

스칼롭이 구심터빈의 성능에 미치는 영향

조수용*[†] · 최범석** · 임형수**

Effect of Scallop on the Performance of Radial-Type Turbine

Soo-Yong Cho*[†], Bum-Seog Choi**, Hyung-Soo Lim**

Key Words : Radial Turbine(구심터빈), Scallop(스칼롭), Axial Thrust(축추력), Organic Rankine Cycle Turbine(유기랭킨사이클터빈), Efficiency(효율)

ABSTRACT

The radial-type turbines have been used not only for aviation but also for small power generation. In particular, it is applied as a core part of the turbocharger used to improve the performance of the transportation engine. Recently, according to the rise of research on renewable energy, it is also widely used as a generator of the organic Rankine cycle. However, the axial thrust on the radial turbine applied to the organic Rankine cycle is greatly increased because the working fluid must not be leaked to the outside the turbine. Therefore, the purpose of this study is to investigate the reduction of axial thrust as well as the reduction of efficiency when a rotor of the radial-type turbine is scalloped. For this purpose, three rotors having different scallop ratios were designed and analyzed numerically with an non-scalloped rotor. As a result, when the scallop ratio was 0.45, the efficiency was reduced by about 4%, and the axial thrust was reduced to 29%.

1. 서 론

구심형 터빈은 축류형, 혼합형 터빈과 같이 항공용뿐만 아니라 산업용으로도 다양한 분야에 사용되고 있다. 구심터빈은 비속도가 상대적으로 낮아 대출력보다는 소출력을 요구하는 곳에 많이 적용되므로, 적은 출력을 얻기 위한 발전장치에 사용된다. 특히 수송용 장치에 적용되는 엔진의 출력 향상을 위한 터보차저의 핵심부품으로 널리 적용되고 있다.

구심터빈에 있어서 스칼롭(scallop)은 터빈 로터 팁부분에서 익형(blade)과 익형 중간 부분에 있는 영역의 일부를 제거하는 것을 의미한다. 이러한 경우에 로터 중량의 감소와 극관성모멘트의 저감을 얻을 수 있다. 하지만 로터 뒷면(back face)과 허브면의 일부 제거로 인하여 효율의 감소가 발생될 수 있다. 특히, 엔진에 사용되는 터보차저의 경우는 빠른 응답성이 엔진 성능에 미치는 영향이 크기 때문⁽¹⁾에 많은 경우에 스칼롭 터빈을 적용^(2,3)하고 있다.

구심터빈의 또 다른 용도와 스칼롭 적용의 필요성은 유기

랭킨 사이클을 이용한 발전용 장치에 있다. 최근 작동유체를 공기가 아닌 다양한 종류의 냉매를 사용하는 구심터빈이 발전용 장치로 적용되고 있는데, 이러한 이유는 화석연료의 고갈과 이산화탄소로 인한 지구 온난화에 대한 대책으로 신재생에너지와 관련한 연구가 많이 추진되고 있기 때문이다. 이를 위하여 산업체에서 발생하는 폐열에너지의 회수나, 태양열 및 해수온도차 발전과 같은 분야에서 유기랭킨 사이클을 이용한 발전장치에 구심터빈이 많이 사용되고^(4,5) 있다.

터빈의 작동유체로 냉매를 사용하게 되는 경우에, 냉매에 따라 약간의 차이는 있지만, 일반적으로 작동유체의 음속은 공기의 1/3 수준으로 상당히 낮다. 따라서 출력 증가를 위하여 기존에 추천되었던 블레이드의 설계면수 값과는 다르게 적용하여 설계를 하는 경우가 발생되며, 이러한 설계에 관한 연구결과⁽⁶⁻⁸⁾들이 발표되고 있다. 하지만 터빈의 개발에 있어서 효율은 상당히 중요한 요소이기는 하지만 터빈의 작동과 관련한 부분에 대한 고려도 상당히 중요하다. 특히, 작동 유체가 환경적으로 영향을 미치는 경우에는 터빈내부는

* 경상대학교, 항공기부품기술연구센터 (ReCAPT, Gyengsang National University)

** 한국기계연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실 (Department of Energy Conversion, Korea Institute of Machinery and Materials)

† 교신저자, E-mail : sycho@gnu.ac.kr

외부와 완벽히 차단되어야 한다.

터빈에서 회전축과 고정된 케이싱 간에 씰링을 하여 내부의 고온고압 작동유체가 외부로 누설되는 것을 방지한다. 하지만, 경우에 따라서 약간의 누설을 형성하게 되면 효율 감소의 단점이 있는 반면에, 누설에 따른 장점으로 마찰력 감소, 유지보수 감소 및 축추력의 감소 등이 있으므로 이러한 특성을 고려하여 씰을 선정하게 된다. 하지만 유기랭킨 사이클에 적용되는 터빈의 경우는 작동유체의 분사속도에 따라 회전수에 제한이 있으므로 터빈의 크기가 증가하게 된다. 또한 작동유체의 완전한 씰링으로 인하여 터빈에서 발생하는 추력은 상당히 증가⁽⁹⁾하게 된다. 따라서 추력의 감소를 위하여서는 터빈에 스캐럽을 적용하는 것이 필요하다. 하지만 스캐럽의 적용에 따른 효율 감소가 얼마나 발생하는지, 또한 축추력 감소의 효과는 어느 정도인지 파악하는 것이 터빈 설계에 있어서 아주 중요한 변수이다.

본 연구에서는 100°C 수준의 폐열 열원으로부터 유기랭킨 사이클을 이용하여 150 kW급의 발전을 얻기 위한 1단 구심터빈을 설계하였다. 아울러, 포일형의 쓰러스터 베어링을 적용하여도 원활한 작동이 될 수 있도록 터빈에서의 축방향 추력을 감소하고자 세 종류의 스캐럽 터빈을 설계하였다. 따라서 스캐럽이 없는 경우와 함께 스캐럽의 크기에 따라 효율 감소와 축추력 감소 효과를 수치해석적으로 연구하였다. 최종적으로 본 결과를 바탕으로 대용량의 저온 폐열을 활용할 수 있는 고효율 터빈 설계뿐만 아니라 축추력 감소를 고려한 설계에 도움이 되고자 한다.

