

# 저등급 열원으로 구동되는 병렬 열병합 발전시스템의 엑서지와 엔트랜시 성능 특성

김경훈<sup>1</sup> · 김경진<sup>2</sup> · 정영관<sup>1†</sup>

금오공과대학교 <sup>1</sup>기계공학과, <sup>2</sup>기계시스템공학과

## Exergy and Entransy Performance Characteristics of Cogeneration System in Parallel Circuit Using Low-Grade Heat Source

KYOUNG HOON KIM<sup>1</sup>, KYOUNGJIN KIM<sup>2</sup>, YOUNGGUAN JUNG<sup>1†</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

†Corresponding author :  
jyg\_kr@kumoh.ac.kr

Received 30 January, 2021  
Accepted 28 February, 2021

**Abstract >>** In this paper, entransy analysis is carried out for combined heat and power (CHP) generation system driven by low-grade heat source compared with energy and exergy analyses. The system consists of an organic Rankine cycle (ORC) and an additional process heater in a parallel circuit. Special attention is paid to the effects of the source temperature, turbine inlet pressure, and the working fluid on the thermodynamic performance of the system. Results showed that the work efficiency of entransy is higher than that of energy but lower than that of exergy, whereas the process heat efficiency of entransy is lower than that of energy but higher than that of exergy. Entransy analysis showed the potential to complement the exergy analysis in the optimal design of the energy system.

**Key words :** Combined heat and power(열병합, CHP), Organic Rankine cycle(유기 랭킨 사이클, ORC), Low-grade heat source(저등급 열원), Exergy(엑서지), Entransy(엔트랜시)

### 1. 서론

저등급 열원으로부터 전기와 같이 보다 가치 있는 에너지 형태로 에너지를 변환하는 방법으로서 유기 랭킨 사이클(organic Rankine cycle, ORC)은 가장 경쟁력 있는 시스템 중 하나로 평가되어 왔다<sup>1,2</sup>. 에너지 변환효율을 최대한 높이기 위한 연구가 광범위하

게 진행됐지만, 저등급 열원을 사용하는 한 효율은 카르노 정리에 따라 한계에 부딪힐 수밖에 없어 경제성을 확보하기 쉽지 않고 환경문제 등 아직 많은 문제점이 남아있다<sup>3</sup>.

저등급 열원을 이용한 에너지 변환 시스템의 경제성을 획기적으로 높이는 방법 중 하나가 ORC 기반의 열병합 발전 시스템이다<sup>4,5</sup>. 열병합 발전은 한 공

정에서 기계와 열에너지를 동시에 생산하는 것으로서 에너지 효율을 획기적으로 높일 수 있는 입증된 방법이다<sup>6)</sup>. 열병합 발전의 개념은 상당히 오래되었지만 ORC에 기반한 열병합 발전 기술은 성숙하지 못하여 10 kWe 이하의 전력 규모에 초점을 맞춘 사례는 시장에 아직 거의 없는 실정이다<sup>7,8)</sup>.

바이오매스<sup>9)</sup>, 시멘트 공장의 폐열<sup>10)</sup>, 지열원<sup>11)</sup> 등을 이용한 ORC 기반 열병합 발전 시스템에 관한 연구가 보고되었다. Pereira 등<sup>12)</sup>은 ORC 기반 마이크로 열병합 발전 시스템에서 증발기설계 방법을 제시하였으며, Arabkoohsar와 Nami<sup>13)</sup>는 폐열을 이용한 ORC 기반 열병합 발전 시스템에서 전기 생산의 비중을 극대화하기 위한 연구를 수행하였다. Sachdeva와 Singh<sup>14)</sup>은 브레이튼 사이클, 증기 랭킨 사이클, ORC의 삼중 결합 사이클을 연구하였으며 Kim 등<sup>15)</sup>, Kim<sup>16)</sup>은 병렬과 직렬 연결 ORC 기반 열병합 발전의 열역학적 성능 특성에 대해 연구하였다.

최근 들어 축전기의 전기 포텐셜에 대한 열전달의 상사 개념으로 엔트랜시(entransy)가 제안되었다<sup>17)</sup>. 엔트랜시는 열전달 과정 중에 소산되며 엔트랜시 소산(dissipation)은 열전달에 있어서 비가역성의 또 다른 척도가 된다<sup>18-21)</sup>. 엔트랜시는 열역학 상태량이며 열역학 제2법칙을 다른 방식으로 설명하기 위해 사

용될 수 있다. 열 엔트랜시와 일 엔트랜시는 각각 열과 일의 상호작용을 통해 정의된다<sup>22,23)</sup>.

Kim과 Kim<sup>24)</sup>, Han과 Kim<sup>25)</sup>은 카르노 사이클의 최적화를 위한 엔트랜시 성능 특성에 관해 연구하였으며 Wang 등<sup>26)</sup>은 저등급 열원으로 구동되고 혼합 물질을 작동유체로 사용하는 ORC의 엔트로피와 엔트랜시 성능 특성을 연구하였다.

