

냉매(R245fa)를 이용한 유기랭킨 사이클에 관한 연구

조수용*† · 조종현** · 김진환***

A Study on the Organic Rankine Cycle Using R245fa

Soo-Yong Cho*†, Chong-Hyun Cho**, Jinhan Kim***

Key Words : Organic Rankine Cycle(유기랭킨 사이클), Cycle Analysis(사이클해석), Refrigerant(냉매), Radial Turbine(구심터빈), Partial Admission(부분분사)

ABSTRACT

The organic Rankine cycle has been widely used to convert the renewable energy such as the solar energy, the geothermal energy, or the waste energy etc., to the electric power. Some previous studies focused to find what kind of refrigerant would be a best working fluid for the organic Rankine cycle. In this study, R245fa was chosen to the working fluid, and the cycle analysis was conducted for the output power of 30kW or less. In addition, properties (temperature, pressure, entropy, and enthalpy etc.) of the working fluid on the cycle were predicted when the turbine output power was controlled by adjusting the mass flowrate. The configuration of the turbine was a radial-type and the supersonic nozzles were applied as the stator. So, the turbine was operated in partial admission. The turbine efficiency and the optimum velocity ratio were considered in the cycle analysis for the low partial admission rate. The computed results show that the system efficiency is affected by the partial admission rate more than the temperature of the evaporator.

1. 서 론

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 작동유체는 기본적으로 오존을 파괴하지 않아야 하며, 지구 온난화 지수가 낮으며, 가연성

이 낮고, 효율이 높으며, 인체에 무해한 냉매를 사용하여야 한다. 이러한 용도로 CO₂와 같은 자연냉매를 사용하기도 하나 비용적 측면에서 불리하므로, CFC/HFC 계열의 단점을 개선한 대체냉매를 사용한다. Cong⁽¹⁾은 태양열을 이용하는 유기랭킨 사이클에 R123과 이소부탄을 작동유체로 적용하였을 경우에 최적의 터빈입구 압력과 터빈입구 온도에 대한 사이클 연구를 수행하였다.

Liu et.al⁽²⁾은 에너지의 회수를 위하여 작동유체로 물, 에탄올, 벤젠, 톨루엔 등 10종의 작동유체에 대하여 사이클 해석을 수행하였으며, 폐열의 열원 온도가 높을수록 열회수의 효율은 증가한다고 보였으며, 물, 암모니아, 에탄올의 경우에는 증발에 많은 엔탈피를 요구하므로 유기랭킨 사이클의 작동유체로는 부적절하다고 하였다. 냉매의 작동성을 기준으로 포화증기선도가 $ds/dT=0$, $ds/dT<0$, $ds/dT>0$ 이냐에 따라서 isentropic, wetted, dry 냉매로 분류한다. Hung et.al⁽³⁾은 폐열회수를 위한 랭킨사이클의 작동유체로

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

** 선테크(주) 기술연구소 (Suntech, R&D center)

*** 한국항공우주연구원 터보펌프개발그룹 (Korea Aerospace Research Institute, Turbopump Department)

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

7종의 냉매에 대하여 사이클 해석을 수행하였으며, R134a와 같은 등엔트로피(포화증기선도가 $ds/dT=0$) 작동유체가 낮은 온도를 갖는 열원의 열회수에 가장 좋다고 하였다. Hung et.al⁽⁴⁾은 태양열과 해양온도차와 같은 낮은 온도의 열원에서 작동하는 유기랭킨 사이클에 대하여 11종의 작동유체에 대하여 사이클 해석을 수행하였으며 wetted(포화증기선도가 $ds/dT < 0$)작동유체가 시스템의 효율에 유리하다고 하였다. Gang et.al⁽⁶⁾은 태양열에서 전기에너지를 얻는데 있어서 효율의 증가를 위하여 유기 랭킨에 재생사이클을 적용하여 4.9%의 효율에서 8.6%까지 효율을 향상할 수 있음을 보여주었다.

유기랭킨 사이클을 위한 밀리미터급의 소형터빈 제작 및 시험을 Yamamoto et.al⁽⁶⁾가 수행하였는데 로터의 직경은 30mm이며, 20,000RPM의 회전수에서 150W의 출력을 얻었으며, 최대효율은 1.25%를 얻었다. Welch et.al⁽⁷⁾는 지열의 에너지를 회수하기 위하여 터빈이 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⁽⁸⁾은 질량유량이 2.5kg/s에서 R245fa를 사용하여 증발기의 온도 82°C에서 30kW급의 구심터빈을 설계 및 제작하여 유기랭킨 사이클의 시험을 수행하였다. 유기랭킨 사이클에서 터빈이 아닌 스크롤팽창기를 사용한 경우에는 Declaye et.al⁽⁹⁾가 R245fa와 HEF7000의 냉매를 사용하여 4.6%의 효율을 얻었다.

