

## 이중 팽창을 채용한 유기 플래시 사이클(OFC)의 열역학적 성능 특성

김경훈<sup>1</sup> · 한철호<sup>2</sup> · 정영관<sup>1,†</sup>

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

### Characteristics of Thermodynamic Performance of Organic Flash Cycle (OFC) with Double Expansion

KYOUNG HOON KIM<sup>1</sup>, CHUL HO HAN<sup>2</sup>, YOUNG GUAN 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 18 September, 2018  
Revised 19 October, 2018  
Accepted 30 October, 2018

**Abstract >>** Recently proposed organic flash cycle (OFC) was shown to potentially improve power generation using low grade heat source. In this paper, a thermodynamic performance is carried out for a modified OFC employed double expansions. Effects of the selection of working fluid and the important system parameters such as the temperatures in flash evaporators on the system performance were extensively investigated. Results showed that the system performances are strongly influenced with the system parameters and selection of the working fluid, and the power generation can be increased compared to the basic OFC.

**Key words :** Low-grade heat source(저등급 열원), Organic flash cycle(유기 플래시 사이클), Double expansion(이중 팽창), Thermodynamic performance(열역학적 성능), Working fluid(작동 유체)

## 1. 서론

중저온 열원의 효율적인 변환은 현재 각국의 에너지 정책에 있어서 중요한 비중을 차지하고 있으며 그중에서도 유기랭킨사이클(organic Rankine cycle, ORC)은 단순성, 유연성, 신뢰성 등으로 인하여 많은 주목을 받아왔다<sup>1,2)</sup>. 그러나 ORC의 작동유체로 사용되는 유기물 유체는 일반적으로 전통적인 스팀 랭킨 사이클의 물에 비하여 터빈 팽창시 엔탈피 낙차가 작고 소요 유량이 크며, 가장 주된 단점으로서 보일

러에서 온도차의 불균형으로 인하여 엑서지 파괴가 크다는 것이다<sup>3,4)</sup>.

최근 들어 열교환기에서 작동 유체를 포화액까지 가열시킨 후 플래시 보일러(flash evaporator)를 통하여 중간 압력까지 교축팽창시켜 증기 부분만을 터빈에 공급하는 유기플래시 사이클(organic flash cycle, OFC)이 제안되었다<sup>5)</sup>. 이 사이클에서는 작동유체가 열교환기 내에서 액체 상태를 유지하기 때문에 열관류율을 높게 유지할 수 있고 열원과 작동유체 사이의 온도차의 불균일을 줄일 수 있어 저온

열원을 사용하는 동력생산 시스템에서 시스템의 성능을 개선할 수 있는 잠재성을 가지고 있다고 할 수 있다<sup>6)</sup>.

Kim 등<sup>7)</sup>과 Kim과 Kim<sup>8)</sup>은 다양한 작동 유체와 플래시 증발 온도에 따른 기본 및 재생 OFC의 열역학적 성능 특성을 분석하였다. Nemati 등<sup>9)</sup>은 액서지와 경제성 관점에서 작동유체와 플래시 증발온도에 따른 OFC의 성능 특성을 분석하고 최적 조건을 조사하였다. Lee 등<sup>10)</sup>은 저등급 열원을 사용하는 ORC, 기본 OFC, 이상 팽창기(two-pase expander)를 채용한 OFC의 열역학적 성능 특성을 비교 분석하고 최적 조건을 조사하였다.

그러나 최근에 제안된 OFC에 관한 연구 보고는 ORC와 달리 매우 제한적이다. 본 연구에서는 현열 형태의 저등급 열원을 사용하고 이중 팽창을 채용한 OFC의 열역학적 성능 특성을 분석한다. 다양한 작동 유체에 대해 저온 및 고온의 플래시 보일러의 온도에 따른 성능 특성을 분석한다.

