

가변 열원에서 작동하기 위한 유기랭킨 사이클에 관한 연구

조수용* · 조종현**

A Study on the Organic Rankine Cycle for the Fluctuating Heat Source

Soo-Yong Cho*[†], Chong-Hyun Cho**

Key Words : Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Cycle Analysis(사이클해석), Refrigerant(냉매), Axial Turbine(축류터빈), Partial Admission(부분분사), Supersonic Nozzle(초음속노즐)

ABSTRACT

An organic Rankine cycle was analyzed to work at the optimal operating point when the heat source is fluctuated. R245fa was adopted as a working fluid, and an axial-type turbine as expander on the cycle was designed to convert the heat energy to the electricity since the turbo-type expander works at off-design points better than the positive displacement-type expander. A supersonic nozzle was designed to increase the spouting velocity because a higher spouting velocity can produce more output power. They were designed by the method of characteristics for the operating fluid of R245fa. Three different cases, such as various spouting velocities, various inlet total temperatures, and various nozzle numbers, were studied. From these results, an optimal operating cycle can be designed with the organic Rankine cycle when the available heat source as renewable energy is low-grade temperature and fluctuated.

1. 서론

자원이 고갈되어 감에 따라 전 세계적으로 재생에너지의 활용에 관한 많은 연구가 수행되고 있다. 이러한 재생에너지에는 풍력, 태양열, 지열 등으로부터 유용한 에너지를 얻는데, 태양전지 같은 경우에는 바로 전기에너지를 얻으며, 풍력의 경우는 풍력터빈으로 부터 전기에너지를 생산하게 된다. 반면에 태양열, 산업체에서 발생되는 폐열, 지열 등의 열원은 열로써 직접 이용하거나 유기랭킨 사이클을 이용하여 전기를 생산한다.

유기랭킨 사이클에 사용되는 작동유체의 증발온도는 수증기에 비하여 낮고, 응축온도가 높기 때문에 비교적 낮은 온도의 열원이 있는 경우에도 사이클 형성이 용이하므로 저온의 열원이 있더라도 전기에너지로의 변환이 가능한 장점이 있다. 이러한 용도로 사용되는 작동유체는 기본적으로 오존을 파괴하지 않아야 하며, 지구 온난화 지수가 낮으며, 가연성이 낮고, 효율이 높으며, 인체에 무해하고, 저비용이 요구

되는 작동유체를 사용하여야 한다. 이러한 용도로 CO₂와 같은 자연냉매를 사용하기도 하나 비용적 측면에서 불리하므로, CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매를 많이 사용한다.

유기랭킨 사이클에 사용될 수 있는 적절한 작동유체에 대한 연구⁽¹⁻⁸⁾들이 많이 수행되었다. 이들의 연구는 여러 작동유체들로부터 앞서 언급한 작동유체의 요구조건을 만족하면서 높은 작동 효율을 얻을 수 있는지를 사이클 해석을 통하여 분석하였다. 작동유체의 온도-엔트로피선도에서 포화증기선도가 $dT/ds=0$, $dT/ds<0$, $dT/ds>0$ 이냐에 따라서 isentropic, wetted, dry로 분류되는데, 여러 연구결과에서 dry 작동유체의 경우는 과열과정이 필요 없으므로 효율면에서 유리하다고 추천되어왔다.

저온의 열원을 이용하여 유기랭킨 사이클을 구동하여 수 MW 급에서 수 W 급까지 열원의 종류에 따라 다양한 출력을 얻고 있으며, 열원도 지열,⁽⁹⁾ 바이오매스,⁽¹⁰⁾ 산업체 폐열,⁽¹¹⁾ 태양열⁽¹²⁾ 등 다양한 열원을 이용하고 있다. 이러한 열원으로

* 경상대학교 항공기부품기술연구센터 (Gyeongsang National University, Research Center of Aircraft Parts)

** 선테크(주) 기술연구소 (Suntech Co., LTD, Technology R&D)

† 교신저자(Corresponding Author), E-mail : sycho@gnu.ac.kr

부터 전기에너지를 생산하기 위한 팽창기도 스크롤,⁽¹³⁾ 스크류,⁽¹⁴⁾ 왕복피스톤,⁽¹⁵⁾ 베인,⁽¹⁶⁾ 터보형⁽¹⁷⁾ 등 여러 종류가 적용되고 있다. 출력이 큰 경우에는 터보형이 주로 많이 사용되고 있으므로 출력이 적어지는 경우에는 용적식의 팽창기가 많이 사용되고 있다.

유기랭킨 사이클을 이용하여 재생에너지를 회수하는 경우에 충분한 열원이 있는 경우에는 대형으로 설치하여 일정한 출력을 얻을 수 있겠지만, 대부분의 재생하고자 하는 열원은 일정하게 공급되지 않는다. 현재까지 열원이 변동하는 경우에 적절히 작동하는 유기랭킨사이클에 대한 연구 자료는 충분하지 않다. 이를 위하여 용적식의 팽창기대신에 터보형의 팽창기를 본 연구에서 선택하였다. 터보형의 경우에는 탈설계점의 작동에 대하여서도 적절히 대응하는 장점이 있기 때문이다

축류형 팽창기를 적용한 본 연구에서는 낮은 온도의 열원이 가변하는 경우를 고려하여 에너지를 회수하기 위한 최적의 방안에 대한 연구뿐만 아니라 가변 열원에 대응하여 질량유량의 변동이 있는 경우에, 팽창기에서 얻게 되는 출력의 변화에 대한 유기 랭킨 사이클 해석을 수행하고자 한다. 여러 작동유체 중에서 효율이 높은 R245fa를 본 연구에서 사용하였다. 아울러 질량유량의 변동이 있는 경우에 터빈은 부분분사에서 작동하므로 이에 대한 터빈의 효율을 고려하고, 또한 최적의 속도비를 얻어서 사이클에서의 시스템의 효율 변화에 대한 자료와 열역학적 물성치(이하 물성치) 변화를 얻고자 한다.