2. 유기랭킨 사이클용 터빈설계

유기랭킨 사이클에 적용될 수 있는 작동유체는 상당히 많지만 작동조건에 따라 효율과 친환경적인 요소를 고려하여 작동유체를 선정⁽¹⁰⁻¹²⁾하여야 한다. 본 연구에서 100°C의 열원에서 효율적으로 작동할 수 있는 친환경적인 냉매인 R245fa를 선정⁽¹³⁾하였다. 터빈설계를 위하여서는 시스템 기준으로 사이클해석을 수행하여 터빈의 작동조건을 선정하게 되는데, 사이클해석에서 냉매의 물성치는 RefProp⁽¹⁴⁾을 사이클해석 프로그램에 연계하였다. 터빈의 효율은 터빈에서의 손실 모델을 사용하지 않고 설계점 효율을 85%로 단순화하여 사이클해석을 수행하였으며, 그 결과 150 kW의 출력을 얻기 위하여서는 터빈 입구조건으로 전온도와 전압력은 각각 74°C와 626 kPa를 얻었으며, 질량유량은 10.15 kg/s가 필요하였다.

회전수의 결정은 냉매의 사용에 따라 분사속도가 공기에 비하여 낮으므로 회전속도의 제한을 가져오게 된다. 터빈의 출력(ΔH_t)은 식 (1)과 같이 예상할 수 있는데, 만일 로터입구에서 스웰(C_{u4})이 없다고 하면 출력은 질량유량(\dot{m}), 회전속도(U_3), 분사선회속도(C_{u3})에 비례하게 된다. 하지만 분

사속도가 낮다고 회전속도를 증가하면 입사손실이 증가하게 된다. 이러한 이유는 구심터빈의 경우 입사손실을 줄이기 위하여서는 터빈의 자오면 기준으로 상대유동각(β_3)이 $-20 \sim -40^\circ$ 정도의 값을 가져야 하기 때문이다.

$$\Delta H_t = \dot{m}(U_3 C_{3u} - U_4 C_{4u}) \quad (1)$$

식 (1)에서 하첨자의 숫자는 자오면에서 터빈의 형상을 나타내고 있는 Fig. 1에서의 숫자가 나타내는 위치를 의미하며, 하첨자 u 는 회전방향을 의미한다. 구심터빈 로터 입구에서의 효율적인 입사각이 큰 이유는 다음과 같다.

터빈 내부에서의 유동이 각운동량을 유지한다고 하면 rC_u 는 일정한 값을 갖게 되는데, 이 때 자오면 기준으로 속도삼각형을 적용하여 로터입구와 내부에서의 유동각(β)을 결정하여 보면 식 (2)와 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\tan\alpha_3 + \tan\beta_3 = (\tan\alpha_3 + \tan\beta)\left(\frac{r}{r_3}\right)^2 \quad (2)$$

만일 로터 입구에서의 분사각(α_3)이 72° 라면 $r/r_3=0.9$ 의 위치에서 익형의 방향과 동일하게 유동을 유지하고자 한다면, 입구에서의 유동각(β_3)은 약 -30° 를 유지하여야 함을 알 수 있다. 이와 같이 입사손실을 줄이기 위하여 로터 입구에서의 상대속도 유동각(β_3)이 -30° 가 되기 위하여서는 로터 입구에서의 원주속도(U_3)를 이에 맞도록 선택하여야 함을 알 수 있다. 따라서 이러한 점을 고려하여 로터의 직경을 선정하였으며 회전수는 12,500 RPM으로 결정하였다.

Table 1은 앞서 설명한 방법으로 터빈을 설계하여 얻어진 치수를 보여주고 있으며, 치수와 관련한 기호의 의미는 Fig.

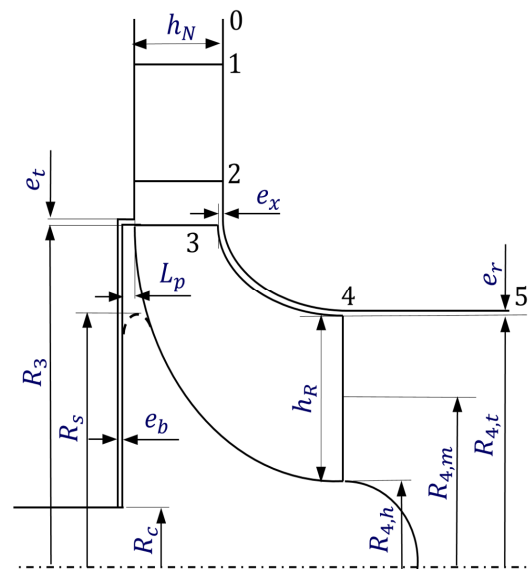


Fig. 1 Symbols at the meridional plane of turbine

Table 1 Dimension and flow condition at rotor

Rotor	Dimension
Rotor tip radius, R_3 [mm]	110.2
Height of nozzle and rotor, h_N, h_R [mm]	22, 48.2
Shaft radius and backplate, R_c, L_p [mm]	30, 5
Radius at rotor exit, $R_{4,t}, R_{4,m}, R_{4,h}$ [mm]	76.2, 57.6, 28
Clearance, e_r, e_x, e_b, e_t [mm]	0.3, 0.4, 0.6, 0.8
Three scallop radius, R_s [mm]	90.2, 78, 50
Rotor blade angle at inlet [degree]	0
Number of rotor blade	14
Flow angle at rotor inlet [degree]	75

1에서 나타내고 있는 기호와 동일하다. Fig. 2는 설계되어진 터빈의 형상들을 보여주고 있는데 스칼롭이 없는 형상(A-type)과 스칼롭이 있는 3종류의 터빈을 보여주고 있다. 스칼롭비(R_s/R_3)에 따라 B-type은 0.82, C-type은 0.71, D-type은 0.45의 스칼롭비를 갖고 있다.