## 2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 열원을 사용하고 이중 팽창을 채용한 OFC의 열역학적 성능 특성을 해석한다. 시스템은 응축기, 펌프, 열교환기, 고온 플래시 보일러(high-temperature flash boiler, HTB), 저온 플래시 보일러(low-temperature flash boiler, LFB) 그리고 고압 터빈(high pressure turbine, HPT) 및 저압 터빈(low pressure turbine, LPT)으로 구성된다<sup>6)</sup>. 시스템에서 작동유체는 온도  $T_C$ 의 냉각수에 의하여 냉각되어 온도  $T_L$ 의 포화액 상태로 응축기를 나온다(상태 13). 이때의 포화압력  $P_L$ 은 응축기압으로서 시스템의 저압이 된다. 펌프에서 작동유체는 열교환기압까지 가압되어(상태 1), 열교환기로 들어가 온도  $T_S$ 의 열원 유체를 통하여 온도  $T_H$ 의 포화액 상태까지 가열된다(상태 2). 열교환기에서 작동유체의 압력은 온도  $T_H$ 의 포화압력  $P_H$ 로서 시스템의 고압이 된다<sup>7)</sup>. 작동유체는 교축 팽창되어(상태 3) 온도  $T_{HB}$ 의 고온 플래시

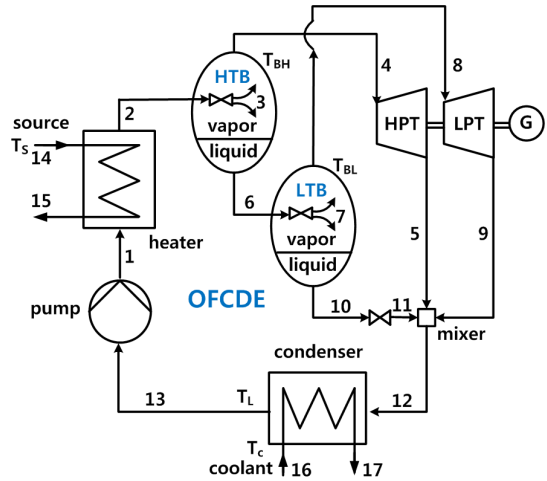


Fig. 1. Schematic diagram of the system

보일러에서 증기 부분(상태 4)과 액체 부분(상태 6)으로 기액 분리된다. 고온 플래시 보일러의 압력은 온도  $T_{HB}$ 의 포화압력  $P_{HM}$ 으로서 시스템의 높은 중간 압력이 된다. 고온 플래시 보일러의 액체 부분은 온도  $T_{LB}$ 의 저온 플래시 보일러에서 다시 한 번 교축 팽창되어(상태 7) 증기 부분(상태 8)과 액체 부분(상태 10)으로 기액 분리된다. 증기 상태의 작동유체는 고압 터빈과 저압 터빈에서 응축기 압력까지 각각 팽창되고(상태 5와 상태 9), 저온 플래시 보일러에서 나와 교축 팽창된 유체(상태 11)와 혼합되어 되어 응축기로 들어간다(상태 12).

본 연구에서는 펌프, 터빈 및 교축밸브를 제외한 요소에서 압력손실은 무시하며, 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각  $\eta_p$ 와  $\eta_t$ 로 일정하게 주어진다 고 가정한다. 또한 열교환기 및 응축기에서는 고온 및 저온 유체 간 열전달 이외의 열손실은 무시하며, 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치포인트  $\Delta T_{pp}$ 로 운전된다고 가정한다<sup>7)</sup>.

열원 유체의 질량유량이  $m_s$ 라 할 때 열원유체의 출구온도  $T_{15}$ 는 핀치온도차 조건으로 정해지며, 펌프, 고압 터빈, 저온 보일러 및 저압 터빈에서 작동유체의 질량유량  $m_1$ ,  $m_4$ ,  $m_6$  및  $m_8$ 는 질량 및 에너지 보존식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_1 = \frac{m_s c_{ps} (T_{14} - T_{15})}{h_2 - h_1} \quad (1)$$

$$\frac{m_4}{m_1} = \frac{h_3 - h_6}{h_4 - h_6} \quad (2)$$

$$m_6 = m_1 - m_4 \quad (3)$$

$$\frac{m_8}{m_6} = \frac{h_7 - h_{10}}{h_8 - h_{10}} \quad (4)$$

여기에서  $h$ 는 비엔탈피,  $c_{ps}$ 는 열원유체의 정압비열이다. 시스템 유입열  $Q_s$ 와 고압 터빈, 저압 터빈, 펌프 동력  $W_{HPT}$ ,  $W_{LPT}$ ,  $W_p$ , 시스템 출력  $W_{net}$ 와 열효율  $\eta_{th}$ 는 다음과 같이 구한다.