2. 유기랭킨 사이클

Fig. 1은 작동유체를 사용하여 열원으로부터 동력을 얻기 위한 장치의 유기랭킨 사이클의 구성도를 보여주고 있다. 그림에서의 가열기(C)는 일반적으로 산업체에서 발생하는 100°C 전후의 낮은 온도를 가진 폐열, 태양열, 지열 등을 활용할 수 있다. 본 연구에서는 여러 종류의 작동유체 중에서 증기상태에서 터빈의 작동에 유리한 R245fa를 작동유체로 선정하였다. 가열기에 사용되는 열매체로는 실리콘오일, 고압수 등이 사용되는데, 가열된 열매체는 열교환기(D:증발기)에서 작동유체를 가열하여 액체상태에서 증기상태로 만든다. 증기상태인 작동유체는 고온고압의 상태에서 터빈(A)을 구동하게 되고 터빈의 출구에서 나온 저온저압의 증기는 열교환기(F:응축기)에서 응축된다. 응축된 작동유체는 탱크를 지나서 펌프에 의하여 가압되어 다시 증발기(D)로 들어가는 사이클의 과정이 이루어진다. 재생기(H)를 사용하는 경우에는 터빈에서 나온 고온의 작동유체가 펌프를 지나 고압이 된 저온의 작동유체를 가열기에 들어가기 전에 예열하는데 사용되므로 시스템의 효율을 증가할 수 있다.

본 연구에서 터빈은 축류형의 터빈과 노즐을 사용하였다. 이는 가용한 열원이 일반적으로 일정하게 공급되지 못하므로 이에 대응하여 터빈을 운전하기 위하여 열원의 용량에 따라 작동유체의 질량유량을 조절하기 위함이며, 여러 개의 노즐에서 선택적으로 사용할 수 있도록 하였다. 따라서 노즐의 개수에 따라서 터빈은 부분분사 터빈으로 작동하게 된다. 부분분사로 작동하는 터빈은 충동터빈으로 설계하여야 하는데, 로터에서 얻어지는 출력은 분사속도의 증가에 따라서 증가하게 되므로 가능한 분사속도를 증가시키는 것이 필요하다. 따라서 노즐은 작동유체가 초음속으로 분사되도록 하여야 하는데 작동유체로 선정된 R245fa의 음속은 대략 공기의 1/3수준 정도이다.

3. 노즐 및 터빈 설계

3.1. 노즐설계

터빈의 출력은 노즐에서 로터로 분사되는 작동유체의 분사속도를 기준으로 로터의 직경, 회전수, 질량유량으로부터 결정되므로, 노즐과 로터는 동시에 설계되어진다. 따라서 터빈의 소형화 및 고효율을 얻기 위하여 최적의 설계변수를 선정하여야 한다. 따라서 노즐의 설계 시에 노즐출구에서의 요구되는 작동유체의 속도(C_2)를 얻을 수 있도록 노즐의 형상을 설계하여야 한다. 노즐은 단면이 원형인 형상을 사용하였으며, 로터 익형의 높이(h_2)를 고려하여 노즐의 출구직경(D_2)을 설정하게 된다.

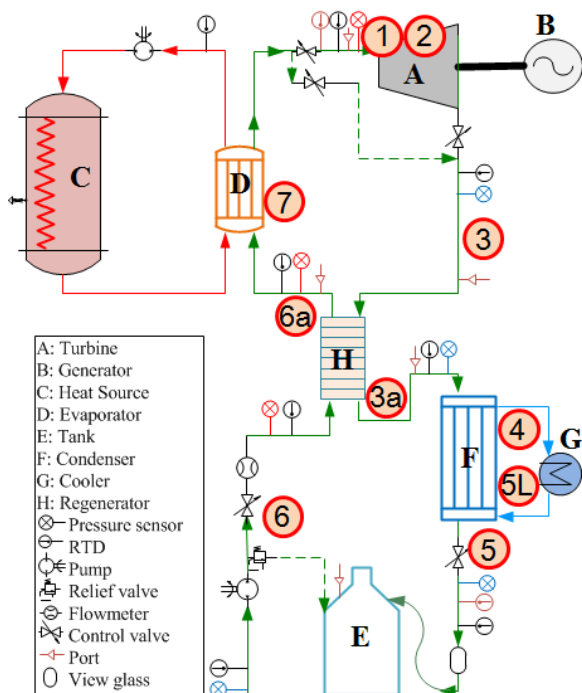
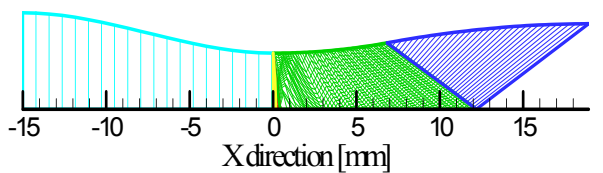


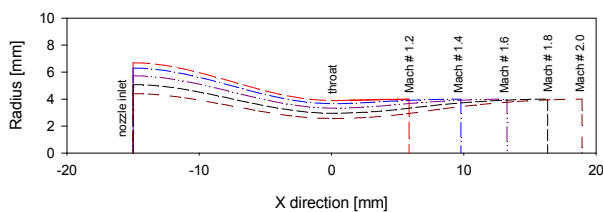
Fig. 1 Schematic diagram of an organic Rankine system

초음속 노즐의 설계는 단상(single-phase)인 경우에는 특성곡선법을 이용하여 설계하는 방법^(18,19)이 많이 이용되고 있다. 따라서 작동유체의 물성치와 함께 특성곡선법으로 초음속 노즐의 형상설계가 가능하다. 팽창과정에서 작동유체가 이상(two-phase)유체로 되는 경우에는 일차원적인 해석법을 사용하여 설계^(20,21)를 할 수 있다. 하지만, 본 연구 사용되는 R245fa의 경우는 포화증기 선도의 변화가 $dT/ds > 0$ 의 특성을 가지므로 dry 냉매로 분류된다. 따라서 팽창 시에 과열(superheated) 상태를 유지하므로 작동유체는 노즐 출구까지 단상을 유지하게 된다. 따라서 노즐의 기본 형상을 특성곡선법으로 원형의 형상을 가진 초음속 노즐을 설계하였으며, 설계된 형상에서 난류경계층⁽²²⁾의 두께를 추가하였다. 계산상에서 작동유체의 물성치는 Refprop⁽²³⁾을 사용하였다.

