

신재생에너지 가변열원의 효율적 이용을 위한 유기랭킨 사이클 최적작동점에 관한 연구

조수용*, 조종현

Optimal Operating Points on the Organic Rankine Cycle to Efficiently Regenerate Renewable Fluctuating Heat Sources

Soo-Yong Cho* and Chong-Hyun Cho

Abstract Organic Rankine cycle (ORC) has been widely used to convert renewable energy such as solar energy, geothermal energy, or waste energy etc., to electric power. For a small scale output power less than 10 kW, turbo-expander is not widely used than positive displacement expander. However, the turbo-expander has merits that it can operate well at off-design points. Usually, the available thermal energy for a small scale ORC is not supplied continuously. So, the mass flowrate should be adjusted in the expander to maintain the cycle. In this study, nozzles was adopted as stator to control the mass flowrate, and radial-type turbine was used as expander. The turbine operated at partial admission. R245fa was adopted as working fluid, and supersonic nozzle was designed to get the supersonic flow at the nozzle exit. When the inlet operating condition of the working fluid was varied corresponding to the fluctuation of the available thermal energy, optimal operating condition was investigated at off-design due to the variation of mass flowrate.

Key words Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Cycle Analysis(사이클해석), Radial Turbine(구심터빈), Supersonic Nozzle(초음속노즐), Partial Admission(부분분사)

(접수일 2013. 11. 14, 수정일 2014. 3. 4, 게재확정일 2014. 3. 11)

* 경상대학교 항공기부품기술연구센터, 항공공학과 (Dept. of Aerospace and System Engineering, Engineering College, Gyeongsang National University)

■ E-mail : sycho@gnu.ac.kr ■ Tel : (055)772-1644 ■ Fax : (055)772-1580

Nomenclature

A : cross-sectional area, m^2
 a : speed of sound, m/s
 β : blade angle, degree

C : absolute velocity, m/s
 c_p : constant pressure specific heat, $kJ/kg K$
 D : diameter, m

ε : partial admission rate, %
 f : frictional coefficient
 h : specific enthalpy, kJ/kg
 η : efficiency, %
 M : Mach number
 Π : power, kW
 R : degree of reaction
 Re : Reynolds number
 s : specific entropy, kJ/kg K
 U : circumferential velocity, m/s
 W : relative velocity, m/s
 x : streamwise direction
 Ω : rotational speed, RPM

subscript

HX : regenerator
 in : input
 N : nozzle
 s : isentropic process
 t : total
 $t-t$: total to total

1. 서론

점차적으로 자원이 고갈되어 감에 따라 재생에너지의 활용에 대하여 세계적으로 많은 연구를 수행하고 있다. 이러한 재생에너지에는 풍력, 태양열, 지열 등으로부터 유용한 에너지를 얻는데, 태양전지 같은 경우에는 바로 전기에너지를 얻으며, 풍력의 경우는 풍력 터빈으로부터 전기에너지를 생산하게 된다. 반면에 태양열, 산업체에서 발생하는 폐열, 지열 등의 열원은 열로써 직접 이용하거나, 증기터빈이나 유기랭킨 사이클을 이용하여 전기를 생산한다. 유기랭킨 사이클에 사용되는 냉매는 증발온도가 수증기에 비하여 낮고, 응축온도가 높기 때문에 비교적 낮은 온도의 열원이 있는 경우에도 사이클 형성이 용이한 장점이 있다.

이러한 용도로 사용되는 작동유체로는 Velez et al.⁽¹⁾이 언급한 것처럼 기본적으로 오존을 파괴하지 않아야 하며, 지구

온난화 지수가 낮으며, 가연성이 낮고, 효율이 높으며, 인체에 무해한 냉매를 사용하여야 한다. 이러한 용도로 CO₂와 같은 자연냉매를 사용하기도 하나 비용 측면에서 불리하므로, CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매를 사용한다. 35종의 냉매에 대하여 ORC에 적합성을 연구한 Chen et al.⁽²⁾은 밀도와 잠열이 큰 냉매가 터빈의 출력을 높인다고 하였으며, 높은 압력을 필요로 하는 단점이 있지만 supercritical ORC가 그렇지 않은 ORC보다 효율이 높다고 하였다. 냉매의 포화증기선도가 $ds/dT \cong 0$, $ds/dT < 0$, $ds/dT > 0$ 이냐에 따라서 isentropic, wetted, dry 냉매로 분류하는데, wetted 냉매는 super heating이 필요하므로 isentropic이나 dry 냉매가 선호된다.

태양열을 ORC에 연계하여 재생에너지를 얻는 연구를 많이 수행하였는데, Tchache et al.⁽³⁾은 태양열에서 2kW의 출력을 얻는 것을 기준으로 20종의 냉매를 고려하여 90°C 이하의 열원에 대하여서는 R134a, R152a, R600 등이 높은 적용성을 갖는다고 하였다. 태양열의 낮은 열원으로부터 출력을 얻는 연구로 Cong⁽⁴⁾은 사이클에서의 최적점의 연구를 수행하고, Gang et al.⁽⁵⁾은 효율의 증가를 위하여 ORC에 재생사이클을 적용하여 4.9%의 효율에서 8.6%까지 효율을 향상할 수 있음을 보여주었다. Wang et al.⁽⁶⁾은 R245fa를 사용하여 시스템 효율이 solar 판에 따라 차이가 있음을 보여주었다. Nguyen et al.⁽⁷⁾과 Riffat et al.⁽⁸⁾은 태양열을 열원으로 ORC를 작동하였는데 소형 터보 익스팬더를 사용하여 65,000~80,000 RPM에서 1kW 급의 출력을 얻었다. 태양열을 이용한 담수화를 위한 ORC의 연구로 12종류의 냉매에 대하여 Agustin et al.⁽⁹⁾이 수행하여 적용성이 높은 냉매로 isopentane, isobutane, R2545fa 등을 추천하였으며, Manolakos et al.⁽¹⁰⁾과 Tchache et al.⁽¹¹⁾은 멤브레인을 적용하여 ORC에서 담수화를 하는 연구를 수행하였다.

폐열이나 저온열원으로부터 ORC를 작동하여 에너지의 회수를 위한 연구로 Liu et al.⁽¹²⁾은 10종의 작동유체에 대하여 사이클 해석을 수행하였으며, 폐열의 열원 온도가 높을수록 열회수의 효율이 증가한다고 보였으며, 물, 암모니아, 에탄올의 경우는 증발에 많은 엔탈피를 요구하므로 유기랭킨 사이클의 작동유체로는 부적절하다고 하였다. Hung et al.⁽¹³⁾은 폐열회수를 위한 랭킨사이클의 작동유체로 R134a와 같은 등엔트로피 작동유체가 낮은 온도를 갖는 열원의 열회수에 가

장 좋다고 하였다. Hung et al.⁽¹⁴⁾은 태양열과 해양온도차와 같은 낮은 온도의 열원에서 작동하는 유기랭킨 사이클에 대하여 11종의 작동유체에 대하여 사이클 해석을 수행하였으며, 시스템의 효율에는 wet 작동유체가 유리하다고 하였다. Wei et al.⁽¹⁵⁾는 폐열회수를 위하여 R245fa의 작동유체를 사용한 ORC의 최적화에 대한 연구를 수행하였으며 subcooling 온도를 0.5-0.6K로 유지하면 효율이 가장 좋다고 하였다. Navarro-Esbri et al.⁽¹⁶⁾는 폐열에서 20kW의 출력을 얻었는데 시스템의 효율이 12.5%에 도달하였다.

