



유기랭킨사이클에 적용된 부품 성능에 따른 시스템효율의 민감도분석 Sensitivity Analysis on the Efficiency of Organic Rankine Cycle by Varying Parts Performance

조수용*† · 정양범** · 견광필**

Soo-Yong Cho*†, Yang-Beom Jung** and Kwang Phil Kyun

(Received 26 July 2018, Revision received 04 September 2018, Accepted 12 September 2018)

Abstract: An organic Rankine cycle (ORC) of 100 kW class was developed and two-stage radial turbines were applied for a power generator. In this study, a sensitivity analysis for the system efficiency was conducted in which the performance of parts consisting of the ORC was changed. An algorithm was developed for the sensitivity analysis with the operating fluid of R245fa. Five major parameters were selected and the sensitivity was investigated for three objective parameters, such as the system efficiency, the recovery thermal power on the recuperator, and the condensing thermal power. The system efficiency was the most sensitive for the temperature at the condenser; the system efficiency was changed to 2.4% for a 10% change in condensation temperature followed by the efficiency of the recuperator and pump. The pressure loss at the recuperator and the heater slightly affected the system efficiency.

Key Words : Sensitivity Analysis, Organic Rankine Cycle, Performance Prediction, Two-stage Turbine

— 기 호 설 명 —

B : 로터입구 폭, [mm]

C : 절대속도, [m/s]

D : 로터직경, [mm]

h : 엔탈피, [kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량, [kg/s]

P : 압력, [kPa]

s : 엔트로피, [kJ/(kg.K)]

T : 온도, [K]

U : 원주속도, [m/s]

th : 블레이드 두께, [mm]

W : 상대속도, [m/s]

Z : 블레이드 개수

그리스 문자

α : 절대유동각, [degree]

β : 상대유동각, [degree]

ε : 0에 근접한 값

η : 효율, [%]

Θ : 민감도

*† 조수용(교신저자) : 경상대학교 공과대학 항공기부품
 기술연구소

E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

**정양범 : BIP 기술연구소

**견광필 : BIP 기술연구소

*† Soo-Yong Cho(corresponding author) : ReCAPT, Gyeongsang
 National University.

E-mail : sycho@gnu.ac.kr, Tel : 055-772-1586

**Yang-Beom Jung : BIP R&D Center.

**Kwang Phil Kyun : BIP R&D Center.

- Π : 압력손실, [kPa]
- Φ : 매개변수
- Ω : 회전수, [RPM]

상첨자

- * : 향상된 변수

하첨자

- 2 : 로터입구
- 3 : 로터출구
- c : 펌프에서 증발기(낮은온도 작동유체)
- h : 터빈에서 냉각기(높은온도 작동유체)
- ht : 증발기
- is : 등엔트로피
- re : 재생기
- s : 정상상태 (static state)
- t : 원주방향
- tb : 터빈
- x : 축방향

1. 서 론

화석연료의 사용으로 기후환경이 변화함에 따라 신·재생에너지의 활용에 관한 많은 연구들이 수행되고 있다. 이러한 신·재생에너지에는 풍력, 태양열, 지열, 폐열, 바이오매스 등 다양하다. 이 중에서 열원을 직접 사용하거나, 유기랭킨 사이클(ORC)이나 증기터빈을 사용하여 전기를 생산한다. ORC는 증발온도가 수증기보다는 낮고, 응축온도는 높은, 냉매를 작동유체로 사용하기 때문에 100°C 정도의 열원이 있는 경우라도 에너지변환을 할 수 있는 장점이 있으므로 점차적으로 많은 곳에 설치되고 있다.

ORC의 연구로 많이 수행되고 있는 분야는 안정적인 작동유체에 대한 연구¹⁻⁵⁾와 ORC 시스템에서 발전을 하는 다양한 팽창기에 관한 연구⁶⁻⁹⁾들이 있다. 이러한 연구들은 구성품에 대한 연구로써 시스템의 한 부분을 구성한다. 하지만 ORC 시스템은 팽창기 외에도 증발기, 응축기, 레큐퍼레

터(재생기), 펌프, 연결관, 제어밸브 등 다양한 부품들로 구성된다.

다양한 부품으로 구성된 ORC 시스템의 성능은 부품의 성능 변동에 영향을 받을 수밖에 없다. 아울러 시스템의 설계 과정에서 시스템에 적합한 구성품을 선정하거나, 차후 구성품 교체를 수행할 때 적절한 방법으로 이를 수행하기 위하여서는 구성품의 성능변동이 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하여야 할 필요가 있다.

본 연구에서는 ORC에 사용되는 부품의 성능 변화에 따른 ORC 시스템 성능 변화에 대한 민감도를 분석하였다. 이를 위하여 부분품의 성능 변화에 대응할 수 있는 ORC 사이클 해석 알고리즘을 개발하였으며, 민감도 분석을 위하여 ORC 성능에 크게 영향을 미치는 매개변수를 선정하였다. 민감도 분석을 위한 목적함수는 ORC 효율 및 냉각기와 재생기에서 열동력으로 설정하였다. 따라서 본 연구를 통하여, ORC 시스템의 올바른 운전 및 부품 설정에 도움이 되고자 한다.

