

구심터빈의 노즐 내부 유동에 대한 시험 연구

강정식*· 임병준* · 안이기*

An Experimental Study on Flow in the Nozzle of a Radial Turbine

Jeong-Seek Kang^{*†}, Byeung-Jun Lim^{*}, Iee-Ki Ahn^{*}

Key Words : Nozzle(노즐), Radial Turbine(구심터빈), Pressure Distribution(압력 분포), Expansion Ratio(팽창비)

ABSTRACT

Experimental study on the flow field inside the nozzle for radial turbine was performed. At design point, the pressure is high and the Mach number is low at the pressure side of the nozzle inlet semi-vaneless space as the flow turns through the nozzle vanes. As the flow accelerates through the nozzle passage to the throat the pressure level at the pressure and suction sides becomes similar. The flow continued accelerating from the throat to the inlet of turbine wheel and the pressure field became uniform in the circumferential direction in the vaneless space. In high expansion ratio condition, strong favorable pressure gradient band region occurred just after the throat in the semi-vaneless space in the circumferential direction and the pressure became uniform in the circumferential direction after this band. In low expansion ratio condition, core flow acceleration is dominant after the throat and this non-uniform pressure field reached to the inlet of turbine wheel.

1. 서 론

구심터빈은 축류터빈에 비하여 단당 팽창비가 높은 특징이 있어서 보조동력장치와 마이크로터빈의 소형 가스터빈이나 터보차저나 항공기용 Air cycle machine 등에서 많이 사용된다. 구심터빈이 높은 성능을 얻기 위해서는 베인(vane) 노즐의 사용이 필수적이다. 베인 노즐은 터빈 휠 입구에서의 적절한 속도와 유동각을 형성하는 역할을 하며, 이를 위하여 노즐 내부에서는 유동이 Turning 하는 동시에 가속된다.

터빈 노즐과 유사한 형상인 원심압축기의 베인디퓨저에서는 유동이 감속하면서 역압력구배가 발생하여 유동의 박리나 선회실속, 압축기의 서지 등에 영향을 미치므로 성능이나 설계 등에 관한 많은 연구가 수행되었고, 베인디퓨저 내부에서 압력 분포를 측정하는 연구^(1,2,3,4,5)도 많다. 그런데 터빈 노즐 내부에서는 유동이 가속되면서 압력이 낮아지므로 유동의 박리에 대

한 염려가 적고, 스톨이나 서지 같은 특이 현상이 발생하지 않아서 노즐 내부의 유동에 대해서는 알려진 바가 많지 않다. Khalil 등⁽⁶⁾이 노즐 조립체에 대한 성능시험을 통해 손실 모델을 제시하였으며, Hashemi 등⁽⁷⁾은 노즐 캐스캐이드의 유동시험을 통해 유동특성과 손실에 대하여 연구하였으며, 강정식 등⁽⁸⁾과 Kang 등⁽⁹⁾은 구심터빈의 노즐을 포함하여 입구에서부터 출구에 이르기까지 벽면에서의 압력을 측정하여 터빈 내부에서 압력이 팽창하는 경향과 성능을 분석하였다.

본 연구에서는 베인 노즐의 내부에서의 상세한 유동현상을 시험적으로 연구하였다. 설계점 및 탈설계점에서의 노즐 내부에서 압력장을 측정하였으며, 유동측정과 유동해석 결과로부터 얻은 손실 데이터를 이용하여 노즐 내부에서 마하수 분포를 해석하였다.