ORC 사이클에서 열원으로부터 사용가능한 에너지를 얻기 위하여 발전기와 연결된 팽창기를 사용하게 되는데 저출력의 경우에는 용적식 팽창기를 많이 사용하게 된다. 이는 회전수가 낮으며 효율이 높기 때문이다. 앞서 언급한 연구에서도 대부분이 스크롤 팽창기를 사용하였다. Declaye et al.⁽¹⁷⁾는 소형출력용 ORC에서 스크롤 팽창기에 대한 실험으로 4.6%의 시스템 효율을 얻었다. Lemort et al.^(18,19)는 1kW급 출력의 ORC에서 스크롤 팽창기의 효율을 팽창비가 5.5일 경우에 최대 68%까지 얻었으며, R245fa의 사용으로 팽창비가 10일 경우에 최대 71%까지 얻었다. Quoilin et al.⁽²⁰⁾은 스크롤 팽창기의 사용으로 ORC 시스템의 효율을 7.4%까지 얻었다. Yamada et al.⁽²¹⁾는 펌프가 없이 ORC를 작동하였는데, 스크롤 팽창기를 사용하여 20W의 연속적인 출력을 얻었다. Twomey et al.⁽²²⁾는 R134a를 사용하여 676W의 순간적인 출력을 얻는데 스크롤 팽창기를 사용하여 3.47%의 시스템 효율을 얻었다.

터보팽창기도 ORC 장치에서 출력을 얻기 위한 장치로 적용되고 있는데, 고 출력의 경우에는 질량유량이 많으므로 대부분이 터보 팽창기를 적용하고 있으나 소형의 경우에는 그다지 많이 적용하고 있지는 않다. 하지만 터보 팽창기의 경우에는 고속의 회전속도에서 작동하므로 관련장치를 소형화 할 수 있으며, 입력의 변동에 대응하여 탈설계점에서 작동할 수 있는 특징이 있으므로 효용가치가 높다. Nguyen et al.⁽⁷⁾과 Riffat et al.⁽⁸⁾은 태양열을 열원으로 ORC에 1kW급의 터보 팽창기를 적용하였다. 소형의 유기랭킨 사이클을 위한 밀리미터급의 소형터빈 제작 및 시험을 Yamamoto et al.⁽²³⁾가 수행하였는데 로터의 직경은 30mm이며, 20,000RPM의 회전수에서 150W의 출력을 얻었으며, 최대효율은 1.25%를 얻었다. Welch et al.⁽²⁴⁾는 지열의 에너지를 회수하기 위하여 터

빈이 이상(two phase)상태에서 작동하는 터빈으로, 구심터빈과 반대의 형상으로 축방향으로 작동유체가 들어와서 반경방향으로 나가는 형태의 오일러 터빈을 사용하였으며 표면장력이 낮은 작동유체가 효율을 증가한다고 하였다. Kang⁽²⁵⁾은 질량유량이 2.5kg/s에서 R245fa를 사용하여 증발기 온도 82°C에서 30kW급의 구심터빈을 설계 및 제작하여 유기랭킨 사이클의 시험을 수행하였다. Cho et al.⁽²⁶⁾은 라디얼터빈에서의 부분분사에 따른 효율의 변화에 대한 연구를 하였으며, Pei et al.⁽²⁷⁾은 3kW급의 라디얼 터빈에 감속기를 부착하여 6.8%의 시스템 효율을 얻었다.

터보팽창기의 경우에는 소형 출력에서는 스크롤 팽창기에 비하여 다소 낮은 시스템 효율을 보여주고 있으나 통상 ORC를 위한 열원이 고정적이지 못한 경우가 많으므로 이러한 변동에 능동적인 대응이 가능한 장점이 있다. 본 연구에서는 낮은 온도의 열원에서 에너지를 회수하는 장치에 대한 연구로써 30kW급의 출력을 기준으로 ORC에 적용하기 위한 터빈 및 노즐의 설계에 대한 연구를 수행하고, 설계된 장치를 기준으로 열원의 변동을 고려하여 30kW 이하의 적은 출력을 얻고자 탈설계점에서 작동하는 경우에 출력의 변동이나 작동상태에 대한 예측을 위한 사이클 해석을 수행하고자 하였다. 여러 냉매 중에서 ORC의 작동에 적합한 R245fa의 냉매를 사용하며, 열원의 변동에 대하여 터빈의 출력을 다양하게 얻기 위하여 질량유량을 조정하기 위하여 여러 개의 노즐을 사용하여 조정 가능하도록 하였다. 질량유량이 줄어드는 경우에 터빈은 부분분사를 하게 되므로 이에 대한 터빈의 효율을 고려하고, 또한 최적의 속도비를 얻어서 회전속도가 고려된 사이클에서의 열역학적 물성치(이하 물성치) 변화 및 시스템의 효율 변화에 영향을 미치는 요인들을 분석하고자 한다.

2. 사이클해석

Fig. 1은 냉매를 사용하여 열원으로부터 동력을 얻기 위한 장치의 구성도를 보여주고 있다. 그림에서의 열원(C)는 일반적으로 산업체에서 발생되는 100°C 전후의 낮은 온도를 가진 폐열, 태양열, 지열 등을 활용할 수 있다. 본 연구에서는 여러 종류의 냉매 중에서 증기상태에서 터빈의 작동에 유리한 R245fa를 작동유체로 선정하였다. 가열기에 사용되는 열매

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho VA \\ dp + \rho VdV + \frac{1}{2}\rho V^2 f \frac{dx}{D} &= 0 \\ a^2 &= \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s \\ dh + VdV &= 0 \\ dh &= Tds + vdp \end{aligned} \quad (1)$$

식 (1)로부터 노즐에서의 유동으로 인한 압력손실식을 식 (2)와 같이 구할 수 있게 된다.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\frac{\rho V^2}{A} \frac{dA}{dx} - [(\rho V)^2 \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T] \frac{V^2}{2T} \frac{f}{D}}{(1 - M^2)} \quad (2)$$

본 연구에서는 노즐을 초음속노즐로 채택하였으므로 질량 유량(\dot{m}_n)은 출구에서의 압력이 낮아도 초크되면 질량유량은 증가하지 않는다. 따라서 노즐 하나에서의 질량유량은 노즐목(throat)의 직경(D_{th})을 기준으로 초크될 때의 상태에서부터 얻게 된다. 초크될 때의 온도(T_{th})와 압력(P_{th})은 입구에서의 전압력과 전온도를 기준으로 반복계산에 의하여 전엔탈피가 같아지도록 하여 얻게 된다. 계산에 필요한 물성치는 NIST의 Refprop⁽²⁸⁾의 라이브리를 소규모의 출력을 얻는 경우에도 해석이 가능하도록 작성한 사이클 해석프로그램에 연동하였다.

$$\begin{aligned} P_{th} &= \frac{P_{T1}}{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}} \\ T_{th} &= T_{t1} - \frac{C_{th}^2}{2c_p} \\ \dot{m} &= \rho_{th} A_{th} C_{th} \end{aligned} \quad (3)$$

노즐에서의 초크위치는 식 (2)의 분자로부터 $M=1$ 일 때의 값으로부터 구하게 된다.

$$\frac{\rho V^2}{A} \frac{dA}{dx} - [(\rho V)^2 \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T] \frac{V^2}{2T} \frac{f}{D} = 0 \quad (4)$$

마찰계수 f 는 Fang et al.⁽²⁹⁾이 제안한 식 (5)를 사용하였으며, 표면거칠기는 $30\mu\text{m}$ 로 설정하였다.

