

# 저온 열원으로부터 최대 동력을 생산하기 위한 유기랭킨사이클(ORC)에 관한 연구

김경훈\*, 한철호\*\*, 김기만\*\*\*

\*금오공과대학교 기계공학과(khkim@kumoh.ac.kr), \*\*지능기계공학과(chhan@kumoh.ac.kr),  
\*\*\*기계시스템공학과(giman@kumoh.ac.kr)

## Study on Organic Rankine Cycle (ORC) for Maximum Power Extraction from Low-Temperature Energy Source

Kim, Kyoung-Hoon\* Han, Chul-Ho\*\* Kim, Gi-Man\*\*\*

\*Dept. of Mech. Eng., Kumoh National Inst. Tech(khkim@kumoh.ac.kr),

\*\*Dept. of Intelligent Mech. Eng., Kumoh National Inst. Tech(chhan@kumoh.ac.kr),

\*\*\*Dept. of Mech. System Eng., Kumoh National Inst. Tech(giman@kumoh.ac.kr)

### Abstract

ORC(organic Rankine cycle) has potential of reducing consumption of fossil fuels and has many favorable characteristics to exploit low-temperature heat sources. This work analyzes performance of ORC with superheating using low-temperature energy sources in the form of sensible energy. Maximum mass flow rate of a working fluid relative to that of a source fluid is considered to extract maximum power from the sources. Working fluids of R134a,  $iC_4H_{10}$  and  $C_6H_6$ , and source temperatures of 120 °C, 200 °C and 300 °C are considered in this work. Results show that for a fixed source temperature thermal efficiency increases with evaporating temperature, however net work per unit mass of source fluid has a maximum with respect to the evaporating temperature in the range of low source temperature. Results also show that the maximum power extraction is possible with R134a for the source temperature of 120 °C, with  $iC_4H_{10}$  for 200 °C, and with  $C_6H_6$  for 300 °C.

Keywords : 유기랭킨사이클(Organic Rankine cycle), 저온열원(Low-temperature energy source), Patel-Teja 상태방정식 (Patel-Teja equation of state), 최대 동력 생산(Maximum Power Extraction)

### 기 호 설 명

		$h$	: 엔탈피 (kJ/kg)
$c_{ps}$	: 열원유체 비열 (kJ/kg °C)	$\dot{m}$	: 질량유량 (kg/s)

투고일자 : 2011년 4월 20일, 심사일자 : 2011년 5월 6일, 게재확정일자 : 2011년 6월 7일  
교신저자 : 김기만(giman@kumoh.ac.kr)

$P_L$	: 시스템 압력 (bar)
$P_H$	: 터빈입구압력 (bar)
$Q$	: 상대 열전달 (식(1))
$r_w$	: 작동유체-열원 질량유량비
$T$	: 온도 (°C)
$T_E$	: 증발 온도 (°C)
$T_L$	: 응축 온도 (°C)
$T_S$	: 열원 온도 (°C)
$x$	: 엔탈피비 (식(5))
$\Delta T_H$	: 터빈입구 온도차 (°C)
$\Delta T_{PP}$	: 핀치포인트 (°C)
$\eta_p$	: 펌프 등엔트로피 효율
$\eta_t$	: 터빈 등엔트로피 효율
$\omega$	: 이심인자

### 첨자

$f$	: 포화액
$g$	: 포화증기
$w$	: 작동유체
$s$	: 열원

## 1. 서 론

최근 들어 저등급 에너지를 효과적으로 활용할 수 있는 방법으로 유기 랭킨사이클(ORC)이 세계적으로 크게 주목받고 있다. ORC에서는 작동유체로 물 대신에 냉매나 탄화수소를 주로 쓰게 되는데, 어떤 작동유체를 사용하는가와 어떤 조건으로 작동할 것인가가 시스템의 운전과 에너지 효율과 환경 문제에 큰 영향을 준다.

