

## 저온열원의 특성에 따른 ORC 성능해석 최적화 연구

엄 홍 선, 윤 천 석<sup>\*†</sup>, 김 영 민<sup>\*\*</sup>, 신 동 길<sup>\*\*</sup>, 김 창 기<sup>\*\*</sup>

한남대학교 대학원, <sup>\*</sup>한남대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>한국기계연구원 그린동력연구실

### Optimization Study on the Performance Analysis of Organic Rankine Cycle for Characteristics of Low Temperature Heat Sources

Hong Sun Eom, Cheon Seog Yoon<sup>\*†</sup>, Young Min Kim<sup>\*\*</sup>, Dong Gil Shin<sup>\*\*</sup>, Chang Gi Kim<sup>\*\*</sup>

Graduate School of Hannam University, Taejon 306-791, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Hannam University, Taejon 306-791, Korea

<sup>\*\*</sup>Korea Institute of Machinery and Materials, Taejon 305-343, Korea

(Received October 19, 2011; revision received November 22, 2011)

**ABSTRACT:** Optimization procedures of performance analysis for ORC(Organic Rankine Cycle) system are established to the characteristics of low temperature heat sources such as open-type and closed-type. Effective heat recovery and heat extraction related to maximum power of the cycle as well as heat quality and thermal efficiency must be considered in the case of the open-type low temperature heat source. On the other hand, in the case of the closed-type low temperature heat source, only thermal efficiency is important due to constant heat input. In this study, thermal efficiency and exergy efficiency representing a level of close to Carnot cycle are studied, as useful index for the optimization of the ORC system. To validate the results of cycle analysis, those are compared with appropriate experimental data of ORC system as a thermal efficiency point of view.

**Key words:** Organic Rankine cycle(유기랭킨사이클), Performance analysis(성능해석), Thermal efficiency(열효율), Exergy efficiency(엑서지효율)

#### 기 호 설 명

$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$\dot{W}$	: 동력 [kW]
$\dot{Q}$	: 열전달율 [kW]
$T$	: 온도 [°C]
$\dot{L}$	: 엑서지 손실율 [kW]
$\dot{E}$	: 엑서지 전달율 [kW]
$\dot{E}^+$	: 엑서지 출력율 [kW]
$\dot{E}^-$	: 엑서지 입력율 [kW]

#### 그 리 스 문 자

$\eta_P$	: 펌프의 등엔트로피 효율
$\eta_E$	: 팽창기의 등엔트로피 효율
$\eta_{th}$	: 사이클의 열효율
$\eta_{sys}$	: ORC 시스템의 열효율
$\epsilon$	: 열원의 활용율
$\epsilon_{II}$	: 엑서지 활용율
$\eta_{II}$	: 엑서지 효율 [%]
$\eta_{sys, II}$	: ORC 시스템 엑서지 효율 [%]

† Corresponding author

Tel.: +82-42-629-8283; fax: +82-42-629-8293

E-mail address: csyoon@hnu.kr

#### 하첨자

0 : 사장상태(dead state)

$P$	: 펌프
$E$	: 팽창기
$H$	: 증발기
$L$	: 응축기
$r$	: 작동유체(HFC-134a)
$w$	: 물
$in$	: 열원의 입구
$out$	: 열원의 출구

## 1. 서론

최근 다양한 저온 폐열원 및 태양열과 지열 등 신재생 에너지를 이용한 발전효율 증가 방법에 대한 관심이 증가함에 따라 선진국에서는 대규모 유기랭킨사이클(ORC; Organic Rankine Cycle) 발전 시스템 뿐만 아니라 수 kW~수십 kW급의 소규모 ORC 발전 시스템 상용화 개발도 활발하게 진행되고 있다.<sup>(1)</sup> ORC 발전 시스템에 이용되는 저온열원으로는 지열,<sup>(2)</sup> 저온 태양열,<sup>(3)</sup> 산업용 폐열,<sup>(4)</sup> 배기 가스열,<sup>(5)</sup> 엔진 냉각수열 등 다양한 열원이 존재 한다. Roy and Mishara<sup>(6)</sup>는 140°C로 버려지는 연소가스로 부터 발전량을 최대로 하기 위한 ORC 최적화 연구를 수행하였으며, Li and Pei<sup>(7)</sup>와 Delgado-Torres<sup>(8)</sup>는 저온 태양열 발전을 위한 ORC 최적화 연구를 각각 수행하였다. Zhang and Wang<sup>(9)</sup>은 80~100°C의 지열발전용 ORC 최적화와 초월임계(transcritical) 사이클 최적화를 비교하여 초월임계 사이클의 장점을 기술하였다.

본 연구에서는 이용되는 저온열원을 개방형(open-type)과 순환형(closed-type)으로 분류하였고, 이에 따른 ORC 시스템 최적화 방법의 차이를 비교하였다. 개방형 저온열원은 배기가스, 증기, 온수, 지열수 등 외부로 버려지는 열원이며, 순환형 저온열원은 엔진냉각수, 태양열, 난방열과 같이 일정한 폐회로를 순환하는 열원이다. 개방형의 경우 열활용 측면에서는 이용되는 저온열원의 입출구 온도차를 크게 하여 폐열의 활용율(입력 열량)을 최대로 하는 것이 유리하지만, 사이클 효율 측면에서는 온도차를 작게 하여 고온의 열을 이용하는 것이 유리하므로 이러한 상관관계를 고려하여 사이클의 최적화가 필요하다. 순환형의 경우, 발생열량은 동일하므로 이용되는 저온열원의 입출구 온도차를 작게 하여 열원의 온도를 가능한 높게 유지하면서 발전을 하는 것이 효율 측면에서 유리하다. 그러나 폐열원 순환 매체

의 펌핑 에너지와 열교환 측면에서 어느 정도의 온도차를 유지하는 것이 바람직하다. 본 연구에서 개방형 저온열원으로는 100°C로 버려지는 온수를, 순환형 저온열원으로는 100°C에서 80°C로 냉각되어 순환하는 온수를 각각 선정하여 ORC 시스템의 최적화 방법을 기술하였으며, 에너지 및 엑서지 분석을 통해 비교하였다. ORC 시스템의 작동유체는 폭발성이 없고, 오존 파괴지수가 낮으며, 공조냉동시스템에 사용하는 HFC-134a를 사용하였다.