$$\begin{aligned} f &= 1.613 \left[\ln \left(0.234 \left(\frac{\epsilon}{D} \right)^{1.1007} - \frac{60.525}{Re^{1.1105}} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \frac{56.291}{Re^{1.0712}} \right) \right]^{-2} \end{aligned} \quad (5)$$

초크 위치에서의 압력 구배식은 식 (2)의 분자를 미분하여 (L'hopital의 정리로부터) 식 (6)과 같이 구하게 된다.

$$\begin{aligned} &\left(-\frac{2}{a^2 \rho} + \frac{2}{a} \left(\frac{\partial a}{\partial p} \right)_s \right) \left(\frac{dp}{dx} \right)^2 + [(-2\rho \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p + \\ &\frac{2}{a} \left(\frac{\partial a}{\partial s} \right)_p + \frac{T}{a^2} + \rho \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_s + m^2 \frac{1}{A^2} \frac{\partial}{\partial p} \\ &((\frac{\partial v}{\partial s})_p)_s] \frac{ds}{dx} + \frac{2}{A} \frac{dA}{dx} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left] \left(\frac{dp}{dx} \right) + \\ &[(-m^2 \frac{3}{A^3} \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p \frac{ds}{dx} - \frac{3\rho a^2}{A^2} \frac{dA}{dx} \frac{dA}{dx} + \\ &\rho \left(\frac{\partial T}{\partial s} \right)_p - \frac{T}{v^2} \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p + m^2 \frac{1}{A^2} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial s^2} \right)_p] \left(\frac{ds}{dx} \right)^2 + \\ &(m^2 \frac{1}{A^2} \left(\frac{\partial v}{\partial s} \right)_p + \rho T) \frac{d^2 s}{dx^2} - \frac{\rho a^2}{A} \frac{d^2 A}{dx^2}] = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 구한 압력구배를 경계조건으로 하여 노즐의 주어진 형상과 함께 식 (5)로부터 유동방향을 따라서 물성치를 얻게 되어 로터 입구에서의 물성치를 얻게된다.

터빈의 회전속도는 식 (7)로 정의되는 노즐에서의 이상적인 분사속도(C_j)에 의하여 최고효율점에서 작동하는 원주속도(U)가 결정된다. C_j 는 노즐에서의 마찰계수가 없는 단열 팽창의 상태에서 얻은 결과를 적용하였다.

$$C_j = \sqrt{2(h_{t1} - h_{2is})} \quad (7)$$

탈설계 상태에서의 노즐의 효율(η_N)은 식 (8)로부터 얻어지게 된다.

$$\eta_N = \frac{h_{t1} - h_2}{h_{t1} - h_{2is}} \quad (8)$$

Fig. 3은 소형의 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에 최대의 효율이 측정⁽²⁹⁻³²⁾되어지는 속 선도비를 정리한 것이다. 터빈에서의 부분분사율이 낮아질수록 최적의 속도비는 감소하는 특징을 보여준다. 터빈의 회전속도는 최적의 속도비에 서정하였다. 터빈에서의 출력은 터빈로터의 형상에 따른 원주속도(U)와 원주방향의 절대속도(C_θ) 및 터빈효율(η_{t-t})에

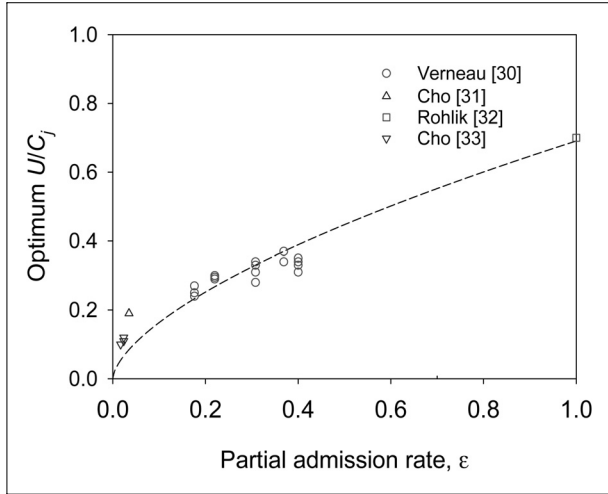


Fig. 3 Optimum velocity ratio in partial admission

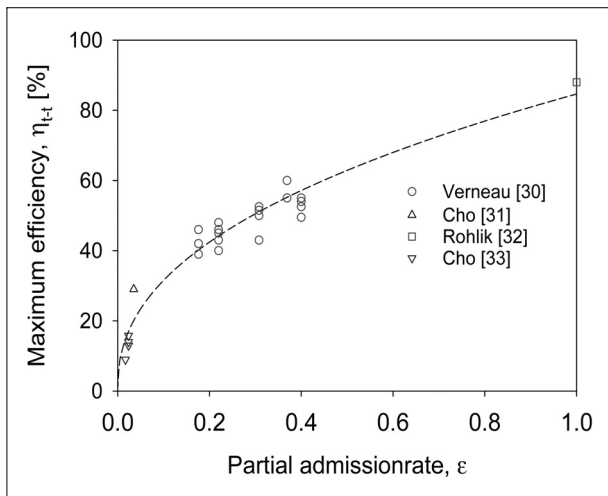


Fig. 4 Maximum efficiency in partial admission

의하여 결정된다. 터빈효율은 최적 속도비에서 작동하는 경우에 얻어지는 Fig. 4의 최대효율 선도⁽³⁰⁻³³⁾를 적용하였다.

$$\begin{aligned} \Pi &= \dot{m} \Delta h_t \eta_{t-t} \\ \Delta h_t &= C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 \end{aligned} \quad (9)$$

터빈출구에서의 상태(3의 상태)로 전압력(P_{t3})은 터빈이 등엔트로피 팽창을 하였을 때 얻게되는 압력이 된다. 따라서 터빈 입구의 엔탈피와 엔트로피로부터 식 (10)에서처럼 얻게 된다. 식에서의 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 의미한다.

$$\begin{aligned} h_{t3s} &= h_{t1} - \Delta h_t \\ P_{t3s} &= f(h_{t3s}, s_{t3s}) \\ P_{t3} &= P_{t3s} \end{aligned} \quad (10)$$

터빈출구에서의 전엔탈피(h_{t3})는 식 (11)과 같이 터빈의 효율에 의하여 얻게 되고, 앞서 얻어진 터빈출구에서 전압력 상태와 함께 터빈출구에서의 엔트로피(s_{t3})도 얻게 된다.

$$\begin{aligned} h_{t3} &= h_{t1} - \frac{\Delta h_t}{\eta_{t-t}} \\ s_{t3} &= f(h_{t3}, P_{t3}) \end{aligned} \quad (11)$$

터빈출구에서의 엔탈피(h_3)는 로터의 익형형상에 따라 결정되는 출구 유동속도(C_3)에 의하여 얻게 된다. 다음으로 작동유체가 재생기를 지나게 되면서 전엔탈피의 감소가 발생한다. 재생기의 효율(η_{HX})은 식 (12)로 정의되며, 본 연구에서는 재생기의 효율을 60%로 가정하였다.

$$\eta_{HX} = \frac{h_{t6a} - h_{t6}}{h_{t3} - h_{t6}} \quad (12)$$

재생기를 지난 작동유체(3a의 상태)는 터빈출구에서의 전압력(P_{t3a})과 전엔탈피(h_{t3a})로부터 냉매의 상태를 얻게 되고, 재생기를 지난 작동유체는 순환관을 통하여 흐르는데 응축기를 들어가는 상태(4의 상태)에서 압력손실을 무시하면 포화 증기상태이므로 압력만으로도 모든 물성치를 얻게 된다.