노즐 설계 시에 노즐목(throat)을 일정하게 하고 속도를 올리자 하면 노즐 출구에서의 직경을 키워야 한다. 만일, 사용상에 로터를 변경하지 않고 사용하면서도, 분사속도를 증강하여 사용하기 위하여서는 노즐의 출구 직경은 일정하도록 설계하여야한다. 본 연구에서는 로터의 익형 높이를 고려하여 노즐 출구의 직경은 8mm로 동일하게 설정하였으며, 노즐 입구에서의 마하수는 0.2로 설정하였다. Fig. 2(a)는 노즐 출구에서 마하수 2.0을 얻기 위하여 특성곡선법으로 얻어진 원형의 초음속 노즐형상을 나타내고 있다. 만일 노즐출구의 직경이 일정한데, 출구 마하수를 증가하게 되면 노즐목의 직경은 감소한다. Fig. 2(b)에서는 노즐 출구에서의 마하수가 증가하는 경우에 노즐목은 적어지고 있음을 보여주고 있다. 따라서 속도의 증가는 노즐목에서 축소되는 질량유량의 감소를 초래하게 되어 노즐입구에서의 마하수를 0.2로 하기 위하여 노즐입구의 직경은 줄어들고 있음을 알 수 있다. 반면에 노즐 출구에서의 마하수가 증가함에 따라 노즐 길이는 증가함을 보여주고 있다.



(a) designed by the method of characteristics



(b) various Mach numbers

Fig. 2 Configuration of axisymmetric supersonic nozzle

3.2. 터빈설계

본 연구에서는 소규모의 폐열단지 및 풍력발전으로 부터의 변환 등을 고려하여 터빈의 출력(W)을 kW급으로 설정하였다. 또한, 가용한 열원의 용량에 따라서 출력을 가변으로 얻게 된다. 본 연구에 적용될 터빈은 소형터빈이지만 출력이 적기 때문에 질량유량(\dot{m})이 적다. 따라서 터빈은 부분분사에서 작동하게 된다. 그러므로 부분분사에 적합하도록 충동터빈으로 설계를 하여야 한다. 충동터빈은 노즐에서 팽창이 발생되고, 동익에서는 노즐에서의 팽창력을 이용하게 된다. 따라서 노즐은 터빈 전체의 팽창이 얻어지도록 설계를 하여야 하므로 입구압력에 따라서 충분한 팽창이 얻어지도록 초음속 노즐이 적용된다.

초음속에서 작동하는 로터 설계에서는 노즐 출구에서 얻어진 마하수를 기준으로 로터의 입출구 유동각을 설정하고, 익형의 형상을 설계한다. 터빈 유로에서의 초음속 유동에 따른 익형 설계를 위하여 특성곡선법을 적용한다. 유동장은 유로면적에 따라 마하수가 변하게 되는 천이영역과 일정면적에 의한 자유와류영역으로 분류한 계산한 방식⁽²⁴⁾을 적용한다. 따라서 익형은 천이영역에서는 직선과 곡선으로 구성되어지고 자유와류영역에서는 원호로 구성되어진다.

터빈의 입구영역에서 자유와류 이론이 적용되어지는 영역에 도달하기까지의 천이영역에서는 익형의 압력면에서는 압축파가 형성되어지고 흡입면에서는 팽창파가 형성되어지게 된다. 반면에 터빈의 출구 영역에서는 반대로 압력면에서는 팽창파가 형성되어지며 흡입면에서는 압축파가 형성되어져 출구에서의 마하수를 얻게 된다. 본 연구에서 익형의 입출구 익형각은 65도 설계되었으며, Fig. 3은 설계된 로터의 형상을 보여주고 있다.

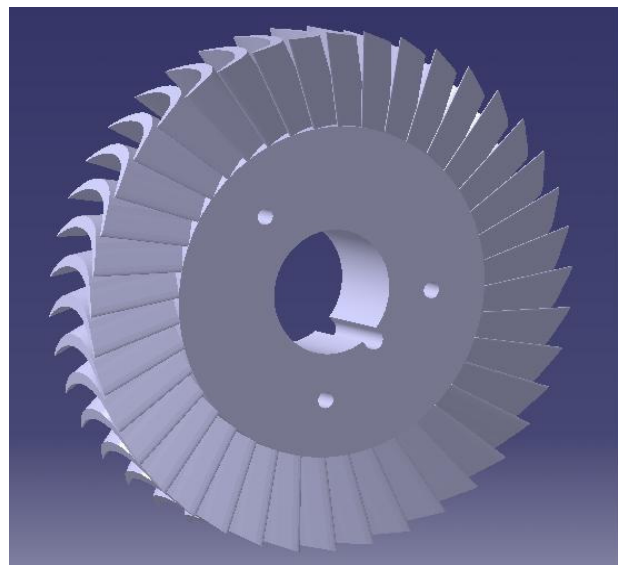


Fig. 3 Configuration of axial-type rotor

4. 사이클해석

Fig. 1에서 사이클을 해석하기 위한 장치의 위치를 숫자로 표시하여 나타내고 있다. R245fa 작동유체는 포화증기상태에서 분사노즐로 들어간다. 따라서 노즐입구에서의 전압력(P_{t1})은 펌프에서의 출구압력으로 결정되며, 식(1)에서처럼 전온도(T_{t1})는 압력에 따른 증발온도(T_{eva})에 의하여 결정된다.

$$\begin{aligned} T_{t1} &= T_{eva} \\ T_{eva} &= f(P_{t1}) \end{aligned} \quad (1)$$

노즐입구에서의 전압력과 전온도로 부터 전엔탈피(h_{t1})를 얻게 되고, 노즐 입구의 유속(C_1)으로부터 정엔탈피(h_1)를 구하게 된다. 이를 위하여 NIST의 Refprop⁽²³⁾의 라이브리를 소규모의 출력을 얻는 경우에도 해석이 가능하도록 작성한 사이클 해석프로그램에 연동하였으며, 노즐 설계 시에 노즐 입구에서의 유동속도는 0.2의 마하수를 갖도록 설정하였다.

$$\begin{aligned} h_{t1} &= f(P_{t1}, T_{t1}) \\ h_1 &= h_{t1} - \frac{C_1^2}{2} \end{aligned} \quad (2)$$

초음속 노즐에서 질량유량은 출구에서의 압력이 낮아져도 초크되면 질량유량은 증가하지 않는다. 따라서 노즐 하나에서의 질량유량은 노즐목의 직경(D_{th})을 기준으로 초크될 때의 상태로부터 얻게 된다.

$$\dot{m}_n = \rho_{th} D_{th} a \quad (3)$$

초크될 때의 온도(T_{th})와 압력(P_{th})은 노즐유동장을 계산하기 위한 초기조건으로 적용하기 위하여 식(4)를 사용하여 계산한다. 이들의 값은 계산과정에서 최종적으로 노즐출구에서의 질량유량과 동일한 질량유량이 얻어 질 수 있도록 조정되며, 질량유량이 보존되면 계산을 완료하게 된다.

$$\begin{aligned} h_{t1} - h_{th} - \frac{a^2}{2} &= 0 \\ P_{th} - P_{t1} \left(\frac{\gamma+1}{2}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} &= 0 \end{aligned} \quad (4)$$

로터 입구(노즐출구:2의 상태)에서의 상태는 노즐입구에서의 물성치로부터 노즐내부에서의 물성치 변화를 알아야 파악하게 된다. 로터나 노즐은 설계점을 기준으로 설계를 하게 되고 동일한 형상에서 단지 열원의 변동에 따라 질량유량과 터빈 입구에서의 물성치가 변하게 되므로 탈설계점에서의 성능예측은 이미 설계된 노즐이나 로터 형상을 기준으로

물성치의 변화를 구하여야 한다.