* 한국항공우주연구원

† 교신저자, E-mail : jskang@kari.re.kr

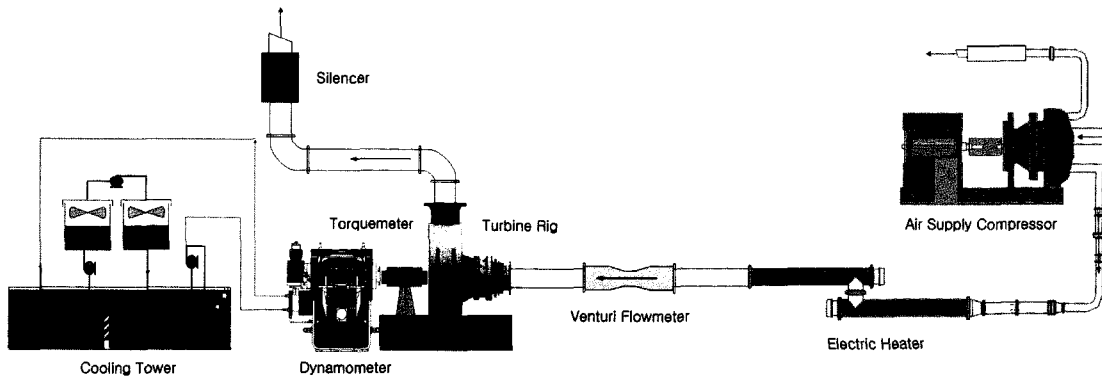


Fig. 1 Schematic drawing of high temperature turbine test Facility (HTTTF)

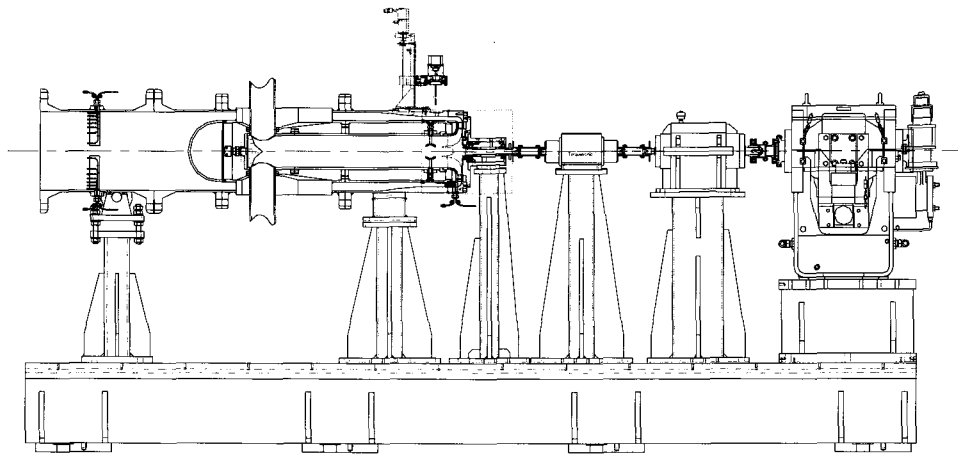


Fig. 2 Drawing of radial turbine test rig

2. 터빈 시험 설비 및 리그

2.1 터빈 시험 설비

구심터빈의 시험은 항우연의 고온터빈성능시험설비(High Temperature Turbine Test Facility, HTTTF)에서 수행되었다. HTTTF는 산업용 압축기와 전기히터를 사용하여 고온고압의 공기를 생성하여 시험용 터빈을 연속적으로 구동하여 터빈 시험을 수행하며, 정밀한 토크측정을 위한 토크센서와 기어박스를 통해 연결된 수력동력계를 사용하여 터빈의 회전속도를 제어하고 동력을 흡수할 수 있는 터빈 시험설비로서⁽¹⁰⁾ Fig. 1에 시험설비의 개념도를 나타내었으며, 시험설비의 사양은 Table 1에 나타내었다.

2.2 시험용 구심터빈

시험용 터빈은 보조동력장치(APU)용 터빈으로서 노즐의 입구는 연소기로부터 들어오는 고온가스의 통로와 연결되어 있다. APU와 같은 마이크로터빈급 가스터빈의 경우 연소기로부터

Table 1 Specification of HTTTF

항목	단위	사양	
최대 속도	rpm	30,000	
최대 토크	Nm	895	
최대 동력	kW	1,865	
최대 공기유량	kg/s	7	
최대 입구 압력	kPa	550	
최대 터빈 입구 온도	유량 2.1kg/s 미만	℃	700
	유량 2.1kg/s 이상	℃	400

터 나오는 고온가스의 유로는 터빈 노즐로 들어가기 직전에 축방향의 유동에서 반경방향으로 유동방향이 90도 전환된다. 본 시험리그는 이 형상을 실제 엔진의 형상과 동일하게 모사하기 위하여 Fig. 2와 같이 리그를 제작하였다.