$$Q_s = m_1(h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$W_{HPT} = m_4(h_4 - h_5) \quad (6)$$

$$W_{LPT} = m_4(h_8 - h_9) \quad (7)$$

$$W_p = m_1(h_1 - h_{13}) \quad (8)$$

$$W_{net} = W_{HPT} + W_{LPT} - W_p \quad (9)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_s} \quad (10)$$

본 연구에서는 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 작동유체의 열역학적 상태량들을 구하며<sup>11,12)</sup> 작동유체에 대한 분자량, 임계온도, 임계압력, 이심인자 등 기본적인 열역학 상태량들은 Table 1에 주어진다. 작동유체로서는 임계온도가 낮은 순으로 R245fa,

Table 1. Basic thermodynamic data of working fluids

Substance	M (kg/kmol)	Ter (K)	Per (bar)	$\omega$
R245fa	134.0482	154.05	3.640	0.372
R123	136.467	456.90	36.74	0.282
isopentane	72.150	460.43	33.81	0.228
toluene	92.141	591.79	41.09	0.264
o-xylene	106.167	630.37	37.34	0.313

R123, isopentane, toluene, o-xylene의 다섯 가지 물질을 고려한다.

### 3. 결과 및 고찰

열원유체는 온도  $T_s=150^\circ\text{C}$ , 질량유량  $m_s=1 \text{ kg/s}$ 의 물이라고 가정하고 시스템의 주요 기본 변수값들은 다음과 같이 설정한다: 열교환기 출구온도  $T_H=135^\circ\text{C}$ , 고온 보일러 온도  $T_{HB}=100^\circ\text{C}$ , 저온 보일러 온도  $T_{LB}=70^\circ\text{C}$ , 응축온도  $T_L=40^\circ\text{C}$ , 냉각수 온도  $T_C=25^\circ\text{C}$ , 핀치온도차  $\Delta T_{pp}=8^\circ\text{C}$ , 펌프효율  $\eta_p=85\%$ , 터빈효율  $\eta_t=85\%$ .

Fig. 2에서는 저온 보일러의 온도가 일정할 때 고온 보일러의 온도가 올라갈수록 고압 터빈의 질량유량은 감소하지만 저압 터빈의 질량유량은 증가함을 보여준다. 이는 고온 보일러에서 온도가 올라가면 열교환기와 고온 보일러 사이의 압력 차이가 감소하면서 팽창 정도가 작아지고, 이에 따라 상태 3의 포화 혼합물의 건도(quality)가 감소하면서 증기 질량은 감소하고 액체 질량은 증가하기 때문이다. 질량유량은 고압 터빈의 경우에 R245fa가 가장 크고 저압 터빈의 경우에는 R123이 가장 크다.

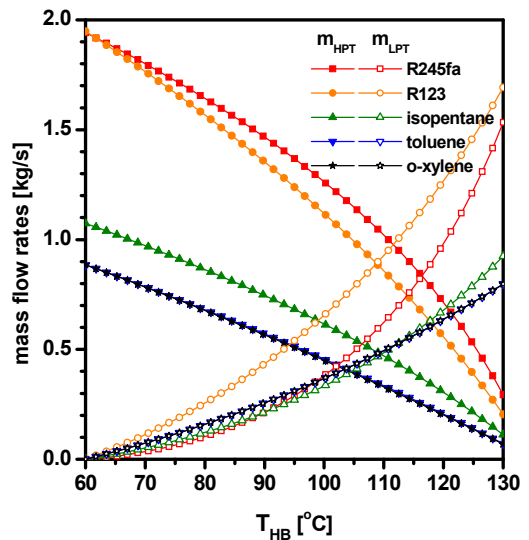


Fig. 2. Effects of  $T_{HB}$  on the mass flow rates at HPT and LPT for various working fluids

