

# 스칼롭된 구심터빈의 뒷면 간극이 터빈성능에 미치는 영향 Effect of the Back-face Gap to the Performance of a Scalloped Radial Turbine

조수용\*† · 최범석\*\* · 임형수\*\*\*

Soo-Yong Cho\*† , Bum-Seog Choi\*\* and Hyung-Soo Lim\*\*\*

(Received 12 October 2019, Revision received 26 May 2020, Accepted 2 June 2020)

**Abstract :** In a radial-type turbine rotor, scallop has a good effect on the rotor's quick responsibility and reduction of the axial thrust. However, it can be accompanied by a decrease in efficiency of the turbine. In addition, an increase of the back-face gap decreases its efficiency. Hence, it is necessary to set the optimal gap of the back-face with a consideration of the minimum tolerance for assembly. However, the gap of the back-face can be varied depending on the operating condition. Therefore, it is necessary to investigate the performance of the turbine for the various gaps. In this study, a computational study was conducted to investigate the performance of the turbine for the various gaps. In addition, the axial thrust was studied for the various gaps. In conclusion, the efficiency of the turbine decreased by 2% when the back-face gap increased by 10%. An optimal gap, which can minimize the axial thrust, could be existed depending on the rotational speed, and the wider gap increased the axial thrust.

**Key Words :** Radial turbine, Scallop, Performance, Efficiency, Back-face gap

## 1. 서 론

구심터빈은 축류형과 함께 항공용으로 널리 사용되고 있을 뿐만 아니라 산업용으로도 많이 사용되고 있다. 구심터빈은 축류형에 비하여 상대적으로 비속도가 낮으므로 소규모 출력의 발전장치에도 널리 사용되고 있다. 특히 수송용 엔진의 터보차저로 널리 사용되고 있는데, 엔진의 성능 향

상을 위하여 스칼롭된 로터를 사용하고 있다.<sup>1)</sup>

스칼롭(scallop)은 Fig. 1에서 보여 주는 것과 같이 로터 팁부분에 있는 허브영역 일부를 제거하는 것을 의미하는데, 이렇게 허브영역의 일부를 제거하면 중량의 감소와 극관성모멘트의 감소를 얻을 수 있다. 특히 자동차용 엔진의 경우는 회전 속도가 수시로 변하여야 하므로 터보차저의 응답성은 엔진 성능에 직접적인 영향을 미치게 된다.

\*† 조수용(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : 교수, 경상대학교 공과대학 항공기부품기술연구센터  
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586  
\*\*최범석(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0591-2848) : 책임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실  
\*\*\*임형수(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0238-6352) : 선임연구원, 한국기계연구원, 에너지변환기계연구실

\*† Soo-Yong Cho(ORCID:http://orcid.org/0000-0003-3563-8293) : Professor, ReCAPT, Gyeongsang National University.  
E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586  
\*\*Bum-Seog Choi(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0591-2848) : Principal Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM  
\*\*\*Hyung-Soo Lim(ORCID:http://orcid.org/0000-0002-0238-6352) : Senior Researcher, Department of Energy Conversion, KIMM.

따라서 스캘러핑에 의하여 로터의 극관성모멘트를 낮추는 것은 상당히 효과적인 방법이 된다.<sup>2)</sup>

구심터빈이 유기랭킨사이클의 발전용 장치로 사용되는 경우에는 터빈의 내부는 외부와 완전히 차단되므로 로터의 축방향 추력이 상당히 크다.<sup>3)</sup> 따라서 로터에 스캘러핑을 가공하게 되면 로터의 뒷면(back-face) 면적이 축소되어, 축추력(axial thrust)이 감소되는 것도 스캘러핑의 중요한 장점이 된다. 하지만 스캘러핑으로 인하여 터빈의 효율이 감소할 수 있다.

Baines<sup>4)</sup>는 Galligan<sup>5)</sup>의 결과를 참조하여 스캘러핑비( $R_s/R_t$ : Fig. 1 참조)가 0.8과 0.65인 경우에 효율이 상대적으로 각각 2%와 3~4% 감소한다고 Fig. 2와 같이 효율감소에 대한 결과를 제시하였으며, Hiatt and Johnson<sup>6)</sup>은 스캘러핑의 형상개선으로 유동의 불연속을 줄이면 효율감소를 2%까지 줄일 수 있다고 하였다. 따라서 스캘러핑된 터빈에

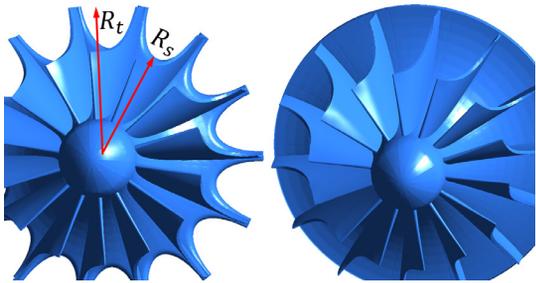


Fig. 1 Configuration of scalloped rotor (left) and non-scalloped rotor (right)