## 2. ORC 시스템 분석

### 2.1 에너지분석

Fig. 1은 ORC 시스템의 개략도를 나타내며, 주요 구성품으로는 펌프, 증발기, 팽창기, 응축기가 있다. 팽창 후 남은 열을 재활용하기 위해 재생열교환기를 사용할 수 있으나, 본 연구에서 설정한 100°C 정도의 저온 폐열을 이용할 경우 팽창 후 남은 열이 많지 않고, 시스템 구성의 단순화를 위해 재생열교환기를 사용하지 않는 것이<sup>(10, 11)</sup> 일반적이다.

Fig. 2는 ORC 시스템의 작동유체인 HFC-134a의 T-s선도로, 주요 구성품의 작동조건을 포함한다. 여기서 1, 2, 2', 3, 4는 펌프의 전단, 증발기의 전단, 포화 액점, 팽창기의 전단, 응축기의 전단을,  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ ,  $m$ 은 열원의 입구, 열원의 출구, 핀치점을, a, b는 핀치점을 기준으로 구분한 구간을 각각 나타낸다. 여기서 핀치점은 열원과 ORC 시스템 작동유체인 냉매의 열전달에 필요한 최소 온도 차이를 표현한 것이다. 본 연구의 목적은 저온열원의 종류에 따라 기본 사이클을 최적화하는 것으로, 사이클의 개념설

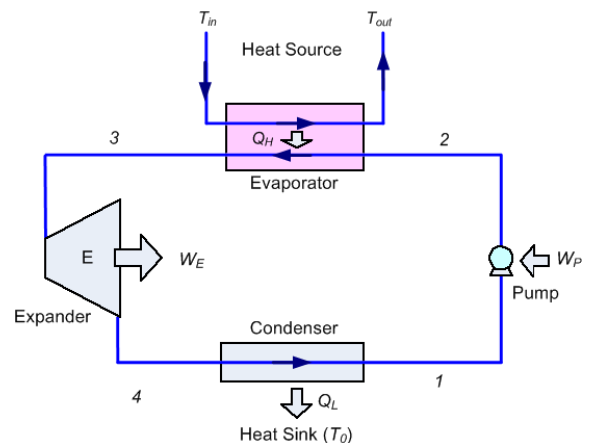


Fig. 1 Schematic diagram of ORC.

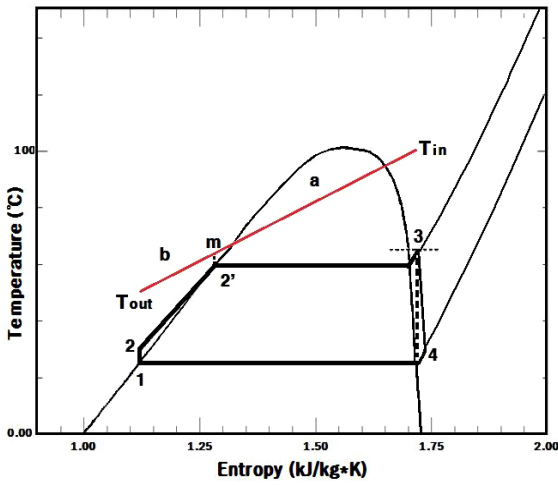


Fig. 2 T-s diagram of HFC-134a which represents operating conditions of ORC system.

계를 위하여 열교환기 및 각 배관에서의 열손실과 압력손실은 무시하였고, 작동유체의 운동에너지와 위치에너지 변화도 무시하였다. ORC 시스템에서 사용하는 펌프와 팽창기(터빈)의 등엔트로피 효율은 각각 80%로 가정하였다. 선행연구 문헌조사에 의하면, Kane et al.<sup>(12)</sup>은 용적형 소형 스크롤 팽창기의 성능을 60~80%로, Kang<sup>(13)</sup>은 소형 터빈 성능을 70~80%로 발표하였다. 최적화 설계의 목표로 최대 효율을 선택하였으며, 공급되는 냉각수 입구온도는 대기온도와 같은 20°C로 가정하였다. 사용된 냉매의 물성치는 REFPROP-NIST<sup>(14)</sup>를 이용하였다. 미국 Wisconsin 대학 Solar Energy Lab에서 개발한 비선형 대수 방정식을 수치적으로 풀 수 있는 프로그램인 EES<sup>(15)</sup>에 내장된 열물성 자료를 이용하여 ORC 사이클 해석과 사이클 최적화 연구를 수행하였다. ORC 시스템해석을 위하여 각 구성품에 관련된 방정식은 다음과 같다.

펌프의 등엔트로피 효율( $\eta_P$ )은

$$\eta_P = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

여기서 하첨자  $s$ 는 등엔트로피 상태를,  $h_1$ ,  $h_2$ 는 펌프 전단 엔탈피와 실제 증발기 전단 엔탈피를 각각 나타낸다.