본 연구에서는 낮은 온도의 열원에서 에너지를 회수하는 장치에 대한 연구로서 설계점에서의 작동 상태뿐만 아니라 탈설계점에서도 작동하는 유기랭킨 사이클 해석을 수행하고자 한다. 여러 냉매 중에서 효율이 높은 R245fa를 사용하며, 터빈의 출력을 다양하게 얻기 위하여 질량유량을 조정하는 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 대한 데이터를 얻고자 한다.

2. 사이클해석

Fig. 1은 냉매를 사용하여 열원으로부터 동력을 얻기 위한 장치의 구성도를 보여주고 있다. 그림에서의 가열기(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 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 액화된다. 액화된 작동유체는 탱크를 지나서 펌프에 의하여 가압되어 다시 가열기(C)로 들어가는 사이클의 과정이 이루어진다.

Fig. 1에서 사이클을 해석하기 위한 장치의 위치를 숫자로 표시하여 나타내고 있다. 증발기를 지난 고온고압의 증기상태 냉매는 3°C 만큼 과열되어 터빈으로 들어간다고 설정한다. 따라서 터빈입구에서의 전압력(P_{t1})은 펌프에서의 출구압력으로 결정되며, 식(1)에서처럼 전온도(T_{t1})는 압력에 따른 증발온도(T_{eva})와 과열온도에 의하여 결정된다.

$$\begin{aligned} T_{t1} &= T_{eva} + 3^\circ\text{C} \\ T_{eva} &= f(P_{t1}) \end{aligned} \quad (1)$$

터빈 입구에서의 전압력과 전온도로 부터 터빈입구에서의 전엔탈피(h_{t1})를 얻게되고, 터빈입구의 유속(C_1)으로부터 엔탈피(h_1)를 구하게 된다. 이를 위하여 NIST의 Refprop⁽¹⁰⁾의 라이브리를 소규모의 출력을 얻는 경우에도 해석이 가능하도록 작성한 사이클 해석프로그램에 연동하였으며, 입구에서의 유동속도는 0.1의 마하수를 갖도록 설정하였다.