본 연구에서는 저등급 열원으로 구동되는 ORC 기반 병렬연결 열병합 발전시스템의 엔트랜시 성능 특성을 에너지 및 엑서지와 비교해서 해석한다. 작동유체 R134a와 R123을 대상으로 열원온도와 터빈입구 압력의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석한다.

## 2. 시스템 해석

본 논문에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 저온 열원으로 구동되어 전기를 생산하는 ORC와 공정열이 병렬로 연결된 열병합 시스템을 고려한다. 온도  $T_s$ 의 열원 유체 1 kg이 공급될 때 공정열에  $\beta$  kg이 공급되고 나머지  $1-\beta$  kg은 ORC에 공급된다.

본 연구에서 기본적인 가정은 다음과 같다<sup>11,15,16)</sup>.

- 1) 터빈 입구 압력은 작동유체의 임계압력보다 낮은 아임계 사이클이다.
- 2) 터빈 입구에서 작동유체는 순수 증기 상태이다.
- 3) 시스템에서 열교환기를 제외한 열손실은 무시한다.
- 4) 터빈과 펌프 이외에서의 압력 변화는 무시한다.
- 5) 공정열은 75°C로 공급해서 50°C로 회수한다.
- 6) 펌프와 터빈에서의 등엔트로피 효율은 각각  $\eta_p$ 와  $\eta_t$ 로 일정하다.
- 7) 열교환기에서는 고온과 저온 유체의 최소 온도차는 미리 설정한 핀치 포인트와 같다.

엑서지 X와 엔트랜시 G는 다음과 같이 정의한다<sup>24,25)</sup>.

$$X = H - T_0 S \tag{1}$$

$$G = \frac{1}{2} HT \tag{2}$$

여기에서  $T_0$ 는 기준 온도인 사장상태 온도이고 H와 S는 각각 엔탈피와 엔트로피이며 사장상태를 기

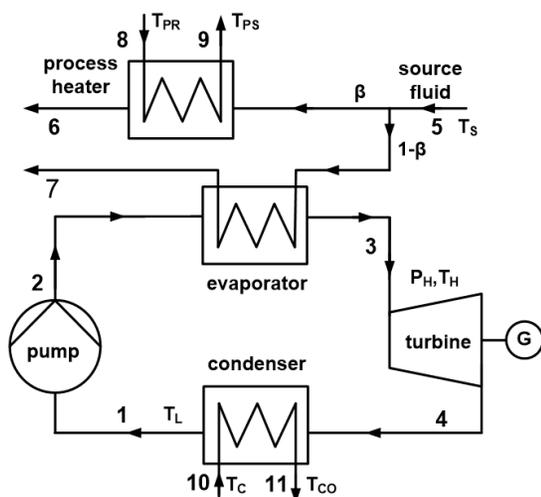


Fig. 1. Schematic diagram of the system

준으로 한다.

열원 에너지  $E_s$ , 입력 에너지  $E_{in}$ , 일 에너지  $E_w$ , 공정열 에너지  $E_p$ , 유용 에너지  $E_t$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$E_s = H_5 \quad (3)$$

$$E_{in} = H_5 - H_6 - H_7 \quad (4)$$

$$E_w = H_1 + H_3 - H_2 - H_4 \quad (5)$$

$$E_p = H_9 - H_8 \quad (6)$$

$$E_t = E_w + E_p \quad (7)$$

열원 엑서지  $X_s$ , 입력 엑서지  $X_{in}$ , 일 엑서지  $X_w$ , 공정열 엑서지  $X_p$ , 유용 엑서지  $X_t$ 는 다음과 같이 정의한다.

$$X_s = X_5 \quad (8)$$

$$X_{in} = X_5 - X_6 - X_7 \quad (9)$$

$$X_p = X_9 - X_8 \quad (10)$$

$$X_t = E_w + X_p \quad (11)$$

열원 엔트랜시  $E_s$ , 입력 엔트랜시  $E_{in}$ , 일 엔트랜시  $E_w$ , 공정열 엔트랜시  $E_p$ , 유용 엔트랜시  $E_t$ 는 다음과 같이 정의한다<sup>24,25</sup>.

$$G_s = G_5 \quad (12)$$

$$G_{in} = G_5 - G_6 - G_7 \quad (13)$$

$$G_w = G_1 + G_3 - G_2 - G_4 \quad (14)$$

$$G_p = G_9 - G_8 \quad (15)$$

$$G_t = G_w + G_p \quad (16)$$

본 논문에서는 1종 효율은 열원 물리량에 대한 관심 물리량의 비로 정의하며, 2종 효율은 시스템 입력

물리량에 대한 관심 물리량의 비로 정의한다. 1종과 2종 효율은 에너지 시스템에서 시스템 출력과 열효율에 각각 비례한다. Table 1에서는 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 각각에 대한 1종 효율과 2종 효율의 정의를 보여준다.