펌프에 소요되는 동력( $\dot{W}_P$ )은

$$\dot{W}_P = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

여기서  $\dot{m}_r$ 는 냉매의 질량 유량을 나타낸다.

팽창기의 등엔트로피 효율( $\eta_E$ )은

$$\eta_E = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} \quad (3)$$

여기서  $h_3$ ,  $h_4$ 는 팽창기의 전단 엔탈피와 실제 응축기 전단의 엔탈피를 나타낸다.

팽창기에서 발생하는 동력( $\dot{W}_E$ )은

$$\dot{W}_E = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (4)$$

증발기에 공급되는 열전달율( $\dot{Q}_H$ )은

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \quad (5)$$

응축기에서 방출되는 열전달율( $\dot{Q}_L$ )은

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_r(h_4 - h_1) \quad (6)$$

사이클의 열효율( $\eta_{th}$ )은

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_H} \quad (7)$$

열원의 활용률( $\epsilon$ )은 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{H,max}} = \frac{\dot{m}_w(h_{in} - h_{out})}{\dot{m}_w(h_{in} - h_0)} = \frac{h_{in} - h_{out}}{h_{in} - h_0} \quad (8)$$

여기서 하첨자 '0'은 사장상태(dead state)인 대기 조건의 온도와 압력 상태에서 물성치를,  $h_{in}$ ,  $h_{out}$ 은 열원의 입구 엔탈피와 열원의 출구 엔탈피를,  $\dot{Q}_{H,max}$ 는 열원의 최대 이용 가능한 열전달율을 각각 나타낸다.

이때 저온열원이 가진 최대 이용 가능한 열량에 대한 출력의 비율로 표현되는 ORC 시스템의 열효율( $\eta_{sys}$ )은 다음과 같다.

$$\eta_{sys} = \frac{\dot{W}_E - \dot{W}_P}{\dot{Q}_{H,max}} = \epsilon \eta_{th} \quad (9)$$

## 2.2 엑서지 분석

열원의 온도에 관계없이 모든 열과 일을 동일하게 취급하는 에너지 분석만으로는 ORC 시스템에서 발생하는 손실과 개선 가능성을 판단하기 어렵기 때문에 엑서지(Exergy) 분석을 통해서 쉽게 표현할 수 있다. 엑서지는 시스템이 주어진 상태에서 가장상태와 평형에 도달할 때까지 변화하는 동안에 발생하는 이론 최대 유효 일(Work)을 나타낸다.

운동에너지와 위치에너지 변화를 무시하면 작동 유체의 엑서지 전달을 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (10)$$

여기서  $e$ ,  $h$ ,  $s$ 는 각각 작동유체의 단위질량당 엑서지, 엔탈피, 엔트로피를 각각 나타낸다.

일반적인 엑서지 평형식은 다음과 같다.

$$\dot{E}^+ - \dot{E}^- = \dot{L} \quad (11)$$

여기서  $\dot{E}^+$ 은 시스템으로의 열, 일, 물질 전달에 의한 엑서지 입력율을,  $\dot{E}^-$ 은 시스템으로부터의 엑서지 출력율을,  $\dot{L}$ 은 엑서지 손실율을 각각 나타낸다. 펌프에서의 엑서지 손실율( $\dot{L}_P$ )은

$$\dot{L}_P = \dot{E}_P - \dot{m}_r(e_2 - e_1) \quad (12)$$

여기서  $e_1, e_2$ 는 펌프 전단 엑서지와 증발기 전단 엑서지를 각각 나타낸다.

터빈에서 엑서지 손실율( $\dot{L}_E$ )은

$$\dot{L}_E = \dot{m}_r(e_3 - e_4) - \dot{E}_E^- \quad (13)$$

여기서  $e_3, e_4$ 는 팽창기의 전단 엑서지와 실제 응축기 전단의 엑서지를 각각 나타낸다.

증발기에서 엑서지 손실율( $\dot{L}_H$ )은

$$\dot{L}_H = \dot{m}_w(e_{in} - e_{out}) - \dot{m}_r(e_3 - e_2) \quad (14)$$

여기서  $\dot{m}_w$ 는 열원인 물의 질량유량을 나타낸다.

응축기에서 엑서지 손실율( $\dot{L}_L$ )은

$$\dot{L}_L = \dot{m}_r(e_4 - e_1) \quad (15)$$

사이클의 열역학 제 2법칙(엑서지) 효율( $\eta_{II}$ )은 다음과 같다.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+}{\dot{E}_H^+} \quad (16)$$

여기서  $\dot{E}_H^+ = \dot{m}_w(e_{in} - e_{out})$ 로서 저온 열원에 의한 엑서지 입력율을 나타낸다.

개방형 저온열원의 경우, 에너지 분석과 유사하게 사이클의 엑서지 효율 뿐만 아니라 열활용 측면에서도 고려해야 하므로, 열원의 최대 이용 가능한 엑서지에 대한 실제 사용된 저온 열원의 입출구 온도차에 따른 열원의 엑서지 활용율도 중요한 변수가 된다. 열원의 엑서지 활용율( $\epsilon_{II}$ )은 다음과 같다.

$$\epsilon_{II} = \frac{\dot{E}_H}{\dot{E}_{H, \max}} = \frac{\dot{m}_w(e_{in} - e_{out})}{\dot{m}_w(e_{in} - e_0)} = \frac{e_{in} - e_{out}}{e_{in} - e_0} \quad (16)$$

이때 저온열원이 가진 최대 이용 가능한 엑서지에 대한 출력의 비율로 표현되는 ORC 시스템의 엑서지(열역학 제 2법칙) 효율( $\eta_{sys, II}$ )은 다음과 같다.