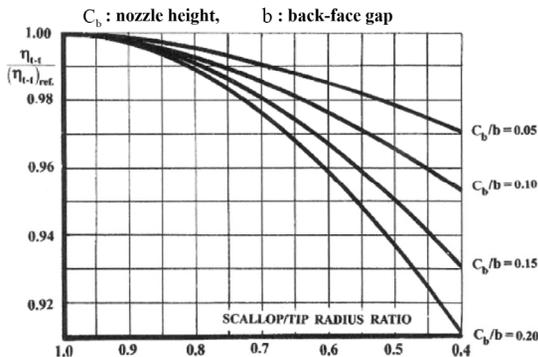


Fig. 2 Variation of relative efficiency due to the scallop<sup>5)</sup>

서의 성능은 스캘러핑비뿐만 아니라 뒷면의 간극(뒷간극)에 의한 영향을 많이 받게 된다.<sup>7,8)</sup> 하지만 스캘러핑되는 방법에 따라서 로터 뒷면에서의 형상은 다양하다. 따라서 본 연구에서는 스캘러핑비와 스캘러핑의 형상은 고정하고 뒷간극만의 차이에 의한 터빈의 성능변화를 수치해석적으로 연구하고자 한다. 아울러 본 연구결과를 바탕으로 높은 응답성을 얻으면서도 고효율의 구심터빈을 설계하는데 도움이 되고자 한다.

## 2. 수치해석 알고리즘 및 검증

구심터빈의 성능해석을 위한 수치해석은 상용 코드인 CFX<sup>9)</sup>를 사용하였으며, 대류항은 high resolution을 사용하였다. 난류모델은 터보기계의 유동장에 대하여 보다 정확한 결과를 보여 주는 SST(shear stress transport)모델을 적용하고, 벽함수는 벽에서부터 격자까지의 거리에 따라 자동으로 전환되어 계산되는 자동전환방식을 사용하였다. 벽면에서의 격자 높이는 난류해석에 문제가 없도록 인플레이션(inflation)을 사용하여 최소격자 높이를 설정하여 형성하였으며, 격자수는 30만 정도의 개수가 적용되었다.

구심터빈의 성능 및 유동장을 측정할 Simonyi의 결과를 바탕으로 수치해석 알고리즘의 검증을 수행하였다.<sup>10)</sup> Fig. 3은 실험에 적용된 스캘러핑된 로터의 형상과 노즐을 보여 주고 있다. 작동유체는 가열가압한 공기이며, 노즐과 블레이드의 개수

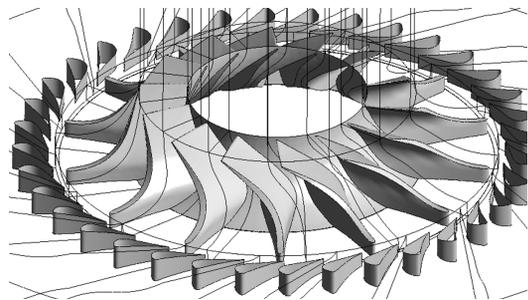


Fig. 3 Configuration of rotor and nozzle used in the experiment<sup>10)</sup>

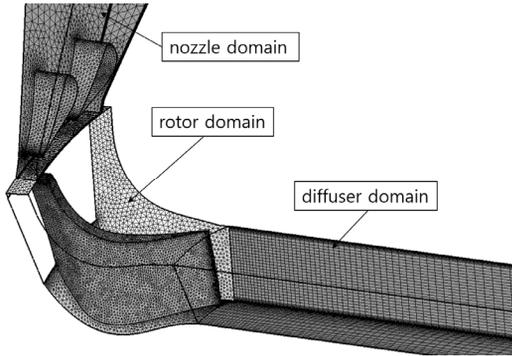


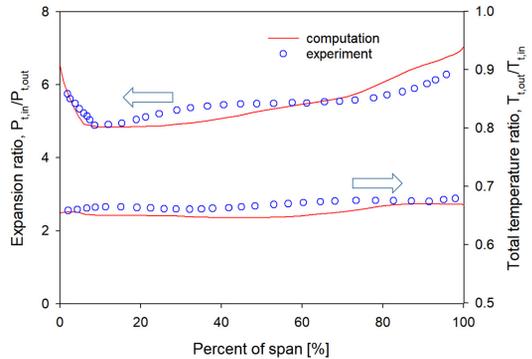
Fig. 4 Computational domain and grid on the rotor and nozzle surface

는 36개와 14개이다. 실험에서 사용된 II-type 노즐과 I-type 로터를 기준으로 수치해석 검정을 수행하였다. 로터의 팁반경은 183.6 mm이며, 회전수 19,919 RPM 으로 실험을 수행하였으므로 이에 맞도록 수치해석을 수행하였으며, 작동조건 및 치수들은 참고문헌에 자세히 나와 있다.<sup>10)</sup>