노즐 내에서의 유동장 예측을 위하여 노즐 형상을 기준으로 노즐출구에서의 물성치를 파악하여야 하므로, 노즐에서의 유동을 1차원적 유동, 단열, 균일유동으로 가정하고, 연속방정식, 모멘텀방정식, 총엔탈피, Gibbs 방정식 기준으로 다음과 같은 방정식을 지배방정식으로 사용한다.

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho VA \\ dp + \rho VdV + \frac{1}{2}\rho V^2 f \frac{dx}{D} &= 0 \\ a^2 &= \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s \\ dh + VdV &= 0 \\ dh &= Tds + vdp \end{aligned} \quad (5)$$

식(5)로부터 노즐에서의 유동으로 인한 압력손실식을 식(6)와 같이 구할 수 있게 된다.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{\frac{\rho V^2}{A} \frac{dA}{dx} - [(\rho V)^2 \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T] \frac{V^2}{2T} \frac{f}{D}}{(1-M^2)} \quad (6)$$

노즐에서의 초크위치는 식(6)의 분자로부터 마하수가 1일 때의 값으로부터 구하게 된다.

$$\frac{\rho V^2}{A} \frac{dA}{dx} - [(\rho V)^2 \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T] \frac{V^2}{2T} \frac{f}{D} = 0 \quad (7)$$

마찰계수 f 는 Fang et.al⁽²⁵⁾이 제안한 식(8)을 사용하였으며, 표면거칠기는 $30\mu\text{m}$ 로 설정하였다.

$$f = 1.613 \left[\ln \left(0.234 \left(\frac{\epsilon}{D} \right)^{1.1007} - \frac{60.525}{Re^{1.1105}} + \frac{56.291}{Re^{1.0712}} \right) \right]^{-2} \quad (8)$$

초크 위치에서의 압력 구배식은 식(6)의 분자를 미분하여(L'hopital의 정리로부터) 식(9)와 같이 구하게 된다.

$$\begin{aligned} &\left(\frac{2}{a^2 \rho} + \frac{2}{a} \left(\frac{\partial a}{\partial p}\right)_s\right) \left(\frac{dp}{dx}\right)^2 + [(-2\rho \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \frac{2}{a} \left(\frac{\partial a}{\partial s}\right)_p + \frac{T}{a^2} + \rho \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_s + \dot{m}^2 \frac{1}{A^2} \frac{\partial}{\partial p} \left(\left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p\right)_s] \frac{ds}{dx} + \frac{2}{A} \frac{dA}{dx} + \frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \left(\frac{dp}{dx}\right) + \\ &[(-\dot{m}^2 \frac{3}{A^3} \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p \frac{ds}{dx} - \frac{3\rho a^2}{A^2} \frac{dA}{dx} \frac{dA}{dx} + \left(\rho \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_p - \frac{T}{v^2} \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \dot{m}^2 \frac{1}{A^2} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial s^2}\right)_p) \left(\frac{ds}{dx}\right)^2 + \right. \\ &\left. \left(\dot{m}^2 \frac{1}{A^2} \left(\frac{\partial v}{\partial s}\right)_p + \rho T\right) \frac{d^2 s}{dx^2} - \frac{\rho a^2}{A} \frac{d^2 A}{dx^2}\right] = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

여기서 구한 압력구배를 초기조건으로 하여 노즐의 주어진 형상과 함께 식(6)으로부터 유동방향을 따라서 압력을 얻게 되고, 전엔탈피의 조건과 함께 노즐 내부에서의 물성치를 얻게 된다.

로터는 초음속에서 작동하므로 로터에서의 입사각이 영이 되도록 설정하기 위하여 노즐에서의 분사속도와 분사각을 고려하여 회전속도를 구할 수 있다. 따라서 이 회전속도에서 손실이 최소가 되므로 최고효율점에서 작동하는 원주속도 (U_2)가 결정된다. 로터출구에서의 속도도 로터의 익형각 및 회전속도를 기준으로 얻게 된다.

사용되는 노즐의 개수에 따라 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에 부분분사율에 따라서 효율은 상당히 감소한다. 소형 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에 부분분사율에 따른 최대효율값이 측정^(17, 26-29)되어지는 최대효율점을 Fig. 4에서 보여주고 있다. 터빈에서의 부분분사율이 낮아질수록 최대효율점은 감소하는 특징을 보여준다. 터빈에서의 출력은 터빈로터의 형상에 따른 원주속도와 원주방향의 절대속도(C_θ) 및 터빈효율(η_o)에 의하여 결정되므로 부분분사에서 작동하는 경우에 터빈의 효율이 출력에 미치는 영향은 상당히 크게 나타난다.