2. ORC 사이클 분석

Fig. 1은 ORC 시스템의 구성도를 보여주고 있다.

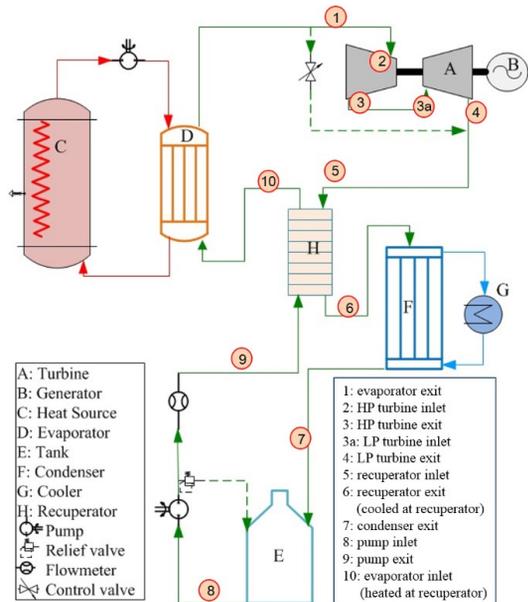


Fig. 1 Schematic diagram of ORC cycle

작동유체는 펌프에서 가압된 후 증발기(D)에서 증발되어 고온고압의 상태에서 터빈(A)을 구동한다. 터빈의 출구에서 나온 작동유체는 재생기(H)와 열교환기(F:응축기)에서 액화되어 탱크에 모인 후, 다시 펌프에 의하여 가압되어지는 사이클 과정이 이루어진다.

Fig. 2는 P-h선도를 나타내고 있으며, Fig. 1에서의 위치와 동일한 위치를 같은 숫자로 표기하였다. ORC 시스템에서는 기본적인 운전 사양인 터빈의 회전수(Ω)나 터빈 입구에서의 전압력 및 전온도는 이미 결정되어 있다. 따라서 본 연구에서의 ORC¹⁰는 R245fa의 작동유체를 사용하고, 터빈의 회전수는 28,000 RPM이며, 입구에서의 전온도는 125°C이다. 이 온도는 포화온도보다 3°C 가열된 온도이므로 전압력은 2005.8 kPa로 설정된다. 아울러 정격운전 질량유량은 4.2 kg/s이다.

상기에 주어진 정격운전 조건을 기준으로 터빈 로터의 직경, 폭, 유동각을 얻어서 터빈 효율(η_{tb})을 예측하여야 시스템의 효율(η_{sys})을 예측할 수 있다. 이를 위하여 터빈 입구와 출구의 위치를 하첨자 2와 3으로 표기한다. 블류트에서의 로터 입구까지 5%의 동압손실이 있다고 가정하여 로터 입구에서의 엔탈피(h_2), 엔트로피(s_2), 음속(a_2), 밀도(ρ_2)을 계산하는 과정을 Fig. 3에서 보여주고 있다. 계산 과정에서 물성치는 전온도와 전압력을 바탕으로 얻어지므로 따로 하첨자 t를 표기하지 않는다.