ORC 시스템의 작동유체로 R134a와 R123을 고려하였다. 각 작동유체의 분자량  $M$ , 임계온도  $T_{cr}$ , 임계압력  $P_{cr}$ , global warming potential (GWP), ozone depletion potential (ODP) 등 기본적인 데이터들은 Table 2에서 보여준다. 본 논문에서 ORC 작동유체의 열역학 상태량은 Patel-Teja 방정식을 이용하여 계산하였다<sup>27,28</sup>.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서 열원 유체는 1 kg/s의 표준 공기로 가정하며 시뮬레이션을 위한 기본적인 시스템 데이터는 다음과 같다<sup>24,25</sup>: 열원 온도  $T_s$ 의 범위는 150°C부터 300°C까지이며 터빈입구온도  $T_H$ 는 열원온도와 15°C 낮다고 설정하였다. 한편 터빈입구압력  $P_{H2}$ 는 12, 24 및 36 bar를 고려한다. 그 외의 시스템 작동조건은 다음과 같다: 응축 온도  $T_L=35^\circ\text{C}$ , 냉각수 온도  $T_C=25^\circ\text{C}$ , 핀치포인트 온도차  $\Delta T_{pp}=8^\circ\text{C}$ , 펌프 효율

Table 2. Basic thermodynamic data of working fluids

| Substance | $M$<br>(kg/kmol) | $T_{cr}$<br>(K) | $P_{cr}$<br>(bar) | GWP   | ODP  |
|-----------|------------------|-----------------|-------------------|-------|------|
| R134a     | 102.031          | 380.00          | 36.90             | 1,300 | 0    |
| R123      | 136.467          | 456.90          | 36.74             | 79    | 0.02 |

Table 1. Definitions of first and second kinds efficiencies

| Efficiency                               | Energy             | Exergy             | Entransy           |
|--|--------------------|--------------------|--------------------|
| First-kind work efficiency, EW1          | EEW1= $E_w/E_s$    | EXW1= $X_w/X_s$    | EGW1= $G_w/G_s$    |
| First-kind process-heat efficiency, EP1  | EEP1= $E_p/E_s$    | EXP1= $X_p/X_s$    | EGP1= $G_p/G_s$    |
| First-kind total efficiency, ET1         | EET1= $E_t/E_s$    | EXT1= $X_t/X_s$    | EGT1= $G_t/G_s$    |
| Second-kind work efficiency, EW2         | EEW2= $E_w/E_{in}$ | EXW2= $X_w/X_{in}$ | EGW2= $G_w/G_{in}$ |
| Second-kind process-heat efficiency, EP2 | EEP2= $E_p/E_{in}$ | EXP2= $X_p/X_{in}$ | EGP2= $G_p/G_{in}$ |
| Second-kind total efficiency, ET2        | EET2= $E_t/E_{in}$ | EXT2= $X_t/X_{in}$ | EGT2= $G_t/G_{in}$ |

$\eta_p=0.8$ , 터빈 효율  $\eta_t=0.8^{19}$ ).

Fig. 2에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 1종 일효율에 미치는 영향을 보여준다. 일효율은 두 작동유체, 전 범위의 열원온도와 터빈입구압력에서 엔트랜시 효율이 에너지 효율보다는 낮고 엑서지 효율보다는 높아서, 일효율은 엑서지, 엔트랜시 그리고 에너지 순으로 높다. 터빈입구압력이 증가하면 작동유체가 R134a인 경우에는 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 모두 일효율이 증가하지만, 작동유체가 R123인 경우에는 낮은 열원온도에서는 감소하나 높은 열원온도에서는 증가한다.

작동유체가 R134a의 경우에 열원온도가 증가하면 에너지 효율은 증가하다 감소하여 극댓값을 갖지만 값의 변화가 매우 작으며, 엑서지 효율은 낮은 압력에서는 단조 감소하지만 높은 압력에서는 극댓값을 갖는다. 그러나 작동유체가 R123인 경우에는 에너지 효율과 엔트랜시 효율은 단조 증가하지만 엑서지 효율은 극댓값을 갖는다.

Fig. 3에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 1종 공정열효율에 미치는 영향을 보여준다.

다. 터빈입구압력의 변화는 ORC에서만 관계되므로 터빈입구압력의 변화에 따른 공정열효율의 변화는 없다.

두 가지 작동유체에 대해 열원온도 전체 범위에서 엔트랜시 효율은 에너지 효율보다는 낮고 엑서지 효율보다는 높아서, 공정열효율은 에너지, 엔트랜시 그리고 엑서지 순으로 높다. 공정열효율은 두 작동유체 모두에서 열원온도가 증가함에 따라 에너지 효율은 단조 증가하고 엑서지 효율은 단조 감소하나, 엔트랜시 효율은 열원온도가 165°C 이하에서는 증가하지만 그 이상에서는 감소하여 극댓값을 갖는다.