터빈노즐은 19개의 베인을 가지고 있으며, 이 베인의 2차원 형상은 베지어(Bezier) 곡선을 이용하여 설계하였다. 시험용 터빈 노즐과 터빈 휠의 형상을 Table 2에 나타내었으며 3차원

Table 2 Test turbine and nozzle

Number of Blade	-	12
Number of Nozzle Vane	-	19
Diameter of Turbine Wheel (D2)	mm	175.74
Diameter of Nozzle Vane Exit	mm	185.24
Diameter of Nozzle Vane Inlet	mm	228.46
Diameter of Inlet Duct Hub (D3)	mm	240.2
Nozzle Height	mm	17.3
Diameter of Wheel Exit Tip	mm	123.2
Diameter of Wheel Exit Hub	mm	40.0

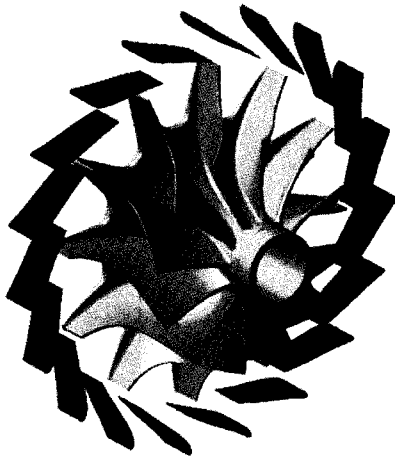


Fig. 3 3D modeling of radial turbine and nozzle

Table 3 Selected analysis points

Test point	Condition	ER	Speed(%)
DP	Design point	2.94	100
A	High speed & high ER	3.38	110
B	Low speed & high ER	3.24	80
C	Low speed & low ER	2.15	95

형상은 Fig. 3에 나타내었다.

터빈의 시험조건은 실제 엔진에서의 마하수, 팽창비, 유량 계수등 무차원 파라미터가 동일한 조건에서 작동하였으며 설계점에서의 시험조건을 Table 3에 나타내었다.

2.3 Instrumentation

터빈의 입구에는 I형의 레이크(Rake)를 사용하여 21개의 전 온도 및 전압력을 측정하였으며, 터빈의 출구에서는 Arc 형의 레이크를 사용하여 36개의 전온도 및 전압력을 측정하여 터빈의 성능을 측정하였다. 노즐에서의 압력분포는 Fig. 4와 같이 허브면에서 36개의 정압력을 측정하였으며, 쉬라우드면에서는 40개의 압력을 측정하였다. 터빈에서 생성되는 토크는 토크센

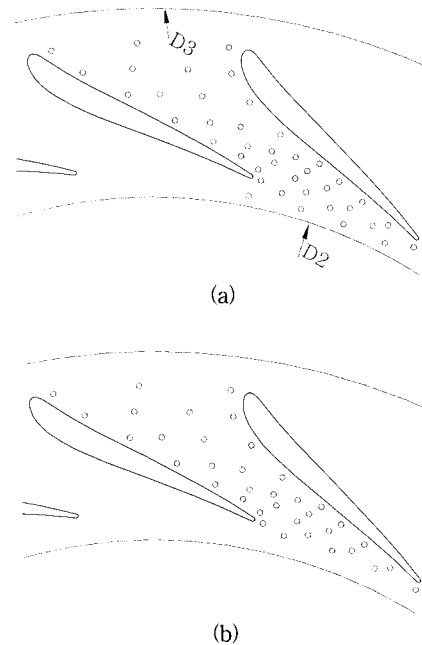


Fig. 4 Nozzle vane and location static pressure taps (a) 40 pressure taps at shroud (b) 36 pressure taps at hub

서를 사용하여 측정하였으며, 터빈의 효율은 측정된 토크를 기준으로 계산하였다.

터빈 노즐의 입구에는 Fig. 2에서 보듯이 3공 프로브와 자송이송장치를 사용하여 입구 유로의 7~98% 깊이와 원주방향으로 0.5도 간격으로 30도의 유로 면적에 대하여 유동을 측정하였다. 그리고 3공 프로브를 설치한 유로의 허브면과 쉬라우드 면에는 각각 원주방향으로 90도 간격으로 4개씩의 압력을 측정하였다.