3. 유동해석방법 및 검증

터빈의 경우는 압축기와 달리 유동이 압력이 저감되는 방향으로 형성되므로 내부유동장이 로터의 형상 변화에 따라 민감한 정도가 압축기에 비하여 상당히 낮다. 따라서 구심

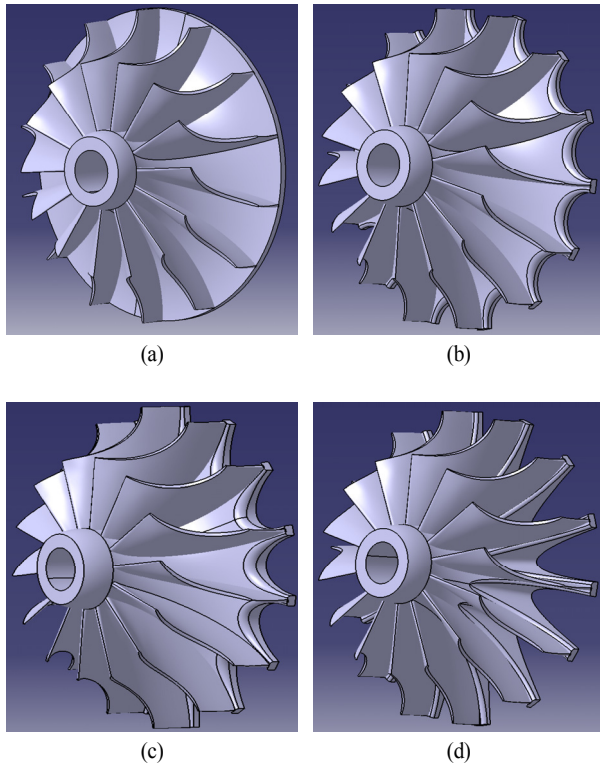


Fig. 2 Configuration of 4 rotors:
(a) A-type, (b) B-type, (c) C-type, (d) D-type

터빈의 연구결과는 압축기의 연구결과보다는 적다. 참고로 원심압축기의 임펠러 내부에서 측정된 내부유동장의 결과⁽¹⁵⁾를 기준으로 유동해석 알고리즘을 검증하여 보았으며, 실험의 결과와 상당히 잘 일치하는 것을 확인하였다. 따라서 압축기에 적용한 알고리즘을 본 연구에도 적용하였다.

본 연구에서는 터빈에 형성되는 축추력을 스칼롭의 적용으로 얼마나 줄일 수 있는지에 대한 연구도 수행하고 있다. 축추력에 가장 큰 영향을 미치는 부분이 터빈 뒷면에 형성된 압력이다. 또한, 이 영역(windage)은 스칼롭에 의하여 형성된 공간에서 압력면의 유동이 흡입면으로 빠져나가는 유동에도 영향을 미치게 될 뿐만 아니라 로터 뒷면에서의 압력분포는 축추력에 가장 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 본 알고리즘의 검증을 위하여 Fig. 3에서 보여주는 것과 같이 풍손영역(windage)과 동일한 작동을 하는 장치에서 얻어진 실험결과⁽¹⁶⁾를 바탕으로 비교검증을 수행하였다.

Fig. 4는 실험의 결과와 계산된 결과와의 비교를 보여주고 있다. 압력은 고정체(stator)의 표면을 따라서 측정된 것이며, 기호는 Fig. 3에서 나타낸 것과 동일하다. 정압력의 비교에서 레이놀드수의 증가에 따라 약간의 차이를 보이는 것은 무차원 정압력(P^*)의 계산에서 차이가 발생된 것이다. 실험에서는 입구에 블로워를 설치하여 공기를 공급하는데, 블로워의 압력에 따라 공급되는 공기량이 달라지게 된다. 고정체 표면에서 측정된 정압으로부터 무차원 정압력(P^*)을 계산하기 위하여 실험결과에서 정압력(P_a)을 사용하였지만 블로워에서의 압력에 대한 데이터가 없으므로 계산에서는 무차원 정압력(P^*)을 구하기 위한 정압력을 식 (3)과 같이 구하여 적용하였다.

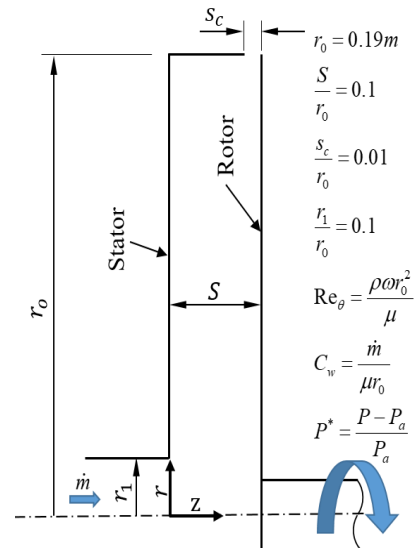
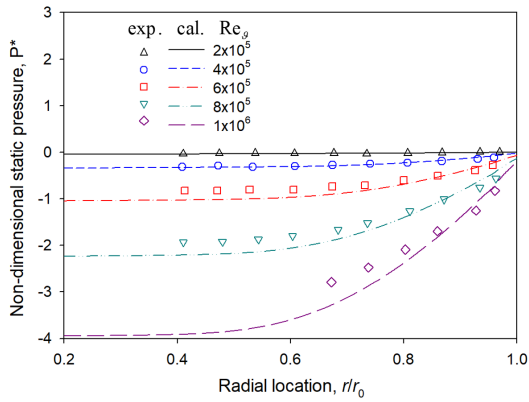
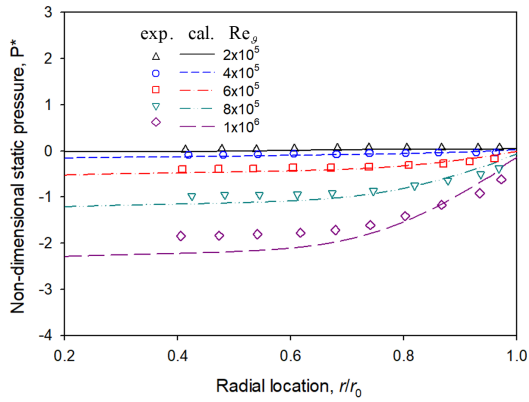