Fig. 4에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 1종 총효율에 미치는 영향을 보여준다. 열원온도가 증가함에 따라 R134a와 R123의 모두에 대해 에너지 효율은 단조 증가하고 엔트랜시 효율은 증가하다 감소하여 극댓값을 갖는다. 그러나 엑서지 효율은 열원온도가 증가함에 따라 R134a의 경우에는 단조 감소하지만 R123의 경우에는 증가하다 감소하여 극댓값을 갖는다. 터빈입구압력의 증가에 따라 에너지, 엑서지, 엔트랜시 효율 모두 R134a의 경우에는 증가하지만, R123의 경우에는 높은 열원온도에서

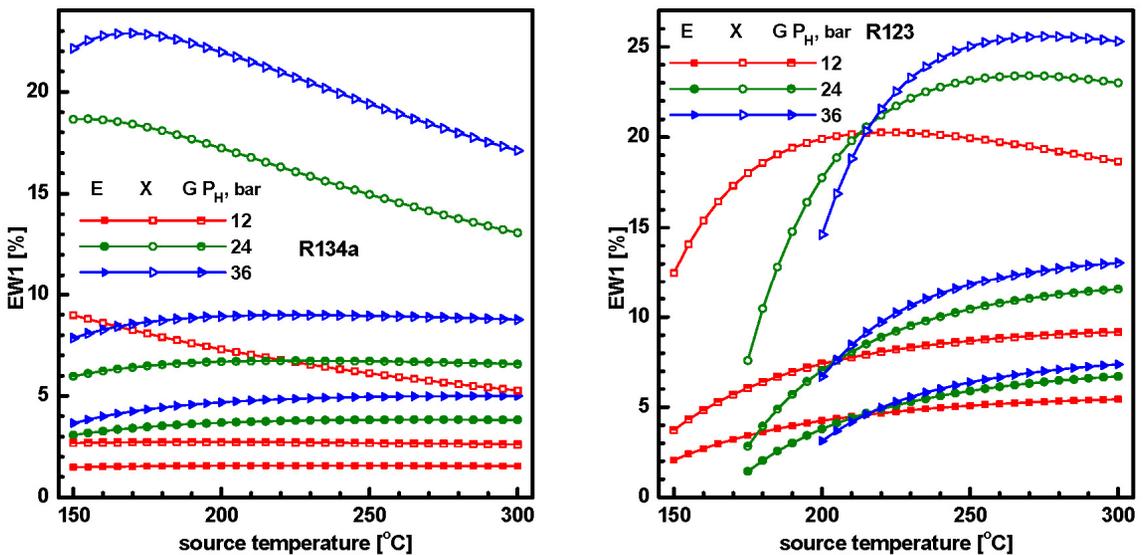


Fig. 2. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 1st-kind work efficiency for R134a and R123

는 증가하지만 낮은 열원온도에서는 감소한다. 열원 온도가 증가함에 따라 R134a의 경우에는 엑서지-에너지-엔트랜시, 에너지-엑서지-엔트랜시, 에너지-엔트랜시-엑서지 순으로 높아지며, R123의 경우에는 에너지-엑서지-엔트랜시, 에너지-엔트랜시-엑서지 순으로 높아진다. 일효율은 엑서지-엔트랜시-에너지 순

으로 높았고 공정열효율은 반대로 에너지-엔트랜시-엑서지 순으로 높기 때문에 총효율은 작동유체의 종류, 열원온도와 터빈입구온도의 상황에 따라 매우 다른 경향을 보여준다.

Fig. 5에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및

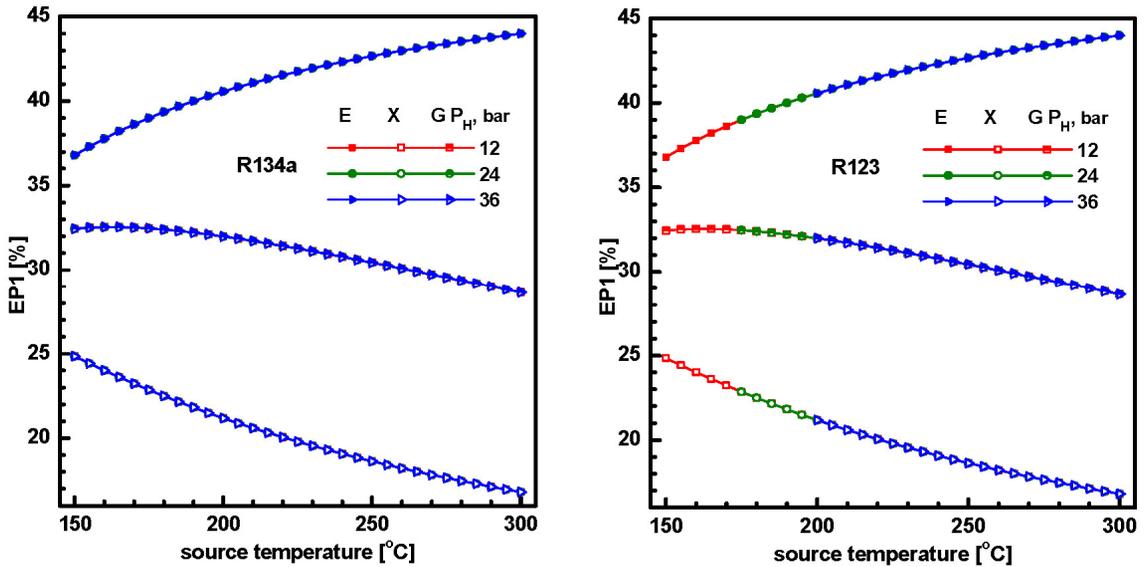


Fig. 3. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 1st-kind process-heat efficiency for R134a and R123