$$\eta_{sys, II} = \frac{\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+}{\dot{E}_{H, \max}} = \epsilon_{II} \eta_{II} \quad (17)$$

## 3. 저온 열원 특성에 따른 ORC 최적화

### 3.1 에너지 및 엑서지 계산 결과

Table 1은 증발온도( $T_2'$ ) 변화에 대한 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ )과 저온열원인 온수의 출구 온도( $T_{out}$ )를 포함하여 사이클의 에너지 및 엑서지 분석 결과를 정리한 것이다. 증발온도( $T_2'$ )가 증가할수록 열효율( $\eta_{th}$ )은 증가하지만, 저온열원인 온수의 출구 온도( $T_{out}$ )가 증가하기 때문에 버리는 열이 많으므로 열원의 활용률( $\epsilon$ )은 감소하게 된다. 이러한 trade-off에 의해 증발온도( $T_2'$ )는 60°C 근처에서 최대 출력인 14.37 kW를 발생한다. 이때 열역학 제 1법칙(에너지)에 근거한 열원 활용율( $\epsilon$ )은 59.3%, 사이클 열

Table 1 Results of energy and exergy analysis for various evaporator temperatures( $T_2'$ )(Closed type)

$T_2'$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$\epsilon$	$\dot{Q}_H$ (kW)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{sys}$ (%)	$\epsilon_{II}$	$\eta_{II}$ (%)	$\eta_{sys,II}$ (%)
50	100	44.6	1.195	0.692	232.11	12.86	5.5	3.8	0.898	37.0	33.2
60	100	52.5	1.006	0.593	198.93	14.37	7.2	4.3	0.822	45.1	37.1
70	100	62.1	0.794	0.474	158.97	13.76	8.7	4.1	0.706	50.3	35.5

Table 2 Results of energy and exergy analysis for subsystems of ORC with fixed evaporator temperature( $T_2' = 60^\circ\text{C}$ )(Closed type)

State(i)	$T$ (°C)	$P$ (bar)	Component		Exergy Loss Rate $\dot{L}$ (kW)
			Input(kW)	Output(kW)	
1	25.0	6.65	Condenser		3.13(17.9%)
			$\dot{Q}_L^+ = 184.56$ ( $\dot{E}_L^+ = 3.13$ )		
2	25.7	16.82	Pump		0.21(1.2%)
			$\dot{W}_P^+ = 1.04$ ( $\dot{E}_P^+ = 1.04$ )	$\dot{E}_r^- = 0.84$	
2'	60.0	16.82	Evaporator b		2.29(13.1%)
			$\dot{Q}_{w,b}^+ = 51.91$ ( $\dot{E}_{w,b}^+ = 6.09$ )	$\dot{Q}_{r,b}^- = 51.91$ ( $\dot{E}_{r,b}^- = 3.80$ )	
3	65.0	16.82	Evaporator a		8.09(46.3%)
			$\dot{Q}_{w,a}^+ = 145.83$ ( $\dot{E}_{w,a}^+ = 25.75$ )	$\dot{Q}_{r,a}^- = 145.83$ ( $\dot{E}_{r,a}^- = 17.65$ )	
4	30.6	6.65	Expander		3.75(21.4%)
			$\dot{E}_r^+ = 19.16$	$\dot{W}_E^- = 15.41$ ( $\dot{E}_E^- = 15.41$ )	
I(Energy)	$\dot{Q}_{H,max}^+ = 335.33$ $\dot{Q}_H^+ = 198.93$ $\dot{W}_E^- - \dot{W}_P^+ = 14.37$ $\epsilon = 0.593$ $\eta = 7.2\%$ $\eta_{sys} = 4.3\%$				
II(Exergy)	$\dot{E}_{H,max}^+ = 38.73$ $\dot{E}_H^+ = 31.83$ $\dot{E}_E^- - \dot{E}_P^+ = 14.37$ $\epsilon_{II} = 0.822$ $\eta_{II} = 45.1\%$ $\eta_{sys,II} = 37.1\%$				

효율( $\eta_{th}$ )은 7.2%, 시스템 효율( $\eta_{sys}$ )은 4.3%, 열역학 제 2법칙(엑서지)에 근거한 엑서지 활용율( $\epsilon_{II}$ )은 82.2%, 사이클 엑서지 효율( $\eta_{II}$ )은 45.1%, 시스템 엑서지 효율( $\eta_{sys,II}$ )은 37.1%이다.

Table 2는 증발온도( $T_2'$ )가 60°C일 때, ORC 시스템의 구성부품에 대한 에너지 및 엑서지 유입율, 엑서지 출입율과 엑서지 손실을 정리한 것이다. 약 60%

엑서지 손실이 증발기에서 발생하며 특히 냉매의 증발이 시작되어 열원과의 온도차가 매우 커지는 핀치점 이상의 a 구간에서 약 46%의 엑서지 손실이 발생했다.

