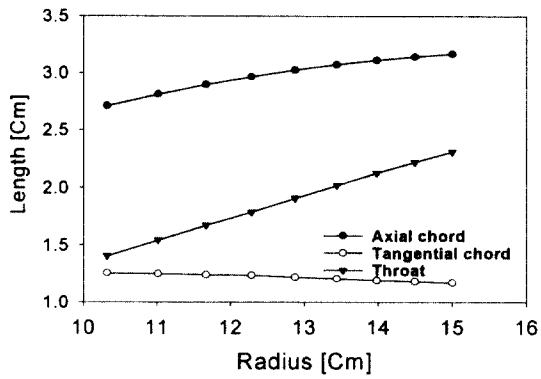
출구에서는 엇갈림각이 존재하므로 Carter에 의하여 제안된 식에서 유동이 가속되는 경우에 대한 식을 적용하여 동익 출구에서 형성되는 가스유도각에 추가하여 동익의 출구각을 선정하였다. 스테거각은 정익에서의 선정방식과 동일하게 선정할 수 있으나 이럴 경우 허브측에서의 부하가 익형의 뒷전부로 처지게 되므로 선정되어진 스테거각에 10도씩 추가하여 익형에서 발생되어지는 부하가 전단부로 이동하도록 결정하였다. 이럴 경우 익형의 두께가 전단부로 이동하게 되어 부하가 발생되어지는 영역과 일치되는 장점이 발생되어진다. 그렇지 않으면 뒷전부의 취약한 구조부에 부하가 발생되어 구조적으로 취약하게 만든다.

Fig. 10은 동익의 설계를 위한 형상변수들의 값을 나타내고 있다. 시위의 길이는 팁으로 가면서 줄어들고 있음을 보여주고 있으며 이는 원심력에 의한 보상을 위한 것이다. 허브에서 동익의 두께가 팁에 비하여 크지게 되도록 입구 사이각이나 비안내(unguided)회전각을 크도록 설정되었다.

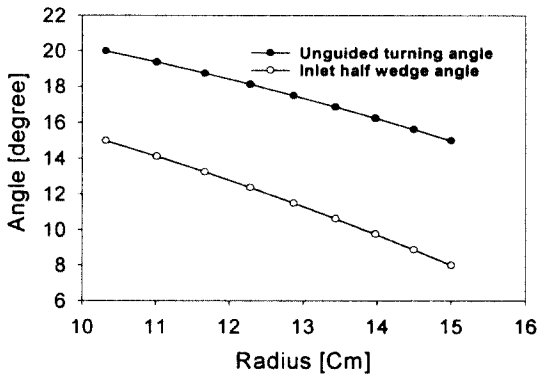
Fig. 10의 형상변수를 사용하여 설계되어진 시험용 동익의 형상을 반경방향을 따라 Fig. 11에서 보여주고 있다. 익형 내부 영역은 가능한 목부분까지 균일한 감소를 가지도록 설계하였다. 그러나 증동터빈의 익형은 목이 익형의 중간에 존재하게 된다. 본 설계에서는 허브측에서부터 목이 뒷전으로 이동되도록 설계되었다.