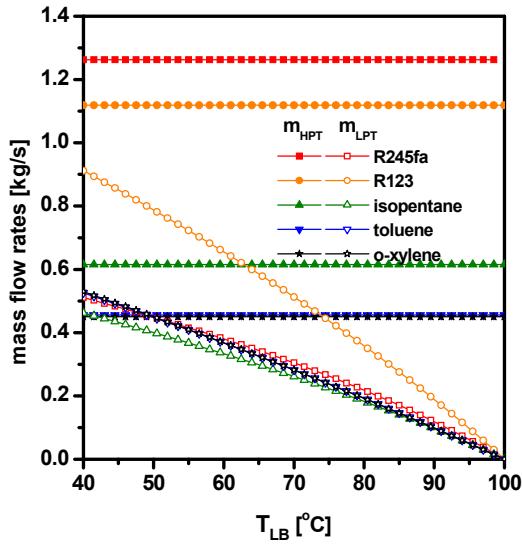


Fig. 3. Effects of  $T_{LB}$  on the mass flow rates at HPT and LPT for various working fluids

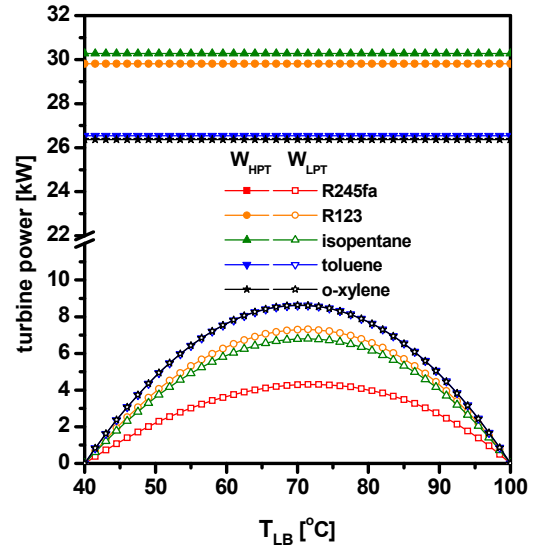


Fig. 5. Effects of  $T_{LB}$  on the power productions of HPT and LPT for various working fluids

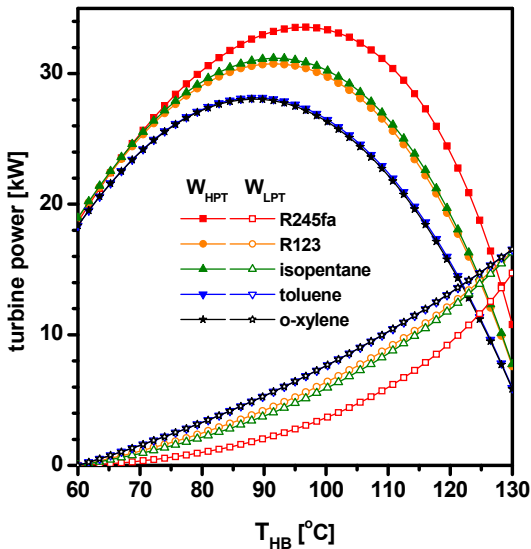


Fig. 4. Effects of  $T_{HB}$  on the power productions of HPT and LPT for various working fluids

Fig. 3에서는 고온 보일러의 온도가 일정할 때 저온 보일러의 온도가 올라가면 고압 터빈의 질량유량은 일정하게 유지되나 저압 터빈의 질량유량은 감소하는 사실을 보여준다. 이는 저온 보일러에서 온도가 올라가면 상태 7의 포화 혼합물의 건도(quality)가 감소하면서 증기 질량은 감소하고 액체 질량은 증가하

기 때문이다. 여기서도 질량유량은 고압 터빈의 경우에 R245fa가 가장 크고 저압 터빈의 경우에는 R123이 가장 크다.