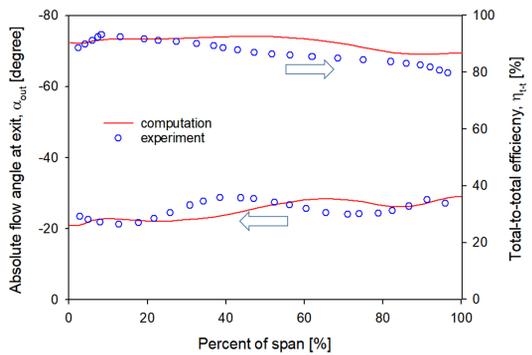
터빈에서의 계산영역(computational domain)은 회전영역과 정지영역에 따라서 3개의 세부계산영역으로 분할하여 계산을 수행하였다. Fig. 4는 블레이드 및 노즐에서의 격자를 보여 주고 있으며, 3개의 계산영역을 나타내고 있다. 계산 영역간의 물성치 전달은 스테이지(stage) 방식을 적용하였다. 노즐 입구에서의 유동은 실험의 조건과 일치하는 유동속도를 주었으며, 디퓨저 출구에는 정압력으로 출구 조건을 설정하였다. 계산시간의 단축을 위하여 노즐 영역에서는 노즐 블레이드 2개(피치각 20도)가 적용되었으며, 로터영역은 하나의 블레이드(피치각 25.7도)가 사용되었다.

Fig. 5는 터빈에서의 팽창비가 5.5인 경우에 얻어진 실험결과와 수치해석적으로 얻어진 결과를 보여 주고 있다. 결과에서의 비교 위치는 실험과 동일하게 전효율은 로터 뒷전에서 로터 출구쪽의 2.08배의 하류에서 수행되었으며, 전압력비, 전온도비 및 유동각은 로터 출구쪽의 3.48배의 하류에서 수행된 것이다. Fig. 5(c)에서 보여 주는 정압력비의 경우는 쉬라우드를 따라서 측정한 값이며, 각각의 값들은 원주방향으로 평균하여 얻은 것이다. 정압력은 실험에서 불확도가 가장 적은 인자이므

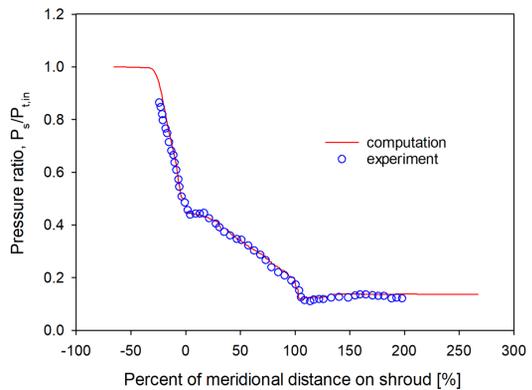
로 두 결과가 상당히 잘 일치하는 결과를 보이고 있으며, 그 외의 계산 결과들도 전체적으로 실험의 결과를 잘 모사하고 있음을 알 수 있다. 쉬라



(a) expansion ratio and temperature ratio



(b) flow angle and efficiency



(c) static pressure

Fig. 5 Comparison of experimental results and computational results

우드 근처에서 팽창비가 다소 증가한 계산결과로 인하여 전효율에 차이를 보이고 있는데, 로터 출구쪽의 2.08배의 하류에서도 동일하게 쉬라우드에서 전온도와 전압력이 감소하는 결과를 Fig. 5(a) 처럼 보여 주었다. 따라서 쉬라우드 근처에서의 압력은 실험에서도 감소하므로 계산에서와 같이 효율값이 감소하지 않게 나타나는 것이 일관된 결과라고 할 수 있다. 아울러 I-type 노즐을 사용한 실험의 결과를 참고하여 수행된 결과에서도 Fig. 5와 같은 수준의 결과를 얻었다.

본 연구에서는 구심터빈 뒷간극에 의한 영향을 연구하고자 하는 목적이 있으므로 이를 검증하기 위하여 Fig. 6에서 보여 주는 것과 같이 로터 뒷간극에서의 작동과 동일한 작동을 하는 장치에서 얻어진 실험결과<sup>11)</sup>를 바탕으로 비교 검증을 수행하였다.

Fig. 7은 실험의 결과와 계산된 결과의 비교를 보여 주며, 압력은 고정체(stator)의 표면을 따라서 측정된 것이다. 그림에서의 기호는 Fig. 6에서 나타난 것과 동일하다. 레이놀드수의 증가에 따라 무차원 정압력( $P^*$ )에 약간의 차이를 보여 주고 있는데, 이는 무차원을 위한 정압력( $P_a$ )의 결정에 차이가 있기 때문이다. 실험에서는 입구에 블로워를 설치하여 공기를 공급하는데, 블로워의 압력에 따라 공급되는 공기량이 달라지게 된다. 따라서 레