3. 시험결과

3.1 터빈 성능지도

터빈 성능시험은 설계속도의 50% 속도부터 110% 속도까지 5% 간격으로 수행하였고, 다양한 팽창비에 대하여 성능을 측정하였다. 측정된 터빈의 성능을 설계점(DP, 100% 속도, ER=3.096)에서의 효율로 무차원화 한 값을 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 보듯이 70% 속도 미만에서는 팽창비(ER)가 증가할수록 효율은 조금씩 줄어드는 경향이 있으나, 75% 속도에서는 팽창비에 대해 효율이 거의 일정하고, 80~90% 속도에서는 최대 효율을 보이는 팽창비가 있고 이 팽창비값 전후로 효율이 조금 감소하는 경향이 있으며, 95%이상에서는 팽창비가 증가할수록 효율이 점점 증가하며 효율이 증가하는 기울기도 커진

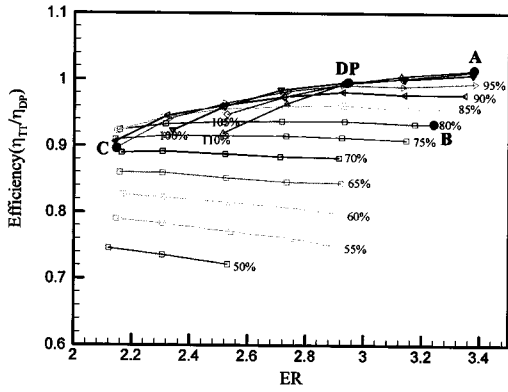
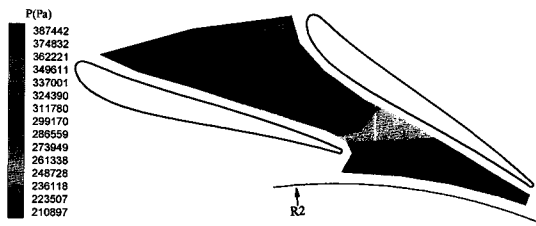
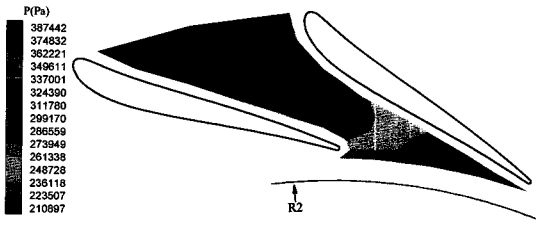


Fig. 5 Non-dimensionalized turbine map



(a) Shroud



(b) Hub

Fig. 6 Pressure distribution inside the nozzle wall at DP

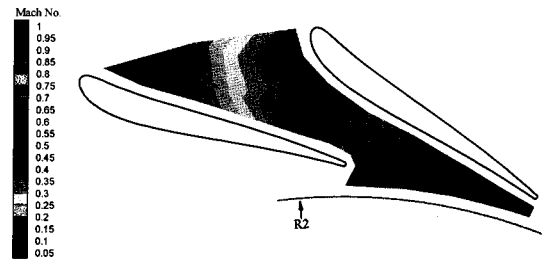
다. Fig. 5에서 성능을 측정하는 모든 조건에서 노즐에서의 유동을 측정하였으나 Table 3에 나타난 대표적인 시험조건에 대하여 시험결과를 설명하였다.