Fig. 4에서는 저온 보일러의 온도가 일정할 때 고온 보일러의 온도가 올라가면 고압 터빈의 출력은 극대값을 갖지만 저압 터빈의 출력은 단순 증가함을 보여준다. 고압 터빈의 출력은 질량과 비엔탈피 열낙차의 곱으로 구해지는데, 고온 보일러의 온도가 올라가면 압력비 증가로 인한 열낙차는 커지는 반면에 질량유량이 감소하기 때문에 극대값을 갖게 된다. 한편 저압 터빈의 출력은 고온 보일러의 온도가 올라가면 열낙차는 변화가 없지만 질량유량이 커지기 때문에 증가한다. 고압 터빈 출력은 R245fa, R123의 경우에 가장 크고 저압 터빈 출력은 m-xylene의 경우에 가장 크고 R245fa 경우에 가장 작다.

Fig. 5에서는 고온 보일러의 온도가 일정할 때 저온 보일러의 온도가 올라가면 고압 터빈의 출력은 일정하지만 저압 터빈의 출력은 극대값을 가짐을 보여준다. 저압 터빈의 출력은 저온 보일러의 온도가 올라가면 압력비의 증가로 열낙차가 커지지만 질량유량이 감소하기 때문에 저온 보일러 온도에 대하여 극대값을 갖는다. 고압 터빈 출력은 R123의 경우에

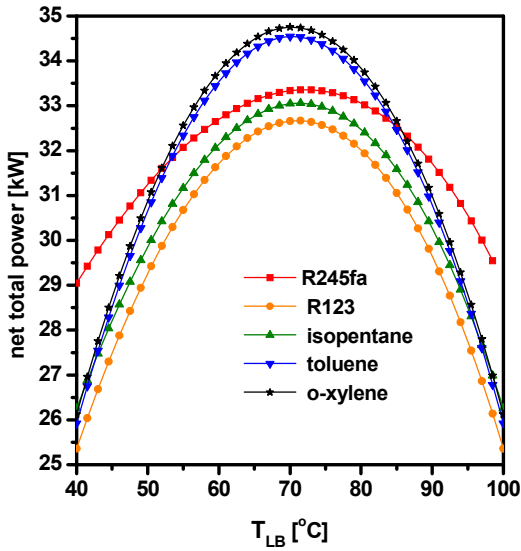


Fig. 6. Effects of  $T_{HB}$  on the system power productions and thermal efficiency for various working fluids

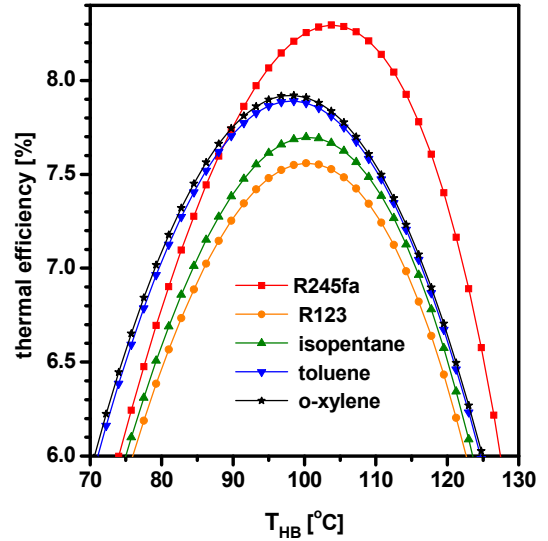


Fig. 8. Effects of  $T_{HB}$  on the thermal efficiency for various working fluids