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

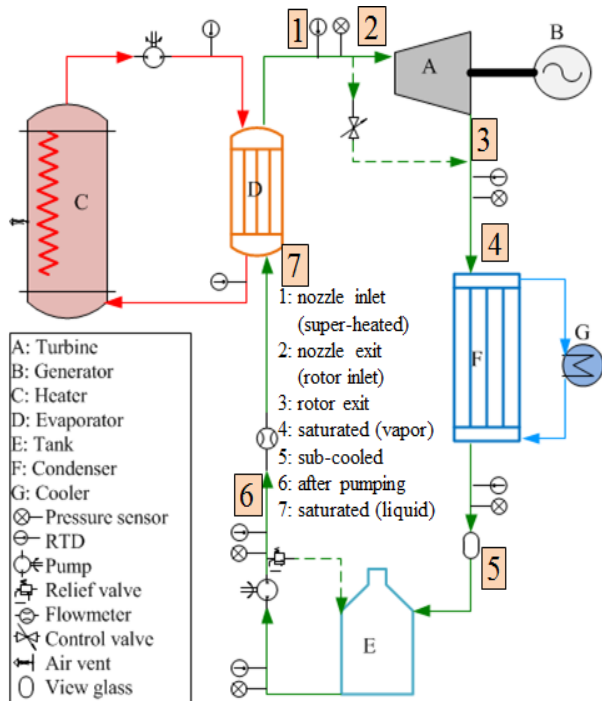


Fig. 1 Schematic diagram of an organic Rankine system

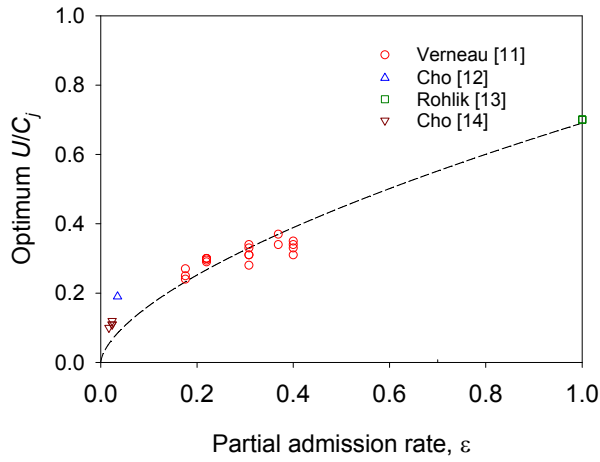


Fig. 2 Optimum velocity ratio in partial admission

본 연구에서는 소규모의 폐열단지 및 풍력발전으로 부터의 변환 등을 고려하여 터빈의 출력(Π)을 30kW로 설정하였다. 또한, 출력을 필요에 따라서 30kW이하로 사용하게 되는 경우에도 작동유체의 물성치 변화를 예측하였다. 본 연구에 적용될 터빈은 소형터빈이지만 출력이 적기 때문에 질량유량(\dot{m})이 적다. 따라서 터빈은 부분분사에서 작동하게 된다. 그러므로 부분분사에 적합하도록 증동터빈으로 설계를 하여야 한다. 증동터빈은 정익에서 팽창이 발생되고, 동익에서는 정익에서의 팽창력을 이용하게 된다. 따라서 정익은 터빈 전체의 팽창이 얻어지도록 설계를 하여야 하므로 분사노즐을 적용한다.

노즐에서의 압력손실은 무시한다. 따라서 노즐출구에서의 전압력(P_{t2})과 전엔탈피(h_{t2})는 식(3)과 같이 터빈입구에서의 전압력과 전엔탈피와 동일하다.

$$\begin{aligned} P_{t2} &= P_{t1} \\ h_{t1} &= h_{t2} \end{aligned} \quad (3)$$

터빈을 소형화하기 위하여 터빈의 직경 및 회전수를 고려하여 최적의 분사속도비를 바탕으로 노즐출구에서의 작동유체 속도(C_2)를 1.4의 마하수를 갖도록 설정한다. 노즐출구에서 이와 같은 유동속도를 얻기 위한 압력(P_2)을 가정하여 얻어진 전엔탈피가 입구의 전엔탈피와 같아지도록 반복하여 계산하여 노즐출구에서의 상태를 얻게 된다. 노즐에서의 효율(η_N)은 95%로 가정하였다.

$$\begin{aligned} h_2 &= f(P_2, s_2) \\ h_{t2} &= h_2 + \frac{C_2^2}{2\eta_N} \end{aligned} \quad (4)$$

노즐은 단면이 원형인 노즐을 사용하였으며, 로터의 입구

직경(D_2)과 로터의 높이(h_2)를 고려하여 노즐의 출구직경(d_2)을 설정하게 된다. 따라서 노즐 하나에서의 질량유량(\dot{m}_n)은 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_n = \rho_2 C_2 \left(\frac{\pi d_2^2}{4} \right) \quad (5)$$

터빈의 회전속도는 식(6)으로 정의되는 분사속도(C_j)에 의하여 최고효율점에서 작동하는 원주속도(U)가 결정된다.

$$C_j = \sqrt{\frac{2(P_{t1} - P_3)}{\rho_2}} \quad (6)$$

Fig. 2는 소형의 터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에 최대의 효율이 측정⁽¹¹⁻¹⁴⁾되어지는 속도비를 정리한 것이다. 터빈에서의 부분분사율이 낮아질수록 최적의 속도비는 감소하는 특징을 보여준다. 터빈의 원주속도는 최적의 속도비에서 선정하였다. 터빈에서의 출력은 터빈로터의 형상에 따른 원주속도와 원주방향의 절대속도(C_θ) 및 터빈효율(η_{t-t})에 의하여 결정된다. 터빈효율은 최적 속도비에서 작동하는 경우에 얻어지는 Fig. 3의 최대효율 선도를 적용하였다.

$$\begin{aligned} \Pi &= \dot{m} \Delta h_t \eta_{t-t} \\ \Delta h_t &= C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 \end{aligned} \quad (7)$$

터빈이 등엔트로피 팽창을 하면 터빈출구에서의 전압력(P_{t3})을 엔탈피와 엔트로피로부터 식(8)에서처럼 얻게 된다. 식에서의 하첨자 s는 등엔트로피 과정을 의미한다.

$$\begin{aligned} h_{t3s} &= h_{t1} - \Delta h_t \\ P_{t3s} &= f(h_{t3s}, s_{t3s}) \\ P_{t3} &= P_{t3s} \end{aligned} \quad (8)$$

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

$$\begin{aligned} h_{t3} &= h_{t1} - \frac{\Delta h_t}{\eta_{t-t}} \\ s_{t3} &= f(h_{t3}, P_{t3}) \end{aligned} \quad (9)$$

터빈출구에서의 엔탈피(h_3)는 로터 익형의 형상에 의하여 결정되는 출구 유동속도(C_3)에 의하여 식(10)에서처럼 결정되어지며, 동압의 변화가 이상적으로 발생된다고 가정하면 엔트로피의 변화가 없다.