Rayegan과 Tao<sup>1)</sup>는 태양 유기 랭킨사이클에서 태양집열 효율을 70%에서 100%로 향상시키면 시스템의 엑서지 효율은 최고 5% 향상되지만 작동유체의 선정과 시스템의 비가역성 감소를 통해 엑서지 효율을 35%까지도 향상시킬 수 있음을 보였다. Dai 등<sup>2)</sup>은 작동유체에 따라 엑서지 효율을 최대로 하는 ORC의 최적조건에 대해 비교 검토하였고 Hung 등<sup>3)</sup>은 열원의 온도가 매우 낮을 때 ORC의 특성을 조사하였다. Delgado-Torres 등<sup>4)</sup>

은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 장치에서의 최적운전조건에 대해서 Heberle 등<sup>5)</sup>은 ORC를 채용한 지열원 열병합 플랜트에서 엑서지 효율을 기준으로 하는 최적 조건에 대해 연구하였다.

Jing 등<sup>6)</sup>은 ORC를 채용한 태양열 플랜트에서 연간 최고 효율을 올릴 수 있는 최적 운전 조건에 대해 조사하였으며, Lai 등<sup>7)</sup>는 비교적 고온의 열원을 활용하는 ORC에 대해 연구하였다. Tchanche 등<sup>8)</sup>은 SORC에서 어떤 작동유체의 열효율이 높다 하더라도 터빈 출구에서 체적 유량이 매우 커지면 플랜트 건설비용이 크게 늘어나기 때문에 작동유체로서 적합하지 않다는 사실을 지적하였다. Kim<sup>9)</sup>은 친환경적인 아홉가지 작동유체를 대상으로 다양한 관점에서 열역학적 성질들을 비교 분석하고, 특히 터빈입구온도가 매우 낮아질 때의 거동을 분석하였다.

그런데 저등급의 열원은 대부분 현열 형태로 주어지기 때문에 기존의 랭킨 사이클과는 달리 내부 열역학적인 특성뿐만 아니라 열원 유체와의 열전달 특성이 중요하며, 열효율보다 주어진 열원으로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요할 수 있다. 본 연구에서는 주어진 열원으로부터 동력을 최대로 생산할 수 있도록 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비가 최대가 되는 조건에서 ORC의 성능특성을 해석한다. 또한 열원온도에 따라 주어진 열원으로부터 최대의 동력을 생산할 수 있는 작동유체의 변화를 분석한다.

## 2. 시스템 해석

본 연구에서의 시스템은 그림 1에서 보는 바와 같이 온도  $T_S$ 의 저온 열원 유체가 s0에서 들어와 s3로 나가며, 펌프, 예열기, 증발기, 과열기, 터빈 그리고 응축기로 구성된다. 본 연구에서 기본적인 가정은 다음과 같다.

- (1) 응축기 출구에서 작동유체는 온도  $T_L$ 의 포화액이다.
- (2) 터빈입구압력이 작동유체의 임계압력보다

낮으며 터빈 출구에서 작동유체는 액적이 없는 순수 증기이다.

- (3) 증발기 입구와 출구에서 작동유체는 온도  $T_E$ 의 포화액 및 포화증기이다.
- (4) 터빈 입구에서 작동유체는 과열기에 의해  $T_H = T_S - \Delta T_H$ 까지 가열된다.
- (5) 펌프와 터빈 이외에서의 압력변화는 무시한다.

이때 시스템의 저압  $P_L$ 과 고압  $P_H$ 는 응축 온도  $T_L$ 과 증발온도  $T_E$ 에서 작동유체의 포화 압력으로 각각 결정된다.

현열 형태의 저온 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우에는 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 주어진 공급 열원에서 최대 동력 생산을 위한 최대 작동유체 유량으로 운전하는 것으로 해석한다. 그림 2에서는 열교환기 내에서 열원공기와 작동유체 R134a의 온도분포의 변화를 보여준다( $T_S = 100^\circ\text{C}$ ,  $T_E = 70^\circ\text{C}$ ,  $T_L = 20^\circ\text{C}$ ).

시스템의 작동유체 단위질량당 순생산일은 터빈 생산일에서 펌프 소요일을 뺀 양으로서  $(h_5 - h_6) - (h_2 - h_1)$ 와 같이 구할 수 있다.