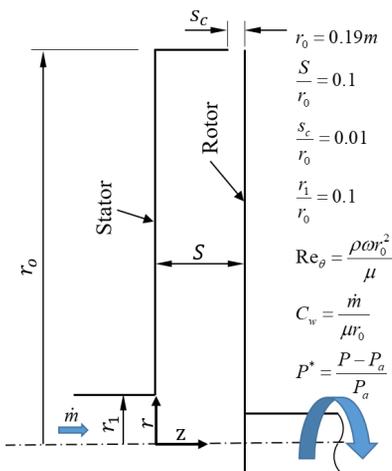
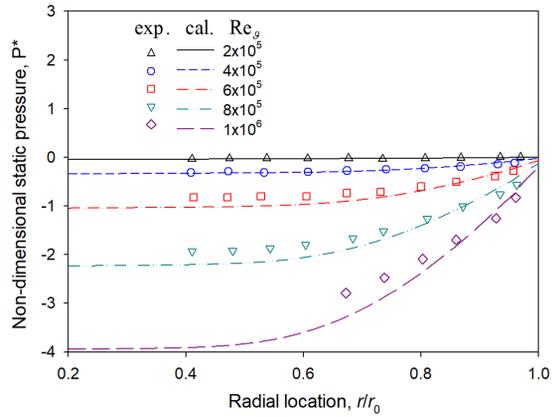
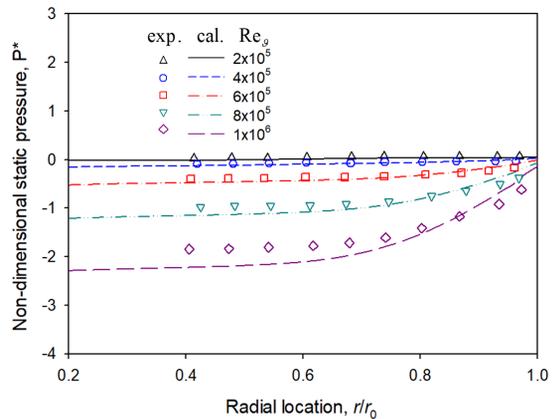


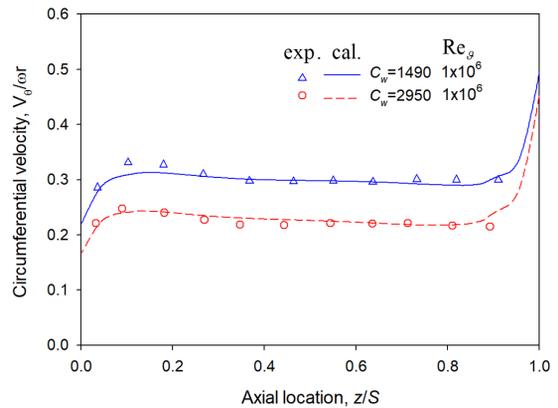
Fig. 6 Configuration of experimental device<sup>11)</sup>



(a) at  $C_w = 1490$



(b) at  $C_w = 2590$



(c) Circumferential velocity at  $r/r_0 = 0.81$

Fig. 7 Compared computed results with experimental results at various Reynolds number

이놀드수가 증가하게 되면 계산에 적용되는 출구에서의 질량유량 평균된 정압력( $P_a$ )은 다소 낮아질 수 있다. 이러한 이유로 실험과의 정압력 비교에서 레이놀드수가 증가하는 경우에 차이가 발생된 것으로 보인다. 하지만 속도는 이러한 영향을 받지 않으므로 원주방향속도( $V_\theta$ )를 비교한 Fig. 7(c)에서는 레이놀드수가  $10^6$  입에도 불구하고 실험결과와 잘 일치하는 결과를 보이고 있다.

### 3. 뒷면 간극의 영향

터빈 뒷간극의 영향을 연구하기 위한 터빈은 수치해석 검정을 위하여 사용되었던 터빈을 동일하게 사용하였다. 따라서 II-type 노즐과 I-type 로터가 적용되며, 따라서 실험<sup>(10)</sup>과 동일한 작동유체와 작동조건을 사용하였다. Fig. 8은 기본적인 치수를 보여 주고 있다. 뒷간극에 의한 영향이 터빈의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 스케널링비 등 다른 치수는 동일하게 유지하고, 단지 뒷간극( $e_b/h_N$ )만 변경하였다. 최소간극은 실험에서와 같이 2.5%로 하였으며, 각각 뒷간극을 5%씩 증가하여 25%까지 총 6개의 뒷간극에 대한 계산을 수행하였다. 계산알고리즘과 격자는 검증을 위하여 사용되었던 방식과 동일하게 적용였다.

Fig. 9는 전효율의 변화를 보여 주고 있는데, 효율의 변화를 뒷간극이 2.5%인 경우에 얻어지는 전효율( $\eta_{t-t,ref}$ )을 기준으로 나타내었다. 뒷간극의 증가에 대하여 상당히 비례적으로 효율감소가 발생됨을 보여 주고 있으며, 뒷간극이 어느 이상으로 증대하게 되면 효율의 감소폭은 다소 줄어들 수 있다. 일반적으로 조립공차를 고려하면 10% 이내의 뒷간극을 유지할 수 있으므로 이 구간 내에서 효율은 뒷간극이 10% 증가하면 2%의 상대적인 효율감소가 발생됨을 알 수 있다. 이 결과는 Fig. 2에 제시된 효율의 변화에 비하여 다소 효율의 감소가 더 많이 발생됨을 알 수 있다.