터빈이 초음속에서 작동하는 경우에 초음속에 의한 손실이 효율의 감소⁽³⁰⁾를 초래하는데, R245fa 작동유체에 대하여 초음속에 의한 효율 감소의 예측선도인 Fig. 5로 부터 로터 입구에서의 상대 마하수를 기준으로 효율감소 선도를 식(10)과 같이 얻었다.

$$\eta_{t-t} = \eta_o \left[0.85 + \frac{0.151}{(1 + e^{(M_{2w} - 1.217)/0.128})^{0.13}} \right] \quad (10)$$

부분분사율과 상대 마하수로부터 예측된 터빈효율로부터 터빈의 출력을 식(11)과 같이 얻었다.

$$\begin{aligned} \dot{\Pi} &= \dot{m} \Delta h_t \eta_{t-t} \\ \Delta h_t &= C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 \end{aligned} \quad (11)$$

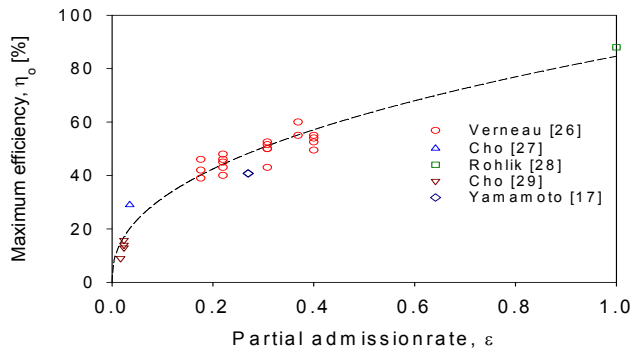


Fig. 4 Maximum efficiency in partial admission

터빈이 등엔트로피 팽창을 하면 터빈출구에서의 전압력 (P_{t3})을 엔탈피와 엔트로피로부터 식(12)에서처럼 얻게 된다. 식에서의 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 의미한다.

$$\begin{aligned} h_{t3s} &= h_{t1} - \Delta h_t \\ P_{t3s} &= f(h_{t3s}, s_{t3s}) \\ P_{t3} &= P_{t3s} \end{aligned} \quad (12)$$

터빈출구에서의 전엔탈피(h_{t3})는 효율에 의하여 얻게 되고, 터빈출구에서 전압력상태의 엔트로피(s_{t3})도 얻게 된다.

$$\begin{aligned} h_{t3} &= h_{t1} - \frac{\Delta h_t}{\eta_{t-t}} \\ s_{t3} &= f(h_{t3}, P_{t3}) \end{aligned} \quad (13)$$

터빈출구에서의 엔탈피(h_3)는 로터 익형의 형상에 의하여 결정되는 출구 유동속도(C_3)에 의하여 식(14)에서처럼 결정되어지며, 동압의 변화가 이상적으로 발생된다고 가정하면 엔트로피의 변화가 없다.

$$\begin{aligned} h_3 &= h_{t3} - \frac{C_3^2}{2} \\ s_3 &= s_{t3} \\ P_3 &= f(h_3, s_3) \end{aligned} \quad (14)$$

터빈을 지난 작동유체는 순환관을 통하여 흐르는데 응축기를 들어가는 상태에서 유속과 압력손실을 무시하면 포화 증기상태는 압력만으로도 모든 물성치를 얻게 된다.

$$\begin{aligned} P_4 &= P_3 \\ T_4, s_4, h_4 &= f(P_4) \end{aligned} \quad (15)$$

응축되어진 액체 포화상태에서 물성치는 식(16)에서처럼 압력과 온도에 의하여 얻게 된다.

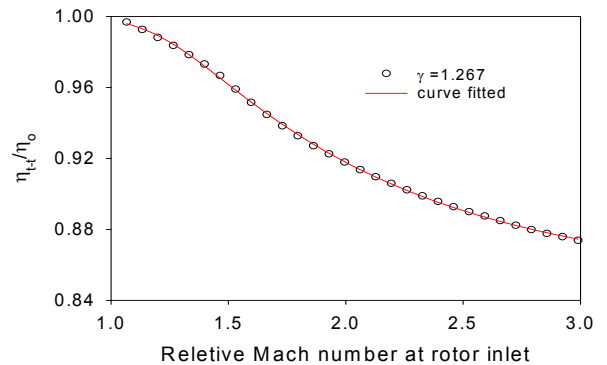


Fig. 5 Efficiency degradation on supersonic operation

$$\begin{aligned}
 P_5 &= P_{5L} = P_4 & (16) \\
 T_5 &= T_{5L} \\
 h_5, s_5 &= f(P_5, T_5)
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 h_{t6s} &= f(P_6, s_6) & (17) \\
 \Pi_{pump} &= \frac{h_{t6s} - h_5}{\eta_{pump}}
 \end{aligned}$$

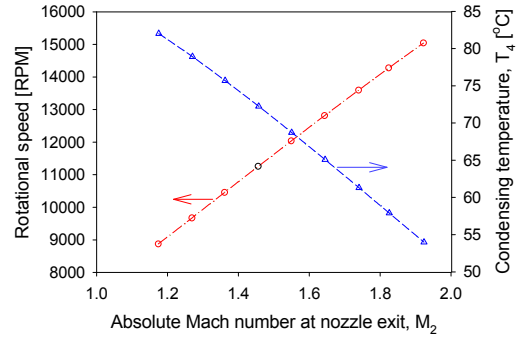
시스템 효율은 작동유체의 가열에 사용된 입력과 출력의 비로써 나타낼 수 있다.

$$\eta_{sys} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{h_{t1} - h_6} \quad (18)$$

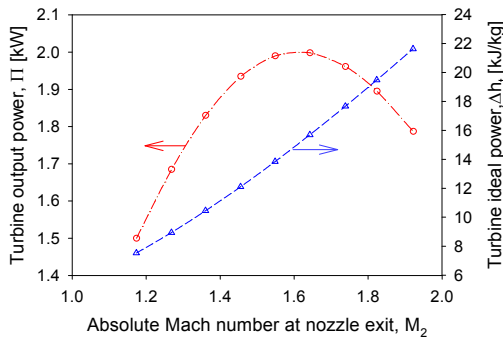
재생기를 사용하는 경우에 터빈의 출구에서의 작동유체가 과열상태이므로 작동유체가 포화증기가 되는 상태까지 버려할 열을 재생기를 사용하여 회수할 수 있다. 따라서 펌프를 지난 작동유체의 가열에 재생기를 이용한다. 재생기의 효율

은 재생기의 크기에 따라 달라질 수 있으므로 본 연구에서는 60%로 가정한다. 재생기에 의하여 펌프를 지난 작동유체는 포화액체온도보다 상승된 온도(T_{6a})를 얻게 된다. 따라서 재생기를 사용하는 경우에 시스템 효율은 식(19)와 같다.