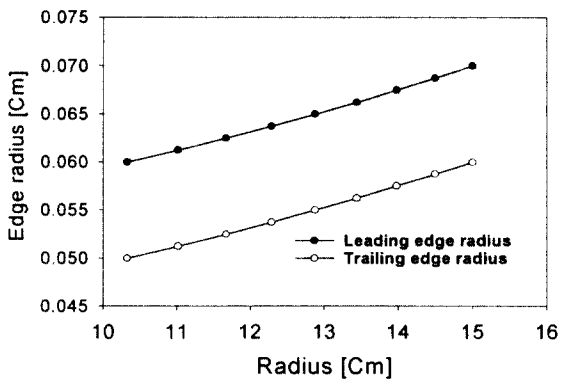
(a) blade angles



(b) throat & chord



(c) wedge angles



(d) radius

Fig. 10 Shape parameter values of the rotor

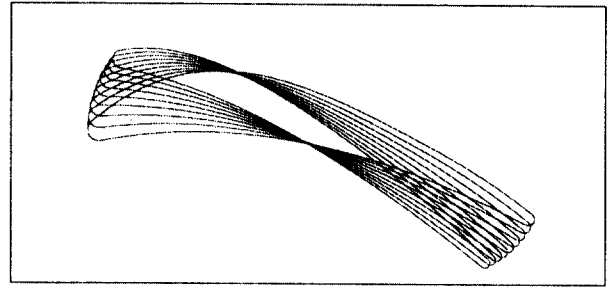


Fig. 11 Rotor profile along the radial direction

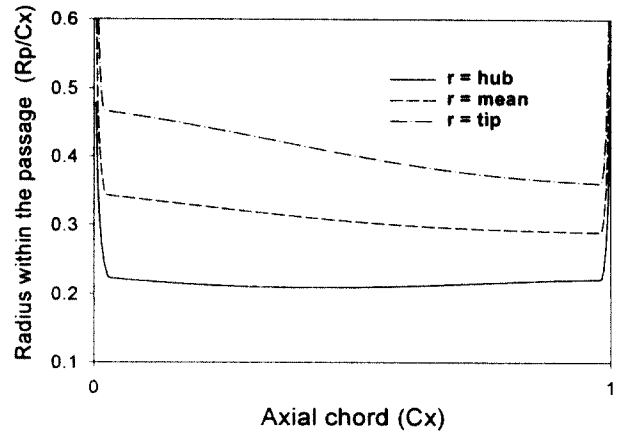


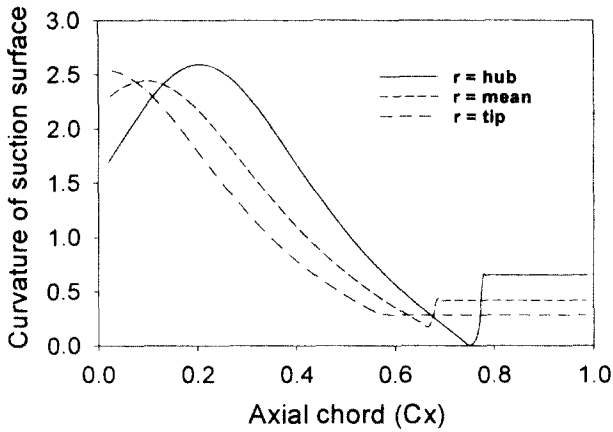
Fig. 12 Throat area within the rotor passage along the radial direction

Fig. 12에서는 동익의 압력면과 흡입면에서 결정되어지는 원의 반경을 이용하여 내부유로의 면적을 나타내고 있다. 따라서 최소의 면적을 나타내는 곳이 목이 됨을 알 수 있다. 허브측은 축동터빈인 관계로 목이 되는 영역이 유로의 중간에 존재하고 있음을 알 수 있다. 하지만 반경이 증대함에 따라 반동터빈이 되므로 목은 뒷전의 위치로 이동하게 된다. 설계된 동익의 내부유로는 전체적으로 균일하게 축소되고 있음을 보여주므로 제대로 설계되었음을 알 수 있다.

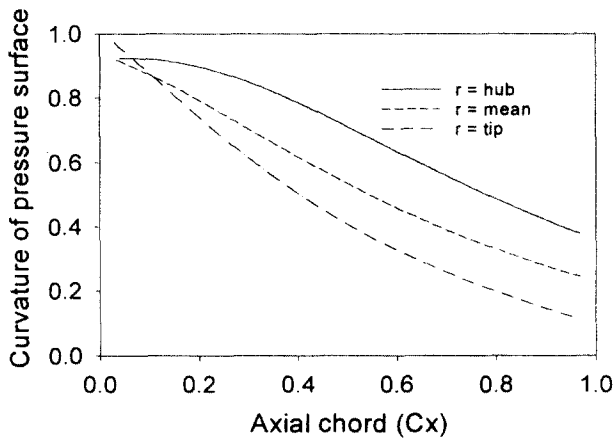
Fig. 13은 곡률의 형태를 보여주고 있다. 흡입면에서의 비안내회전영역은 원형으로 설계되었으므로 일정한 곡률의 형태를 보여주고 있다. Korakianitis and Papagiannidis¹⁴⁾는 곡률의 변화가 유동의 변화를 초래하는 결과를 보여 주었으나 본 설계에서는 흡입면의 목에서 곡률 변화를 보여주나 이영역은 내부유로가 끝나가는 영역이므로 그 영향은 크지 않다.