3.2 설계점에서의 노즐 내부 유동

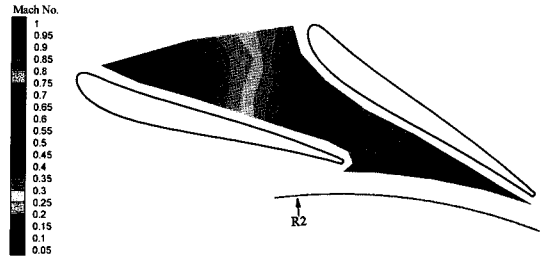
노즐 내부에서 정압력(static pressure)과 전압력(Total pressure)을 알면 식 (1)과 같이 마하수를 계산할 수 있다.

$$\frac{P_o}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (1)$$

Verdonk⁽⁴⁾는 이 식을 원심압축기의 베인 디퓨저에서의 마하수 계산에 적용하였다. 그런데 압력측정을 통하여 정압력은 알 수가 있으나 전압력은 좁은 공간에 고속의 유동이 흐르므로



(a) Shroud



(b) Hub

Fig. 7 Mach number distribution inside the nozzle wall at DP

직접 측정이 어려운 점이 있다. 그래서 시험조건과 동일한 조건에서 3차원 유동해석을 수행하여 노즐에서 손실을 계산하였고, 노즐 입구에서 3공 프로브로 상세하게 측정된 전압력과 노즐 내부의 손실로부터 노즐 각 부분에서의 전압력을 계산하였다. 이 전압력과 노즐 내부에서 측정된 정압력을 이용하여 노즐 내부가 단열되었다는 가정 하에 식(1)을 사용하여 노즐 내부에서의 마하수를 계산하였다. 터빈 시험리그는 단열재를 사용하여 단열되어 있다.

설계점(DP)에서 측정된 노즐 내부의 압력분포를 Fig. 6에 나타내었고, 마하수 분포는 Fig. 7에 나타내었다. 노즐 입구의 semi-vaneless 공간에서는 노즐의 압력면의 압력이 높고 마하수가 낮게 측정되었는데, 이것은 노즐의 상류에서 유동각이 0도에 가까운 유동이 노즐 vane에 의해 Turning이 발생하면서 발생하는 현상이다. 유동이 노즐 내부로 들어가서는 베인의 압력면과 흡입면의 압력이 비슷해지면서 마하수가 비슷해지는 데 이것은 노즐을 통해 유동이 효과적으로 Turning 되었음을 알 수 있다. 유동이 노즐의 목에 이르러서는 압력면과 흡입면의 압력이 더욱 비슷해지며, 마하수는 0.75~0.77이 된다. 유동은 노즐의 입구에서부터 목에 이르기까지 계속 가속하면서 압력이 낮아진다. 노즐의 목에서는 노즐 베인의 방향과 수직방향으로 압력장(pressure field)이 형성되었으나 출구 semi-vaneless 공간 내부에서는 흡입면에서의 가속이 느려지면서 원주방향으로 균일한 압력장으로 전환되며 터빈 휠의 입구에서는 원주방향으로 압력이 거의 균일해지며 마하수는 약 0.95까지 가속되었다.

노즐 내부 유동을 전체적인 경향을 정리하면 노즐의 입구에서부터 터빈 휠에 이르기까지 노즐 내부에서는 계속 유동이 가속되면서 압력이 낮아지며, 허브면과 쉬라우드면의 압력은 노즐 입구에서부터 노즐 출구에 이르기까지 비슷한 경향을 보인다.

3.3 높은 팽창비에서의 노즐 내부 유동

압축기의 베인 디퓨저에서는 임펠러의 회전속도와 유량계수에 따라 디퓨저 입구에서의 유동각이 변하므로 이것이 디퓨저의 성능과 디퓨저 내부에서의 유동에 큰 영향을 미친다. 그래서 유량계수가 큰 조건에서는 디퓨저의 목(throat) 이후에서는

유동이 가속되어 압력이 하강하는 구간이 발생하고, 초킹(choking) 조건에서는 목 이후에서 유동이 가속 된 이후에 충격파가 발생하고 다시 압력이 상승하기도 하지만, 저유량 조건에서는 디퓨저의 전 영역에서 압력이 상승한다.^(1,2,3,4,5) 이에 비교하여 터빈 노즐의 경우에는 터빈을 흐르는 유량과 터빈의 회전속도와 무관하게 입구 유동각이 거의 0도로 일정하므로 유량이나 터빈의 회전속도가 노즐 내부의 유동에 미치는 영향이 상대적으로 적다.