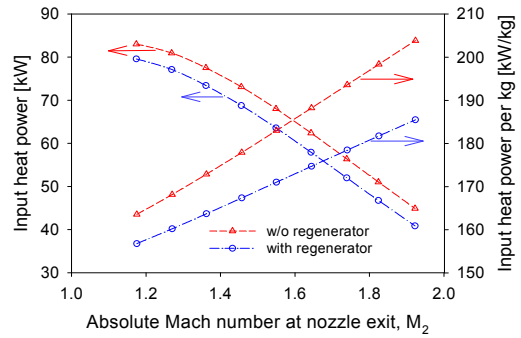
$$\eta_{sys-reg} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{h_{t1} - h_{6a}} \quad (19)$$



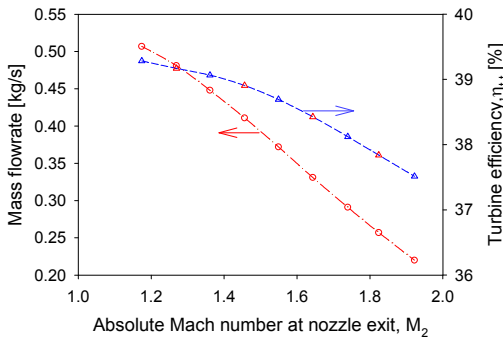
(a) RPM and temperature



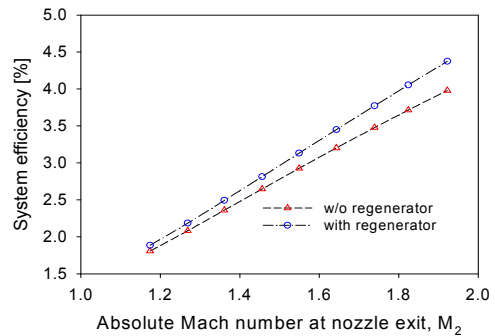
(a) turbine output power



(b) input heat power



(b) mass flowrate and efficiency



(c) system efficiency

Fig. 6 Turbine power and efficiency for various spouting velocity at nozzle exit

Fig. 7 Rotational speed and system efficiency for various spouting velocity at nozzle exit

5. 사이클해석 결과

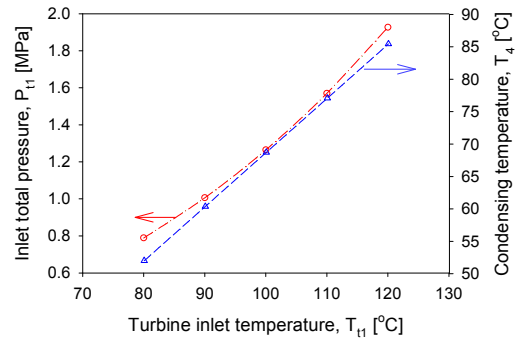
5.1. 노즐 분사속도의 변화

터빈의 로터를 동일하게 사용하고 Fig. 2와 같이 노즐 출구에서의 속도가 변하도록 노즐을 변경하였을 경우에 출력의 변화를 확인하였다. 노즐출구에서의 마하수는 1.2~2.0 정도의 범위로 변경하였다. 반면에 노즐 입구의 온도는 100°C로 일정하게 유지하였으며, 노즐은 2개만 적용하였다. 이때 터빈에서의 부분분사율은 16.7%였다. Fig. 6(a)에서 터빈의 출력은 노즐 출구의 마하수가 1.6인 경우에 최대의 출력이 얻어졌음을 보여주고 있다. 이상적인 출력은 분사속도의 증가에 따라서 증가하는 경향을 보여주고 있으나, 노즐 출구에서 마하수의 증가는 노즐목의 직경이 축소되므로 질량유량은 감소하게 된다. 또한 Fig. 6(b)에서 보여주는 것과 같이 터빈의 효율도 마하수의 증가에 따라 감소하게 되므로 실제로 얻어지는 최대출력의 마하수가 존재함을 보여주고 있다.

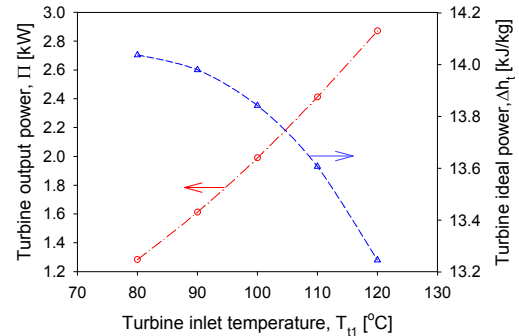
Fig. 7(a)는 최적의 회전속도를 보여주고 있다. 노즐 출구에서의 속도가 증가함에 따라 입사각을 영으로 하기 위하여 회전속도가 증가하게 되었다. 아울러 분사속도의 증가는 터빈효율의 감소에 비하여 Δh_t 의 증가폭이 크므로 응축온도는 낮아졌다. 따라서 Fig. 7(b)에서 보여주는 것과 같이 단위 질량당 입력은 Δh_t 가 크게 되면 증가하게 된다. 하지만 실제 작동에 있어서는 질량유량의 감소가 있으므로 입력은 감소하게 된다. 그림에서 보여주는 것과 같이 재생기를 사용하게 되면 입력을 다소 감소할 수 있음을 보여주고 있다. 시스템의 효율은 노즐 출구에서의 마하수 증가에 따라 입력의 감소폭이 출력의 감소폭보다 크므로 증가하는 경향을 보여주고 있으나, 더욱 더 노즐 출구 속도를 증가시키면 출력의 감소폭이 증가하여 시스템효율은 감소하게 되고, 실제 작동에서는 아주 큰 로터를 필요하게 된다.

5.2. 열원 온도의 변화

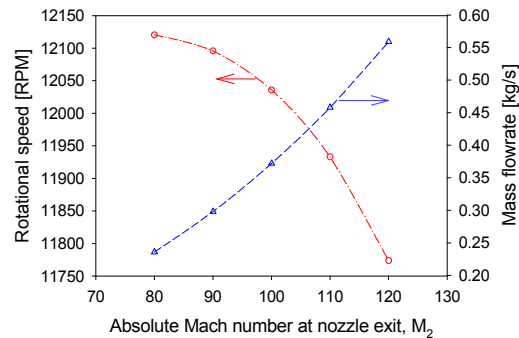
노즐의 분사속도의 변화에 따른 결과에서 분사속도의 마하수가 1.6인 경우에 터빈에서 최대 출력이 얻어졌으므로 노즐의 분사속도를 1.6으로 하고 노즐 개수를 2개 사용하는 작동조건에서 열원의 온도가 변화되어지는 경우에 사이클의 변화를 확인하고자 한다. Fig. 8(a)에서 보여주는 것과 같이 입구에서 열원온도가 상승하게 되면 압력의 상승을 초래하게 되고, 분사속도가 동일하므로 Δh_t 는 큰 차이가 없으므로 인하여 터빈을 지난 응축온도는 증가하게 된다. Fig. 8(b)는 터빈의 출력 변화를 보여주고 있는데, 입구 열원의 온도가 증가하게 되면 출력의 상승을 가져오게 된다.