전효율을 계산하기 위한 터빈 하류에서의 위치는 로터 뒷전에서 로터 출구폭의 2.08 배의 하류(출구)를 기준으로 하였다. 뒷간극의 증가에 따라 출구에서 질량유량 평균 전압력은 Fig. 10에서 보

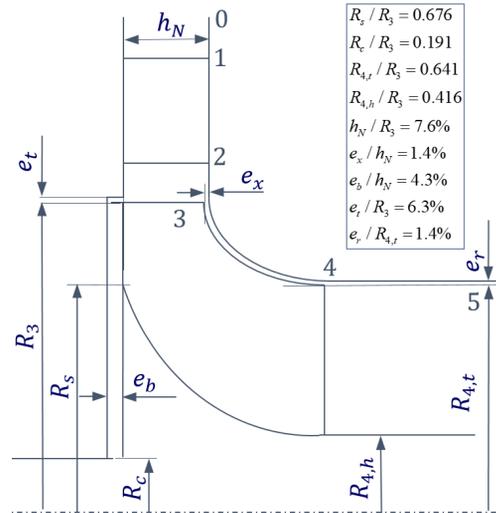


Fig. 8 Dimension and clearance of the radial turbine (non-scale)

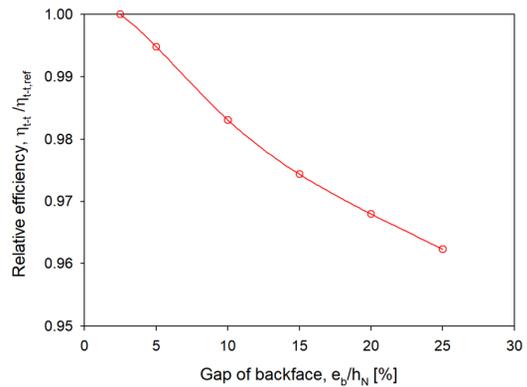


Fig. 9 Variation of total-to-total efficiency

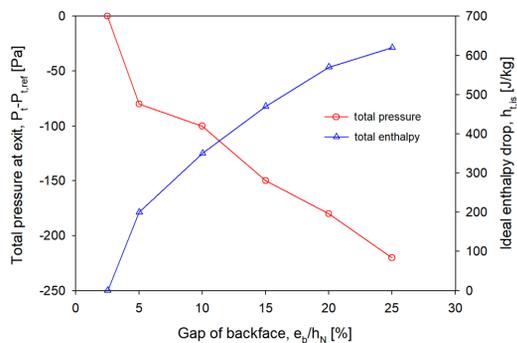


Fig. 10 Variation of total pressure and ideal enthalpy drop

여 주는 것과 같이 다소 감소하였다. 입구에서의 전엔탈피는 뒷간극에 의한 영향을 받지 않는다. 하지만 등엔트로피 팽창에 의한 출구에서의 엔탈피의 감소폭은 Fig. 10에서 보여 주는 것과 같이 전압력 감소에 따라 증가하게 되었다. 따라서 뒷간극의 증가에 따라 전효율이 감소하는 결과를 얻게 되었다.

뒷간극에 따른 효율의 차이가 발생하는 이유를 확인하기 위하여 뒷간극 중간면에서의 유선을 Fig. 11에서 보여 주고 있다. 로터의 회전방향은 시계방향이지만 유선은 상대속도를 기준으로 나타내었으므로 디스크의 위치에서 유선은 시계방향으로 표시되어 있다. 로터의 상부(A; Fig. 11(b) 참조)에서는 유선이 압력면에서 흡입면으로 형성되며, 뒷간극이 큰 경우에는 노즐에서 분사되는 유동(B; Fig. 11(b)참조)이 로터 하부영역에서 뒷간극으로 유입되면서 압력면에서 흡입면으로 흐르는 유동과 충돌에 의하여 와류를 형성(C; Fig. 11(b)참조)하면서 흡입면으로 나가는 것을 볼 수 있다. 하지만 Fig. 11(a)에서 보여 주는 뒷간극이

2.5%인 작은 간극의 경우에는 분사되는 유동이 로터 회전에 의한 마찰의 영향으로 뒷간극에 유입된 유동이 압력면으로 흘러나감으로 인해 C와 같은 와류를 형성하지 못함을 알 수 있다.

뒷간극에서 형성되는 유동장이 로터의 내부에 미치는 영향을 확인할 수 있는 유동장을 Fig. 12에서 보여 주고 있다. 뒷간극 영역에서, 압력면에서 흡입면으로 형성된 유동(A; Fig. 11(b)참조)과 분사에 의하여 와류(C; Fig. 11(b)참조)를 지나서 형성된 두 유동이 흡입면에서 합쳐져 하류로 흐르는 유동장을 만드는 것을 확인할 수 있다. 뒷간극이 클수록 합쳐진 두 유동의 영향성이 유로에서 크게 작용함을 알 수 있다.