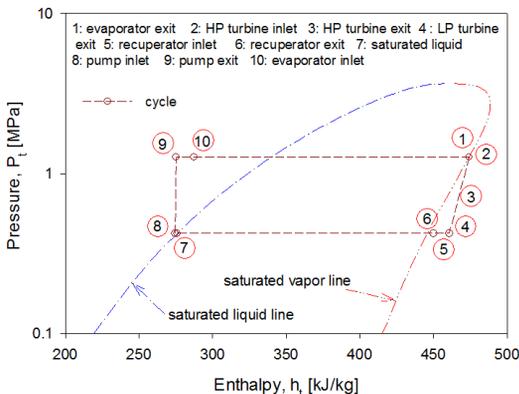


Fig. 2 P-h curve of ORC cycle

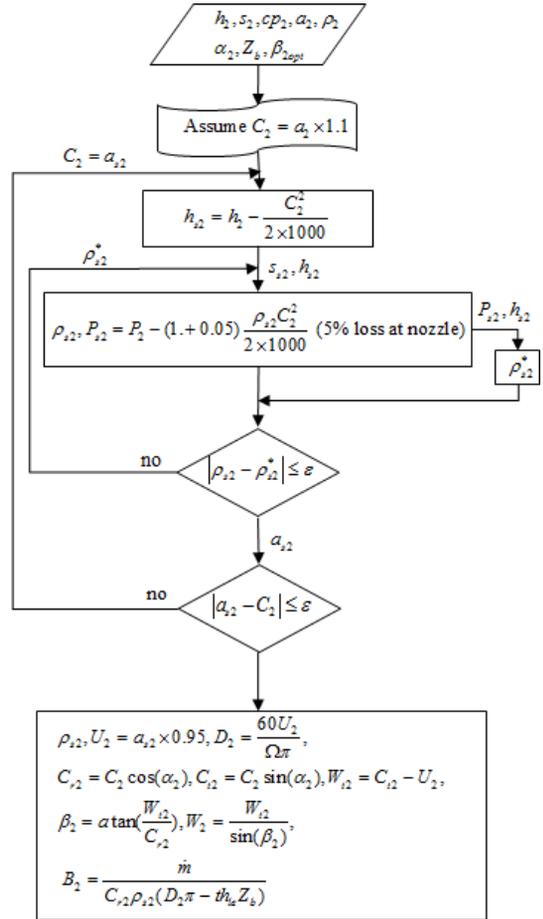


Fig. 3 Process to calculate properties at rotor inlet

로터 입구에서의 유동의 방향은 블류트의 설계로 맞추어야 하는데, 출력의 증가이나 효율에 문제가 없도록 유동각을 75°도 설정하였으며, 블레이드 개수(Z_b)는 Glassman의 식¹¹)을 적용하였다.

$$Z_b = \frac{\pi}{30} (110^\circ - \alpha_2) \tan(\alpha_2) \quad (1)$$

로터 입구에서 유동속도를 임의로 정하여 음속의 속도에 도달하게 하여 출력을 증가하기 위한 방안을 적용하였다. 이 과정을 통하여 로터 입구에서의 전압력(P_2)을 구할 수 있게 된다.

$$P_2 = P_{s2} + \frac{\rho_{s2} C_2^2}{2 \times 1000} \quad (2)$$

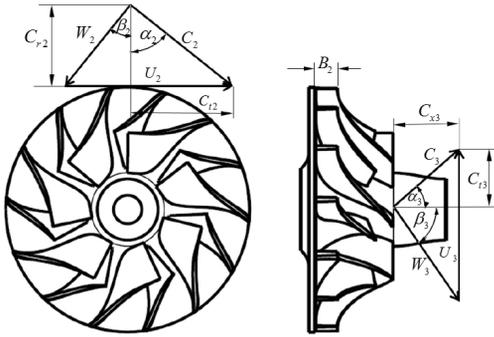


Fig. 4 Flow angles at rotor inlet and exit

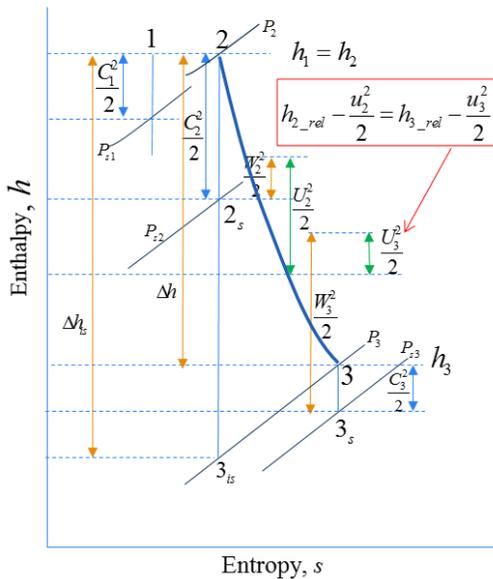


Fig. 5 h-s curve on the radial turbine

Fig. 4는 로터 입구와 출구에서의 유동각을 보여주고 있다.

터빈 작동에 대한 h-s 선도를 Fig. 5에서 보여주고 있는데, 실제 터빈출력과 등엔트로피 과정에서 얻을 수 있는 터빈의 출력(Δh_{ts})을 보여주고 있다.

로터 출구에서 물성치 및 유동각 등을 구하기 위한 과정을 Fig. 6에서 보여주고 있다. Fig. 6의 과정에서는 터빈 출구에서의 물성치를 계산할 때, 터빈 형상에 관한 여러 설계변수에 대한 제한사항을 우선 순위에 두고 진행하는 과정이다. 출력의 향상을 위하여 터빈 출구의 면적을 조정하여