시스템의 작동유체에 대한 온도나 압력 조건 등이 주어졌을 때 작동유체의 유량이 증가할수록 열원 공기의 온도는 내려가다가 열교환기 내에서 열원 공기와 작동유체와의 온도차의 최소값이 핀치포인트(pinch point,  $\Delta T_{pp}$ )에 도달했을 때 작동유체의 유량이 최대

또는 열원 공기의 출구까지의 열전달의 비로 정의된다. 열교환기 내 임의의 위치에서 작동유체의 비엔탈피와 열원공기의 온도를 각각  $h$  및  $T_S$ 라 하면  $Q$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q = \frac{h - h_2}{h_5 - h_2} = \frac{T_S - T_{S3}}{T_S - T_{S3}} \quad (1)$$

작동유체의 운전조건이 정해졌을 때 주어진 열원 공기에 대해 최대 동력을 생산할 수 있는 작동유체의 최대 유량조건은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{S2} = T_3 + \Delta T_{PP} \quad (2)$$

$$r_w = \frac{\dot{m}_{working\ fluid}}{\dot{m}_{source\ air}} = \frac{c_{ps}(T_S - T_{S2})}{h_5 - h_3} \quad (3)$$

또한 열원공기의 온도  $T_{S1}$  및  $T_{S3}$ 는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\frac{T_S - T_{S1}}{h_5 - h_4} = \frac{T_S - T_{S2}}{h_5 - h_3} = \frac{T_S - T_{S3}}{h_5 - h_2} \quad (4)$$

본 연구에서는 작동유체로서 R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane),  $iC_4H_{10}$  (iso butane),  $C_6H_6$  (benzene)를 대상으로 하며 이들의 열역학적 기본적인 데이터는 표1에 주어진다. 분자량은 R134a,  $C_6H_6$ ,  $iC_4H_{10}$  순이고, 임계온도는  $C_6H_6$ ,  $iC_4H_{10}$ , R134a 순이며, 임계압력은  $C_6H_6$ , R134a,  $iC_4H_{10}$  순이다.

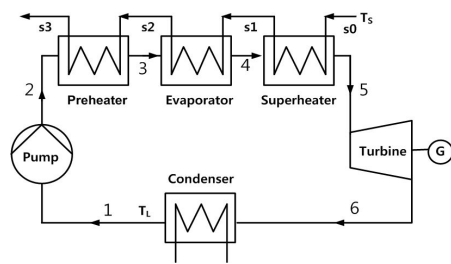


그림 1. 시스템 개략도

가 된다. 그림에서 상대열전달  $Q$ 는 열교환기 전체 열전달에 대한 작동유체의 예열기 입구

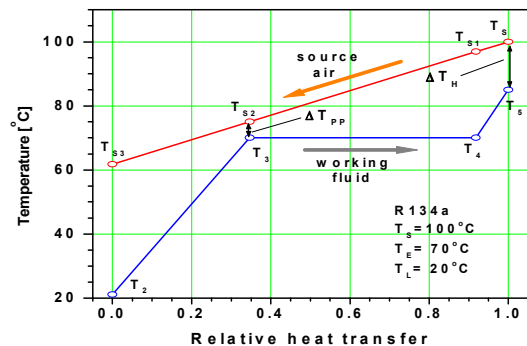


그림 2. 열교환기 내 열원유체와 작동유체의 온도분포

표 1. Patel-Teja에 의한 계산 예(1 atm)<sup>12)</sup>

substance	T <sub>b</sub> [K]		h <sub>fg</sub> [kJ/kg]	
	this	Ref.12	this	Ref.12
R134a	247.26	247.05	204.3	217.0
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	353.13	353.35	390.4	394.0

표 2. Patel-Teja에 의한 계산 예(1 atm)<sup>12)</sup>

substance	T <sub>b</sub> [K]		h <sub>fg</sub> [kJ/kg]	
	this	Ref.12	this	Ref.12
R134a	247.26	247.05	204.3	217.0
C <sub>6</sub> H <sub>6</sub>	353.13	353.35	390.4	394.0

또한 본 연구에서는 소수의 기초 데이터를 사용하여 다양한 물질들의 열역학적 상태량 계산에 신뢰성이 인정된 Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 ORC의 열역학 상태량들을 계산하며<sup>11)</sup>, 표2에 계산 예를 보여준다. 작동유체들의 온도-엔트로피 선도는 그림 3과 같으며 작동유체의 엔트로피는 -30°C에서의 값을 0으로 하여 비교하였다.