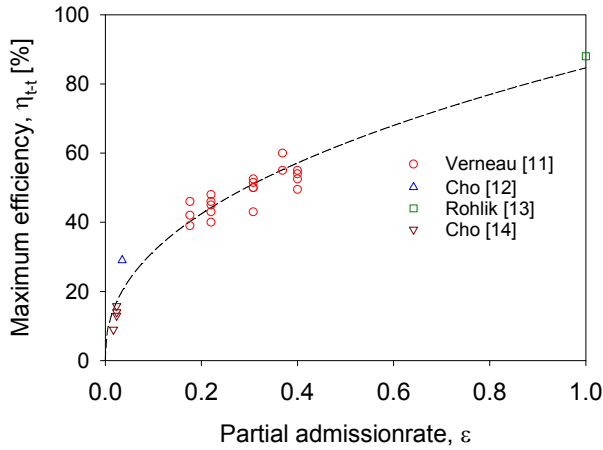


Fig. 3 Maximum efficiency in partial admission

$$\begin{aligned}
 h_3 &= h_{t3} - \frac{C_3^2}{2} & (10) \\
 s_3 &= s_{t3} \\
 P_3 &= f(h_3, s_3)
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 P_4 &= P_{t3} & (11) \\
 T_4, s_4, h_4 &= f(P_4)
 \end{aligned}$$

응축되어진 액체 포화상태에서 2°C과냉각된 상태의 물성치는 식(12)에서처럼 압력과 온도에 의하여 얻게 된다.

$$\begin{aligned}
 P_5 &= P_{5L} = P_4 & (12) \\
 T_5 &= T_{5L} - 2^\circ\text{C} \\
 h_5, s_5 &= f(P_5, T_5)
 \end{aligned}$$

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.

$$\begin{aligned}
 h_{t6s} &= f(P_6, s_6) & (13) \\
 \Pi_{pump} &= \frac{h_{t6s} - h_5}{\eta_{pump}}
 \end{aligned}$$

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

$$\eta_{sys} = \frac{\Pi - \Pi_{pump}}{h_{t1} - h_6} \quad (14)$$

3. 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 30kW 이하의 출력도 얻고자 하므로 질량유량의 조정이 용이한 구심형 터빈으로 형상을 선정하였다.

터빈이 부분분사에서 작동하는 경우에는 작동유체가 로터 내부유로를 완전히 채우지 못하므로 충동형의 터빈을 사용하게 된다. 노즐에서 팽창이 발생되고 충동형 로터에서는 압력변화가 없는 Fig. 4와 같은 작동 상태의 경우에는 로터에서 오히려 엔탈피가 증가하게 되므로, 이 경우는 로터에서 힘을 빼앗는 경우가 되어 적합하지 않다. 따라서 Fig. 4에서 로터 전후인 2와 3에서 엔탈피 변화가 없는 형태로 사용하게 된다.

터빈에서의 출력을 로터 전후에서의 속도형태로 나타내면 식(15)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \Delta h_t &= C_{\theta 2} U_2 - C_{\theta 3} U_3 & (15) \\
 &= \frac{1}{2} [(C_2^2 - C_3^2) + (U_2^2 - U_3^2) + (W_3^2 - W_2^2)]
 \end{aligned}$$

충동형 터빈의 반동도를 식(15)를 사용하여 나타내면 식(16)과 같이 된다.

$$R = \frac{h_2 - h_3}{h_{t2} - h_{t3}} = \frac{\frac{1}{2}(U_2^2 - U_3^2) - \frac{1}{2}(W_2^2 - W_3^2)}{h_{t2} - h_{t3}} \quad (16)$$

축류형의 경우에는 반동도가 0인 경우에는 로터입구와 출구에서의 상대속도가 동일하게 되지만 구심터빈의 경우에는 로터출구에서 반경이 적은 경우이므로 출구에서의 상대속도가 아주 적은 값이 형성된다. 따라서 구심터빈의 경우에는 약간의 반동도를 고려하여야 한다. 이에 따라서 Fig. 4와 상태와 달리 로터출구인 3번이 2번보다는 낮은 엔탈피를 갖도록 설계하게 된다.

4. 30kW 급 사이클

사용되는 노즐의 출구 직경을 일정하게 정하여 사용하게 되면 노즐의 개수에 따라서 출력은 단계별로 변화하게 된다. 따라서 30kW급의 출력을 얻는 경우에 대하여 작동유체의 포화증기 온도변화에 따라서 사이클의 차이를 확인하였다. 포화증기의 온도는 80 C에서 120°C까지 10°C간격으로 변경