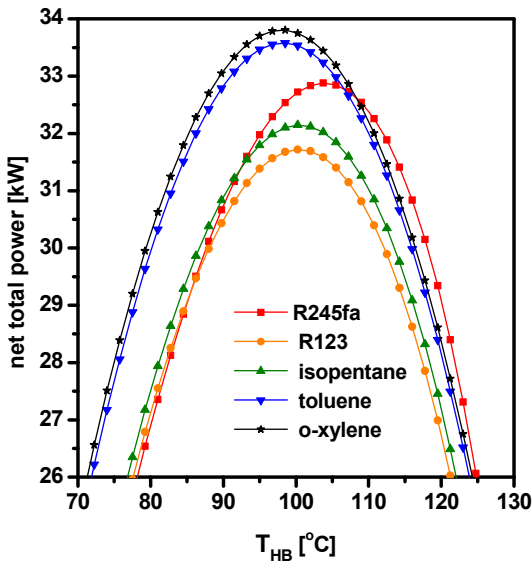


Fig. 7. Effects of  $T_{HB}$  on the system power productions for various working fluids

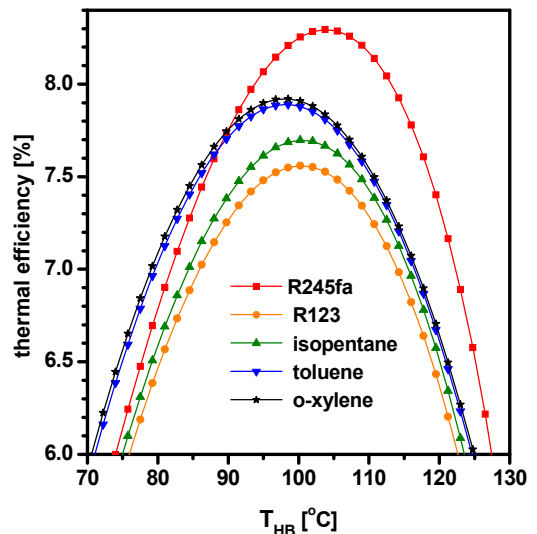


Fig. 9. Effects of  $T_{LB}$  on the thermal efficiency for various working fluids. For various turbine inlet pressures

가장 크고 R245fa 경우에 가장 작으며, 저압 터빈 출력은 o-xylene의 경우에 가장 크다.

Fig. 6에서는 저온 보일러의 온도가 일정할 때 시스템 출력은 고온 보일러 온도에 대하여 극대값을 가짐을 보여준다. 이는 Fig. 4에서 보는 바와 같이 저

압 터빈 출력은 고온 보일러 온도에 따라 증가하지만 고압 터빈 출력은 고온 보일러 온도에 대해 극대값을 가지며 그 영향이 저압 터빈의 경우보다 크기 때문이다. 시스템의 출력은 o-xylene의 경우에 가장 크고 R123의 경우에 가장 작다.

Fig. 7에서는 고온 보일러의 온도가 일정할 때 시스템의 출력은 고온 보일러 온도에 대해서도 극대값을 갖는다는 사실을 보여준다. 이는 Fig. 5에서 보는 바와 같이 고압 터빈 출력은 저온 보일러 온도에 관계없이 일정하지만 저압 터빈 출력은 고온 보일러 온도에 대하여 극대값을 가지기 때문이다. 시스템의 출력은 이 경우에도 *o-xylene*의 경우에 가장 크고 R245fa의 경우에 가장 작다.

Fig. 8과 Fig. 9에서는 고온 보일러의 온도와 저온 보일러의 온도가 시스템의 열효율에 미치는 영향을 보여준다. 이중 팽창을 채용한 OFC는 기본 OFC에 비하여 시스템 출력과 열효율이 향상시킬 수 있다<sup>7,8)</sup>. 시스템의 열효율에 대한 고온과 저온 보일러 온도의 영향은 시스템의 출력에 대한 영향과 거의 같고 각각에 대하여 극대값을 갖는다. 그러나 작동유체에 대한 상대적인 크기가 달라서 시스템의 출력은 *o-xylene*의 경우가 최대이나 시스템의 열효율은 R245fa가 최대가 된다. 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. 시스템의 열효율은 시스템의 유입열에 대한 시스템의 출력으로 정의된다. OFC의 경우에는 열교환기 내에서 고온과 저온 유체의 상변화가 없기 때문에 많은 해석적 연구에서는 고온 유체와 저온 유체 모두 직선 온도분포로 가정한다. 하지만 작은 핀치온도차 조건에서 OFC처럼 100℃가 넘는 큰 온도가 변할 때에는 열교환기내 작동유체의 비선형 분포의 효과로 인해 열원유체의 출구온도가 달라지고 이에 따라 시스템의 유입열이 변하게 된다. R245fa는 다른 유체에 비하여 시스템의 유입열이 작기 때문에 시스템 출력은 최대가 아니나 열효율은 최대가 되었다고 할 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 150℃의 저온 열원을 이용하고 이중 팽창을 채용한 유기 플래시 사이클(organic flash cycle)의 열역학적 성능 특성에 대하여 해석하였으며 주요 결론은 다음과 같다.