### 3.2 개방형 저온 열원

개방형 저온열원의 경우, 지열원과 같이 100°C로

버려지는 온수와 1 kg/s의 질량유량을 선택하였고, 최대 출력 관점에서 ORC 시스템의 최적화를 수행하였다. 열원과 냉매의 열전달에 필요한 최소 온도차인 핀치(Pinch) 온도차를 5°C로 가정하였고, 핀치점은 냉매의 증발 시작점인 2'이며 이때 열원인 온수는 'm' 점으로 나타내었다. 핀치점을 기준으로 핀치점보다 높은 온도에서의 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_w(h_{in} - h_m) = \dot{m}_r(h_3 - h_{2'}) \quad (18)$$

핀치점보다 낮은 온도에서 에너지 평형식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_b = \dot{m}_w(h_m - h_{out}) = \dot{m}_r(h_{2'} - h_2) \quad (19)$$

Baik et al.<sup>(16)</sup>은 100°C 정도의 개방형 저온 폐열을 이용한 ORC 최적화 연구를 수행하여, 팽창기(터빈) 입구 과열도( $\Delta T_e = T_3 - T_{sat,3}$ )가 증가할수록 ORC 발전 출력이 감소한다는 것을 발표하였다. 본 연구에서도 동일한 결과를 얻었으며, 모든 계산 조건에서 과열도를 최소치인 5°C로 동일하게 적용하였다. 위와 같은 가정으로 부터 증발온도(압력)인  $T_2(P_2)$ 에 따라, 핀치점을 기준으로 한 에너지 평형식에 의해 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ )과 저온열원인 온수의 출구온도( $T_{out}$ )가 결정된다.

Fig. 3는 증발기 온도변화에 따른 열효율( $\eta_{th}$ )과 열원의 활용율( $\epsilon$ )을, Fig. 4는 증발기 온도변화에 따른 열역학 제 2법칙(엑서지) 효율( $\eta_{II}$ )과 엑서지 활용율( $\epsilon_{II}$ )을 각각 나타낸다. 증발 온도가 높아짐에

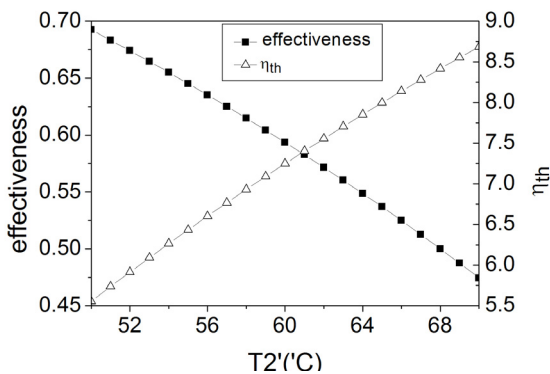


Fig. 3 Effectiveness and thermal efficiency for various evaporator temperatures.

따라 열효율과 엑서지 효율은 증가 하지만, 버리는 열이 많아 열원의 활용율과 엑서지 활용율은 감소한다.

Fig. 5는 증발기 온도변화에 따른 ORC 시스템의 효율( $\eta_{sys}$ ), 즉 저온열원이 가진 최대 이용 가능한 열량에 대한 출력의 비를, Fig. 6은 증발기 온도변화

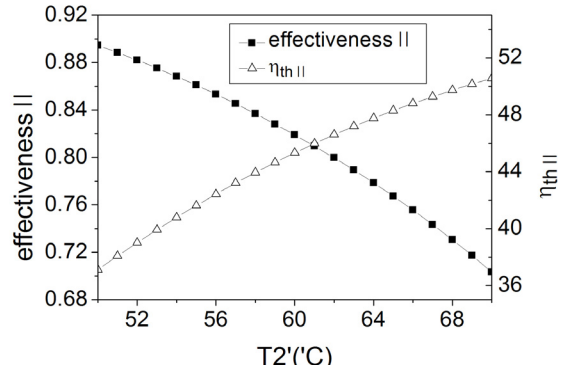


Fig. 4 Effectiveness II and exergy efficiency for various evaporator temperatures.

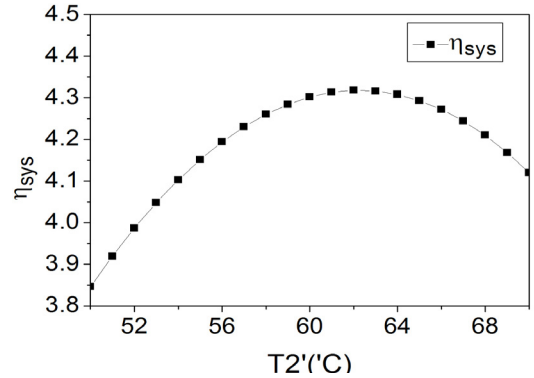


Fig. 5 System efficiency for various evaporator temperatures.

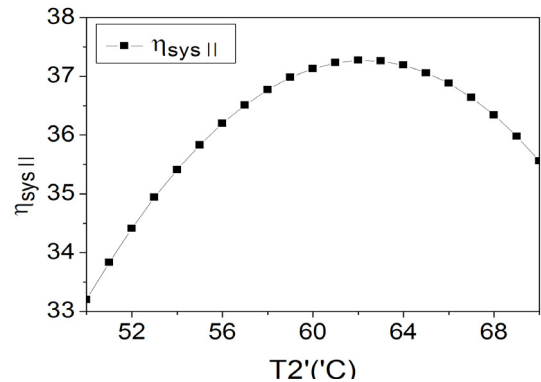


Fig. 6 System exergy efficiency for various evaporator temperatures.

에 따른 시스템의 엑서지 효율을 각각 나타낸다. 응축기 온도가 62°C 근처에서 최대 효율을 나타낸다.

개방형 저온열원에서는 ORC 시스템 발전에 필요한 열을 이용한 후 남은 열을 난방 등의 목적으로 활용할 수 있기 때문에, 발전 출력뿐만 아니라 열병합 발전(CHP : Combined Heat and Power)과 같이 열의 이용을 함께 고려해야 할 경우에는 ORC 최적화 사이클이 달라질 수 있다.