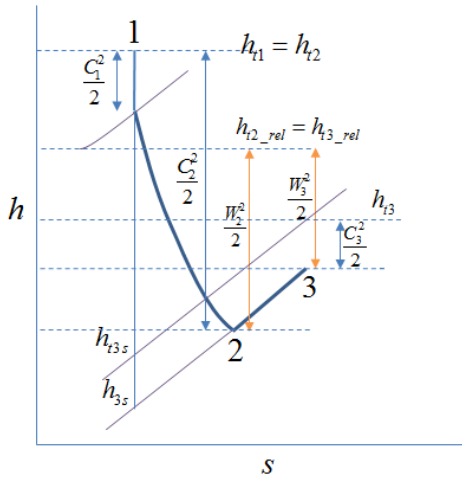


Fig. 4 h-s curve of impulse turbine

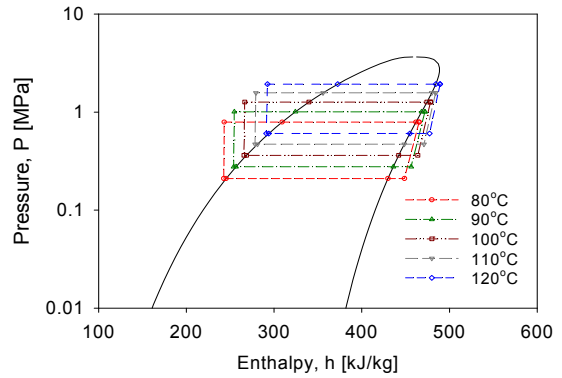
하였다. 로터의 외경은 100mm이며, 내경은 60mm이다. 노즐 출구의 직경은 8mm이며 분사각도는 자오면과 65도의 각도를 갖는다.

Fig. 5는 포화증기의 온도변경에 따른 P-h 선도와 T-s 선도를 보여주고 있다. 온도의 증가에 따라서 압력의 증가를 동반하게 되고 동급의 터빈출력을 얻게 되는 경우에 터빈출구에서의 온도와 압력도 동일하게 상승하게 됨을 보여주고 있다. 따라서 출구에서의 낮은 온도는 응축을 위한 많은 열방출을 요구하게 됨을 알 수 있다.

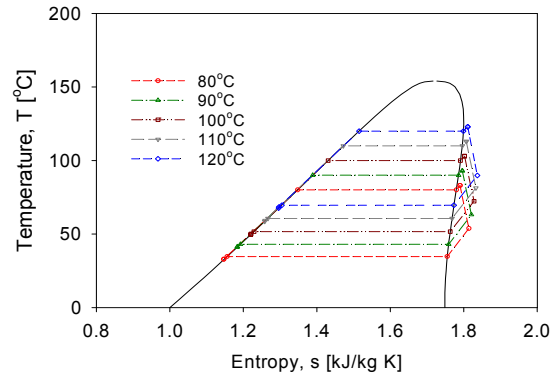
Fig. 6은 증발기에서의 온도변화에 따른 물성치의 차이를 보여주고 있다. 사이클의 결과에서 보여주는 것과 같이 포화증기의 온도가 증가하면 임계점에 가까워지기 때문에 작동유체의 증발에 필요한 열량이 감소하게 된다. 따라서 단위 질량당 투입열량은 온도의 증가에 따라 줄어들게 됨을 Fig. 6(a)에서 보여주고 있다.

포화증기의 온도 증가는 압력의 증가를 동반하므로 동일한 노즐에서 분사하게 되는 질량유량은 증가하게 된다. 온도의 증가에 따라 하나의 노즐에서 분사하게 되는 질량유량의 증가를 Fig 6(b)에서 보여주고 있다. 하지만 노즐의 개수는 온도의 증가에 따라서 감소하게 되는데 120°C의 온도에서 노즐개수는 7개가 사용되었으며, 10°C의 감소에 따라서 하나씩 많이 사용되었으며 80°C의 온도에서는 11개가 사용되었다. 노즐 개수의 증가는 터빈에서의 부분분사율이 증가하게 되어 Fig. 6(c)에서 보여주는 것과 같이 터빈 효율이 상승하게 된다. 따라서 온도의 상승에 따라 사용되는 노즐개수는 감소하더라도 터빈효율이 감소하여 총입력은 증가하게 된다. 그러므로 시스템 효율은 온도의 증가에 따라 감소하는 특징을 Fig 6(d)에서 보여주고 있다. 이는 적은 출력을 얻기 위하여 부분분사를 사용한 특징이다.