#### 4. 결과 및 토의

본 연구에서 시스템 주요 변수들의 기본값으로 T<sub>L</sub> = 20°C, η<sub>p</sub> = 0.80, η<sub>t</sub> = 0.80을 사용한다. 열원의 온도는 저온, 중온 그리고 고온의 경우로서 120°C, 200°C, 300°C의 세 경우에 대해 해석한다.

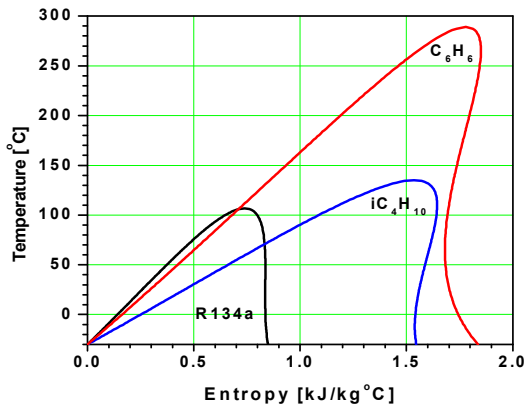


그림 3. 작동유체의 온도-엔트로피 선도

그림 4에서는 작동유체가 iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub>일 때 증발 온도의 변화에 따른 사이클의 온도-엔트로피 선도를 보여준다. T<sub>S</sub>와 T<sub>L</sub>이 정해져 있을 때 증발온도가 증가함에 따라 사이클이 포화점의 상부로 이동하는 반면에 터빈 출구에서의 온도는 하강함을 알 수 있다.

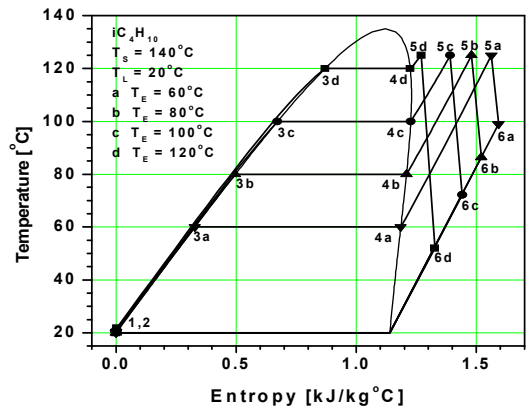


그림 4. 증발온도 변화에 따른 온도-엔트로피 선도

작동유체의 상태가 포화혼합물인 경우뿐만 아니라 압축액이나 과열증기 경우에 있어서도 과냉도나 과열도를 파악하기 위해 엔탈피비  $x$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{h - h_f}{h_g - h_f} \quad (5)$$

엔탈피비  $x$ 는 포화혼합물인 경우에는 건도 (quality)와 일치하고, 압축액인 경우에는 음의 값을 가지며 과열증기인 경우에는 1보다 큰 값을 갖는다. 따라서 터빈출구에서의 엔탈피비는 1 이상인 경우에 한하여 해석한다.

그림 5에서는 증발온도의 변화에 따라 터빈 출구에서 각 작동유체의 엔탈피비의 변화를 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 열원 온도와 증발온도가 동일하면 터빈 출구에서 엔탈피비는 iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub>, R134a, C<sub>6</sub>H<sub>6</sub> 순으로 높다. 또한 동일한 증발온도에서는 열원 온도가 높아지거나, 동일한 열원 온도에서 증발온도가

낮아질수록, 터빈 입구에서 작동유체의 엔탈피비가 높아지고 터빈 출구에서의 엔탈피비도 높아진다. 그림에서 작동유체에 따라 증발온도가 증가하면 그래프가 잘리는 것은 증발온도가 임계온도를 초과하거나 또는 터빈 출구에서 건도가 1보다 밑으로 떨어지기 때문이다.