Table 3은 열병합발전 시, 증발온도( $T_2'$ )에 따른 ORC 시스템의 에너지 및 엑서지 분석 결과를 정리한 것이다. 증발온도가 70°C일 경우는 60°C일 경우에 비해 발전 출력은 약 0.6 kW 감소하지만, ORC 발전 후 이용할 수 있는 온수의 온도는 52.5°C에서 62.1°C로 상승하며, 열전달율도 40 kW로 매우 크게 증가한다. 저온열원의 최대 이용 가능 열량( $\dot{Q}_{H,max}$ )에 대한 발전 출력( $\dot{W}_{net}$ )과 버려지는 열 이용( $\dot{Q}_{H,out}$ ) 효율을 각각  $\eta_{sys,e}$ 와  $\eta_{sys,q}$ 로 나타내었다. 저온 열원에 의한 발전 출력과 버려지는 열을 함께 이용할 경우 시스템의 엑서지 효율( $\eta_{sys,II-CHP}$ )은 다음과 같다.

$$\eta_{sys,II-CHP} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{H,out}}{\dot{E}_{H,max}} \quad (20)$$

여기서  $\dot{E}_{H,out}$ 는 ORC 발전 후 버려지는 온수의 엑서지를 나타낸다.

저온열원을 이용한 열병합 발전시스템에서는 증발온도가 60°C에서 70°C로 증가하게 되면 시스템의 엑서지 효율은 약 10% 증가하게 되어 효율적인 시스템이 된다. 저온열원에 의한 발전 출력과 열을 함께 이용할 경우 열과 전기 수요에 따라 ORC 최적화가 다소 달라질 수 있으나 일반적으로 발전 출력만 이용할 경우에 비해 증발 온도를 높게 운전하는 것이 이상적이라고 할 수 있다.

### 3.3 순환형 저온 열원

개방형 저온 열원과는 달리 엔진 냉각수, 태양열, 난방열 등과 같이 발생 열원으로부터 일정한 열을 공급받으면서 순환하는 저온열원의 경우, 발생열량은 동일하므로 이용되는 저온 열원의 입출구 온도차를 작게 하여 가능한 열원의 온도를 높게 유지하면서 발전을 하는 것이 효율 측면에서 유리하다. 먼저 순환형 저온열원으로 100°C에서 80°C로 냉각되어 순환하는 온수와 유량 1 kg/s을 선택하여 최대 출력을 얻기 위한 ORC 최적화 연구를 수행하였다.

개방형 저온열원과 같이 팽창기(터빈) 입구 과열도( $\Delta T_e = T_3 - T_{sat,3}$ )가 증가할수록 ORC 발전 출력이 감소하므로, 과열도( $\Delta T_e$ )를 최소치인 5°C로 동일하게 적용하였다. 핀치점을 기준으로한 에너지 평형식(8)과 식(9)로부터, 핀치점(냉매의 증발온도  $T_2'$ )과 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ )이 결정되어 최적 사이클의 성능이 계산된다. 최적 사이클에서 제시하는 냉매

Table 3 Results of energy and exergy analysis for CHP with various evaporator temperatures( $T_2'$ )

$T_2'$ (°C)	$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\epsilon$	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\dot{Q}_{H,out}$ (kW)	$\eta_{sys,e}$ (%)	$\eta_{sys,q}$ (%)	$\epsilon_{II}$	$\dot{E}_{H,out}$	$\eta_{sys,II}$ (%)	$\eta_{sys,II-CHP}$ (%)
50	100	44.6	0.692	12.86	103.21	3.8	30.8	0.898	3.96	33.2	43.5
60	100	52.5	0.593	14.37	136.40	4.3	40.7	0.822	6.90	37.1	54.9
70	100	62.1	0.474	13.76	176.35	4.1	52.6	0.706	11.39	35.5	64.9

Table 4 Results of energy and exergy analysis for various outlet temperatures( $T_{out}$ ) of heat source(Open type)

$T_{in}$ (°C)	$T_{out}$ (°C)	$\dot{Q}_H$ (kW)	$\dot{E}_H$ (kW)	$\dot{m}_w$ (kg/s)	$T_2'$ (°C)	$\dot{m}_r$ (kg/s)	$\dot{W}_{net}$ (kW)	$\eta_{th}$ (%)	$\eta_{II}$ (%)
100	70	82.84	15.04	0.655	77.0	0.412	7.87	9.5	52.3
100	80	82.84	16.04	1.000	84.5	0.411	8.52	10.3	53.1
100	90	82.84	16.98	2.052	90.5	0.413	8.94	10.8	52.6

의 증발온도( $T_2'$ )보다 높게 운전하면 핀치점이 상승하여 온수에서 공급되는  $\dot{Q}_a$ 가 감소하지만 상대적으로 냉매의 증발에 필요한 열량은 소폭 감소하므로 에너지 평형식에 의해 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ )을 줄여야 한다. 증발기의 b 구간에서는 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ ) 감소에 따라 온수에서 공급되는  $\dot{Q}_b$ 를 모두 활용하지 못하게 된다. 반면에, 최적 사이클에서 제시하는 증발온도 ( $T_2'$ )보다 낮게 운전하게 되면 증발기에서 열전달에 의한 비가역성이 커질 뿐만 아니라, 핀치점은 하강하여 온수에서 공급되는  $\dot{Q}_a$ 가 증가하지만 상대적으로 냉매의 증발에 필요한 열량은 소폭 증가한다. 증발기의 a 구간에서 잉여의 열이 발생하여 증발기의 b 구간에 활용되므로 온수에서 공급되는  $\dot{Q}_b$ 를 모두 활용하지 못하게 된다. 따라서 핀치점을 기준으로 한 에너지 평형식(8)과 식(9)로부터 결정되는 핀치점(냉매의 증발온도  $T_2'$ )과 냉매의 유량( $\dot{m}_r$ )이 최적 사이클 조건이 된다.