(a) inlet pressure and condensing temperature



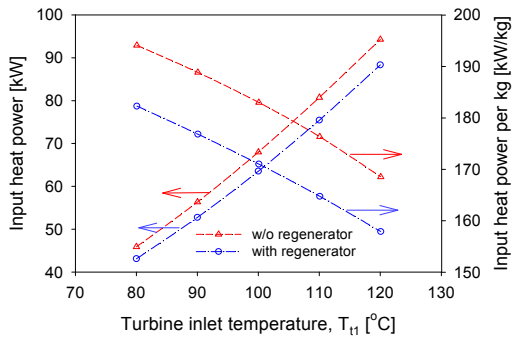
(b) turbine output power



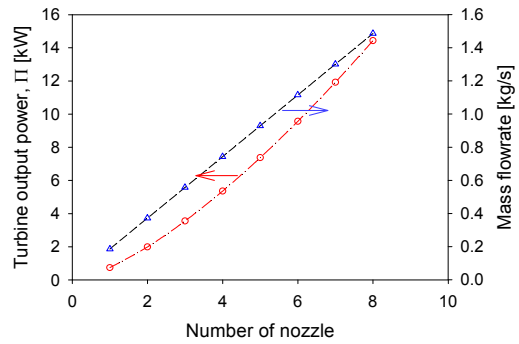
(c) RPM and mass flowrate

Fig. 8 Inlet pressure and mass flowrate for various total temperature at nozzle inlet

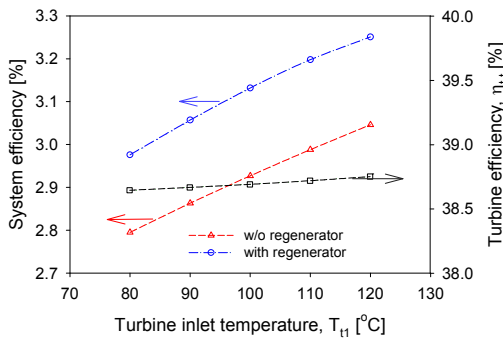
이는 압력의 증가로 인하여 동일한 노즐이라도 질량유량의 증가를 동반하게 되어 출력은 증가하게 된다. Fig. 8(c)는 회전수의 변화를 보여주는데, 입구 열원온도가 감소하는 경우에 회전수는 증가하는 경향을 보여주는데, 이러한 이유는 입구에서 온도가 낮아지면 노즐 출구에서의 압력과 온도가 낮다. 아울러 작동유체의 밀도가 낮아지므로 분사속도는 온도가 높은 경우에 비하여 오히려 약간 상승하게 된다. 따라서 로터의 회전속도는 입구온도의 감소에 따라 증가하는 경향을 보여준다. 따라서 분사속도에 의하여 얻어지는 터빈에서의 Δh_t 는 온도의 감소에 따라 약간의 증가가 발생됨을 알 수 있다.



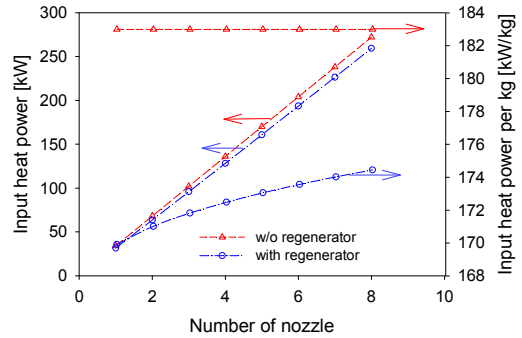
(a) input heat power



(a) output power and mass flowrate



(b) efficiency



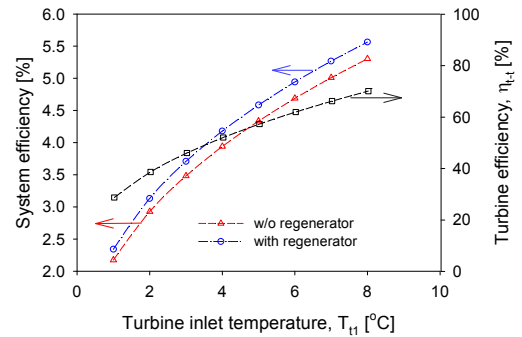
(b) input heat power

Fig. 9 Inlet pressure and mass flowrate for various total temperature at nozzle inlet

Fig. 9(a)는 입력의 차이를 보여주고 있는데 Fig. (b)의 경향과는 완전히 반대의 경향을 나타내는데, 입구온도의 증가에 따라 액체포화온도도 증가하게 되어 단위질량당 입력은 감소하게 된다. 하지만 실제사용에서 있어서 질량유량의 증가로 인하여 입력은 증가하게 된다. Fig. 9(b)에서 보여주는 터빈의 효율은 부분분사에 의한 효율은 동일하나 초음속의 작동으로 인한 손실을 고려하면 분사속도가 커지는 낮은 온도에서 약간의 효율 감소가 발생됨을 보여주고 있다. 시스템의 효율은 온도의 증가에 따라 입력도 증가하지만 출력의 증가율이 더 크기 때문에 온도의 증가에 따라 더 높은 시스템의 효율을 얻게 되었다.

5.3. 노즐개수의 변화

재생에너지로 활용할 열원이 일정하지 않은 경우에 동일한 질량유량으로 작동을 하게 되면 입구온도가 낮아져서 작동이 불가능할 수 있다. 따라서 입구 온도를 유지하면서 작동하기 위하여서는 열원의 용량에 맞도록 질량유량을 조절하여야 한다. 이를 위하여 터빈에 장착되어있는 노즐의 개수를 선택적으로 사용하게 되면 터빈에 분사되어지는 질량유량을 조절할 수 있어서 원활한 사이클을 형성할 수 있다. 따



(c) efficiency

Fig. 10 Turbine output power and efficiency for various nozzle number

라서 입구의 온도를 100°C 로 유지하면서 노즐 출구에서 얻어지는 마하수는 1.6인 노즐을 사용하며, 이 노즐의 개수를 변경하는 경우에 사이클의 변화를 예측하고자 한다.