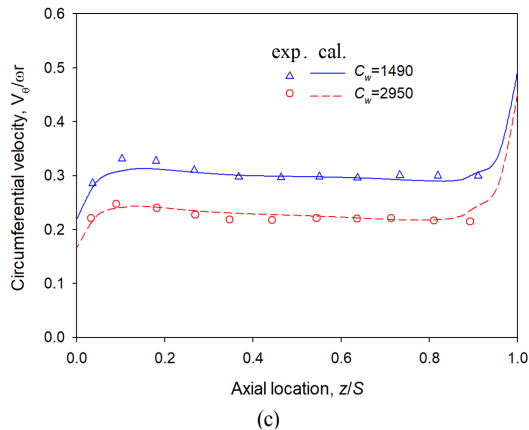
Fig. 3 Configuration of experimental device⁽¹⁶⁾ which is similar to windage region on the radial turbine (non-scale)



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 Static pressure distribution;
(a) $C_w=1490$, (b) $C_w=2590$, (c) Circumferential velocity distribution at $r/r_0=0.81$ with $Re_\theta=10^6$

$$P_a = \frac{\int_{outlet} \rho VP \cdot dA}{\int_{outlet} \rho V \cdot dA} \quad (3)$$

실험에서 레이놀드수가 증가하게 되면 계산에 적용되는 식 (3)의 정압력은 다소 낮아질 수 있다. 이러한 이유로 실험과의 정압력의 비교에서 레이놀드수가 증가하는 경우에 차이가 발생된 것으로 보인다. 하지만 속도는 이러한 영향

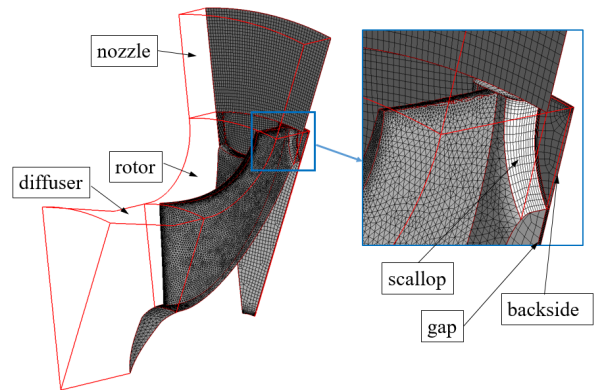


Fig. 5 Computational domains and surface grid

을 받지 않으므로 원주방향속도(V_θ)를 비교한 Fig. 3(c)에서는 레이놀드수가 10^6 임에도 불구하고 실험결과와 잘 일치하는 결과를 보이고 있다.

Fig. 5는 스칼롭된 로터를 사용하는 터빈에서의 계산영역(computational domain)과 블레이드에서의 격자를 보여주고 있다. 격자의 비대칭도(skewness)를 줄이기 위하여 일부 영역은 육각형 격자를 사용하였으며, 이를 위하여 전체 계산 영역을 6개의 세부계산영역으로 분할하였다. 이러한 세부계산영역은 Fig. 5에서 보여주고 있다. 세부계산영역에서 회전영역과 정지영역과의 경계는 프로젠(frozen)로터 방식을 적용하였으며, 노즐의 입구에 유동각을 고려하여 유동속도를 주었으며, 디퓨저의 출구에는 정압력으로 출구 조건을 설정하였다. 유로 하나를 기준으로 계산을 수행하였으므로 측면은 각각 회전주기조건을 부여하였으며, 작동유체는 R245fa로 설정하였다.

계산은 상용코드인 CFX⁽¹⁷⁾를 사용하였으며, 대류형은 high resolution을 사용하였다. 난류모델은 회전유동에 대하여 보다 정확한 결과를 보여주는 SST(shear stress transport) 모델을 적용하고, 벽함수는 벽에서부터의 격자까지의 거리에 따라 자동으로 전환되어 계산되는 자동전환방식을 사용하였다. 격자의 개수에 따른 독립성을 확인하기 위하여 계산요소(elements)의 수를 변경하면서 로터의 출력을 확인한 결과 총 계산요소가 60만 이상에서는 출력값의 변화가 일정 범위 내에 있음을 확인하였다. 따라서 네 경우 모두 동일한 격자방법으로 격자를 만들었으며, 아울러 벽면에서의 격자도 난류해석에 문제가 없도록 인플레이션(inflation)을 설정하였다.

계산은 정상상태로 수행하였으며, 노즐 계산영역에 노즐의 형상을 설치하지 않았다. 따라서 계산영역의 단순화가 가능하였으며, 단지 노즐 출구에서의 유동 방향은 일치시켰다. 또한 터빈 출구에서의 압력은 동일하게 2 bar의 정압력(절대압 기준)을 적용하였으므로 실제적인 작동과의 차이는 노즐에서 발생되지만 이러한 영향이 정상상태의 해석에서는 로터의 결과에 미치는 영향은 미미하다. 따라서 본

연구결과는 베인(노즐)이 없는 경우와 동일하지만 노즐이 있다면 단지 노즐영역에서의 전압력이 상승한 결과를 보여 줄 것이다.

4. 결과 및 분석

Fig. 6은 스칼롭이 없는 A-type 터빈에서의 유선을 보여 주고 있으며, R 은 회전방향을 나타내고 있다. 유선은 로터의 회전속도를 기준으로 상대속도를 사용하여 얻어진 것이다. 로터에서의 입사손실을 줄이기 위하여 노즐에서 분사되는 유동각은 자오면 기준으로 -30° 정도의 상대입사각(β_3)을 갖고 있음을 알 수 있다. 로터 출구 단면에서 보여주는 등고선분포는 엔트로피의 분포도를 보여주고 있다. 분포도에서 엔트로피의 절대값이 중요한 것이 아니라, 손실이 발생하는 영역이 어디에 있는지를 판단할 수 있다. 붉은색의 영역에서 손실이 증대하였음을 보여주고 있는데, 출구단면에서 쉬라우드와 흡입면의 구석영역에서 손실이 크게 형성되었음을 알 수 있다.