응축되어진 액체 포화상태(5L의 상태)에서 펌프로의 기체의 유입 및 효율증대를 위하여 1°C 과냉각된 상태의 물성치(5의 상태)는 식 (13)에서처럼 압력과 전엔탈피에 의하여 얻게 된다.

$$\begin{aligned} P_{t5} &= P_{t5L} = P_{t4} \\ h_{t5} &= h_{t5L} - 1^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (13)$$

펌프에 의하여 압력이 상승(6의 상태)하는데 증가된 압력은 터빈 입구의 압력과 같아야 한다. 펌프의 효율(η_{pump})을 85%로 가정하였을 때 얻어지는 펌프의 입력(Π_{pump})은 다음과 같다.

$$h_{t6s} = f(P_{t6}, s_{t6})$$

$$\Pi_{pump} = \frac{\dot{m}(h_{t6s} - h_{t5})}{\eta_{pump}} \quad (14)$$

시스템 효율(η_{sys})은 작동유체의 가열에 사용된 입력과 출력의 비로써 나타낼 수 있으며, 재생기를 사용하였을 경우에는 시스템 효율($\eta_{sys-reg}$)은 식 (15)와 같이 표현된다.

$$\eta_{sys} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{\dot{m}(h_{t1} - h_{t6})}, \quad \eta_{sys-reg} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{\dot{m}(h_{t1} - h_{t6a})} \quad (15)$$

3. 노즐설계

터빈의 소형화 및 고효율을 얻기 위하여 로터로 분사되는 이상적인 분사속도를 기준으로 최적의 속도비(U/C_j)를 바탕으로 터빈의 직경 및 회전수를 설정한다. 따라서 노즐 설계 시에 터빈의 기본적인 크기 및 회전수가 설정된다. 아울러 노즐출구에서의 요구되는 작동유체의 속도(C_2)를 얻을 수 있도록 노즐의 형상을 설계하여야 한다. 노즐은 단면이 원형인 노

즐을 사용하였으며, 로터의 입구직경(D_2)과 로터의 높이(h_2)를 고려하여 노즐의 출구직경(d_2)을 설정하게 된다.

초음속 노즐의 설계는 단상인 경우에는 특성곡선을 이용하여 설계하는 방법⁽³⁴⁻³⁶⁾이 많이 이용되고 있다. 따라서 팽창과정에 따라서 작동유체의 물성치를 입력하여 초음속 노즐의 형상설계가 가능하다. 팽창과정에서 작동유체가 이상유체로 되는 경우에는 일차원적인 해석법을 사용하여 설계⁽³⁷⁻³⁸⁾할 수 있다. 본 연구 사용되는 R245fa의 경우는 포화증기 선도의 변화가 $dT/ds > 0$ 의 특성을 가지므로 dry 냉매로 분류된다. 따라서 팽창 시에 과열(superheated) 상태로 유지되므로 작동유체는 단상을 유지하게 된다. 따라서 노즐의 기본 형상을 특성곡선법으로 설계하였으며, 작동유체의 물성치는 Refprop⁽²⁸⁾으로부터 제공하여 형상설계를 하였다. 얻어진 형상의 결과에서 보다 정확한 경계층의 영향을 고려하기 위하여 Fluent⁽³⁹⁾를 이용하여 유동해석 결과와 함께 최종적인 형상설계를 하였다.

노즐 입구에서의 전온도와 전압력으로부터 노즐 출구에서 마하수 1.4의 속도를 갖도록 하였으며, Fig. 5는 유동해석에 적용된 격자와 최종 설계된 노즐의 형상을 보여주고 있다. 유동해석에서 난류모델은 k- ϵ 모델을 적용하였으며 입구에 질량유량의 조건과 출구에는 압력을 설정하였다. Fig. 5는 노즐의 내부 유동속도 벡터와 마하수의 분포를 보여주고 있으며 출구에서의 마하수가 1.4에 있음을 알 수 있다.

4. 터빈형상

소형터빈의 형상으로는 일반적으로 구심형의 터빈을 사용하게 되지만 내부유로의 면적이 축소되어지므로 초음속 분사에서는 일반적으로 적용하지 않는다. 하지만 부분분사에서 작동하는 경우에는 분사유량에 비하여 유로면적이 크기 때문에 적용이 가능하다. 아울러 축류형으로도 터빈의 형상을 선정할 수 있다. 하지만 본 연구에서는 획득할 수 있는 열원의 변경에 따라서 30kW 이하의 여러 출력도 얻고자 하므로 질량유량의 조정이 용이한 구심형 터빈으로 형상을 선정하였다.

터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 작동유체가 로터 내부유로를 완전히 채우지 못하므로 충동형의 터빈을 사용하

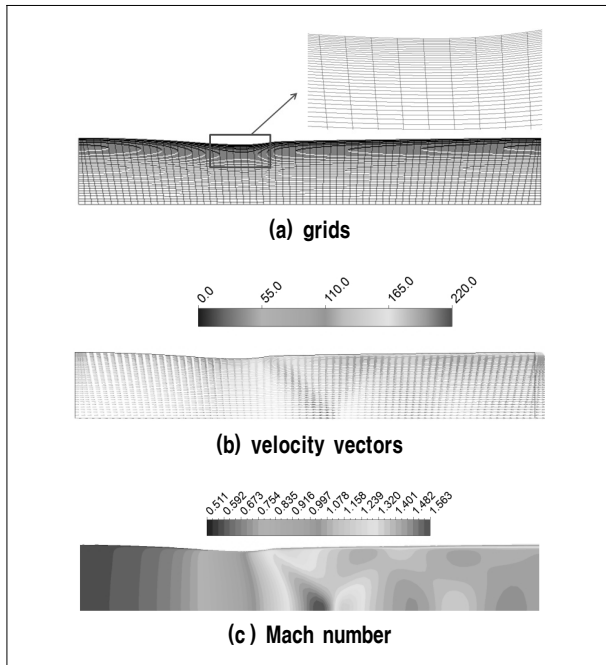


Fig. 5 Grids, velocity vector and Mach number contour with the nozzle

게 된다. 노즐에서 팽창이 발생되고 충동형 로터에서는 압력 변화가 없는 작동 상태로 설정할 경우에는 로터에서 오히려 엔탈피가 증가하게 된다. 따라서 이 경우는 로터에서 힘을 빼앗는 경우가 되어 적합하지 않다. 따라서 로터 전후인 2와 3의 상태에서 엔탈피 변화가 없는 형태로 사용하게 된다.

터빈에서의 출력을 로터 전후에서의 속도형태로 나타내면 식 (16)과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta h_t &= C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 \\ &= \frac{1}{2} [(C_2^2 - C_3^2) + (U_2^2 - U_3^2) + (W_3^2 - W_2^2)] \end{aligned} \quad (16)$$

충동형 터빈의 반동도를 식 (16)을 사용하여 나타내면 식 (17)과 같이 된다.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_{t2} - h_{t3}} = \frac{\frac{1}{2}(U_2^2 - U_3^2) - \frac{1}{2}(W_2^2 - W_3^2)}{h_{t2} - h_{t3}} \quad (17)$$

축류형의 경우에는 반동도가 0인 경우에는 로터입구와 출구에서의 상대속도가 동일하게 되지만 구심터빈의 경우에는 로터출구에서 반경이 적은 경우이므로 출구에서의 상대속도가 아주 적은 값이 형성되어 반동도가 음이 된다. 따라서 이를 방지하기 위하여 로터출구인 3번이 2번보다는 약간 낮은 엔탈피를 갖도록 설계하게 된다.