Table 4는 기준조건으로 선정된 최적화 결과에 따라 동일한 열전달율( $\dot{Q}_H$ )을 유지하기 위하여 저온열원의 온도차와 온수의 유량을 조정하여 계산한 결과를 비교하여 정리한 것이다. Fig. 7은 열원의 출구온도에 따른 온수의 순환량과 냉매의 유량을, Fig. 8은 열원의 출구온도에 따른 열효율과 엑서지 효율을, Fig. 9는 열원의 출구온도에 따른 정미일과 엑서지 입력율을 각각 나타낸다. 열원의 온도( $T_{out}$ )가 증가함에 따라 열효율은 계속적으로 증가 하지만, 엑서지 효율은 82°C 근처에서 최대 효율을 나타낸다.

Fig. 9에서 발생열량이 동일할 경우, 저온열원인

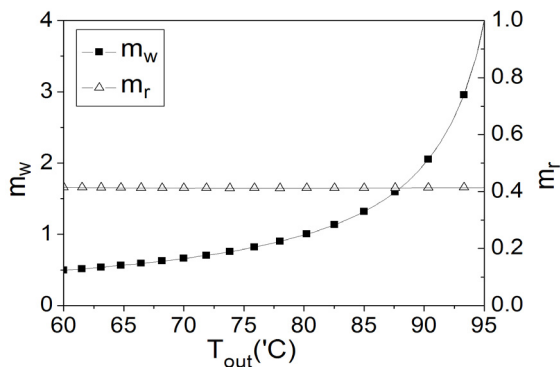


Fig. 7 Mass flow rates of water and refrigerants for various exit temperatures of heat source.

온수의 순환량을 증가하여 입출구 온도차를 작게 하면, 고온으로 운전할수록 출력과 열효율이 증가함을 확인할 수 있다. 이는 고온 운전에 따른 시스템의 엑서지 효율의 증가 때문이 아니라 동일한 열량( $\dot{Q}_H$ )이라도 열원의 엑서지 입력율( $\dot{E}_H$ )이 증가하기 때문이다. 사이클 측면에서는 온수의 순환량을 증가시켜 고온 운전을 할수록 효율이 증가하지만 온수 순환에 필요한 펌핑 에너지와 열교환 측면도 고려하여 최적화하는 것이 바람직하다.

### 3.4 시스템 실험장치

Fig. 10은 ORC 시스템 실험장치를 나타낸 것으로, 본 연구에서 수행한 성능해석을 검증하기 위하여 실험데이터를 추출하였다. 스크롤 팽창기를 통해 축의 토크와 회전수를 측정하고, 측정된 압력과 온도는 실시간으로 컴퓨터에 저장된다. Fig. 11은

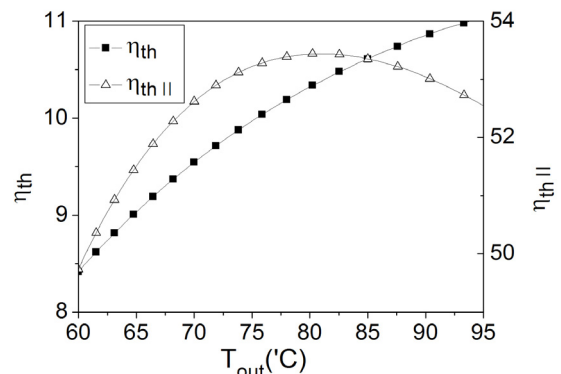


Fig. 8 Thermal and exergy efficiency for various exit temperatures of heat source.

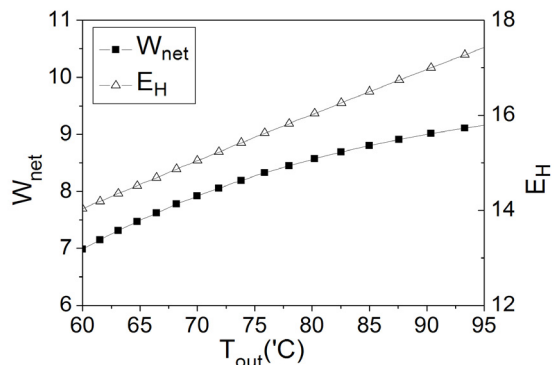


Fig. 9 Net work and exergy input for various exit temperatures of heat source.





Fig. 10 Experimental set-up for ORC system.

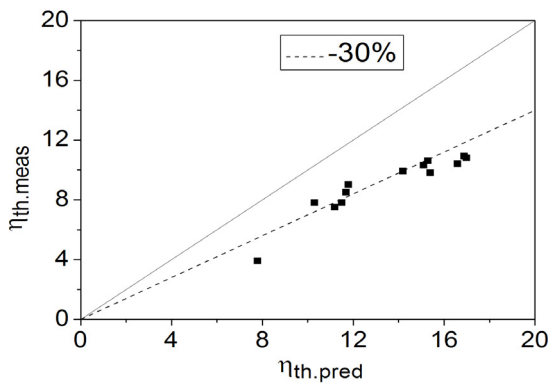


Fig. 11. Predicted vs. measured thermal efficiency.