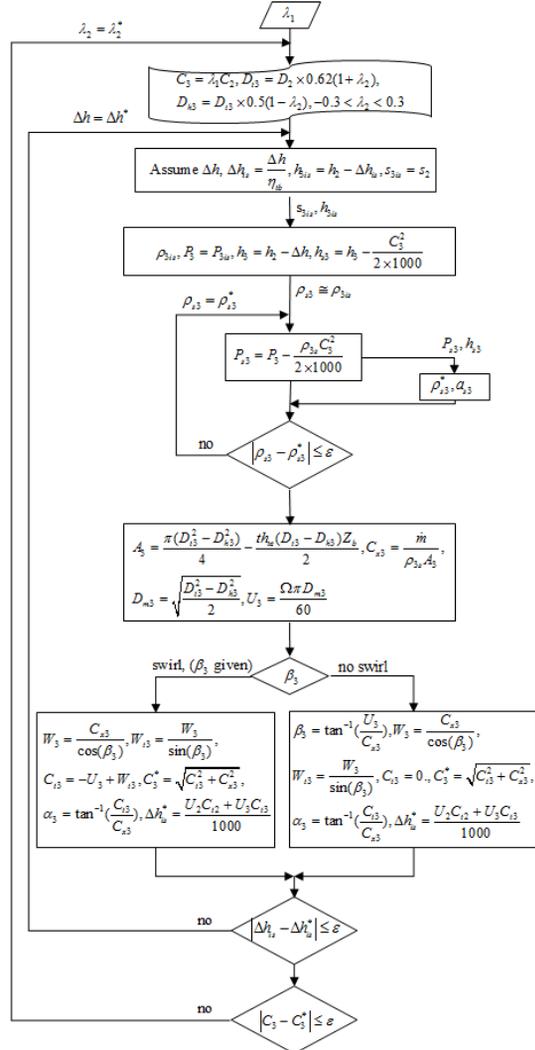


Fig. 6 Process to calculate properties at rotor exit

출구에서의 속도를 조정하므로 출력의 조정이 가능하다. 하지만 블레이드의 유동각에 제한이 있으므로 아주 높은 출력을 얻기에는 한계가 있다. 따라서 터빈의 블레이드를 많이 휘어서 높은 출력을 얻고자 하면 출력을 바탕으로 설계를 수행하여야 한다.

Fig. 7에서는 터빈에서의 출력(Δh)을 기준으로 로터 출구에서의 물성치를 계산하는 과정을 보여주고 있으며, 출력(Δh)은 Fig. 5의 h-s 선도에서 그 크기를 보여주고 있다.

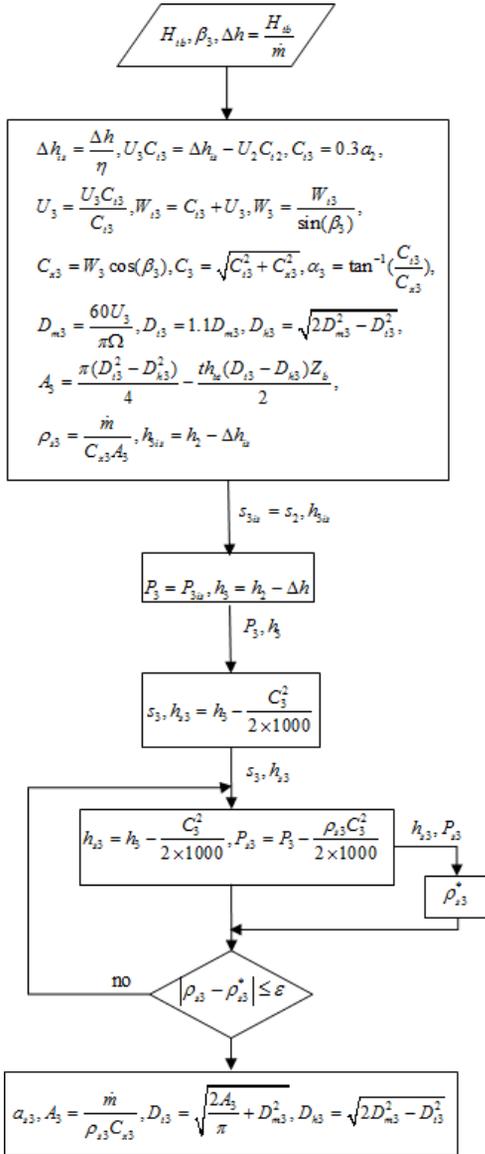


Fig. 7 Process to calculate properties at rotor exit based on output power

본 과정을 수행하는데 있어서 최종적으로 터빈의 효율이 수렴하여야 하고, 1단 터빈 출구에서의 물성치를 바탕으로, 2단 터빈으로 작동유체가 유입되는 과정에서의 손실을 포함한 후에, 동일한 방법으로 2단 터빈 입구와 출구에서의 물성치를 구하게 된다.

터빈 입출구에서의 물성치를 계산하였다 하더

라도 설계 제한 조건에 맞는지 확인하여야 한다. 부하계수(Ψ)와 유량계수(ϕ)를 식 (3)에서와 같이 구할 수 있다.

$$\Psi = \frac{\Delta h}{U_2^2} \times 1000, \phi = \frac{C_{x3}}{U_2} \quad (3)$$

설계제한 사항으로 고려할 부분은 다음과 같다.

$$0.9 < \Psi < 1.0, 0.2 < \phi < 0.3, \frac{B_2}{D_2} \cong 10\%, \quad (4)$$

$$\frac{D_{t3}}{D_2} \leq 0.7, \frac{D_{h3}}{D_{t3}} \geq 0.4, 1.6 \leq \frac{D_{m3}}{D_2} \leq 1.8,$$

$$\frac{C_{x3}}{U_2} \cong 0.25, \frac{W_3}{W_2} \cong 2.0$$

이상과 같이 터빈에서의 물성치들이 구하여져야 부품들의 성능변화에 대한 시스템의 영향을 계산할 수 있게 된다.