필요한 출력을 얻기 위하여 부분분사에 따른 효율선도와 속도를 기준으로 입구에서의 입사각 및 출구에서의 deviation 각을 고려하여 익형각을 설정한다. 입구와 출구에서의 익형각은 각각 반경방향기준으로 27.3도와 -71도로 설정되었다. 익형의 개수는 27개로 설정되었으며, 입구와 출구의 반경은 50mm와 30mm이다. 익형이 높이는 12mm이다. 터빈에서의 출력이 예측하기 위하여 4개의 노즐만을 적용하여 유동해석을 수행하였다.

유동해석을 위하여 도메인을 노즐, 로터, 출구 영역으로 3개를 형성하였으며, 각각의 접촉면은 frozen 방식을 적용하였으며, 노즐입구에서의 전온도가 80°C로 설정되었을 경우에 블레이드에서 얻어진 토오크는 2,718J이었다. 작동회전수 10,525RPM을 적용한 경우에 2.99kW의 출력을 예상할 수 있었으며 이는 사이클 해석으로 얻어진 2.86kW와 근접한 결과였다. Fig. 6은 유동해석에 적용한 격자모양(축소)과 전압력의 분포를 보여주고 있다.

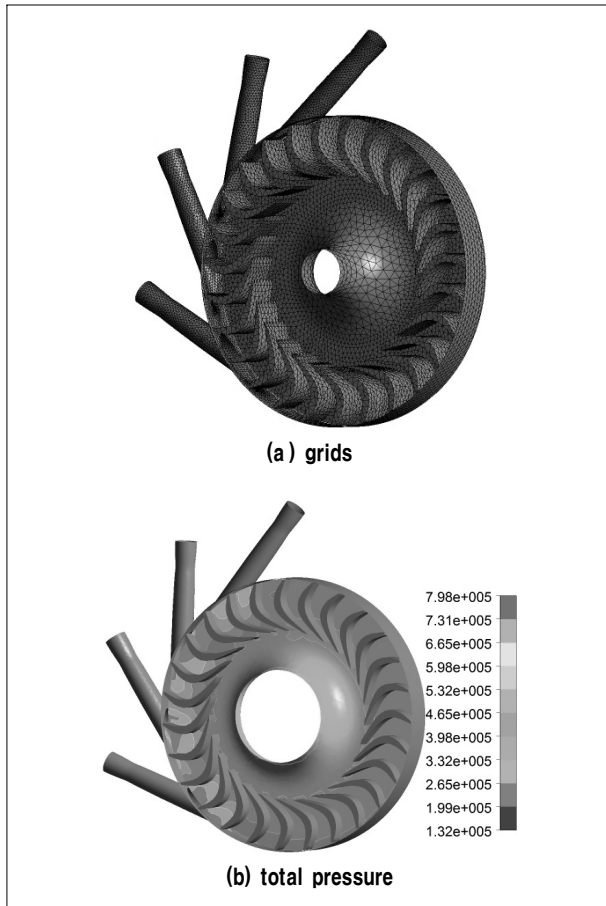


Fig. 6 Grids and total pressure on the mid-span plane

5. 9개 노즐을 사용한 사이클

노즐의 개수를 9개로 고정하고 터빈입구(증발기의 출구)의 전온도(T_{t1})를 70°C에서 120°C까지 10°C 간격으로 변화를 주었을 때 온도의 증가는 Fig. 7에서 처럼 압력의 증가를 동반하게 된다. 동일한 노즐이 사용되어 목에서 chock가 발생되어진다 하여도 입구에서의 압력 증가는 밀도를 증가시키므로 Table 1에서처럼 질량유량(\dot{m})이 증가하게 된다. 질량유량의 증가는 시스템 작동을 위한 입력을 증가하게 된다. 재생 사이클을 적용하는 경우에 입력은 재생사이클을 사용하지 않는 경우보다는 다소 적은 입력(Q)이 소요됨을 Fig. 8에서 보

여준다. Fig. 9에서는 단위질량유량당 입력은 입구온도의 증가에 따라 줄어들게 됨을 보여주고 있다. 이러한 이유는 터빈 입구온도의 증가는 사이클에서 작동유체가 펌프에 의하여 가압되기 전의 saturated liquid 온도(T_{15})를 Table 1에서 보여주는 처럼 증가한다. Fig. 7의 사이클에서 보여주는 것과 같이 터빈입구온도의 증가에 따라 펌핑전의 액체응축선도에서의 엔탈피(h_{15}) 증가는 터빈을 작동하기 전의 기체응축선도에서의 엔탈피(h_{11})의 증가보다 가파르게 증가한다. 따라서 높은 터빈입구온도는 두 지점에서의 엔탈피 차이가 줄어들게 되어 단위 질량당 입력이 줄어들게 된다.

터빈에서의 효율은 부분분사량에 의하여 영향을 받는데 9개의 노즐을 적용한 경우에 부분분사율(ϵ)은 48.7%였다. 따라서 터빈은 62.1%의 효율을 갖게 되었다. 터빈의 출력은 질량유량에 비례하게 되므로 터빈입구온도의 증가에 따라 출력(Π)은 증가하는 결과를 얻게 되었으며 Table 1에서 그 결과를 보여주고 있다. 터빈의 최적의 회전수(Ω)는 노즐에서의

Table 1. Predicted results when the nine nozzles are applied with various turbine inlet total temperatures

T_{t1} [°C]	80	90	100	110	120
P_{t1} [Mpa]	0,789	1,006	1,265	1,57	1,927
\dot{m} [kg/s]	1,244	1,569	1,955	2,409	2,943
T_{t5} [°C]	44,4	52,4	60,5	68,6	76,8
Π [kW]	14,21	17,84	21,98	26,56	31,50
Ω [RPM]	17488	17504	17471	17371	17191
Reaction	0,312	0,314	0,317	0,319	0,322
η_N [%]	79,5	78,6	77,7	76,6	75,4

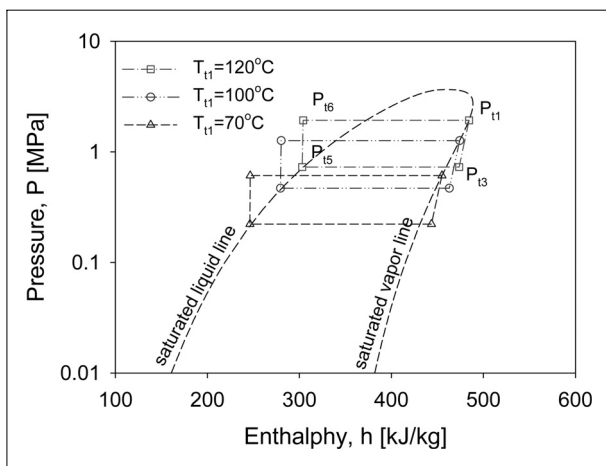


Fig. 7 Cycles with three different turbine inlet total temperatures

이상적인 분사속도에 의하여 영향을 받으므로 Table 1에서 보여주는 것과 같이 큰 차이를 보이지 않으나 90°C의 터빈입구 온도에서 가장 높은 값을 나타내었다. 이러한 원인은 터빈입구 온도의 증가율과 질량유량의 증가율이 다르기 때문인데 이 차이가 커지는 경우에 이상적인 유동속도가 증가하게 되어 최적의 터빈회전수가 증가하게 된다