유선의 결과를 보면 로터 입구영역에서 블레이드와 블레이드의 중간영역에서는 유동이 블레이드의 형상과 잘 일치하고 있으나, 로터 팁부분의 압력면에서 유동의 바리가 미약하게 형성되고 있음을 보이고 있다. 이 바리로 형성된 와류는 유로를 따라 흐르면서 블레이드 팁간극의 유로에 영향을 미치고, 계속하여 흐른 유동은 출구단면 상부의 압력면 근처에 형성된 손실에 직접적인 원인이 되고 있음을 알 수 있다. 또 다른 와류는 블레이드의 압력면에서 흡입면으로 팁간극을 통하여 형성된 강한 와류는 출구단면 상부의 흡입면에 가장 큰 손실의 원인이 되고 있음을 보여주고 있다. 이러한 와류의 형성과 유동장은 전형적인 구심터빈의 유동장^(18,19)으로 보여진다. 유선에서 볼 수 있듯이 쉬라우드와 블레이드의 축방향 간극(e_x)보다는 반경방향의 간극(e_r)이 손실에 미치는 영향이 크게 작용함을 알 수 있으며, 본 연구에서도 축방향

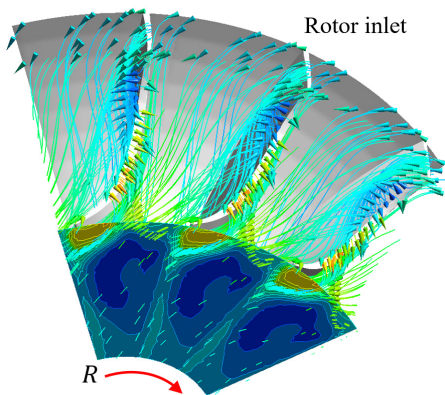


Fig. 6 streamlines and entropy contours of A-type rotor (no-scallop)

간극(e_x/R_3)은 0.36%였으며, 반경방향 간극(e_r/R_3)은 이 보다 적은 0.27%로 설계하였다.

Fig. 7은 로터 출구단면에서의 엔트로피 분포를 보여주고 있으며, 모두 동일한 스케일로 등고선을 나타낸 것이다. 엔트로피의 분포에서 보여주는 것과 같이 스칼롭이 없는 A-type의 분포도와 달리 스칼롭이 있는 로터의 경우는 엇비슷한 분포도의 형태를 보여주고 있다. 특히, Fig. 7(b)에서 보여주는 붉은 원형영역은 스칼롭 로터에서만 나타나는 손실의 영역이 있음을 알 수 있으며, 스칼롭을 많이 할수록 이 영역은 증대되고 있음을 알 수 있다. 스칼롭이 없는 A-type의 엔트로피의 분포도와 비교하여 보면 스칼롭을 많이 한 로터일수록 손실이 적은 푸른색의 영역은 점차적으로 줄어들고 있음을 알 수 있다. 이러한 의미는 내부유동의 손실이 증가하였다는 것을 알 수 있으며, 스칼롭을 많이 할수록 효율감소가 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 D-type 로터 뒷면에서의 유선을 보여주고 있다. 뒷면에서의 간극(e_b)은 0.6mm로 설계되었으므로 유선은 간극의 중간면에서 얻어졌다. 회전방향은 로터의 뒷면에서 바라보므로 시계반대방향으로 형성되었으며, 유선은 상대속도를 사용하여 얻어졌다. 그림에서의 A로 표시된 유선은 흡입면에서 압력면으로 유동이 형성되었음을 보이고, 반면에 B 표시의 유선은 압력면에서 흡입면으로의 유동을 보여주고 있다. A의 유동은 노즐에서 분사되는 분사유동에 의하여 팁부분에서 형성된 유동이며, B의 유동은 블레이드의 팁간극

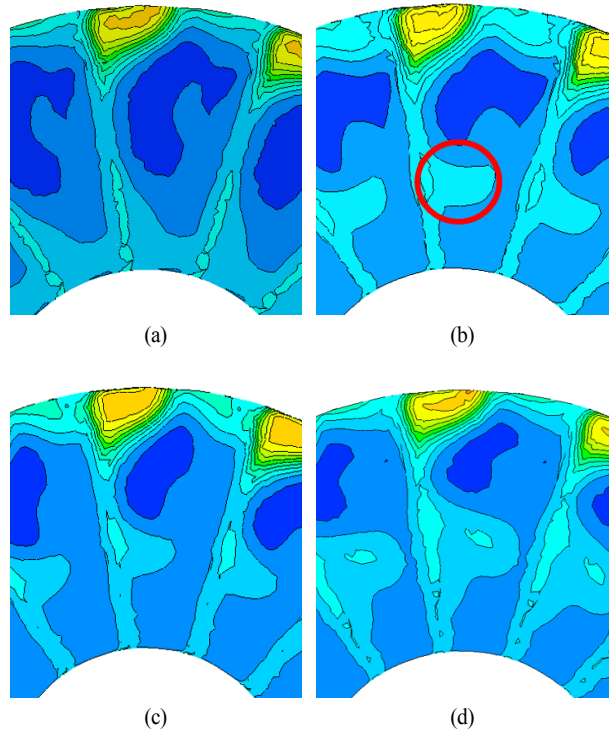


Fig. 7 Entropy contours of 4 rotors at rotor exit: (a) A-type, (b) B-type, (c) C-type, (d) D-type

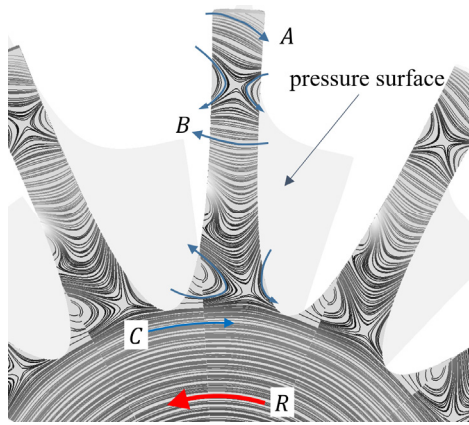


Fig. 8 Streamlines on the back face of the D-type rotor

에 의한 유동과 동일하게 압력면에서 흡입면으로 스칼롭된 부분을 통하여 형성된 유동이다. 따라서 A와 B 사이에 말안장모양의 3차원 유동박리가 형성되고 있음을 알 수 있으며, 동일하게 B와 C의 유동 사이에도 3차원 유동박리가 형성되었음을 알 수 있다. 여기서 C의 유동은 로터 뒷면에서 로터의 회전에 따른 상대속도에 의한 유동이다.