Fig. 12에서 유선의 시작점을 단순히 뒷간극에서 시작하였으므로 다른 유동장은 나타나지 않는다. 따라서 로터 내부에 형성되는 유동장에 미치는 다른 유동장을 보여 주지 못한다. 로터의 효율에 미치는 또 다른 유동으로는 로터의 틱간극에서 형성되는 틱간극에 의한 유동이 있다. Fig. 13은 틱간극에 의하여 형성된 유선을 보여 주고 있다. 틱간

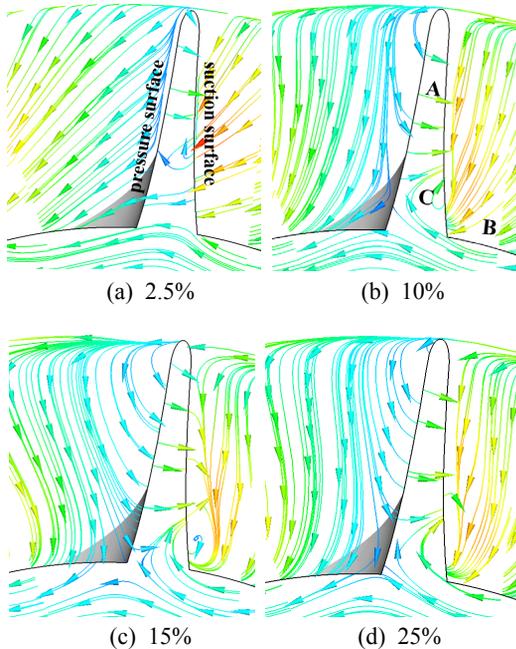


Fig. 11 Streamlines at the center plane of the back-face gap

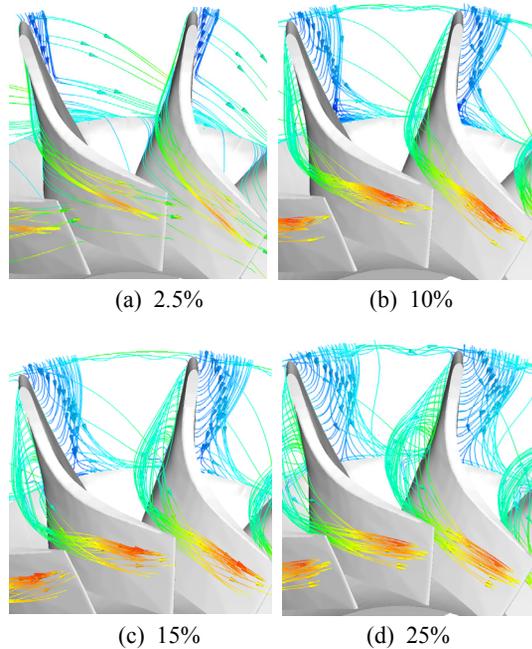
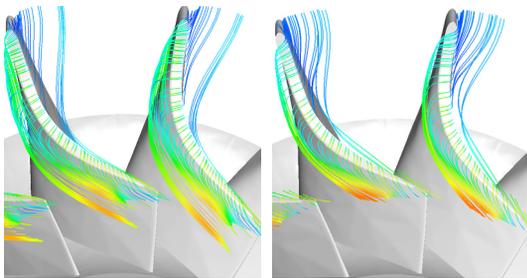


Fig. 12 Streamlines started from back-face within the passage of the rotor

극에 의한 유동은 뒷간극에 의하여 받는 영향이 미미하므로 뒷간극이 작은 경우나 큰 경우나 차이가 없이 비슷한 유동장을 나타내고 있음을 알 수 있다. 하지만 틱간극을 통하여 압력면에서 흡입면으로 흐르는 유동은 흡입면의 상부를 따라서 하류로 진행하고 있음을 알 수 있다. 뒷간극이나 틱간극에 의한 유선에서 유선의 시작점을 국부적인 영역에서 시작하는 것으로 나타내었다. 비록 이러한 국부적인 유동장이 주유동에 미치는 영향은 미소하지만, 이러한 국부적인 유동이 터빈의



(a) 2.5% (b) 25%  
Fig. 13 Streamlines due to tip clearance

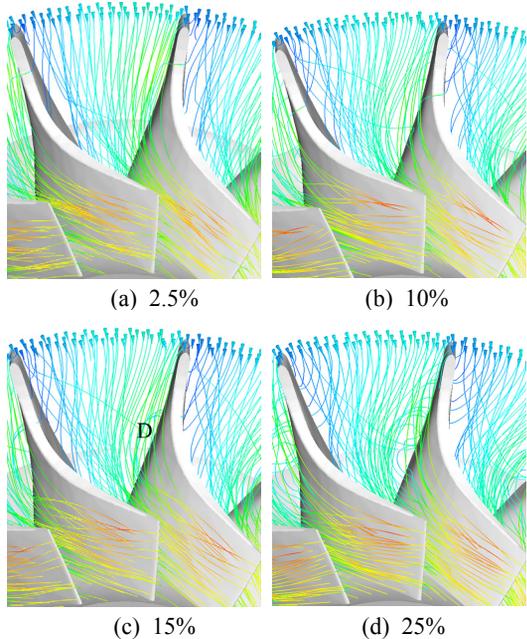
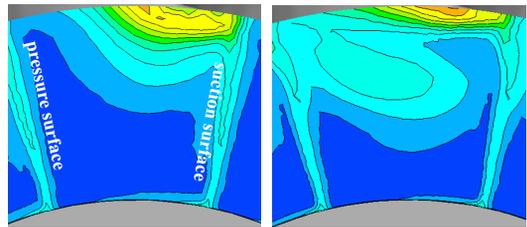


Fig. 14 Streamlines of main flow within the passage of the rotor

효율에 영향을 미치게 된다.