노즐에서의 효율(η_N)과 로터에서의 반동도(R)를 Table 1에서 나타내고 있다. 노즐에서의 효율은 터빈입구에서의 온도가 증가함에 따라 다소 감소하는 특징을 보여주는데 이는 이상적인 분사속도는 차이가 미미하나 노즐에서의 분사속도(C_2)가 온도의 증가에 따라 조금 줄어들었기 때문이다. 아울러

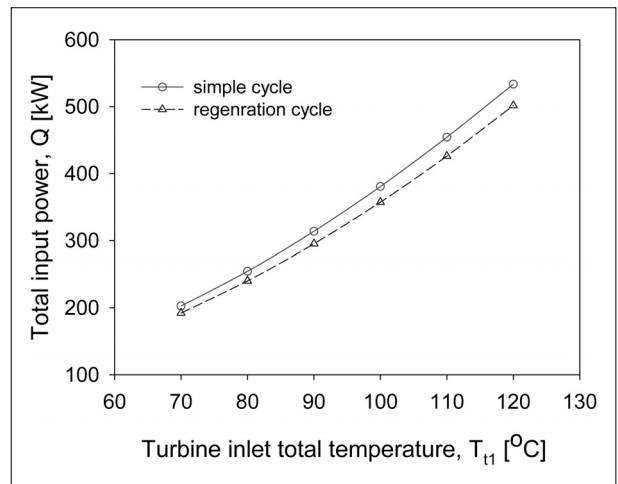


Fig. 8 Total input powers when the nine nozzles are applied with various turbine inlet total temperature

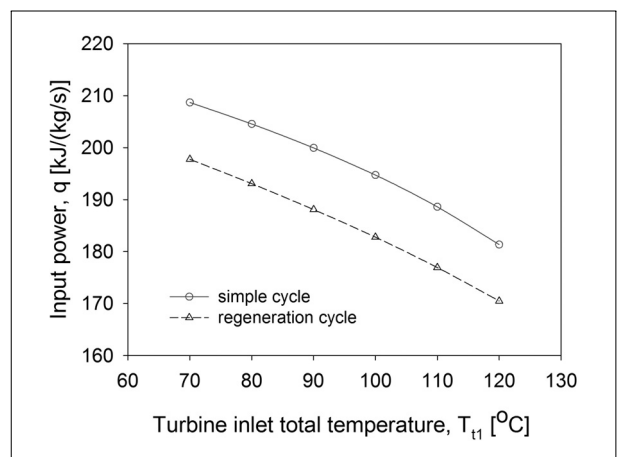


Fig. 9 Input powers per mass flowrate when the nine nozzles are applied with various turbine inlet total temperature

러 반동도는 노즐의 영향으로 터빈입구에서의 엔탈피(h_2)가 큰 경우에 증가하였으므로 터빈입구에서의 온도증가에 따라 다소 증가하는 경향을 보이고 있다. 따라서 초기의 설계목적에 합당하게 로터에서 약간의 팽창이 발생하는 로터로 설계되었음을 알 수 있다.

6. 터빈 출력을 30kW 급으로 한 경우

터빈 입구의 전온도를 변경하더라도 출력을 30kW급으로 얻고자 하는 경우에는 사용하여야 하는 노즐의 개수가 달라진다. 온도가 70°C인 경우에는 15개의 노즐이 적용되었으나 120°C의 경우에는 9개의 노즐만 사용하여도 되었다. 터빈입구온도의 변화에 따른 사용된 노즐의 개수를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 터빈 출력이 정확히 30kW가 얻어지지 않은 이유는 노즐의 개수가 정수배로 변하게 때문이며, 노즐의 사용 개수에 따라서 30kW 전후로 얻어질 수 있다. 터빈입구온도의 증가에 따라서 노즐하나당 질량유량이 증가하므로 적용되는 노즐의 개수는 터빈입구온도가 낮은 경우에 비하여 줄어들게 된다. 하지만 노즐개수가 줄어들게 되면 Fig. 11에서 보여주는 것과 같이 부분분사율이 줄어들어 터빈의 효율이 감소하므로 동일한 출력을 얻기 위하여서는 온도의 증가에 따라 더 많은 질량유량(\dot{m})을 필요로 함을 Table 2에서 보여주고 있다. 따라서 Fig. 11에서 보여주는 것과 같이 단위질량당

출력은 감소하게 된다. 터빈 입구온도의 증가에 따라 단위 질량당 입력은 감소하게 되지만 유량의 증가로 인하여 실제 필요로 하는 입력은 증가하게 됨을 Fig. 12에서 보여주고 있다.

Fig. 13은 시스템의 효율을 재생사이클을 적용한 경우와 함께 보여주고 있는데 재생사이클의 적용으로 시스템의 효율

Table 2. Predicted results when the turbine output power is 30 kW class with various turbine inlet total temperatures

T_{t1} [°C]	70	80	90	100	110
\dot{m} [kg/s]	1,620	1,797	2,093	2,389	2,677
Ω [RPM]	23997	22015	20958	19809	18556

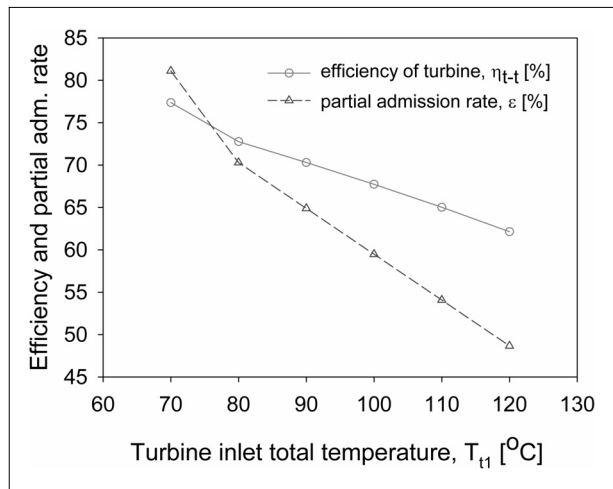


Fig. 11 Partial admission rates turbine efficiencies when the turbine output power is 30 kW class

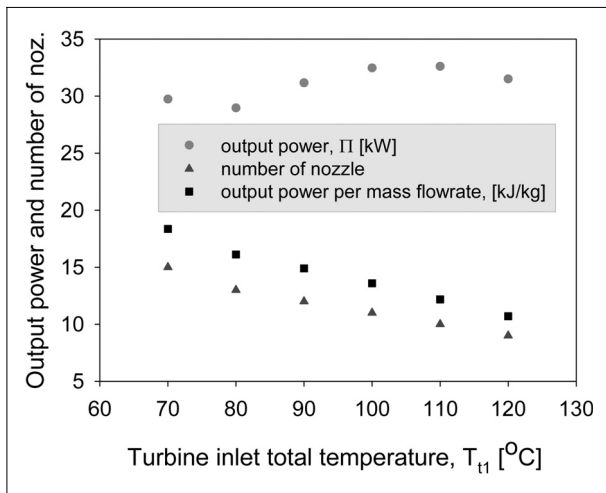


Fig. 10 Output powers and number of nozzles for 30 kW class turbine power with various turbine inlet total temperature

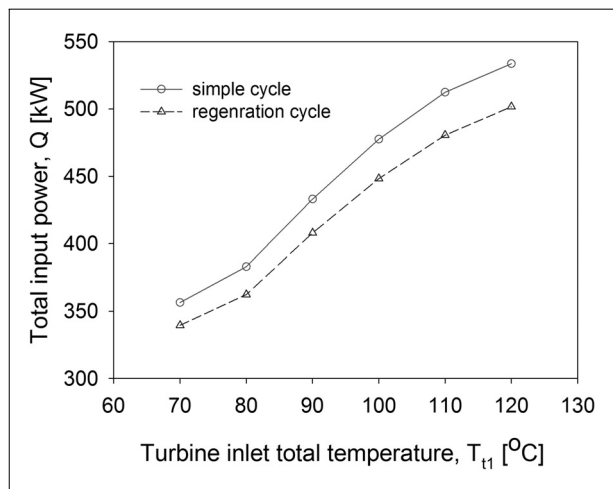


Fig. 12 Total input powers when the turbine output power is 30 kW class

이 0.4% 정도 증가함을 보여주고 있다. 시스템의 효율은 터빈입구온도가 낮을 경우에 터빈효율의 증가로 인하여 증가하는 경향을 보여주고 있다. 터빈의 최적의 회전수(Ω)는 노즐에서의 이상적인 분사속도에 차이는 없으나 부분분사율의 증가에 따라서 최적의 속도비가 증가하였기에 낮은 터빈입구온도에서 증가하는 경향을 Table 2에서 보여주고 있다.