Fig. 9는 D-type 로터의 내부를 흐르는 유선을 보여주고 있는데, 특히 Fig. 8에서 보여준 로터 뒷면에서 형성된 유동의 원인과 결과를 보여주기 위하여 일부분의 유선을 사용하여 이를 명확히 보여주고자 하였다. 로터 뒷면 팁부분(Fig. 8의 A의 유동)에서의 유동은 분사유동에 의하여 형성되어 압력면으로 흐르게 되고, 이 유동은 블레이드 압력면 팁부분에서 형성된 와류와 합하여져서 블레이드 상부의 압력면을 따라 흐르면서 블레이드의 팁간극 유동에 영향을 미치게 된다. 계속적으로 하류로 진행된 유동은 로터 출구단면 압력면 상부 영역에 손실을 증대하는 원인이 되고 있음을 알 수 있다. 다음으로 로터 뒷면 중간영역 유동(Fig. 8의 B의 유동)은 내부유동과 함께 블레이드 중간스팬의 흡입면을 따라 하류로 진행되어 로터출구 단면의 중간스팬 흡입면 영역에 손실을 증가하게 되는 유동임을 보여주고 있다. 이러한 유동이 Fig. 7(b)에서 보여준 붉은색 원형영역의 엔트로피 증가에 대한 직접적인 원인임을 알 수 있다.

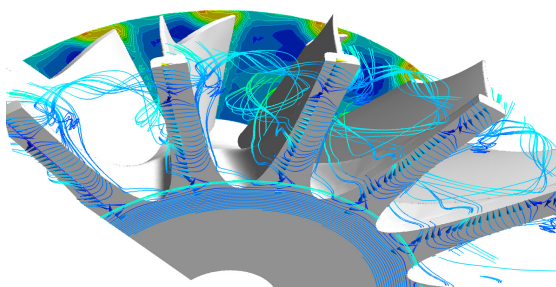


Fig. 9 Streamlines from the back face of the D-type rotor

Fig. 10(a)은 로터에 형상에 따라 출력의 결과를 보여주고 있으며, Fig. 10(b)는 출력선도와 동일하게 효율선도가 나타나 있다. 본 그림에서는 스칼롭의 정도에 따라서 효율의 감소가 상대적으로 얼마나 발생하는지에 대한 결과를 보여주고자 하였다. 스칼롭이 없는 A-type의 경우 예상 출력 150kW에 근접하게 얻었으므로 설계값과 잘 일치함을 알 수 있으며, 효율도 예상효율 85% 이상을 얻었다. 출력은 회전하는 로터의 전체표면에 작용하는 토크값으로부터 회전속도를 이용하여 얻은 것이 도형(Δ)으로 나타나 있다. 이 경우에 출력이 C-type에서 얻어진 결과보다 D-type의 로터에서의 출력이 증가하는 현상을 확인할 수 있다. 이러한 원인은 스칼롭된 면과 허브면(Fig. 11 참조)에 의하여 발생된 것이다. 따라서 로터의 블레이드 표면에서만 토크를 기준으로 출력을 얻은 것이 도형(\square)으로 나타나 있다. 본 설계에서 로터 뒷면의 두께(L_b ; Fig. 1 참조)는 5 mm로 설계되었다. 이 두께는 재질에 따라 달라질 수 있으므로 이 영역을 제외하고 얻어진 출력은 기호(\square)로 나타나 있다. 따라서 블레이드만 사용하여 얻어진 출력이 가장 낮은 것은 스칼롭되면서 허브면이 회전력을 증가하였기 때문이다. 그러므로 효율의 감소는 로터 뒷면의 두께가 없다고 하여 얻어진 기호(\square)의 결과를 참조하는 것이 정확하다. D-type과 같이 스칼롭비(R_s/R_b)가 0.45인 경우에 4% 정도의 상대적인 효율감소가 발생되었다.

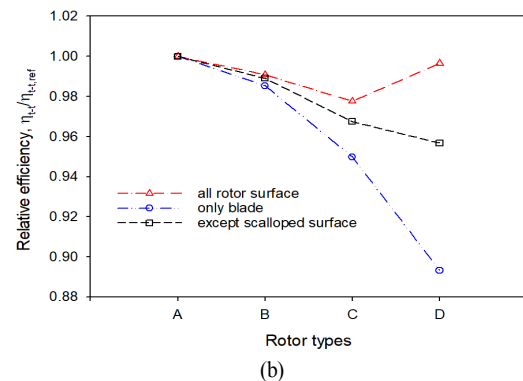
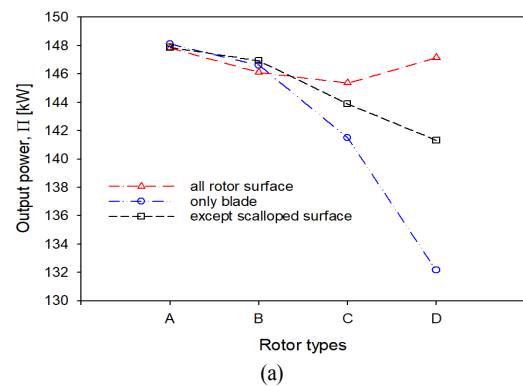


Fig. 10 (a) Output power according to the rotor type, (b) total-to-total efficiency