높은 팽창비 조건인 Fig. 5의 “A”조건에서의 압력분포와 마하수 분포를 각각 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 노즐 입구의 semi-vaneless 공간에서는 유동이 베인을 따라 Turning 하면서 압력면의 압력이 높고 속도가 낮은 현상이 관찰되었고, 유동이 목을 향해 흐르면서 가속되면서 압력이 낮아졌다. 노즐 입구에서 노즐의 목까지의 유동 패턴은 설계점에서의 결과와 유사하다. 그런데 유동이 노즐의 목에 이르러서는 베인의 압력면에서부터 원주방향으로 강한 순압력구배의 띠가 발생하여 흡입면에 까지 닿는다. 허브면(Fig. 8(b))에서는 이 띠가 노즐의 목의 끝부분인 trailing edge에서부터 발생하지만 쉬라우드면(Fig. 8a)에서는 이 띠가 목 안쪽의 압력면에서부터 시작하므로 이 띠는 허브와 쉬라우드 면에서 기울어진 형상으로 존재함을 알 수 있다. 그래서 노즐 목의 대부분의 영역은 이 띠에 비하여 상류에 존재하여 급격한 가속이나 압력 강하가 없고 자연스러운 유동가속이 발생한다. 그리고 이 띠를 지나서는 압력장은 원주방향으로 균일한 방향으로 전환되며 유동은 계속 가속되어 거의 음속에까지 이른다.

팽창비는 “A”조건과 같이 설계점 팽창비보다 높으나 터빈의 회전수는 설계점의 80% 속도인 “B”조건에서의 압력분포와 마하수 분포를 각각 Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다. 이 조건에

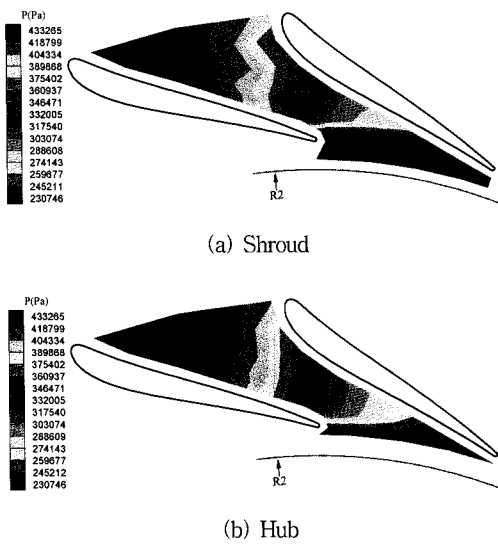


Fig. 8 Pressure distribution inside the nozzle wall at “A”

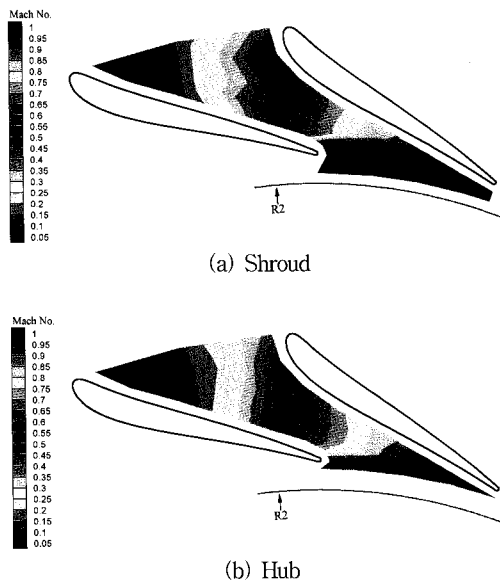


Fig. 9 Mach number distribution inside the nozzle wall at “A”