7. 터빈 출력을 3kW 급으로 한 경우

탈설계점에서 작동하면서 낮은 출력을 얻고자 하는 경우에는 터빈의 입구온도가 낮아서 터빈출구에서 응축을 위한 온도가 너무 낮지 않도록 하여야 시스템의 작동에 문제가 없게 된다. 본 연구에서 동일한 터빈에서 3kW급 출력을 얻고자 하는 경우에 적은 개수의 노즐을 적용하였다.

탈설계점의 작동에서 낮은 출력을 얻는 경우에 노즐의 개수에 따라서 출력의 변동은 심해진다. 따라서 Fig. 14에서 보여주는 것과 같이 출력은 2.5~3.8kW까지 변동이 있었다. 노즐의 개수는 동급의 3kW 출력을 얻기 위하여 터빈입구온도의 감소에 따라서 증가되었으며, 60°C의 터빈 입구온도에서는 6개가 적용되었다. 노즐개수의 증가에 따라 터빈효율의 증가로 질량유량이 줄어들게 되어 동급의 출력을 얻는데 단위질량당 출력은 증가하게 된다. 따라서 동급의 출력을 얻는데 필요로 하는 입력(Q)은 터빈입구온도의 증가에 따라서 증

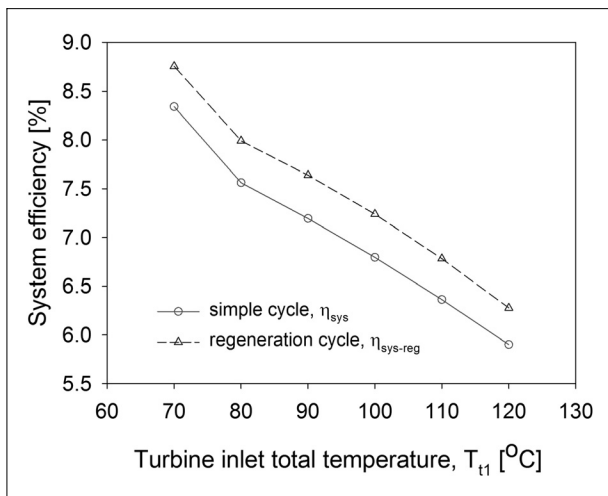


Fig. 13 System efficiencies when the turbine output power is 30 kW class

가하게 된다. Table 3에서 입력의 결과를 보여주고 있다.

Fig. 15는 부분분사율과 터빈효율의 변화를 보여주고 있다. 터빈의 효율은 부분분사율과 관련이 있으므로 터빈입구온도가 낮을 경우에 증가하게 되며, 최적의 속도비도 낮은 출

Table 3. Predicted results for the output power of 3 kW class

T_{t1} [°C]	60	70	80	90	100
Q [kW]	102.0	106.5	104.1	127.4	111.4
Ω [RPM]	13453	12064	10526	10536	8783
T_{t4} [°C]	34.0	44.8	56.1	64.7	77.0

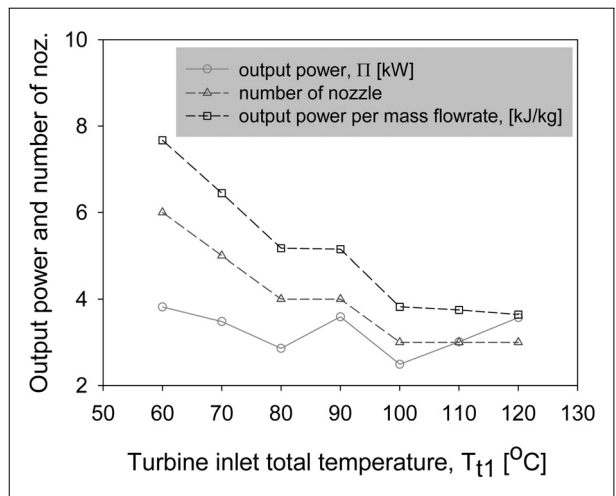


Fig. 14 Output powers and number of nozzles for 3 kW class turbine power with various turbine inlet total temperature

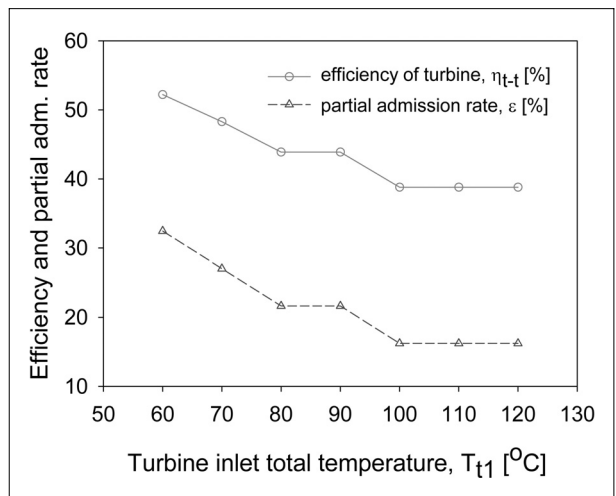


Fig. 15 Partial admission rates turbine efficiencies when the turbine output power is 3 kW class

력을 얻는 경우에 줄어들게 되나 낮은 터빈 입구온도에서는 상대적으로 높은 회전속도(Ω)가 얻어짐을 Table 3에서 보여 주고 있다. 터빈 출구에서의 응축온도는 입구온도에 의하여 영향을 받는데 입구온도가 낮은 경우에 응축온도(T_{t4})가 낮아지므로 작동에 시스템 작동에 지장이 없는 온도로 설정되어야 함을 알 수 있다. 60°C의 터빈 입구온도에서는 34°C 가 얻어졌다.

8. 결론

본 연구에서는 에너지 변환을 위한 유기랭킨 사이클의 작동유체로 R245fa를 사용하여 터빈에서 얻어지는 다양한 출력에 대한 사이클 해석을 수행하였다. 터빈입구 전온도의 증가에 따라 단위질량당 입력은 감소하지만 질량유량의 증가로 필요로 하는 입력은 증가하였다. 노즐개수를 최소화하여 적용하여 적은 출력을 얻는 경우에는 본 연구에서와 같이 부분 분사를 이용하여 출력을 조절하는 경우에는 응축을 위한 어려움이 없는 터빈출구에서의 온도를 낮게 설정하는 것이 시스템의 효율을 상승하게 된다. 최적의 터빈 회전수는 부분분사율에 영향을 많이 받으므로 노즐개수의 증가에 따라 증가함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 호남광역경제권의 하이브리드 풍력발전 시스템 개발사업의 일부로 수행되었습니다.