터빈 입구에서의 압력과 온도가 일정하므로 동일형상의 노즐에서 사용하는 개수를 증가하게 되면 질량유량은 노즐의 개수에 비례하여 일정하게 증가할 것이며, 터빈의 출력은 이에 따라 증가한다. 하지만 출력은 노즐개수의 증가에 따라 더 높은 증가율을 보이게 되는데, 이는 노즐 개수의 증가로 인하여 부분분사율이 증가하므로 터빈의 효율이 증가하였기 때문이다.

노즐개수의 증가는 Δh_t 의 변화에 영향을 미치지 않으므로 터빈 출구에서의 압력은 동일하다. 따라서 응축을 위한 온도도 일정하게 되며, 회전수도 분사 속도를 기준으로 얻게 되어 일정한 값을 얻게 된다. Fig. 10(b)에서 보여주는 것과 같이 입력은 질량유량의 증가에 비례하여 증가하게 되지만, 재생기를 사용하는 경우에는 재생효과로 인하여 다소 줄어든 것을 볼 수 있다. 단위질량당 입력은 재생기를 사용하는 경우에 노즐 개수가 증가하면 증가하는 것으로 나타나는데, 이러한 이유는 노즐 개수가 많아지면 부분분사율이 증가하여 터빈의 효율이 다소 증가하기 때문이다. 따라서 터빈 출구에서의 엔트로피 증가가 상대적으로 적어진다. 따라서 재생기로 들어가는 작동유체의 온도는 노즐의 개수가 적은 경우와 비교하면 낮은 온도가 되므로 재생기의 효과가 줄어들게 되어 단위질량당 입력은 노즐의 개수가 증가하면 증가하는 것으로 나타나게 된다.

시스템의 효율은 재생기의 사용으로 당연히 효과가 있으며, 효율의 증가율은 노즐개수의 증가에 대하여 완화되는 경향을 보인다. 이는 터빈 효율의 증가가 완화되기 때문이다. 로터 전후의 상대 마하수는 1.25 수준 이었다.

6. 결 론

본 연구에서는 열원의 변동이 있는 경우에 대하여 효과적인 에너지 변환을 위한 유기랭킨 사이클의 연구를 수행하였다. 작동유체로는 R245fa를 사용하였다. 팽창기로는 초음속 노즐과 축류형 터빈을 사용하였으며, 이들은 특성곡선법으로 설계하였다. 열원 용량의 변화를 고려하여 분사노즐에서 분사속도의 변화, 열원 온도의 변화, 열원 용량의 변화에 대한 작동점의 분석을 수행하였다. 열원 용량의 변화에 대처하기 위하여 노즐의 개수를 조정하는 경우에 대하여 사이클해석이 수행되었다. 따라서 재생에너지로 활용할 열원의 변동 폭을 기준으로 소형의 출력을 얻을 수 있는 사이클의 최적 운전방향을 설정할 수 있게 되었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부, 한국산업기술진흥원, 호남지역사업평가원의 광역경제권 선도산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.

REFERENCES

- (1) Maizza, V. and Maizza, A., 1996, "Working Fluids in Non-Steady Flows for Waste Energy Recovery Systems," *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 7, pp. 579~590.
- (2) 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.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Vélez, F., Segovia, J. J., Martín, M. C., Antolín, 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.
- (8) Bao, J. and Zhao, L., 2013, "A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 24 pp. 325~342.
- (9) Hettiarachchi, H. D. M., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami, Y., 2007, "Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-Temperature Geothermal Heat Sources," *Energy*, Vol. 32, pp. 1698~1706.
- (10) Qiu, G., Shao, Y., Li, J., Liu, H. and Riffat, S., 2012, "Experimental Investigation of a Biomass-Fired ORC-Based Micro-CHP for Domestic Applications," *Fuel*, Vol. 96, pp. 374~382.
- (11) Navarro-Esbrí, J. Peris, B. Collado, R. Molés, F., 2013, "Micro-Generation and Micro Combined Heat and Power Generation Using 'Free' Low Temperature Heat Sources Through Organic Rankine Cycles," *ICREPO'13*, Bilbao, Spain.
- (12) 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.
- (13) 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.

- (14) Wang, W., Wu, Y., Ma, C., Liu, L. and Yu, J., 2011, "Preliminary Experimental Study of Single Screw Expander Prototype," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3684~3688.
- (15) Zhang B., Peng, X., He, Z., Xing, Z. and Shu, P., 2007, "Development of a Double Acting Free Piston Expander for Power Recovery in Transcritical CO₂ Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, pp. 1629~1636.
- (16) Qiu, G., Liu, H. and Riffat, S., 2011, "Expanders for Micro-CHP Systems with Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, pp. 3301~3307.
- (17) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 26, pp. 239~251.
- (18) Zucrow, M. J. and Hoffman, J. D. 1976, *Gas Dynamics*, Vol. 1,2, John Wiley & Sons Inc.
- (19) Hodge, B. K. and Koenig, K., 1995. "Compressible Fluid Dynamics," Prentice hall
- (20) Elliott, D. G. and Weinberg, E., 1968, "Acceleration of Liquids in Two-Phase Nozzles," Jet 666 Propulsion Laboratory, Technical Report 32-987.
- (21) Elliott, D. G., 1982, "Theory and Tests of Two-Phase Turbines," Jet Propulsion 668 Laboratory, DOE/ER-10614-1, JPL Pub B1-105.
- (22) Granville, P. S., 1959, "The Determination of the Local Skin Friction and the Thickness of Turbulent Boundary Layers from the Velocity Similarity Laws," David W. Taylor Model Basin Rept., 1340.
- (23) NIST, 2010, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," Refprop version9.0.
- (24) Goldman, L. J. and Scullin, V. J., 1968, "Analytical Investigation of Supersonic Turbomachinery Blading I-Computer Program for Blading Design", NASA TN D-4421, II-Analysis of Impulse Turbine-Blade Sections, NASA TN D-4422)
- (25) 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.
- (26) Verneau, A., 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3kW to 1300kW," VKI Lecture Series 1987-09.
- (27) 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.
- (28) Rohlik, H. E., "Radial-Inflow turbines," 1973, *Turbine Design and Application*, Vol. 2, NASA SP-290.
- (29) 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.
- (30) Balje, O. E., 1981, "Turbomachines; a Guide to Design, Selection and Theory," John Wiley & Sons, NY.