터빈입구에서의 압력 증가는 분사속도의 증가와 부분분사율의 감소에 따라 최적의 속도비가 감소하게 되므로 최적의



(a) P-h curve



(b) T-s curve

Fig. 5 cycle of 30kW class output power

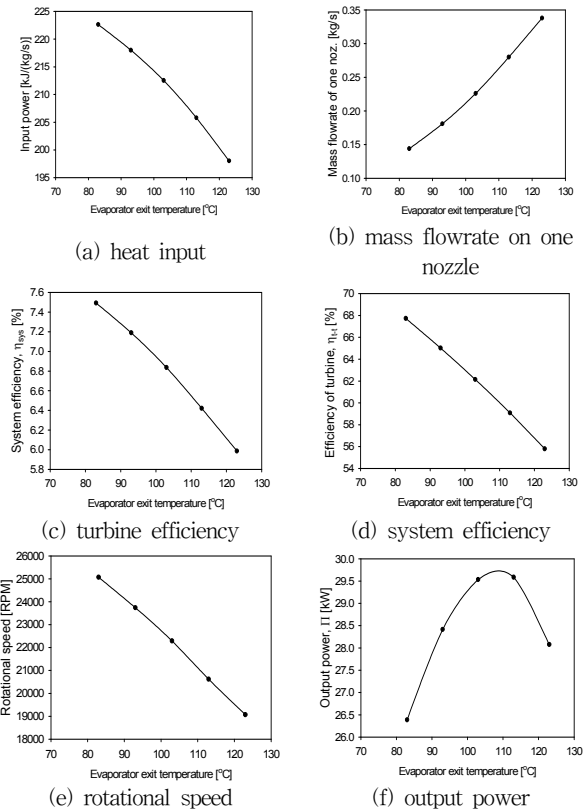


Fig. 6 variation of properties when the saturated vapor temperature on the evaporator is changed

회전속도가 감소하게 됨을 Fig. 6(e)에서보여주고 있다. Fig. 6(f)는 출력이 동일하지 않음을 보여주고 있는데 이는 사용되는 노즐의 개수가 정수배로 변경되므로 얻어진 결과이다.

5. 30kW 이하 급 사이클

4절의 30kW급 사이클 해석에서 증발기에서의 포화증기 온도가 낮으면 터빈출구에서의 온도도 낮아지게 되므로 응축기에서의 냉각기 온도가 낮아져야 한다. 이는 대기 온도가 높은 경우에는 시스템 구동에 어려움이 있으므로 증발기 온도를 100°C로 한 경우를 기준으로 터빈의 형상을 설정한다. 이 경우에 로터 입구에서의 상대유동각은 자오면을 기준으로 35.3도이며, 출구에서의 상대유동각은 -54.4도가 된다. 이를 기준으로 로터의 익형이 형상화되므로 30kW 이하의 출력을 얻는 경우에 동일한 터빈을 적용하여 낮은 출력을 얻는 사이클 해석을 수행한다.

Fig. 7은 출력을 조정하여 얻는 경우에 대한 P-h 선도와 T-s 선도를 보여주고 있다. 증발기의 온도와 터빈형상을 동일하게 설정하여 사용하므로 터빈입구의 온도는 일정하지만, 출력을 낮게 설정할수록 팽창하게 된다. 따라서 출력을 낮게 설정하게 되면 작동유체를 응축하기 위한 열방출은 줄어들게 되며 대기온도와의 차이는 커지게 된다.

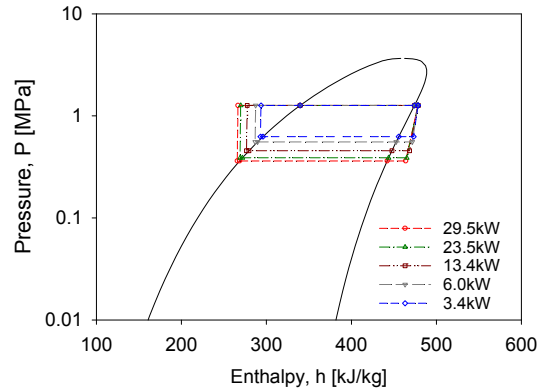
Fig. 8은 출력변동에 따른 물성치의 변화를 보여주고 있는데 출력의 감소에 따라 질량유량은 적게 사용하여도 됨을 Fig. 8(a)에서 보여주고 있다. 아울러 동일한 노즐의 형상에서 질량유량의 감소는 노즐개수를 줄여야 함을 Fig. 8(b)에서 보여주고 있다.

터빈의 출력감소는 Fig. 7의 사이클에서 보여준 것과 같이 출구에서의 온도가 증가하므로 단위 질량당 투입 열량은 줄어들게 됨을 Fig. 8(c)에서 보여주고 있다. 출력의 감소는 부분분사율의 축소를 동반하므로 최적의 속도비는 감소하게 된다. 비록 터빈출구에서의 압력 증가로 노즐에서의 분사속도 (C_j)도 감소하지만 최적 속도비의 감소폭이 크기 때문에 최적의 회전수도 감소하게 됨을 Fig. 8(d)에서 보여주고 있다.