References

- [1] Veleza, F., Segoviab, J. J., Martin, M. C., Antolina, G., Chejne, F. and Quijano, 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.
- [2] 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.
- [3] 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.
- [4] Cong, C. E., 2005, "Solar Thermal Organic Rankine Cycle as a Renewable Energy Option", *Jurnal Mekanikal*, Dec., No. 20, pp. 68-77.
- [5] Gang, P., Jing, L. and Jie, J., 2010, "Analysis of Low Temperature Solar Thermal Electric Generation Using Regenerative Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 998-1004.
- [6] Wang, X. D., Zhao, L., Wang, J. L., Zhang, W. Z. Zhao, X. Z. and Wu, W., 2010, "Performance Evaluation of a Low-Temperature Solar Rankine Cycle System Utilizing R245fa", *Solar Energy*, Vol. 84, pp. 353-364.
- [7] Nguyen, V. M., Doherty, P. S. and Riffat, S. B., 2001, "Development of a prototype low-temperature Rankine cycle electricity generation system", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 169-181.
- [8] Riffat, S. B. and Zhao, X., 2004, "A Novel Hybrid Heat-Pipe Solar Collector/CHP System-Part II: Theoretical and Experimental Investigations", *Renewable Energy*, Vol. 29, pp. 1965-1990.
- [9] Agustin M. D. and Lourdes G. R., 2010, "Analysis and Optimization of the Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, pp. 2846-2856.
- [10] Manolacos, D., Kosmadakis, G., Kyritsis, S. and Papadakis, G., 2009, "Identification of Behaviour and Evaluation of Performance of Small Scale, Low-Temperature Organic Rankine Cycle System Coupled with a RO Desalination Unit", *Energy* Vol. 34, pp. 767-774.
- [11] Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A. and Papadakis, G., 2010, "Exergy analysis of Micro-Organic Rankine Power Cycles for a Small Scale Solar Driven Reverse Osmosis Desalination Dystem", *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1295-1306.
- [12] Liu B. T., Chie, K. H. and Wang, C. H., 2004, "Effect of Working Fluids on Organic Rankine Cycle for Waste Heat Recovery", *Energy*, Vol. 29, pp. 1207-1217.

- [13] Hung T. C., Shai, T. Y. and Wang, S. K., 1997, "A Review of Organic Rankine Cycles for the Recovery of Low-Grade Waste Heat", *Energy*, Vol. 22, No. 7, pp. 661-667.
- [14] Hung, T. C., Wang, S. K, Kuo, C. H., Pei, B. S. and Tsai, K. F., 2010, "A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-Grade Energy Sources", *Energy*, Vol. 35, pp. 1403-1411.
- [15] Wei, D., Lu, X., Lu, Z. and Gu, J., 2007, "Performance Analysis and Optimization of Organic Rankine Cycle (ORC) for Waste Heat Recovery", *Energy Conversion and Management*, Vol. 48, pp. 1113-1119.
- [16] Navarro-Esbrí, J. Peris, B. Collado, R. and Molés, F., 2013, "Micro-Generation and Micro Combined Heat and Power Generation Using "Free" Low Temperature Heat Sources through Organic Rankine Cycles", *International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'13)*, Bilbao (Spain), 20th to 22th March, 2013.
- [17] Declaye, S., Quoilin, S. and Lemort, V., 2010, "Design of Experimental Investigation of a Small Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Paper 1153, pp. 1-7.
- [18] Lemort, V. Quoilin, S. Cuevas, C. and Lebrun, J., 2009, "Testing and Modeling a Scroll Expander Integrated into an Organic Rankine Cycle", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 3094-3102.
- [19] Lemort, V., Declaye, S. and Quoilin, S., 2012, "Experimental Characterization of a Hermetic Scroll Expander for use in a Micro-Scale Rankine Cycle, *Proc. IMechE Part A: J. Power and Energy*, Vol. 228, No. 1, pp. 126-136.
- [20] Quoilin, S., Lemort, V. and Lebrun, J., 2010, "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander", *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 1260-1268.
- [21] Yamada, N. Watanabe, M. and Hoshi, A., 2013, "Experiment on Pumpless Rankine-Type Cycle with Scroll Expander", *Energy*, Vol. 49, pp. 137-145.
- [22] Twomey, B., Jacobs, P. A. and Gurgenci, H., 2013, "Dynamic Performance Estimation of Small-Scale Solar Cogeneration with an Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 51, pp. 1307-1316.
- [23] Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle", *Energy*, Vol. 26, pp. 239-251.
- [24] Welch, P. and Boyle, P., 2009, "New Turbines to Enable Efficient Geothermal Power Plants", *GRC Transactions*, Vol. 33, pp. 765-772.
- [25] Kang, S. H., 2012, "Design and Experimental Study of ORC and Radial Turbine using R245fa Working Fluid", *Energy*, Vol. 41, pp. 514-524.
- [26] Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, J. H., 2013, "A Study on the Organic Rankine Cycle using R245fa", *J. of Fluid Machinery*, Vol. 16, No. 3, pp. 10-17.
- [27] 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.
- [28] NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties", Refprop version 9.0.
- [29] Fang, X., Xua, Y. and Zhou, Z., 2011, "New Correlations of Single-Phase Friction Factor for Turbulent Pipe Flow and Evaluation of Existing Single-Phase Friction Factor Correlations, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 241, No. 3, pp. 897-902.
- [30] Verneau, A., 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3 kW to 1300 kW", *VKI Lecture Series 1987-09*.
- [31] Cho. S. Y., Cho, C. H. and Kim, C., 2006, "Performance Prediction on a Partially Admitted Small Axial-type Turbine", *JSME international J. Series B*, Vol. 49, No. 4, pp. 1290-1297.
- [32] Rohlik, H. E., "Radial-Inflow turbines", 1973, *Turbine Design and Application*, Vol. 2, NASA SP-290.
- [33] Cho, S. Y., Cho, C. H. and Kim, C., 2008, "Performance Characteristics of a Turbo Expander Substituted for Expansion Valve on Air-conditioner", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 32, pp. 1655-1665.
- [34] Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D. 1976, *Gas Dynamics*, Vol. 1,2 John Wiley & Sons Inc.
- [35] Martensen, M. C., 1990, *Design and Analysis of a Parallel Flow Nozzle*, M.S thesis Mississippi State Univ.
- [36] Hodge, B. K. and Koenig, K., 1995, "Compressible Fluid Dynamics", Prentice hall.
- [37] Elliott, D. G. and Weinberg, E., 1968, "Acceleration of Liquids in Two-Phase Nozzles", *Jet 666 Propulsion Laboratory*, Technical Report 32-987.
- [38] Elliott, D. G., 1982, "Theory and Tests of Two-Phase Turbines", *Jet Propulsion 668 Laboratory*, DOE/ER-10614-1, JPL Pub B1-105.
- [39] Fluent, 2011, "Ansys Fluent Ver. 14", ANSYS Inc.

조 수 용



1981년 부산대학교 기계공학과 공학사
1983년 서울대학교 기계공학과 공학석사
1992년 Case Western Reserve 대학교
항공기계공학과 공학박사

현재 경상대학교 항공우주시스템공학과 교수
(E-mail : sycho@gnu.ac.kr)

조 종 현



2003년 경상대학교 항공기계공학과 공학사
2006년 경상대학교 항공우주공학과 공학석사
2010년 경상대학교 항공우주공학과 공학박사

현재 (주)선테크 기술연구소장
(E-mail : air0427@empal.com)