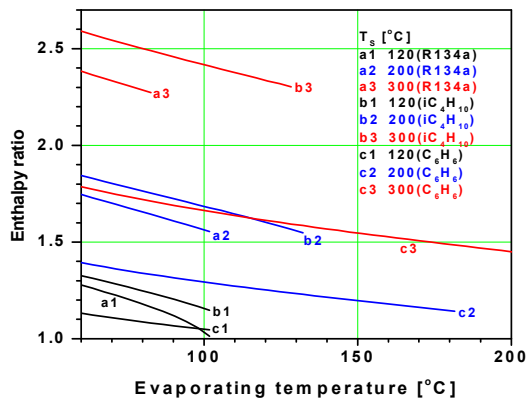


그림 5. 터빈 출구에서의 엔탈피비

터빈 출구에서 작동유체의 건도가 낮아지면 작동유체의 액적이 많아지는데, 대부분의 경우 터빈의 운영에 바람직하지 못하기 때문에 가능하면 배제하는 것이 좋다. 그리하여 터빈 입구에서 작동유체는 포화증기라는 전제로 유기랭킨사이클에서 습유체( $dT/ds < 0$ )는 작동유체 선정 초기 단계에서 제외시키는 경우가 있으나 그림에서 보는 바와 같이 과열기를 통해 터빈 출구에서 건도 또는 과열도를 조절할 수 있기 때문에 습유체도 함께 고려해야 한다.

그림 6에서는 작동유체, 열원온도, 증발온도에 따른 작동유체 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. 작동유체 기준 순생산일은 열원온도가 높아질수록 증가하며, 고정된 열원온도에서 증발온도가 증가할수록, 즉 증발압력 또는 터빈입구압력이 증가할수록 증가한다. 그리고 동일 조건이라면 C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>, iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub>, R134a 순으로 크다.

그림 7에서는 작동유체, 열원온도, 증발온도에 따른 시스템의 열효율의 변화를 보여준

다. 열효율은 외부 열원으로부터 흡수한 열량 중 순생산일의 비율로 정의되며, 주어진 열원 온도에서 증발온도가 높아질수록 증가한다. 하지만 고정된 증발온도, 즉 터빈입구압력에서는 복잡한 경향을 보여 낮은 증발온도에서는 열원온도가 낮을수록 열효율이 높다가 열원온도가 높아지면 열원온도에 대해 최대값을 가질 수 있다. 열효율은 동일 조건이라면 C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>, R134a, iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub> 순으로 크다.

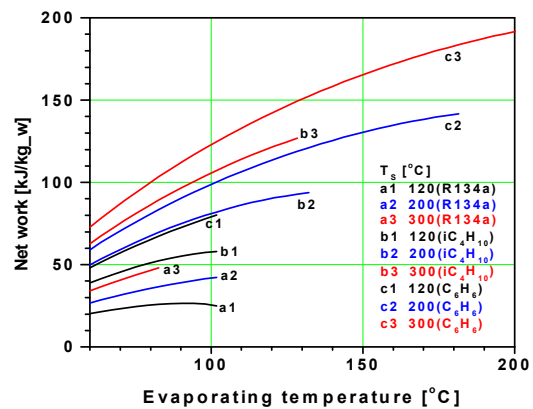


그림 6. 작동유체 단위질량당 순생산일

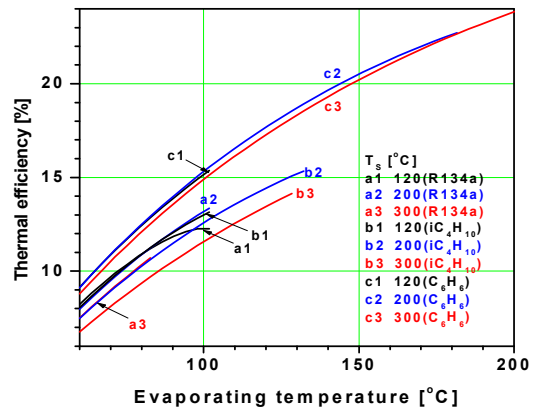


그림 7. 증발 및 열원 온도에 따른 시스템의 열효율 변화

그림 8에서는 작동유체, 열원온도, 증발온도에 따른 열원유체의 질량유량에 대한 작동유체의 최대 질량유량의 비의 변화를 보여준다. 질량유량비는 식(3)에서 보는 바와 같이