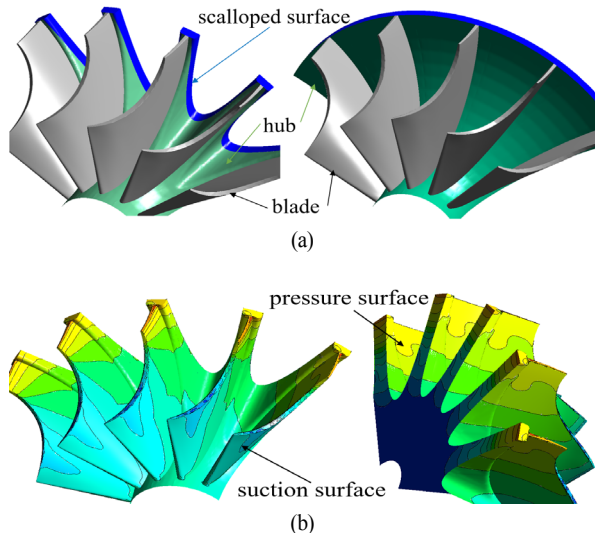


Fig. 11 (a) Surface difference between the A-type and the D-type, (b) pressure contours of the D-type

Fig. 11(a)는 스칼롭이 없는 A-type 로터에 비하여 스칼롭된 로터의 경우 허브면과 로터 뒷면 두께부분(scalloped surface)이 마치 블레이드가 추가된 것처럼 형성되고 있음을 보여주고 있다. Fig. 11(b)는 스칼롭된 D-type 로터의 경우에 압력면과 흡입면에서의 표면압을 비교한 결과를 보여주고 있는데, 압력면에서의 표면압이 흡입면에서의 표면압보다 높은 압력이 형성되고 있음을 보여주고 있다. 이러한 이유로 Fig. 10에서 보여준 출력선도에서 로터의 전체 표면을 기준으로 출력을 구한 경우에 D-type의 로터에서 C-type의 출력보다 증가하게 된 것이다.

Table 2 는 스칼롭을 하였을 경우에 회전축기준 관성모멘트의 변화를 보여주고 있다. D-type의 경우 A-type에 비하여 52% 수준이므로 응답성이 중요한 경우에는 적은 극 관성모멘트를 갖는 D-type의 로터가 상당한 장점을 갖게 될 것이다. 아울러 알루미늄 재질을 사용하여 제작하는 경우로 가정하여 로터의 질량을 구하여 보면, D-type의 경우에 A-type에 비하여 29% 정도 감소가 일어났다. 아울러 D-type의 경우는 로터 뒷면의 면적이 줄어들게 되어 축추력에도 상당한 영향을 미치게 되었다.

Fig. 12는 축추력과 로터 뒷면의 면적을 보여주고 있는데, 축추력은 로터 뒷면의 면적에 따라 변화하고 있음을 보여주고 있다. 축추력의 계산은 로터의 모든 표면적에서 축방향으로 향하는 힘을 합하여 얻어진 것으로, 특히 로터 뒷

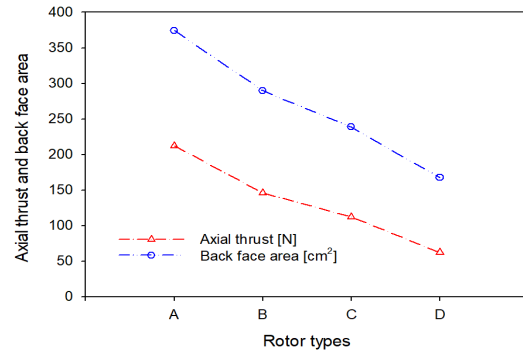


Fig. 12 Axial thrust and rotor back surface area

면에서 형성되는 압력에 의하여 얻어지는 축추력이 가장 큰 영향을 갖는다. D-type 로터의 경우는 축추력이 A-type의 축추력에 비하여 29% 정도의 낮은 값이 얻어졌다.

Fig. 13은 로터에 따라 뒷면에 형성된 압력분포를 보여주고 있다. 작동유체로 냉매를 사용하므로 외부와의 차단이 되어 있다. 따라서 로터 뒷면에서의 압력은 스칼롭이 안 된 A-type 로터에서 가장 큰 압력분포를 갖고 있음을 보여주고 있다. 축부분에서 압력이 다소 낮은 값을 갖게 된 것은 로터가 회전하므로 원심력에 의하여 중심부분에서 다소 낮은 압력을 가지게 되었다. 하지만 스칼롭된 로터의 경우에는 이러한 영향을 받는 부분이 스칼롭된 부분만큼 줄어들게 되어 뒷면에서의 압력은 A-type에 비하여 많이 떨어지고 있음을 알 수 있다. 그러므로 스칼롭을 많이 할수록 축방향의 힘은 줄어들게 할 수 있음을 알 수 있다.

참고로 Fig. 14는 스칼롭이 없는 A-type 로터 뒷면 아래 부분영역이 축과 연결되는데, 이 부분에 누설을 주었을 때 축추력의 변화를 보여주고 있다. 전체 질량유량에서 0.28%

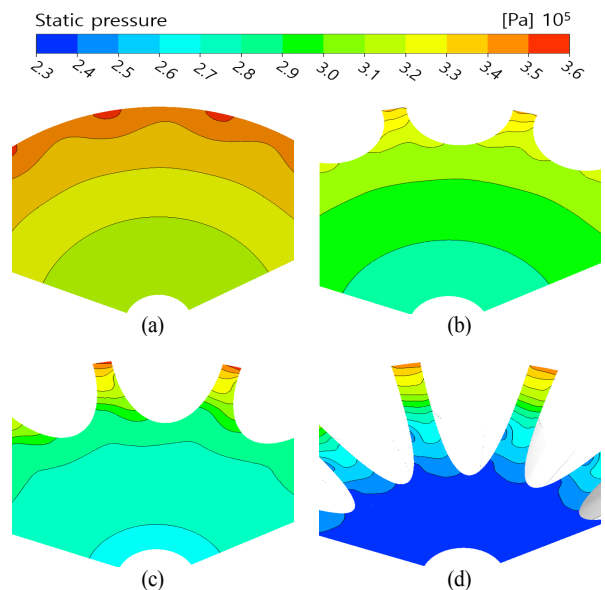


Fig. 13 Static pressure on the back face (a) A-type (b) B-type (c) C-type (d) D-type