3. ORC 시스템의 민감도 해석

2단 터빈 출구에서 얻어진 작동유체의 물성치는 재생기로 유입된다. 이 과정에서 관에서 압력 손실은 3%, 온도는 3°C의 손실이 발생한다고 가정하여 재생기 입구의 조건을 설정한다. 재생기의 효율(η_{re})에 따라 터빈에서 나온 작동유체가 재생기의 출구를 나올 때, 물성치가 달라지는 것을 식 (5)에서 보여주고 있다. 아울러 펌프에서 재생기를 거쳐 증발기로 향하는 작동유체의 물성치도 마찬가지로 재생기의 효율에 따라 달라진다.

$$T_6 = T_5 - \eta_{re}(T_5 - T_9) \quad (5)$$

작동유체가 이동하는 관에서의 손실은 일정하다고 할 수 있지만 장치에서의 압력 손실은 재생기 출구에서의 물성치를 식 (6)과 같이 변경시키므로 민감도 해석에서의 변수가 된다. 따라서 재생기의 효율과 재생기에서의 압력손실(II_{re})이 매개변수가 된다.

$$P_6 = P_5 - \Pi_{re} \quad (6)$$

재생기 출구에서의 압력과 온도로부터 엔탈피 (h_6)를 얻을 수 있다. 다음으로 응축기에 있어서는 작동유체가 기체에서 액체 상태로 변한다. 따라서 포화상태에 도달하게 된다. 냉각온도(T_7)는 외부상태에 따라 달라지므로 장치의 특성을 고려할 변수가 된다. 압력과 엔탈피는 포화상태이므로 포화 온도로부터 구할 수 있다. 응축기를 지난 작동유체는 액체상태가 되어 부피가 상당히 줄어들어 탱크로 들어가므로 이 과정에서의 압력손실은 고려하지 않고, 관과 탱크에서 과냉각이 발생할 수 있으므로 2°C의 온도 감소가 발생된다고 가정한다. 따라서 이 온도와 압력으로부터 탱크에서의 엔탈피를 얻을 수 있다.

펌프에서 가압을 하여 작동유체를 재생기 및 증발기로 보내므로 펌프출구에서의 상태는 펌프의 효율(η_{pump})에 영향을 받는다. 아울러 터빈의 작동을 위한 압력에 맞추어야 하므로 중간에 발생할 수 있는 압력손실을 포함하여야 한다. 이 과정에서 액체상태인 재생기에서의 손실은 무시하고 기체상태로 변하는 증발기의 압력손실(Π_{ht})은 식 (7)과 같이 시스템의 물성치를 변경하게 되므로 매개변수로 선정한다.

$$P_9 = P_1 + \Pi_{ht} \quad (7)$$

펌프출구에서의 엔탈피는 펌프입구에서의 엔트로피와 펌프출구에서의 압력으로부터 구한 이상적인 엔탈피 증가에 대하여 효율을 고려하면 식 (8)과 같이 구할 수 있다.

$$h_9 = \frac{(h_{9is} - h_8)}{\eta_{pump}} + h_8 \quad (8)$$

재생기에 의하여 얻어지는 흡수동력과 응축기의 작동에 의한 작동유체에서의 배출열량은 식 (9)와 같이 구하여진다.

$$\dot{H}_{re} = \dot{m}(h_{10} - h_9), \dot{H}_{con} = \dot{m}(h_6 - h_7) \quad (9)$$

ORC를 운전하는데 필요로 하는 펌프의 동력과 가열한 열량이 시스템에 입력한 동력이 된다. 따라서 시스템의 효율은 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\eta_{sys} = \frac{\Delta \dot{H}_1 + \Delta \dot{H}_2 - \dot{m}(h_9 - h_8)}{\dot{m}(h_1 - h_{10})} \quad (10)$$

민감도해석에 있어서 민감도 Θ 는 아래와 같이 정격운전상태의 변수값(Φ_{ref})에 대하여 변경된 변수값에 의한 변화율로 나타내었다.

$$\Theta = \frac{\Phi - \Phi_{ref}}{\Phi_{ref}} \times 100 [\%] \quad (11)$$

이상과 같이 시스템에 영향을 미치는 주요 물성치로부터 5개의 매개변수 즉, 재생기의 효율 및 압력손실, 펌프효율, 증발기 압력손실, 응축온도로 선정하였는데 이들의 변화값으로 부터 시스템의 효율을 확인하여 각각의 매개변수에 대한 민감도를 확인한다. 이를 위하여 각각의 매개변수의 변화는 식 (11)에서 나타낸 것과 같이 변화율로 나타내었다. Table 1은 이를 수행하기 위한 매개변수의 변화율의 폭을 나타내고 있다.