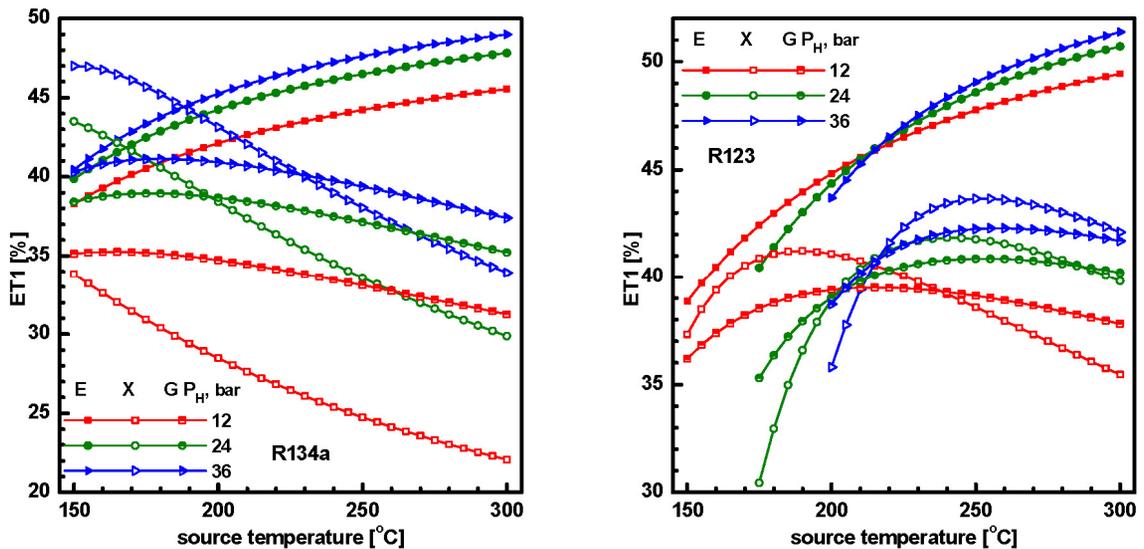


Fig. 4. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 1st-kind total efficiency for R134a and R123

엔트랜시의 2종 일효율에 미치는 영향을 보여준다. 본 논문에서 정의한 2종 효율의 기준은 열원 유체의 물리량에서 배출되는 열원유체의 물리량을 제외한 시스템에의 유입량이기 때문에 같은 조건에서 2종 효율은 1종 효율보다 높다. 2종 일효율은 1종 일효율과 정성적인 특성이 유사해서 전 영역에서 엑서지, 엔트랜시 그리고 에너지 순으로 높으며, 작동유체의

종류, 열원온도나 터빈입구압력의 변화에 따른 영향도 유사하다. 단지 일효율이 최대가 되는 최적의 열원온도가 2종 효율의 경우가 1종 효율의 경우보다 낮다.

예를 들어 작동유체가 R134a인 경우 터빈입구압력이 12, 24, 36 bar일 때 에너지 일효율이 최대가 되는 열원온도가 1종은 각각 180°C, 270°C, 290°C인

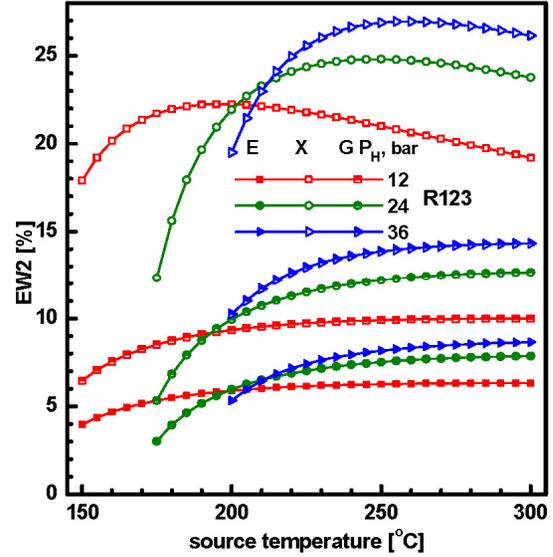
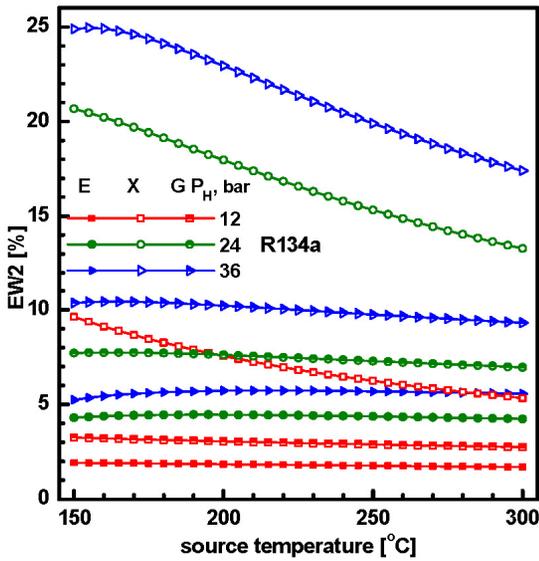