열원온도와 증발온도와와의 차이에 비례하고  $h_5-h_3$ , 즉 작동유체 단위질량당 증발기와 과열기의 열전달에 반비례한다. 고정된 열원온도에서 증발온도가 상승하면 열원온도와 증발온도의 차이도 감소하지만 증발기와 과열기에서의 열전달도 감소한다. 따라서 열원온도가 낮은 경우에는 증발온도의 상승에 따라 온도차의 감소 영향이 더 커서 질량유량비가 감소하지만 열원온도의 경우에는 증발기와 과열기의 열전달의 감소 영향이 더 커서 오히려 증가한다.

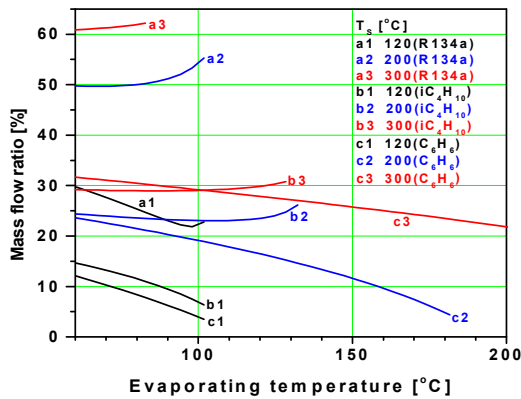


그림 8. 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비

질량유량비가 증가할 것인가 감소할 것인가 하는 것은 작동유체의 열역학적 특성에 따라 달라져서, 동일한 열원온도와 증발온도 영역에서 R134a처럼 임계온도가 낮은 작동유체는 열원온도 상승에 따라 질량유량비가 곧 증가하지만 C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>처럼 임계온도가 높은 작동유체는 질량유량비가 단조 감소한다.

그림 9에서는 열원온도와 증발온도에 따른 C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>의 열원유체 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. 열원유체 단위질량당 순생산일은 열원유체에 대한 작동유체의 질량유량비와 작동유체 단위질량당 순생산일의 곱으로서, 낮은 열원온도에서는 증발온도에 대해 최고값을 갖지만, 높은 열원온도에서는 단조 증가한다.

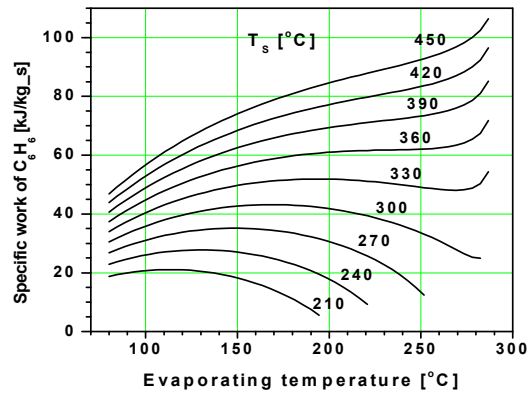


그림 9. C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>의 열원유체 단위질량당 순생산일의 변화