5. 실험장치 및 결과

3차원 익형의 성능시험은 저속에서 행하여지며



(a) suction



(b) pressure

Fig. 13 Curvature of rotor surface

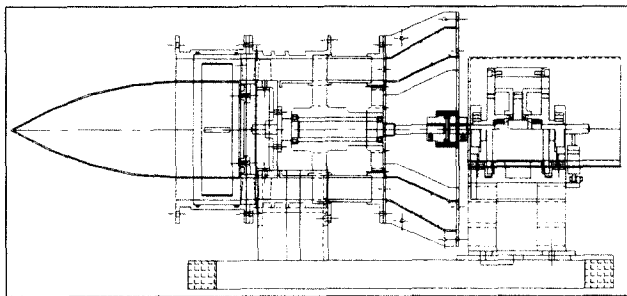


Fig. 14 Test rigs for axial turbine blade

풍량의 조절에 따라 여러 회전속도에서의 측정이 가능하다. 일정 풍량에서의 회전수 조절은 동익과 연결된 다이내모미터에 의하여 조절된다. Fig. 14는 정익과 동익을 장착한 시험장치를 보여주고 있다.

본 시험장치에서는 정익은 일체형으로 제작되었으며 동익은 여러 형상에 대하여 시험이 가능하도록 디스크에서 분리할 수 있도록 제작되었다. 또한 동익의 입사각도를 변화하기 위하여 여러개의 디스크를 제작하였다.

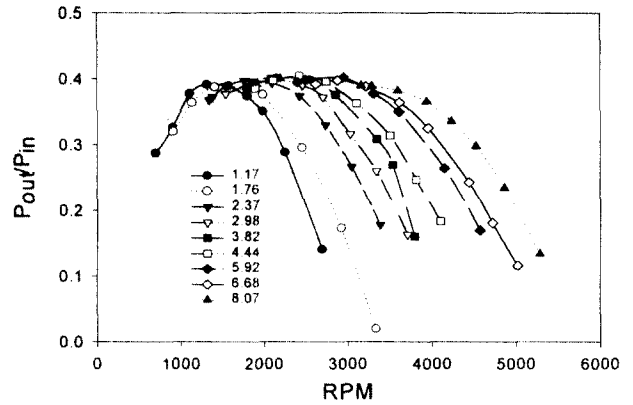


Fig. 15 Output power with various RPM

시험장치 앞부분의 원추형상은 환형의 균일한 유동을 형성하기 위하여 제작하였으며 이부분은 풍동의 축소부에 들어간다. 제작된 원추형상으로 시험한 결과 정익 입구부에서의 유동은 반경방향으로 균일한 유동을 얻었으며 40m/sec에서 난류강도는 0.5%이하였다. 다이내모미터는 직류전류를 조정하여 전기적인 제동을 발생시켜 토오크와 회전속도의 조절이 가능하도록 하였으며 3600RPM에서 7.5마력의 출력을 얻게된다. 최대 토오크는 250kgf·cm이며 토오크 검출기의 로드셀은 ± 0.5% 이하의 정도를 갖고 있다.