Table 1 Variation rate of five-parameters

five-parameters	variation rate (%)
efficiency of recuperator	-100 ~ 30
pressure loss at recuperator	-100 ~ 30
efficiency of pump	-41.2 ~ 17.6
pressure loss at evaporator	-100 ~ 100
condensing temperature	-60 ~ 40

Fig. 8은 재생기의 효율변화율에 따른 시스템 효율(η_{sys}), 재생기에서 흡수하는 열량 (흡수동력: recovery power) 및 응축기에서 액체로 변환하는데 필요한 열량 (배출동력: condensing power)의 민감도를 보여주고 있다. 정격상태에서의 재생기효율(η_{re-ref})은 80%이며, 펌프의 효율($\eta_{pump-ref}$)은 85%이다. 응축기 출구에서의 온도(T_{7-ref})는 40°C이

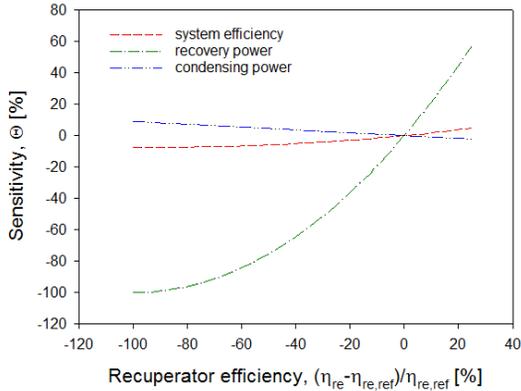


Fig. 8 ORC sensitivity v.s recuperator efficiency

며, 시스템효율(η_{sys_ref})은 11.35%였다. 식 (10)에서 시스템효율을 정의하는데 있어서 응축기의 동력을 고려하지 않는 것은 시스템의 설치장소와 환경에 따라 응축기는 필요 없을 수도 있기 때문이다. 하지만 본 연구에서는 배출동력을 고려한 것은 국내의 경우는 이를 고려하여야 할 필요가 있기 때문이다.

재생기의 효율변화율에 대하여 흡수동력이나 배출동력에 비하여 시스템의 효율 변화율은 그다지 민감하지 않다. 재생기를 설치하였을 경우와 재생기 효율이 100% 인 경우에 시스템효율의 변화율은 -7.6%에서 4.9%를 나타내었다. 따라서 재생기를 설치하지 않으면 시스템효율은 0.86% 감소하여 10.49% 정도를 얻게 될 것이다. 흡수동력은 재생기의 효율에 상당히 민감하게 반응하고 있음을 알 수 있는데, 효율이 상승할수록 민감도가 증가함을 보여주고 있다. 정격상태에서 재생기에서 흡수동력은 76.2 kW였다. 이 흡수동력은 시스템의 입력동력 925.7 kW에 비하여 8.2% 정도이다.

응축기에서의 배출동력은 재생기의 효율변화에 따라 재생기에서의 흡수동력 변화율에 비하여 그다지 크지 않다. 이는 정격출력에서의 배출동력이 771.5 KW로 상대적으로 크기 때문이다. 이와 같이 배출동력이 큰 이유는 작동유체를 기체상태에서 액체상태로 변환하는데 제거하여야 할 잠열로 인한 것이다. 아울러 증발기에서도 액체상태에서 기체상태로 변경하는데 소모되는 열량이므로 상당히 클 수 밖에 없다. 정격상태에서의 증발기에

서의 입력동력은 925.7 kW 수준이다. 시스템에서 작동유체가 재생기에서 상호교차하므로 재생기에서 흡수한 동력이 응축기에서는 배출동력의 감소량과 상당히 일치하게 된다.

Fig. 9는 작동유체가 터빈에서 응축기로 가는 과정에서, 작동유체는 높은 온도를 유지하고 있는 상태이며 기체상태이다. 따라서 재생기에서 압력손실(Π_{re})이 있는 경우이다. 재생기에서의 압력손실과 효율은 재생기의 크기에 상당히 좌우되며, 또한 크기는 비용에 직접적인 관련이 있으므로 민감도의 변화를 확인하여 적절히 선정할 필요가 있다. 본 연구에서 정격운전상태에서 압력손실(Π_{re_ref})은 22 kPa로 설정되었다. 재생기에서 이 압력손실을 줄이게 되면, 시스템의 효율이나 재생

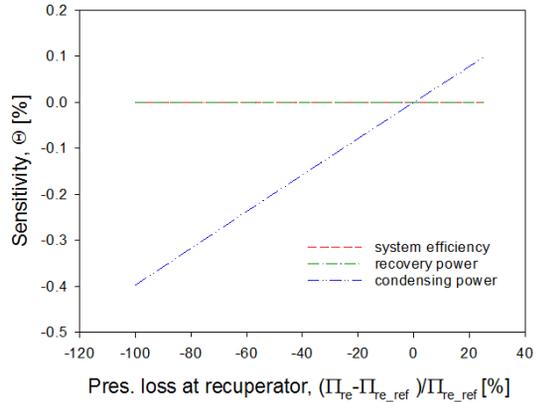


Fig. 9 ORC sensitivity v.s pressure loss at recuperator

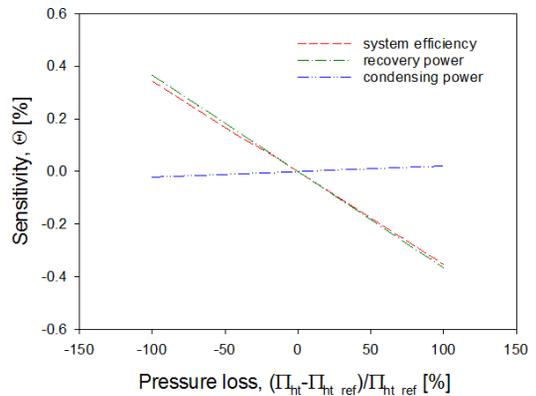


Fig. 10 ORC sensitivity v.s pressure loss at heater

기에서의 흡수동력은 영향을 받지 않으나, 응축기에서의 배출동력은 미세한 영향을 받게 된다. 재생기 출구에서의 작동유체는 가열상태이므로 동일한 온도에서 압력이 높은 경우 낮은 엔탈피를 나타내기 때문에 압력손실이 적은 경우에 미세하게 응축기에서 배출동력이 감소하게 됨을 보여주고 있다.