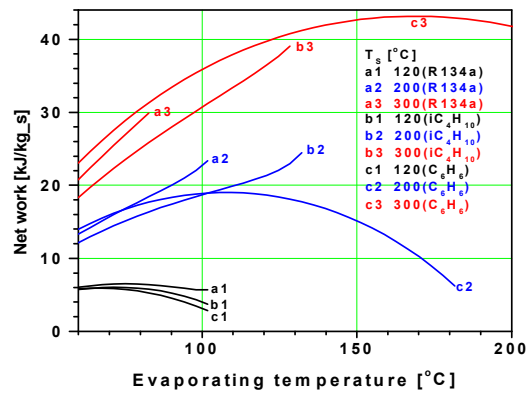


그림 10. 열원유체 단위질량당 순생산일

그림 10에서는 작동유체, 열원온도, 증발온도에 따른 열원유체 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. 그림으로부터 열원유체 단위질량당 순생산일은 R134a와 iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub>의 경우 열원온도가 120°C와 200°C일 때에는 증발온도에 대해 최고치를 갖다가 열원온도가 300°C일 때에는 증발온도에 따라 증가하며, C<sub>6</sub>H<sub>6</sub> 경우 전 열원온도 영역에서 증발온도에 대해 최고치를 가짐을 알 수 있다. 또한 열원으로부터 생산할 수 있는 최대 순생산일은 열원온도가 120°C인 경우에는 R134a, 200°C인 경우에는 iC<sub>4</sub>H<sub>10</sub>이, 그리고 300°C인 경우에는 C<sub>6</sub>H<sub>6</sub>가 최대가 됨을 알 수 있다. 즉 저온 열원으로부터 최대 출력을 생산할 수 있는 작동유체는 정해져 있는 것이 아니라 열원온도에 따라 달라지는 것을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구의 주요 결론은 다음과 같다.

- (1) 고정된 열원온도에서 증발온도가 증가할수록 작동유체 단위질량당 순생산일이나 열효율이 높아진다.
- (2) 현열 형태의 저온 열원을 사용하는 유기랭킨사이클에서는 열효율보다 열원유체 단위질량당 순생산일이 중요할 수 있는데, 열원온도가 낮은 영역에서는 최고값을 가지는 증발온도(또는 터빈입구압력)가 존재하고, 높은 열원온도 영역에서는 증발온도에 따라 증가한다.
- (3) 열원유체 단위질량당 최대 생산가능일은 120°C에서 R134a, 200°C에서 iC4H10, 300°C에서 C6H6 경우가 가장 높다.

## 후 기

이 논문은 2010년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2010-0007355)

## 참 고 문 헌

1. Rayegan R, Tao Y.X, A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs), *Renewable Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 659~670.
2. Dai Y, Wang J, Gao L, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, *Energy Convs. Mgmt.*, Vol. 50, 2009, pp. 576-582.
3. Hung T.C, Wang S.K, Kuo C.H, Pei B.S, Tsai K.F, A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources, *Energy*, Vol. 35, 2010, pp. 1403-1411.
4. Delgado-Torres A.M, Garcia-Rodriguez, Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC), *Energy Convs. Mgmt.*, Vol. 51, 2010, pp. 2846-2856.
5. Heberle F, Brueggemann D, Exergy based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 30, 2010, pp. 1326-1332.
6. Jing L, Gang P, Jie J, Optimization of low temperature solar thermal electric generation with organic Rankine cycle in different areas, *Applied Energy*, Vol. 87, 2010, pp. 3355- 3365.
7. Lai N.A, Wendland M, Fisher J, Working fluids for high temperature organic Rankine cycle, *Energy*, Vol. 36, 2011, pp. 199-211.
8. Tchanche B.F, Papadakis G, Frangoudakis A, Fluid selection for a low- temperature solar organic Rankine cycle, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 29, 2009, pp. 2468-2476.
9. 김경훈, 작동유체에 따른 유기랭킨사이클(ORC)의 열역학적 성능에 관한 연구, *수소 및 신에너지학회논문집*, Vol. 22, 2011, pp. 223-231.
10. Gao J, Li L.D, Zhu Z.Y, Ru S.G, Vapor-liquid equilibria calculation for asymmetric systems using Patel-Teja equation of state with a new mixing rule, *Fluid Phase Equilibria*, Vol. 224, 2004, pp. 213- 219.
11. Yaws C.L, *Chemical properties handbook*, McGraw-Hill, 1999.
12. Cengel Y.A, Boles M.A, *Thermo- dynamics, an engineering approach*, 7th., McGraw-Hill, 2008