1) 고압 터빈의 출력은 고온 보일러의 온도에 따

라 극대값을 가지며 저압 터빈의 출력은 저온 보일러의 온도에 대하여 극대값을 가진다.

2) 시스템 출력은 고온과 저온 보일러 온도 모두에 대하여 극대값을 가지며 시스템의 출력은 *o-xylene*의 경우 최대가 되며 시스템의 열효율은 R245fa가 최대가 된다.

3) 작동유체의 선정이 시스템의 성능에 큰 영향을 미치므로 열원온도에 따른 작동유체의 선정이 중요하다.

4) 이중 팽창 OFC는 기본 OFC에 비하여 시스템 출력과 열효율 향상시킬 수 있지만 추가적인 설비가 필요하므로 경제성 검토도 추가적으로 필요하다.

#### 후 기

이 논문은 2016년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업이다 (NRF-2016R1D1A1B03935888).

#### References

1. B. F. Tchanche, M. Pétrissans, and G. Papadakis, "Heat resources and organic Rankine cycle machines", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 39, 2014, pp. 1185-1199.
2. J. Bao and L. A. Zhao, "Review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 24, 2013, pp. 325-342.
3. S. Lecompte, H. Huisseune, M. van den Broek, B. Vanslambrouck, and M. De Paepe, "Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 47, 2015, pp. 448-461.
4. H. Y. Lee and K. H. Kim, "Energy and Exergy Analyses of a Combined Power Cycle Using the Organic Rankine Cycle and the Cold Energy of Liquefied Natural Gas", *Entropy*, Vol. 17, 2015, pp. 6412-6432.
5. T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Comparison of the Organic Flash Cycle (OFC) to other advanced vapor cycles for intermediate and high temperature waste heat reclamation and solar thermal energy", *Energy*, Vol. 42, 2012, pp. 213-223.
6. T. Ho, S. S. Mao, and R. Greif, "Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC)", *Energy*, Vol. 45, 2012, pp. 686-695.

7. K. H. Kim, Y. G. Jung, and S. H. Park, "Characteristics of Thermodynamic Performance of Organic Flash Cycle (OFC)", *Trans. of the Korean Society of Hydrogen Energy*, Vol. 24, No. 1, 2013, pp. 91-97.
8. K. H. Kim and M. H. Kim, "Thermodynamic Performance Analysis of Regenerative Organic Flash Cycle", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 40, 2016, pp. 589-595.
9. A. Nemat, H. Nami, and M. Yari, "Assessment of different configurations of solar energy driven organic flash cycles (OFCs) via exergy and exergoeconomic methodologies", *Renewable Energy*, Vol. 115, 2018, pp. 1231-1248.
10. H. Y. Lee, S. H. Park, and K. H. Kim, "Comparative analysis of thermodynamic performance and optimization of organic flash cycle (OFC) and organic Rankine cycle (ORC)", *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 100, 2006, pp. 680-690.
11. T. Yang, G. J. Chen, and T. M. Gou, "Extension of the Wong-Sandler mixing rule to the three-parameter Patel-Teja equation of state: Application up to the near-critical region", *Chemical Engineering J.*, Vol. 67, 1997, pp. 27-36.
12. J. Gao, L. D. Li, and S. G. Ru, "Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule", *Fluid Phase Equilibrium*, Vol. 224, 2004, pp. 213-219.