Fig. 10은 펌프에서 터빈으로 공급되는 낮은 온도의 작동유체가 통과하는 과정에서 발생하는 압력손실(Π_{ht})에 따른 영향을 보여주고 있다. 압력손실의 대부분은 증발기에서 기체상태로 변화되어 진행되는 과정에서 발생되어진다. 정격운전상태에서의 작동유체 흐름으로 인한 기준 압력손실($\Pi_{ht,ref}$)은 100.3 kPa로 설정되었다. 압력손실이 시스템에 미치는 영향은 앞서의 재생기에서의 압력손실과 마찬가지로 그다지 크지 않음을 보여주고 있다. 압력손실의 증가에 따라 시스템 효율은 미세하게 감소하게 되는 것은 펌프에서의 더 높은 압력으로 공급하여야 하기 때문이다. 아울러 재생기에서 흡수하는 동력도 압력손실의 영향으로 감소하게 된다. 이로 인하여 상대적으로 응축기에서 배출하여야 하는 동력은 재생기와의 반대의 현상으로 나타나게 되었다.

Fig. 11은 펌프의 효율변화에 대한 시스템의 민감도를 보여주고 있다. 시스템의 효율은 펌프효율에 직접적인 영향을 받는다. 펌프효율이 85%에서 50% 수준으로 떨어지면, 시스템효율은 11.35%

에서 10.84%로 떨어짐을 보여주고 있다. 펌프효율이 감소하면 재생기로 들어가는 작동유체의 엔탈피가 증가하므로 재생기에서도 미세하게 흡수할 수 있는 동력이 감소하게 된다. 이러한 이유로 응축기에서 배출하여야 할 동력은 상대적으로 증가하게 됨을 보여주고 있다.

Fig. 12는 응축기 출구에서 액체상태인 작동유체의 온도 변화율에 대한 ORC의 민감도를 보여주고 있다. 응축기의 출구온도는 터빈의 출구온도보다는 높을 수가 없다. 만일 터빈에서의 출력이 생성되는 상태에서 터빈 출구보다 낮은 온도를 응축기에서 설정하는 것은, 증발기에서 입력을 더 주어야 하는 경우가 되므로 시스템 입장에서는 바람직하지 않다. 하지만 시스템의 운용에서 응축기 출구의 온도를 터빈출구 같은 온도로 하여 운전하는 것은 쉽지 않다. 따라서 출력을 얻는데 문제가 없다면 응축기의 출구온도는 가능한 높이는 것이 시스템 효율을 증가할 수 있음을 보여주고 있다. 아울러 출구온도의 증가는 응축기에서 배출 동력도 낮출 수 있게 된다. 하지만 응축기에서의 높은 온도는 재생기에서의 온도가 높아지게 되므로 재생기에서의 흡수동력은 감소할 수밖에 없음을 보여주고 있다.

Fig. 13은 재생기를 탈착하고 작동하는 경우에 발생하는 민감도 분석의 결과이다. 앞서와 마찬가지로 응축기 출구온도가 올라가게 되면 응축기에서 배출할 동력은 줄어들게 된다. 반면에 재생기