Fig. 14는 노즐에서 분사된 주유동장에서의 유선을 보여 주고 있다. 노즐에서 분사된 유동의 방향이 블레이드의 회전방향보다는 약간 뒤로 향하는 유동장을 보여 주고 있는데, 이러한 것은 구심터빈의 작동에서는 효율을 상승하기 위한 입사각을 형성하는 전형적인 유동장이다. 주유동장의 비교에서 뒷간극에서 형성되어진 유동(A,C; Fig. 11(b))이 주유동장에 미치는 영향을 보여 주고 있는데, 이 유동에 의한 와류(D; Fig. 14(c))가 주유동장에 미치는 영향력이 뒷간극의 증가에 따라서 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 15는 로터 뒷전을 지난 영역에서의 엔트로피 분포도를 보여 주고 있다. 흡입면의 상부에 형성된 높은 엔트로피는 틱간극에 의하여 형성된 유동장이 흡입면의 상부를 따라서 하류에 형성된 엔트로피 상승이며, 이것은 뒷간극의 크기에 상관없이 형성되고 있음을 알 수 있다. 반면에 뒷간극



(a) 2.5% (b) 25%  
Fig. 15 Entropy contours at the rotor exit

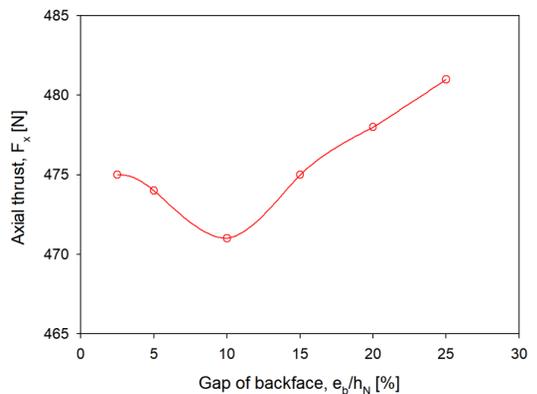


Fig. 16 Variation of the axial thrust according to the back face gap

이 증대한 경우에 유로의 중간에 엔트로피의 증가가 형성되었음을 볼 수 있는데, 이것은 뒷간극에서 형성되어 주유동을 따라 하류로 진행된 유동(D; Fig. 14)에 의하여 형성된 것이다. 따라서 이 유동의 영향은 뒷간극이 증대하면 할수록 증가하였다. 각각의 결과에서 유로 단면에서의 질량유량 평균 엔트로피를 구하였을 때, 뒷간극의 증대에 따라 증대하였다. 이상으로 뒷간극의 증대가 효율 감소에 미치는 원인이 뒷간극에 출발하는 와류에 있음을 알 수 있다.

로터에서 축추력은 베어링 선정에 주요한 인자이다. 축추력에 영향을 가장 크게 미치는 부분이 로터 뒷면에서의 추력이다. 뒷면에서 형성되는 압력으로 축추력이 뒷간극을 따라 변하게 됨을 Fig. 16에서 보여 주고 있다. 축추력은 뒷간극이 증가하면서 줄어들다가 다시 증가하는 현상을 보여 주

고 있다. 따라서 최소의 축추력을 얻기 위하여서는 적절한 뒷간극을 유지하여야 함을 알 수 있다.

축추력에 영향을 미치는 뒷면에서의 정압력 분포를 Fig. 17에서 보여 주고 있다. 축추력이 가장 적은 뒷간극 10%의 경우에 로터 뒷면에 형성된 압력분포를 볼 때, 뒷면에 형성된 와류의 위치(C; Fig. 11)에서 낮은 압력이 형성되었음을 알 수 있다. 이러한 낮은 압력의 영향으로 전체적인 축추력이 낮게 형성되었음을 알 수 있다. 반면에 뒷간극이 증가하면서 이 부분에서의 압력은 다시 증가하는 현상을 보여 주고 있으며, 이로 인하여 축 추력이 다시 증가하게 되었음을 알 수 있다.

뒷간극에 의한 뒷면에서의 압력이 달라짐을 확인하기 위하여 압력이 가장 낮은 경우와 뒷간극이 25%인 경우와의 차이를 확인하기 위하여 Fig. 18에서는 뒷면 근처에서의 속도벡터를 보여 주고 있다. 뒷간극이 아주 작은 경우인 2.5%의 경우에는 C와 같은 와류가 형성되지 못하였으나, 뒷간극이 10%인 경우에는 와류가 형성되어졌음을 알 수 있다. 하지만 뒷간극이 제한된 폭을 가지고 있으므로 분사된 유동(B)의 일부가 간극 사이로 들어가게 되고 이 유동은 회전하는 로터에 의하여 압력면 가까이 진입하게 되었다. 아울러 압력면에서 흡입면으로 진입된 유동과 충돌에 의하여 다시 흡입면으로 나가게 되면서 강한 와류(C)를 형성하였으므로 이 영역에서 낮은 압력이 형성되었다. 하지만 뒷간극이 25%로 증가한 경우에는 분사유동에서 뒷간극으로 진입된 유동은 회전마찰에 의한 영향을 덜 받게 된다. 따라서 간극 사이에 있