Fig. 5. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 2nd-kind work efficiency for R134a and R123

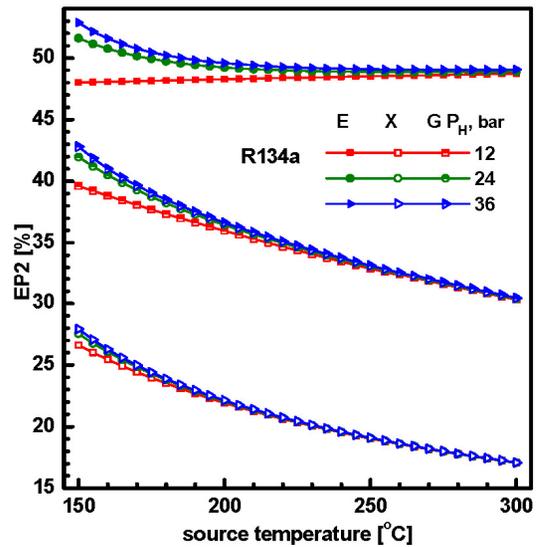
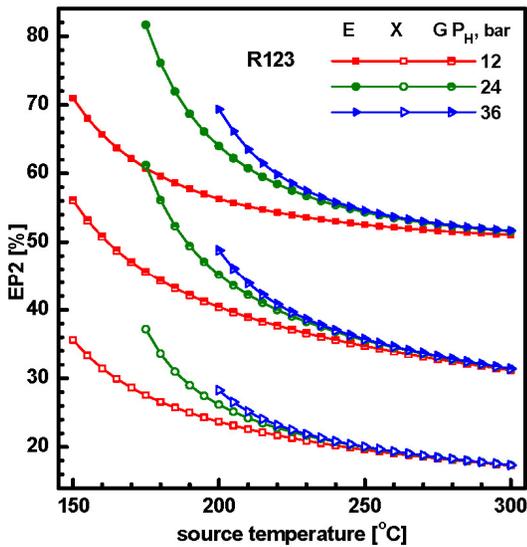


Fig. 6. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 2nd-kind process-heat efficiency for R134a and R123

반면 2종은 각각 150°C, 195°C, 215°C가 되며, 엔트랜시의 경우에는 1종이 각각 190°C, 225°C, 225°C인 반면 2종은 각각 150°C, 165°C, 165°C가 된다.

Fig. 6에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 2종 공정열효율에 미치는 영향을 보여준다. 공정열효율은 두 가지 작동유체, 열원온도와 터빈입구압력 전체 범위에서 에너지, 엔트랜시 그리고 엑서지 순으로 높다. 1종 공정열효율은 터빈입구압력의 변화에 영향을 받지 않았지만 2종 공정열효율은 터빈입구압력의 변화에 영향을 받으며, 모든 영역에서 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 공정열효율은 모두 터빈입구압력이 증가함에 따라 증가하며, 압력 차이에 따른 공정열효율의 차이는 열원온도가 높아질수록 감소한다. 또한 열원온도가 증가하면, 작동유체가 R134a이고 터빈입구압력이 12 bar인 에너지 공정열의 경우에만 단조 증가하고, 이를 제외한 모든 경우에는 단조 감소한다.

Fig. 7에서는 작동유체가 R134a와 R123일 때 열원온도와 터빈입구압력의 변화가 에너지, 엑서지 및 엔트랜시의 2종 총효율에 미치는 영향을 보여준다. 열원온도의 증가에 따라 작동유체가 R134a인 에너

지 효율과 작동유체가 R123이고 200°C에서 215°C 사이 열원온도에서 엑서지 효율은 증가하나, 이들을 제외한 모든 경우의 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 효율은 감소한다. 또한 작동유체가 R123이고 열원온도가 200°C인 엑서지 효율을 제외한 모든 경우에 터빈입구압력의 증가에 따라 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 효율이 증가한다. 그리고 같은 조건에서 모든 경우에 엔트랜시 효율은 엑서지 효율보다 높고 에너지 효율보다 낮다.