Table 2 Dimension and flow condition at rotor

Rotor	A	B	C	D
Inertia moment [g mm²]×10⁶	7.78	6.45	5.64	4.08
Back face area [cm²]	374.4	289.9	238.7	167.5
Mass [kg]	2.14	2.01	1.91	1.54

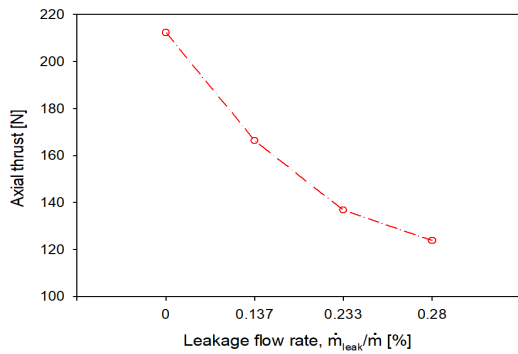


Fig. 14 Variation of axial force depending on the leakage mass flow rate on the A-type rotor.

의 누설을 형성하였을 경우에 축추력은 42% 감소하게 됨을 볼 수 있다. 따라서 이러한 방법이 스캐럽 없는 로터를 사용하는 경우에 축추력을 감소할 수 있는 장점이 있지만, 작동 유체가 냉매인 경우에는 스캐럽한 로터를 사용하여 축추력을 줄여야 한다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서 구심터빈에 스캐럽이 있는 경우와 없는 경우의 결과 비교를 통하여 스캐럽의 크기에 따른 효율과 축추력의 변화를 수치적해석 방법으로 구하였다. 효율의 경우 로터 뒷면의 간극이 0.6 mm이며, 스캐럽비가 0.45인 경우에 상대적인 효율은 4% 감소하는 결과를 얻었다. 축추력의 경우도 스캐럽의 크기에 따라 감소하는 결과를 얻었는데, 스캐럽비가 0.45인 경우에 스캐럽이 없는 경우에 비하여 29% 수준으로 감소하는 결과를 보였다. 이러한 결과는 로터에서 형성되는 간극의 영향을 받게 되는데, 차후 이들 값의 변화에 대한 연구를 수행할 필요가 있다.

References

- (1) Galindo, J., Fajardo, P., Navarro, R., García-Cuevas, L. M., 2013, "Characterization of a Radial Turbocharger Turbine in Pulsating Flow by Means of CFD and its Application to Engine Modeling," *Applied Energy*, Vol. 103, pp. 116~127.
- (2) Simonyi, P. S., Roelke, R. J., Stabe, R. G., Nowlin, B. C. and Diccio, D., 1995, "Aerodynamic Evaluation of Two Compact Radial Inflow Turbine Rotors," NASA TP-3514.
- (3) He, P., Sun, Z., Zhang, H., Chen, H. and Tan, C., 2012, "Investigation of Clearance Flows in Deeply Scalloped Radial Turbines," *Proceeding Inst. Mech. Engr. Part A: J Power and Energy*, Vol. 226, No. 8, pp. 951~962.
- (4) Teguh, B., Suyanto, B., Surana, T., Kurniawan, P., Djubaedah, E. and Ola, K., 2011, "Design of n-Butane

- Radial Inflow Turbine for 100 kW Binary Cycle Power Plant," *International Journal of Engineering and Technology*, Vol. 11, No. 6, pp. 55~59.
- (5) Robertson, M. C., Costall, A. W., Newton, P. J. and Martinez-Botas, R. F., 2016, "Radial Turboexpander Optimization over Discretized Heavy-Duty Test Cycle for Mobile Organic Rankine Cycle Application," *ASME Paper*, GT2016-56754
- (6) Pasquale, D., Ghidoni, A. and Rebay, S., 2013, "Shape Optimization of an Organic Rankine Cycle Radial Turbine Nozzle," *J. of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 135, 042308-1.
- (7) Pini, M., Persico, G., Casati, E., and Dossena, V., 2013, "Preliminary Design of a Centrifugal Turbine for Organic Rankine Cycle Applications," *J. of Engineering for Gas turbines and Power*, Vol. 135, 042312-1.
- (8) Pei, G., Li, J., Li, Y., Wang, D. and Ji, J., 2011, "Construction and Dynamic Test of a Small-Scale Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 36, pp. 3215~3223.
- (9) Cho, S. Y., Jung, Y. and Kyun, K., 2018, "Axial Force Prediction and Maneuvering on the Thrust Bearing on a Two-Stage Radial Turbine," *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 22, No. 5, pp. 51~61.
- (10) Veleza, F., Segoviab, J., Martin, M. C., Antolina, G., Chejnek, F. and Quijanoa, A. 2012, "A Technical, Economical and Market Review of Organic Rankine Cycles for the Conversion of Low-Grade Heat for Power Generation," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 4175~4189.
- (11) Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A., 2009, "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2468~2476.
- (12) Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., 2010, "A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 14, pp. 3059~3067.
- (13) Cho, S. Y. and Cho, C. H., 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle," *J. of Fluidmachinery*, Vol. 18, No. 4, pp. 5~12.
- (14) RefProp, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," NIST, Version 9.
- (15) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller," *J. of Fluid Engineering*, Vol. 98, No. 3, pp. 390~402.
- (16) Phadke, U. P. and Owen, J. M., 1988, "Aerodynamic Aspects of the Sealing of Gas-Turbine Rotor-Stator Systems, Part 1: The Behavior of Simple Shrouded Rotating-Disk Systems in a Quiescent Environment," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 9, pp. 98~105.

- (17) CFX, v.18, 2018, ANSYS Inc.
- (18) Cox, G., Wu, J., Finnigna, B., 2007, "A Study on the Flow Around the Scallops of a Mixed-Flow Turbine and its Effect on Efficiency," ASME Turbo Expo 2007, Montreal, Canada, GT2007-27330.
- (19) He, P., Sun, Z., Guo, B., Chen, H. and Tan, C., 2013, "Aerothermal Investigation of Backface Clearance Flow in Deeply Scalloped Radial Turbine," Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 021002-3.