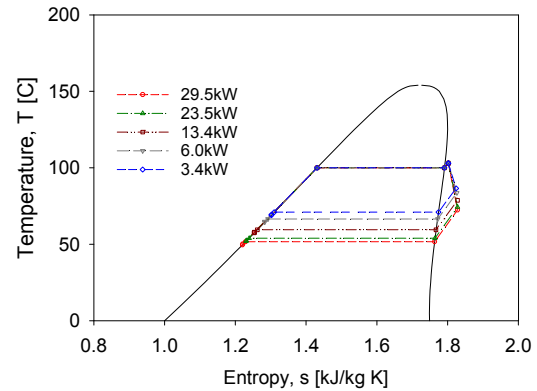
Fig. 8(e)는 출력의 감소에 따라서 노즐의 개수가 줄어들게 되어 부분분사율이 감소함을 보여주고 있으며 이러한 부분분사율의 감소는 터빈효율의 감소를 동반하고 있음을 보여주고 있다. 비록 터빈의 출력 감소로 증발기에서의 투입열량은 줄어들게 되지만 터빈의 효율이 감소하므로 전체시스템의 효율은 출력의 감소에 따라 줄어들게 됨을 Fig. 8(f)에서 보여주고 있다.

6. 5kW 급 사이클

5절의 사이클에서 낮은 출력은 동일한 터빈입구온도에 대

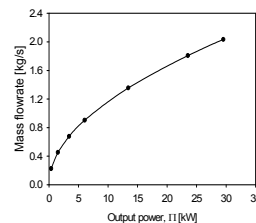


(a) P-h curve

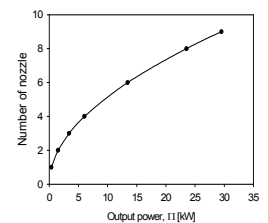


(b) T-s curve

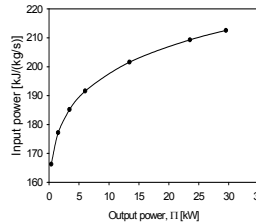
Fig. 7 cycles for various output power



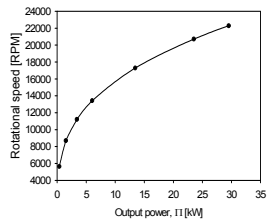
(a) mass flowrate



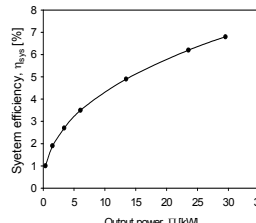
(b) number of nozzle



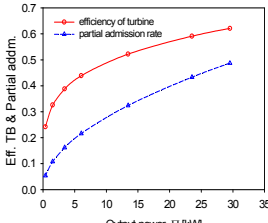
(c) heat input



(d) rotational speed



(e) turbine efficiency



(f) system efficiency

Fig. 8 variation of properties when the turbine output power is changed

하여 터빈출구에서의 온도가 높으므로 시스템의 작동에 문제가 없다면 터빈 입구의 온도를 낮추는 것이 에너지 회수에 유리하다. 따라서 본 절에서는 동일한 터빈과 노즐에서, 터빈의 입구온도를 조정하였을 경우에 사이클의 차이를 확인한다. 적용된 노즐의 개수는 3개로 동일하다. 따라서 부분분사율이 16.2%로 같으며 터빈의 효율은 39%로 동일하다.

동일개수의 노즐을 적용하면서 증발기의 온도를 증가하는 경우에 압력상승을 동반하므로 노즐하나당 분사하는 질량유량이 증가하게 된다. 따라서 총 분사되는 질량유량의 증가를 Fig. 9(a)에서 보여주고 있다. 이렇게 증가된 질량유량은 터빈의 출력에 직접적인 영향을 미치게 되어 출력 증가가 발생됨을 Fig. 9(b)에서 보여주고 있다.

발기의 온도에 따라서 증발기로의 단위 질량당 투입 열량이 감소되는 것을 Fig. 9(c)에서 보여주고 있다. 하지만 시스템의 작동에서는 질량유량이 증가하였으므로 증발기로 들어가게 되는 총 투입 열량은 증가하게 되었다. 동일한 조건에서 증발기의 온도를 증가시키면 질량유량의 증가에 따라서 증발기로의 총투입 열량은 Fig. 9(d)에서처럼 증가하게 되지만 동시에 터빈 출력의 증가폭이 크기 때문에 시스템의 효율은 증가함을 Fig. 9(e)에서 보여주고 있다.

4절의 사이클에서 보여준 바와 같이 증발기의 온도를 증

Table 1 Operating conditions with 4 nozzles

Contents	Specification	Remarks
Mass flowrate	0.575kg/sec	4 nozzles
Partial admission rate	16.4%	
Output power	3.83 kW	
Rotational speed	13,300 RPM	
Turbine efficiency	43.9 %	
System efficiency	3.3 %	

가하게 되면 터빈 출구에서의 온도와 압력이 증가하므로 터빈 입구의 온도를 낮추어 시스템의 효율을 증가시킬 수 있다. 3개의 노즐을 사용하여 증발기의 온도를 80℃로 한 경우에 로터 출구에서 온도가 54.4℃가 되므로 출력의 증가를 위하여 노즐을 더 사용하여도 문제가 없게 된다.