### 4. 결론

본 논문에서는 저등급 열원으로 구동되는 ORC 기반 병렬연결 열병합 발전 시스템의 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 성능을 비교 해석하였다. 일효율, 공정열효율 및 총효율은 열원유체의 물리량을 기준으로 하는 1종 효율과 열원유체의 배출 물리량을 제외한 물리량을 기준으로 하는 2종 효율로 정의하고 작동유체, 열원온도 및 터빈입구압력의 변화에 따른 영향을 분석하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

1) 1종과 2종의 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 효율 특성은 작동유체, 열원온도 및 터빈입구압력 등 해석

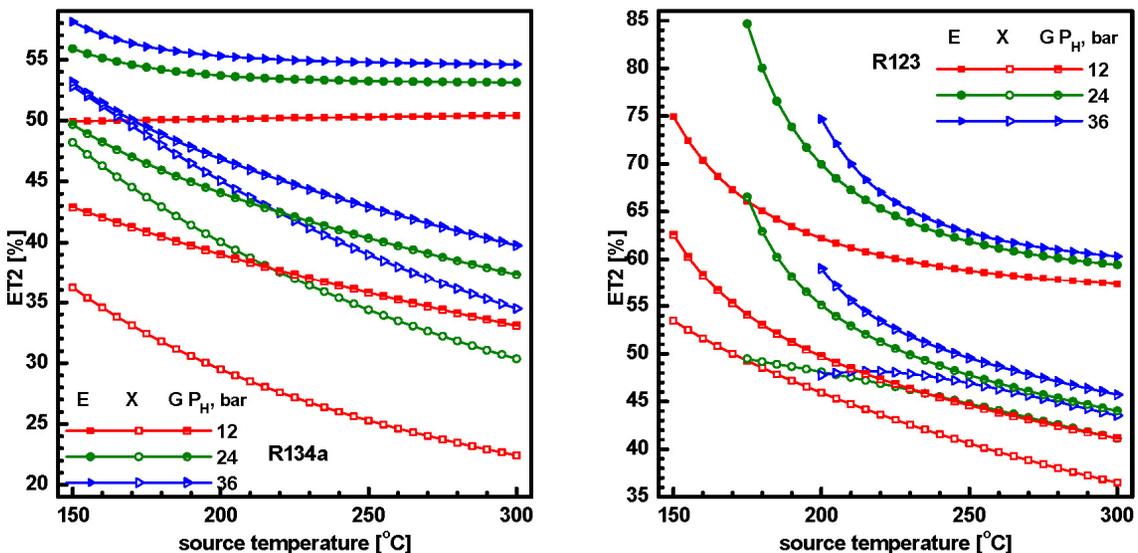


Fig. 7. Effects of source temperature and turbine inlet pressure on the 2nd-kind total efficiency for R134a and R123

조건에 따라 큰 영향을 받는다.

2) 모든 계산 조건에서 1종과 2종 엔트랜시 일효율은 에너지 경우보다 높고 엑서지 경우보다 낮으며, 엔트랜시 공정열효율은 반대로 에너지 경우보다 낮고 엑서지 경우보다 높다.

3) 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 1종 총효율은 작동 유체 및 해석 영역에 따라 거동 특성이 달라지고 에너지, 엑서지 및 엔트랜시 효율 간 크기 순서도 달라진다.

4) 작동유체가 R134a인 1종 총효율의 경우에 열원 온도의 증가에 따라 에너지 효율은 단조 증가하고 엑서지 효율은 단조 감소하나 엔트랜시 효율은 극댓값을 가지며 열원온도 최적값이 존재한다.

5) 에너지 시스템의 최적설계에 있어서 엔트랜시 해석은 에너지와 엑서지 해석을 보완할 수 있는 잠재성이 있다.

## 후 기

이 논문은 2018년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임이다(NRF-2018R1D1A1B07048866).