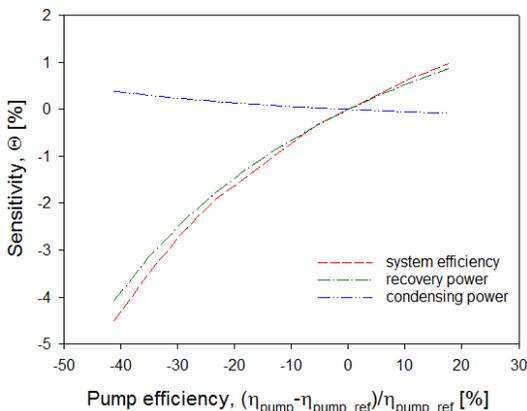


Fig. 11 ORC sensitivity v.s pump efficiency

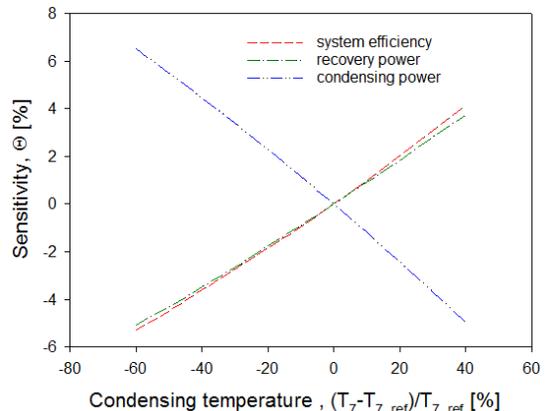


Fig. 12 ORC sensitivity v.s condensing temperature

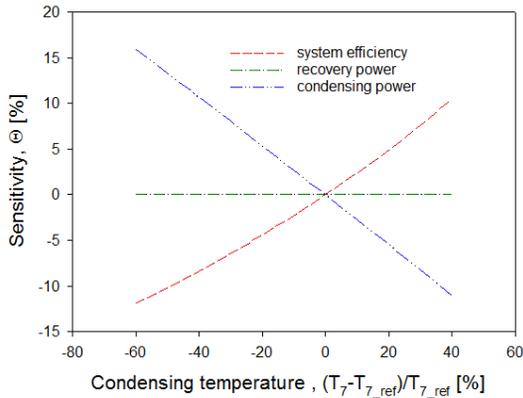


Fig. 13 ORC sensitivity v.s condensing temperature without the recuperator

가 없으므로 흡수동력은 없게 된다. 하지만 시스템효율의 민감도는 재생기를 사용하는 것과 안하는 것에 따라서 상당히 차이를 보이고 있다. 이러한 이유는 재생기를 사용하지 않는 경우에 시스템의 효율은 10.48%이다. 따라서 기본적으로 낮은 효율의 값을 가지므로 높은 민감도를 보여주게 되었지만, 응축기의 출구온도가 터빈출구온도보다 낮은 상태에서 점차적으로 상승하게 되면 재생기가 있는 경우에는 점차적으로 재생기의 효과가 없어지게 되어 최종적으로는 동일한 효율이 얻어질 것이다. 따라서 재생기가 없는 경우에 시스템효율은 더 민감하게 변화하게 된다. 재생기의 출구온도를 40°C의 정격 운전상태에서 56°C까지 상승하게 되면 재생기가 없는 경우에는 시스템효율이 11.48%로 상승하고, 재생기가 있는 경우에는 11.82%까지 상승하게 되었다. 이상의 민감도 분석에서 시스템 효율의 민감도는 응축기 출구온도 변화율에 대하여 가장 민감하고, 재생기의 효율변화율이나 펌프의 효율변화율에 대하여서는 비슷한 수준의 민감도를 보였다.

4. 결 론

ORC를 구성하는 구성품들의 성능변화에 따른 시스템의 영향성을 민감도분석을 통하여 수행하였다. 시스템의 성능에 영향을 미치는 5개의 매개

변수(재생기의 효율 및 압력손실, 펌프효율, 증발기 압력손실, 응축온도)를 선정하였다. 목적함수인 시스템 효율, 흡수동력 및 배출동력에 대한 민감도 분석에서 시스템 효율은 재생기가 없을 때, 응축온도의 10% 변화에 대하여 시스템효율이 2.4% 변화는 가장 높은 민감도를 보였으며, 재생기 효율 및 펌프효율의 순서로 각각 1.3%와 0.7%의 민감도를 보였다. 압력손실은 그 영향력이 그다지 크지 않았으며, 흡수동력과 배출동력은 상호교차의 영향이 있어서 민감도 변화가 비슷함을 보였다.

References

1. F. Veleza, J. Segoviab, M. C. Martin, G. Antolina, F. Chejniec and A. Quijanao, 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. V. M. Nguyen, P. S. Doherty and S. B. Riffat, 2001, "Development of a Prototype Low-temperature Rankine Cycle Electricity Generation System," Applied Thermal Engineering, Vol. 21, pp. 169-181.
3. B. F. Tchanche, G. Papadakis, G. Lambrinos and Frangoudakis, 2009, "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle," Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 2468-2476.
4. H. Chen, D. Y. Goswami and E. K. Stefanakos, 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.
5. S. Y. Cho and C. H. Cho, 2015, "Effect on the Cycle by the Properties of Working Fluids Using Organic Rankine Cycle", J. of Fluidmachinery, Vol. 18, No. 4, pp. 5-12.
6. S. Quoilin, V. Lemort and J. Lebrun, 2010,

- "Experimental Study and Modeling of an Organic Rankine Cycle Using Scroll Expander," *Applied Energy*, Vol. 87 pp. 1260-1268.
7. A. Verneau, 1987, "Supersonic Turbines for Organic Fluid Rankine Cycles from 3 kW to 1300 kW," VKI Lecture Series 1987-09.
8. T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai and K. Mori, 2001, "Design and Testing of the Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 26, pp. 239-251.
9. G. Pei, J. Li, Y. Li, D. Wang and J. Ji, 2011, "Construction and Dynamic Test of a Small-Scale Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 36, pp. 3215-3223.
10. S. Y. Cho, Y. B. Jung and K. P. Kyun, 2018, "Design Technology of 2-Stages 100kW Class Radial turbines for Organic Rankine Cycle," *J. of Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 22, No. 3, pp. 11-22, (DOI:10.9726/kspse.2018.22.3.011)
11. A. J. Glassman, 1976, "Computer Program for Design and Analysis of Radial Inflow Turbine," NASA TN 8164.