Fig. 15에서 여러 선도에 따른 값은 입력으로 단위는 kW를 나타낸다. 입력이 2.98kW의 경우에는 축방향 속도가 40m/sec를 나타내었으며 입력이 2.37kW인 경우에는 36.5m/sec를 나타내므로 이 범위가 설계점에 가까운 영역이 된다. 따라서 두 곡선(역삼각형의 심볼을 가짐)의 변화를 보면 설계점과 같은 1800RPM 영역에서 최고의 효율이 얻어짐을 알 수 있다. 그러므로 앞서 언급되어진 터빈의 설계기법은 상당히 정확하다는 것을 알 수 있다. 입력의 증가에 따라 축방향 속도도 증대하여지는데 입력이 8.07kW가 되는 경우에는 55.5 m/sec가 되었다. 따라서 설계되어진 블레이드에서 최고의 효율을 얻기 위하여서는 회전속도의 증가가 필요하게 된다. Fig. 15의 결과를 보면 입력의 증대와 함께 최고 효율점의 위치는 회전속도가 증가하고 있음을 알 수 있다. 다이내모미터에서의 출력은 설계된 속도삼각형을 만족하게 되면 입력에 비례하여 출력을 얻게됨을 알 수 있다. 그리고 입력과 출력의 비는 최고 효율의 회전수에서는 비슷하게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 15의 결과에서 단단의 터빈장치이므로 출구에서의 유용에너지를 고려하지 않았다. 작동에서는 입력의 증대 따라 출구에서의 유용에너지는 증가

한다. 즉 입력의 증대에 따라 회전수가 크지고 출력도 증가한다. 하지만 같은 속도삼각형으로 작동되어지고 있으므로 입력과 출력과의 비는 동일하게 나타나야 하며 실험의 결과에서도 입력과 출력의 비는 비슷하게 보여주고 있다.

6. 결 론

3차원 축류형 익형의 시험장치를 설계 및 제작하게 되어 여러 설계기법에 대한 평가가 가능하게 되었으며 고효율 익형의 설계기법에 대한 연구가 가능하게 되었다. 본 연구에서 제시된 3차원 익형의 설계기법은 설계점에서 최대효율점을 얻게 되었으므로 터보기계류의 익형설계에 활용 가능하다고 하겠다. 또한 익형 효율향상에 직접적인 영향을 미치는 형상변수의 설정에 대한 연구가 가능하게 되었다.

후 기

본 연구는 항공기부품기술연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

1. J. I. Cofer, J. K. Reinher and W. J. Summer, "Advances in Steam Path Technology", GER-3713B, pp. 1~25, 1993
2. W. L. Stewart, "A Study of Axial-Flow Turbine Efficiency Characteristics in Term of Velocity Diagram Parameters", ASME-61-WA-37, 1961
3. J. H. Harlock, "Axial Flow Turbine", R.E.K Publishing Company, 1973,
4. A. J. Glassman, "Users Manual and Modeling Improvements for Axial Turbine Design and Performance Computer Code TD2-2", NASA- CR-189118, 1992
5. H. Cohen, G. F. C. Rogers and H. I. H. Saravanamuttoo, "Gas Turbine Theory" Third edition, Longman Scientific & Technical, 1993
6. W. L. Stewart and A. J. Glassman, "Blade Design", Turbine Design and Application Vol. 2, NASA, 1973
7. A. Demeulenare and R. Braembussche, "Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery Blading Design", J. of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 247~254, 1998
8. M. Engeli, H. J. Zollinger and J. C. Allemann, "A Computer Program for the Design of Turbomachinery Blades", ASME 78-GT-36, 1978
9. J. Jiang and T. Dang, "Design Method for Turbomachine Blades with Finite Thickness by the Circulation Method", J. of Turbomachinery, Vol. 119, pp. 539~543, 1997
10. L. J. Pritchard, "An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry Model", GT-85-219, 1985
11. T. Korakiantis, "Prescribed-Curvature-Distribution Airfoils for the Preliminary Geometric Design of Axial-Turbomachinery Cascades", J. of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 325~333, 1993
12. S. Y. Cho, K. S. Oh and B. S. Choi, "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, 2000
13. G. W. Wilson and T. Korakianitis, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines", 2nd edition Prentice Hall, 1998
14. T. Korakianitis and P. Papagiannisis, "Surface-Curvature-Distribution Effects on Turbine-Cascade Performance", J. of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 334~341, 1993,
15. D. G. Ainley and G. C. R. Mathieson, "An Examination of the Flow and Pressure Losses in Blade Rows of Axial-Flow Turbines", R&M No. 2892, Aeron. Research Comm. U.K, 1951,
16. J. C. Dunavant and J. R. Erwin, "Investigation of a Related Series of Turbine-Blade Profiles in Cascade", NACA TN 3802, 1596