## References

1. A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 29, No. 8–9, 2009, pp. 1809–1817, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.08.016>.
2. T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy*, Vol. 35, No. 3, 2010, pp. 1403–1411, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.11.025>.
3. M. Aguirre and G. Ilikunle, "Determinants of renewable energy growth: a global sample analysis", *Energy Policy*, Vol. 69, 2014, pp. 374–384, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2014.02.036>.
4. K. H. Kim and H. Perez-Blanco, "Performance analysis of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for power and refrigeration cogeneration", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 91, 2015, pp. 964–974, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.062>.
5. K. H. Kim and K. C. Kim, "Thermodynamic performance analysis of a combined power cycle using low grade heat source and LNG cold energy", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 70, No. 1, 2014, pp. 50–60, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.04.064>.
6. G. Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC", *Renewable Energy*, Vol. 48, 2012, pp. 565–570, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.06.006>.
7. J. S. Pereira, J. B. Ribeiro, R. Mendes, G. C. Vaz, and J. C. André, "ORC based micro-cogeneration systems for residential application – a state of the art review and current challenges", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 92, 2018, pp. 728–743, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.04.039>.
8. M. Santos, J. André, E. Costa, R. Mendes, and J. Ribeiro, "Design strategy for component and working fluid selection in a domestic micro-CHP ORC boiler", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 169, 2020, pp. 114945, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.114945>.
9. U. Dresher and D. Brueggemann, "Fluid selection for the organic Rankine cycle (ORC) in biomass power and heat plants", *App. Therm. Eng.*, Vol. 27, No. 1, 2007, pp. 223–228, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.04.024>.
10. J. Wang, J. Y. Dai, and L. Gao, "Exergy analysis and parametric optimization for different cogeneration power plants in cement industry", *App. Energy*, Vol. 86, No. 6, 2009, pp. 941–948, doi: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2008.09.001>.
11. F. Heberle and D. Brüggemann, "Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 30, No. 11–12, 2010, pp. 1326–1332, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.02.012>.
12. J. S. Pereira, J. B. Ribeiro, R. Mendes, and J. C. André, "Analysis of a hybrid (topping/bottoming) ORC based CHP configuration integrating a new evaporator design concept for residential applications", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 160, 2019, pp. 113984, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113984>.
13. A. Arabkoohsar and H. Nami, "Thermodynamic and economic analyses of a hybrid waste-driven CHP-ORC plant with exhaust heat recovery", *Energy Convers. Mgmt.*, Vol. 187, 2019, pp. 512–522, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.03.027>.
14. J. Sachdeva and O. Singh, "Comparative evaluation of solarized triple combined cycle for different ORC fluids", *Renewable Energy*, Vol. 163, 2021, pp. 1333–1342, doi: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.09.063>.
15. K. H. Kim, B. D. Park, and M. H. Kim, "Thermodynamic performance analysis of a cogeneration system in series circuit using regenerative ORC", *Trans Korean Hydrogen New Energy Soc.*, Vol. 26, No. 3, 2015, pp. 278–286, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.04.062>.

- <https://doi.org/10.7316/KHNES.2015.26.3.278>.
16. K. H. Kim, "Theoretical characteristics of thermodynamic performance of combined heat and power generation with parallel circuit using organic Rankine cycle", *J. Korean Solar Energy Society*, Vol. 31, No. 6, 2011, pp. 49–56, doi: <https://doi.org/10.7836/kses.2011.31.6.049>.
  17. Z. Y. Guo, H. Y. Zhu, and X. G. Liang, "Entransy—a physical quantity describing heat transfer ability", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 50, No. 13–14, 2007, pp. 2545–2556, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.11.034>.
  18. X. T. Cheng, X. G. Liang, and Z. Y. Guo, "Entransy decrease principle of heat transfer in an isolated system", *Chin. Sci. Bull.*, Vol. 56, 2011, pp. 847–854, doi: <https://doi.org/10.1007/s11434-010-4328-4>.
  19. X. T. Cheng and X. G. Liang, "From thermomass to entransy", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 62, 2013, pp. 174–177, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.02.063>.
  20. Z. Q. Yu, P. Wang, W. J. Zhou, Z. Y. Li, and W. Q. Tao, "Study on the consistency between field synergy principle and entransy dissipation extremum principle", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 116, 2018, pp. 621–634, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.09.044>.
  21. L. Zhang, H. Wei, and X. Zhang, "Theoretical analysis of heat and mass transfer characteristics of a counter-flow packing tower and liquid desiccant dehumidification systems based on entransy theory", *Energy*, Vol. 141, 2017, pp. 661–672, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.09.118>.
  22. M. Xu, "The thermodynamic basis of entransy and entransy dissipation", *Energy*, Vol. 36, No. 7, 2011, pp. 4272–4277, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.04.016>.
  23. X. T. Cheng and X. G. Liang, "Analyses of entropy generation and heat entransy loss in heat transfer and heat-work conversion", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 64, 2013, pp. 903–909, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.05.025>.
  24. K. H. Kim and K. Kim, "Comparative analyses of energy-exergy-entransy for the optimization of heat-work conversion in power generation systems", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 84, 2015, pp. 80–90, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.01.002>.
  25. C. H. Han and K. H. Kim, "Entransy and exergy analyses for optimizations of heat-work conversion with carnot cycle", *J. Ther. Sci.*, Vol. 25, 2016, pp. 242–249, doi: <https://doi.org/10.1007/s11630-016-0856-9>.
  26. S. Wang, W. Zhang, Y. Q. Feng, X. Wang, Q. Wang, Y. Z. Liu, Y. Wang, and L. Yao, "Entropy, entransy and exergy analysis of a dual-loop organic Rankine cycle (DORC) using mixture working fluids for engine waste heat recovery", *Energies*, Vol. 13, No. 6, 2020, pp. 1301, doi: <https://doi.org/10.3390/en13061301>.
  27. T. Yang, G. J. Chen, and T. M. Guo, "Extension of the Wong-Sandler mixing rule to the three-parameter Patel-Teja equation of state: application up to the near-critical region", *Chem. Eng. J.*, Vol. 67, No. 1, 1997, pp. 27–36, doi: [https://doi.org/10.1016/S1385-8947\(97\)00012-0](https://doi.org/10.1016/S1385-8947(97)00012-0).
  28. J. Gao, L. D. Li, Z. Y. Zhu, and S. G. Ru, "Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule", *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 224, No. 2, 2004, pp. 213–219, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fluid.2004.05.007>.