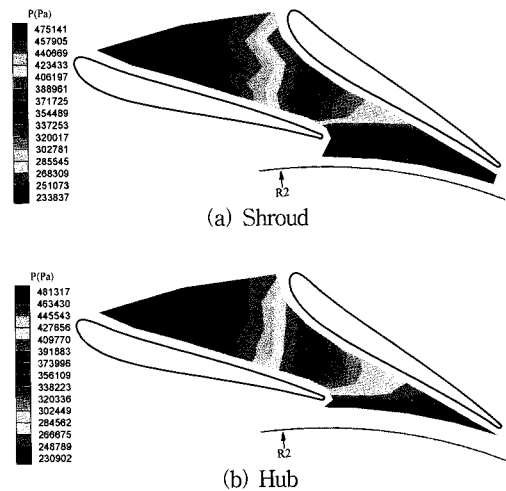
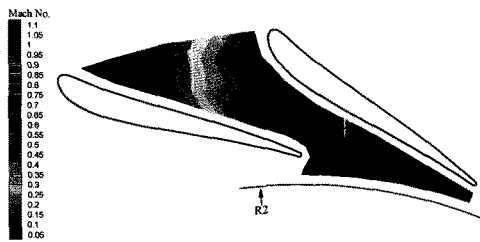
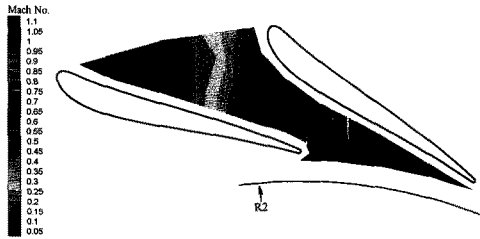


Fig. 10 Pressure distribution inside the nozzle wall at “B”

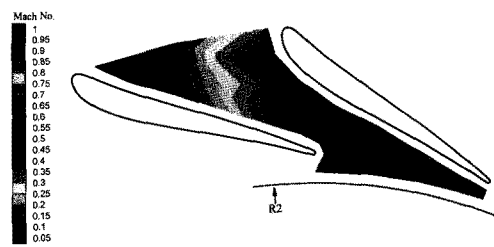


(a) Shroud

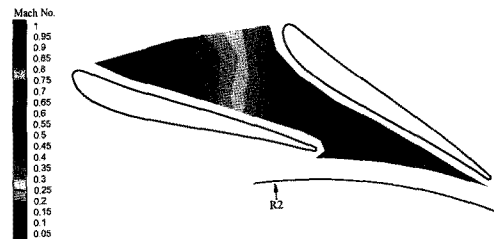


(b) Hub

Fig. 11 Mach number distribution inside the nozzle wall at "B"

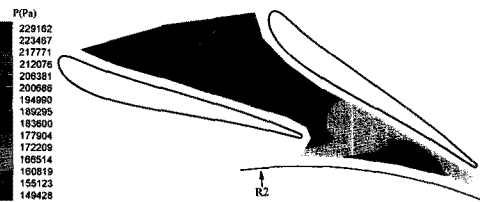


(a) Shroud

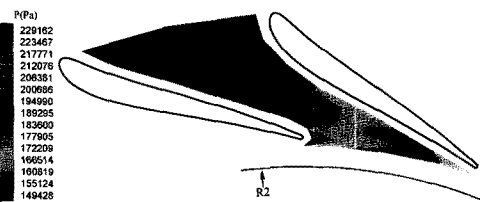


(b) Hub

Fig. 13 Mach number distribution inside the nozzle wall at "C"



(a) Shroud



(b) Hub

Fig. 12 Pressure distribution inside the nozzle wall at "C"

서는 터빈의 회전수가 "A" 조건보다 낮아서 터빈 블레이드의 회전에 의한 유로폐쇄(Blockage)효과가 낮으므로 유량이 "A" 조건보다도 15.5% 더 많은 조건이다. 그리고 터빈 출구에서의 전압력이 높아져서 동일한 팽창비 작동을 위해 노즐 입구의 전압력도 높아졌다. Fig. 10에서 보듯이 "A"조건에서와 거의 동일한 위치에서 강한 순압력구배의 띠가 발생하는 현상을 관찰할 수 있었다. 그리고 이 띠의 주변에서 마하수가 1을 넘어 초음속 유동이 되었으며 유동은 측정된 영역까지는 계속 가속하였으며 결국에는 초음속 유동이 되어 터빈휠로 유입되었을 것으로 생각된다.