Table 1은 증발기의 온도를 80℃로 하여 4개의 노즐을 사용한 경우에 터빈의 효율이 증가하여 3개의 노즐을 사용한 경우에 비하여 출력은 77%의 상승폭을 보여주고 있으며, 시스템의 효율은 3.3%까지 상승하여 증발기를 120℃로 설정한 경우보다 높은 시스템 효율을 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 터빈 출구에서의 온도는 출력의 변화로 인하여 48.3℃로 낮아졌다.

7. 결론

본 연구에서는 에너지 변환을 위한 유기랭킨 사이클의 작동유체로 R245fa를 사용하여 소형의 출력을 얻는 경우에 대한 사이클 해석을 수행하였다. 아울러 출력을 조정하는 탈설계점에서의 사이클 해석도 수행하였다. 소형의 출력을 얻는 경우에는 터빈이 부분분사에 작동하므로 부분분사율이 출력의 감소에 따라서 줄어들기 때문에 터빈의 효율이 감소하게 되었다. 따라서 증발기의 높은 온도보다는 응축에 대한 문제가 없는 상태에서는 증발기의 온도를 낮추고 부분분사율을 높이는 것이 시스템 효율의 상승을 가져온다.

후 기

본 연구는 호남광역경제권의 하이브리드 풍력발전 시스템 개발사업 및 한국항공우주연구원이 주관하는 DRC사업의 일부로 수행되었습니다.

참고문헌

(1) Cong, C. E., 2005, "Solar Thermal Organic Rankine Cycle as a Renewable Energy Option," Journal

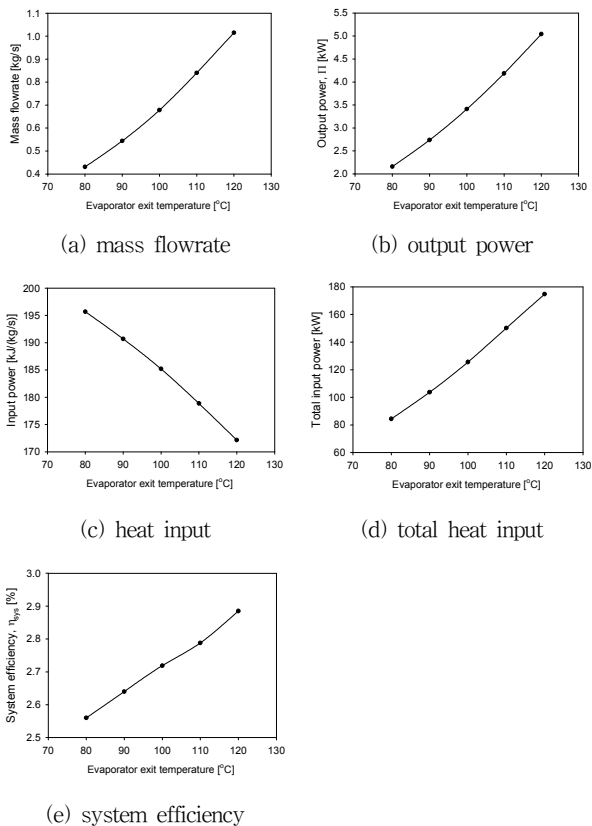


Fig. 9 variation of properties when the saturated vapor temperature on the evaporator is changed with the same nozzle number

- Mekanikal, Dec., No. 20, pp. 68~77.
- (2) 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.
- (3) 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.
- (4) 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," Vol. 35, pp. 1403~1411.
- (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) Yamamoto, T., Furuhashi, T., Arai, N. and Mori, K., 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 26, pp. 239~251.
- (7) Welch, P. and Boyle, P., 2009, "New Turbines to Enable Efficient Geothermal Power Plants," *GRC Transactions*, Vol. 33, pp. 765~772.
- (8) Kang, S. H., 2012, "Design and Experimental Study of ORC and Radial Turbine using R245fa Working Fluid," *Energy*, Vol. 41, pp. 514~524.
- (9) Declaye, S., Quoilin, S. and Lemort, V., 2010, "Design of Experimental Investigation of a Scroll Scale Organic Rankine Cycle Using a Scroll Expander," *Int. Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 2512, pp. 1~7.
- (10) NIST, 2007, "Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties," Refprop version8.0.
- (11) Verneau, A., 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3kW to 1300kW," *VKI Lecture Series 1987-09*.
- (12) 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.
- (13) Rohlik, H. E., "Radial~Inflow turbines," 1973, *Turbine Design and Application*, Vol. 2, NASA SP-290.
- (14) 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.