실험데이터와 성능해석의 결과인 열효율( $\eta_{th}$ )을 비교한 그래프이다. 해석 결과와 실험 데이터를 열효율 관점에서 비교하면, 30% 내의 차이가 존재한다. 사이클 성능해석에서는 팽창기 및 펌프의 등엔트로피 효율을 80%로 고정 하였지만, 실험 결과에 의하면 등엔트로피 효율이 50~60% 정도이다. 또한 재생 열교환기설치, 팽창기 입구 압력 감소로 인한 팽창비 감소, 누설량 감소, 마찰력 증가 등 복합적 요인으로 차이가 발생한 것으로 생각된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 이용되는 저온열원을 개방형(open-type)과 순환형(closed-type)으로 분류하였고, 이에

다른 사이클 최적화 방법의 차이를 비교하였다. 대표적으로 개방형 저온 열원인 100℃로 버려지는 온수와 순환형 저온열원인 100℃에서 80℃로 냉각되어 순환하는 온수에 대해 R-134a를 작동유체로 사용하는 유기랭킨 사이클 최적화 방법을 에너지 및 엑서지 분석을 통해 비교하였다. 본 연구로부터 얻은 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 개방형 저온 열원인 경우 ORC의 핀치점인 냉매의 증발 시작점의 온도가 증가할수록 열효율은 증가하지만 버리는 열이 많으므로 열원의 활용률은 감소한다.

(2) 개방형 저온열원인 경우 증발온도가 60℃ 근처에서 최대 출력을 발생한다. 이때 열역학 제 1법칙(에너지)에 근거한 열원 활용율은 약 59.3%, 사이클 열효율은 7.2%, 열원 활용율을 고려한 시스템 효율은 4.3%를 나타내며, 열역학 제 2법칙(엑서지)에 근거한 엑서지 활용율은 약 82.2%, 사이클 엑서지 효율은 45.1%, 시스템 엑서지 효율은 37.1%를 나타낸다.

(3) 열병합 발전용으로 증발온도가 70℃일 때가 60℃일 때 보다 저온열원인 온수 유량 1kg/s에 대해서 발전 출력은 약 0.6 kW 감소하지만, ORC 발전 후 이용할 수 있는 온수의 온도가 52.5℃에서 62.1℃로 상승하며, 사용될 수 있는 열량도 40 kW로 매우 증가하게 되므로 단순한 발전용도 보다 증발 온도를 높게 운전하는 것이 이상적이다.

(4) 순환형 저온열원인 경우 가능한 고온으로 운전할수록 ORC 출력과 열효율이 증가한다.

(5) 온수 순환에 필요한 펌핑 에너지와 열교환 측면도 고려하여 ORC 운전 조건을 최적화하는 것이 바람직하다.

(6) 사이클 성능 해석결과와 실험 데이터를 열효율 관점에서 비교하면, 30%의 차이가 있다. 팽창기와 펌프의 등엔트로피 효율 차이 및 재생 열교환기 설치, 팽창비 감소, 마찰력 증가 등 복합적 요인으로 차이가 발생한 것으로 예상된다.

#### 후 기

본 연구는 2011학년도 한남대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Hung, T. C., Shai, T. Y., and Wang, S. K., 1997,

- A review of Organic Rankine Cycles(ORCs) for the recovery of low-grade waste heat, *Energy*, Vol. 22, No. 7, pp. 661-667.
2. Mehmet, K., 2002, Exergy analysis of a dual-level binary geothermal power plant. *Geothermics*, Vol. 31, pp. 709-724.
  3. Kane, E. H., 2002, Integration et optimisation thermoeconomique and environomique de centrales thermiques solaires hybrides, PhD Thesis, Laboratoire d' Energetique Industrielle, Ecole polytechnique Federale de Lausanne, France.
  4. Schuster, A., Karellas, S., Kakaras, E., and Spliethoff, H., 2009, Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1809-1817.
  5. Patel, P. S. and Doyle, E. F., 1976, Compounding the truck diesel engine with an Organic Rankine Cycle system, SAE publication. 760343.
  6. Roy, J. P. and Mishara, M. K., 2010, Parametric optimization and performance analysis of a waste heat recovery system using Organic Rankine Cycle, *Journal of Energy*, Vol. 35, No. 12, pp. 5049-5062.
  7. Li, J. and Pei., G., 2010, Optimization of low temperature solar thermal electric generation with Organic Rankine Cycle in different areas, *Applied Energy*, Vol. 87, pp. 3355-3365.
  8. Delgado-Torres, A. M., 2010, Analysis and optimization of the low-temperature solar Organic Rankine Cycle, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2846-2856.
  9. Zhang, S. and Wang, H., 2011, Performance comparison and parametric optimization of subcritical Organic Rankine Cycle(ORC) and transcritical power cycle system for low-temperature geothermal power generation, *Applied Energy*, Vol. 88, No. 8, pp. 2740-2754.
  10. Dai, Y., Wang, J., and Gao, L., 2009, Parametric optimization and comparative study of Organic Rankine Cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Conversion and Management*, Vol. 50, pp. 576-582.
  11. Starling, K. E., Fish, L. W., Iqbal, K. G., and Yieh, D., 1975, Resource utilization efficiency improvement of Geothermal Binary Cycles-Phase I, Energy Research and Development Administration Report, ORO-4944-7.
  12. Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., and Allani, Y., 2003, Small hybrid solar power system, *Energy*, Vol. 28, No. 14, pp. 1427-1443.
  13. Kang, H., 2009, Organic Rankine Cycle technology, *Journal of the KSME*, Vol. 49, No. 9, pp. 47-52.
  14. Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., 2007, NIST Standard Reference Database, Vol. 23.
  15. Klein S. A., 2008, Engineering equation solver, Middleton, WI, USA. F-Chart Software(<http://www.fchart.com/>).
  16. Baik, Y., Kim M., Chang K., Lee Y., and Ra H, 2011, Power optimization of Organic Rankine-cycle System with low-temperature heat source using HFC-134a, *Journal of the KSME*, Vol. 35, No. 5, pp. 53-60.