3.4 낮은 팽창비에서의 노즐 내부 유동

설계점보다 팽창비가 많이 낮은 "C"조건에서의 압력분포와 마하수 분포를 각각 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다. 노즐 입구의 semi-vaneless 공간에서는 유동이 베인을 따라 Turning하면서 압력면의 압력이 높고 속도가 낮은 현상이 관찰되었고, 유동이 목을 향해 흐르면서 가속되면서 압력이 낮아졌는데 이 현상은 설계점과 "A"조건에서의 결과와 유사하다. 터빈 노즐은 유량과 터빈 회전속도에 관계없이 노즐 입구의 유동각이 0도로 일정하므로 노즐 입구에서부터 목까지의 유동 패턴은 유사함을 알 수 있었다. 노즐의 목을 지난 후에도 유동은 계속 가속되면서 압력은 떨어지지만 설계점이나 고팽창비 조건과 다른 점은 압력면과 흡입면 사이의 유로의 가운데(Core) 부분에서 유동의 가속이 양쪽 벽면보다 높아서 압력이 낮으며 이번 유동 패턴이 터빈 입구까지 계속된다는 점이다. 그래서 터빈휠의 입구로는 원주방향으로 더욱 불균일한 유동이 유입된다.

4. 결 론

설계점 및 탈설계점에서의 구심터빈의 노즐 베인 내부에서의 유동현상을 연구하였다. 설계점에서는 유동이 노즐 베인을 따라 Turning하면서 노즐 입구의 semi-vaneless 공간의 압력면에 압력이 높고 속도가 낮은 현상이 발생하며 노즐 내부에서는 유동이 베인을 따라 흐르면서 가속되고, 허브면과 쉬라우드면의 압력 및 압력면과 흡입면의 압력도 비슷해진다. 노즐의 목을 지나서도 유동은 계속 가속되었으며 터빈휠에 이르기 전

에 압력장이 원주방향으로 균일해진다.

높은 팽창비 조건에서는 노즐 목의 하류에서 강한 순압력 구배를 형성하는 때 영역이 원주방향으로 분포하는 현상이 발생하였으며, 이 때 모양 이후에는 압력장이 원주방향으로 균일하게 분포하였다.

낮은 팽창비 조건에서는 노즐 목의 하류에서 코어 부분의 유동 가속 현상이 두드러졌으며 이 현상은 터빈 휠의 입구까지 이어져서 터빈 휠에는 원주방향으로 불균일한 유동이 유입되었다.

후 기

본 연구는 “KHP 민군겸용핵심구성품개발사업”의 일환으로 수행되었으며 관계자 분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Kano, F., Tazawa, N. and Fukao, Y., 1982, “Aerodynamic Performance of Large Centrifugal Compressors,” ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 796~804.
- (2) Krain, H., 1981, “A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow,” ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 688~696.
- (3) Yoshinaga, Y., Gyobu, I., Mishina, H., Koseki, F. and Nishida, H., 1980, “Aerodynamic Performance of a Centrifugal Compressor With Vaned Diffusers,” ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, pp. 486~493.
- (4) Verdonk, G., 1978, “Vaned Diffuser Inlet Flow Conditions for a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor,” ASME Paper No. 78-GT-50.
- (5) 강정식, 강신형, 2001, “원심압축기 채널디퓨저 내부의 압력 분포에 관한 연구,” 대한기계학회논문집 B권, 제25권 제4호, pp. 507~513.
- (6) Khalil, I. M., Tabakoff, W. and Hamed, A., 1976, “Losses in Radial Inflow Turbines,” ASME Journal of Fluids Engineering, Sept., pp. 364~371.
- (7) Hashemi, S. G. R., Lemak, R. J. and Owczarek, 1984, “An Investigation of the Flow Characteristics and of Losses in Radial Nozzle Cascades,” ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 106, pp. 501~510.
- (8) 강정식, 임병준, 양재준, 안이기, 2009, “APU용 구심터빈의 공력리그시험,” 대한기계학회 유체공학부문 춘계학술대회 논문집, pp. 348~353.
- (9) Kang, J. S., Yang, J. J., Cha, B. J., Ahn, I. K. and Lee, D. S., 2009, “An Experimental Study of a Radial Inflow Turbine for an APU,” ACGT2009-TS29, Tokyo, Japan.
- (10) 강정식, 양재준, 차봉준, 안이기, 2008, “2500마력급 고온 터빈 성능시험설비의 개발,” 제16회 지상무기 학술대회, pp. 181.