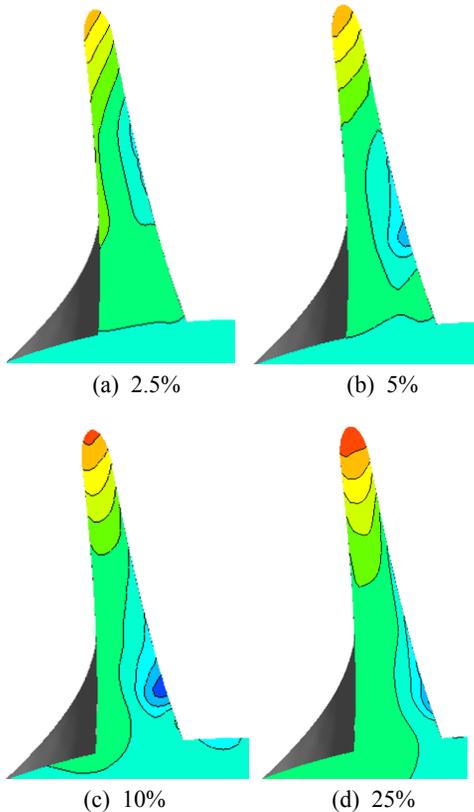


Fig. 17 Static pressure on the back-face

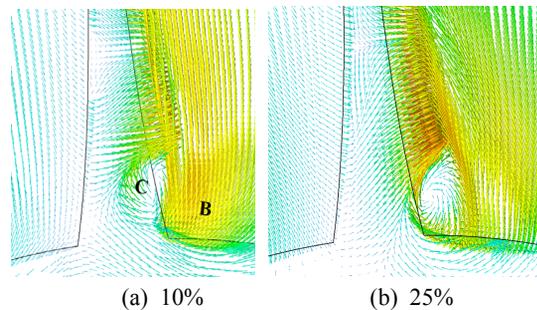


Fig. 18 Velocity vectors on the back-face

는 유동은 압력면에서 흡입면으로 들어온 유동에 의하여 빨려 나가는 유동장이 형성되어 와류(C)의 위치는 로터의 뒷면에서 형성되지 못하고 로터 뒷면의 흡입면 밖에서 형성되어져 로터 뒷면에서의 압력은 상대적으로 높아졌음을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 스칼럽된 구심터빈 로터에서 뒷간극에 따른 효율의 영향을 파악하였으며, 또한 축추력의 변화를 확인하였다. 스칼럽비가 0.676인 로터에서 뒷간극의 값이 10% 이내의 영역에서는 뒷간극의 증가에 따라 효율의 감소폭이 증대하였으며, 이 영역에서 효율의 감소는 비례적으로 뒷간극이 10% 증대하게 되면 상대적인 효율은 2% 정도 감소하였다. 축추력은 회전속도와 뒷간극에 의하여 영향을 받으며 최저의 축추력을 얻을 수 있는 적절한 뒷간극이 있음을 알 수 있었다.

#### Author contributions

S. Y. Cho; Conceptualization, Funding acquisition, Writing-review & editing. B. S. Choi; Data curation, Formal analysis, Methodology, Project administration. H. S. Lim; Investigation, Resources, Software. Supervision, Validation, Visualization.

#### References

1. P. He, Z. Sun, H. Zhang, H. Chen and C. Tan, 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. (<https://doi.org/10.1177/0957650912460361>)
2. J. Galindo, P. Fajardo, R. Navarro, and I. M. García-Cuevas, 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. (<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.013>)
3. S. Y. Cho, Y. Jung and K. Kyun, 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. (<http://dx.doi.org/10.9726/kspse.2018.22.5.051>)
4. N. C. Baines, 2015, "Turbochargers, Advanced Integration and Design for Internal Combustion Engines", Course Notes, Concepts NREC, 2015.
5. J. E. Galligan, 1979, "Advanced Technology Components for Model GTCP 305-2 Aircraft Auxiliary Power System", Design Report No. 31-2874. AiResearch Manufacturing Co. of Arizona, Phoenix, AZ.
6. G. F. Hiatt and I. H. Johnston, 1963, "Paper 7: Experiments Concerning the Aerodynamic Performance of Inward Flow Radial Turbines", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings, Vol. 178, Pt3, pp. 28-42.
7. P. He, Z. Sun, B. Guo, H. Chen and C. Tan, 2013, "Aerothermal Investigation of Backface Clearance Flow in Deeply Scalloped Radial Turbine", Journal of Turbomachinery, Vol. 135, 021002-3.
8. G. Cox, J. Wu, B. Finnigna, 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.
9. CFX, v.18, 2018, ANSYS Inc.
10. P. S. Simonyi, R. J. Roelke, R. G. Stabe, B. C. Nowlin and D. Diccico, 1995, "Aerodynamic Evaluation of Two Compact Radial Inflow Turbine Rotors", NASA TP-3514.
11. U. P. Phadke and J. M. Owen, 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.