

저온 열원 HFC-134a 유기랭킨사이클의 출력 극대화[§]

백영진* · 김민성*† · 장기창* · 이영수* · 나호상*

* 한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부

Power Optimization of Organic Rankine-cycle System with Low-Temperature Heat Source Using HFC-134a

Young-Jin Baik*, Minsung Kim*†, Ki-Chang Chang*, Young-Soo Lee* and Ho-Sang Ra*

* New and Renewable Energy Department, Korea Institute of Energy Research

(Received May 19, 2010 ; Revised October 9, 2010 ; Accepted October 10, 2010)

Key Words : Organic Rankine Cycle(유기랭킨사이클), Low-Temperature Heat Source(저온 열원), HFC-134a

초록: 본 연구에서는 지열발전 등과 같은 저온 열원을 에너지원으로 하는 발전에 응용될 수 있는 HFC-134a 유기랭킨사이클의 출력 극대화를 수행하였다. 기존의 연구와는 달리, 본 연구에서는 열교환기 해석에 유한체적법을 적용함으로써 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하였다. 또한, 열원과 냉각수의 입구온도 및 유량, 그리고 사이클을 구성하는 열교환기들의 총 전열면적을 구속 조건으로 함으로써, 기존 연구들에 비해 보다 현실적인 결과를 얻을 수 있도록 하였다. 사이클의 출력은 3 개의 설계인자를 이용하여 최적화 하였다. 시뮬레이션 결과, 출력을 극대화 시킬 수 있는 설계인자들의 최적 조합이 존재함을 보였다. 또한, 출력 향상을 위해서는 증발과정의 개선이 우선적으로 필요함을 보였다.

Abstract: In this study, an organic Rankine-cycle system using HFC-134a, which is a power cycle corresponding to a low-temperature heat source, such as that for geothermal power generation, was investigated from the view point of power optimization. In contrast to conventional approaches, the heat transfer and pressure drop characteristics of the working fluid within the heat exchangers were taken into account by using a discretized heat exchanger model. The inlet flow rates and temperatures of both the heat source and the heat sink were fixed. The total heat transfer area was fixed, whereas the heat-exchanger areas of the evaporator and the condenser were allocated to maximize the power output. The power was optimized on the basis of three design parameters. The optimal combination of parameters that can maximize power output was determined on the basis of the results of the study. The results also indicate that the evaporation process has to be optimized to increase the power output.

- 기호설명 -

D : 외측관의 직경 [m]
 d : 내측관의 직경 [m]
 e : 물리적 엑서지 [J/kg], $e = (h - h_0) - T_0(s - s_0)$
 \dot{E}_D : 엑서지 파괴율 [W]
 \dot{E}_L : 엑서지 손실율 [W]
 f : 마찰계수
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 i : 엔탈피 [J/kg]
 k : 내측관의 열전도계수 [W/mK]

L : 길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 전열량 [W]
 T : 온도 [°C]
 UA : 총열관류율 [W/K]
 \dot{W} : 동력 [W]
 x : 건도

하첨자

C : 응축기
 CI : 냉각수 입구
 CO : 냉각수 출구
 CW : 냉각수
 HI : 열원수 입구

§ 이 논문은 2010년도 대한기계학회 열공학부문 춘계학술대회 (2010. 5. 13.-14., 전북대) 발표논문임.

† Corresponding Author, minsungk@kier.re.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

HO	: 열원수 출구
HW	: 열원수
i	: 내측관
p	: 펌프
r	: 작동유체
t	: 터빈
s	: 단열과정
V	: 증발기
0	: 기준상태, $T=20^{\circ}\text{C}$ 및 $P=101.325\text{ kPa}$
1-4	: 상태점

그리스문자

η : 단열효율

1. 서 론

에너지 및 환경 문제에 대처하기 위하여 세계 각국은 신·재생에너지의 기술개발, 이용, 보급촉진 및 관련산업의 활성화 위해 다각적인 노력을 경주하고 있다. 신·재생에너지 가운데 지열, 해양, 태양열 분야의 경우에는 온도차를 에너지원으로 하여 전기를 생산하려는 연구가 활발히 진행되고 있다.

특히 지열은 인류가 가지고 있는 가장 오래된 에너지 자원 중 하나이며, 현재 전세계적으로 바이오매스와 대수력을 제외한 신·재생에너지자원 중에서 가장 많은 에너지를 공급하고 있음에도 불구하고 우리나라에서는 그 중요성이 상대적으로 낮게 평가되고 있다. 우리나라에는 화산활동과 관련된 고온성 지열에너지가 부존하고 있지 않으므로, 현재로서는 히트펌프를 이용한 냉난방 목적에만 지열을 사용하고 있으나, 외국의 경우 냉난방은 물론 발전 목적으로도 널리 사용하고 있다. 특히 지난 2007년에는 약 75°C 의 저온 지열원 발전에 성공함으로써,⁽¹⁾ 저온성 열에너지를 전기에너지로 변환시키려는 연구가 최근 각광을 받고 있다.

이와 같은 국제적 추세에 맞추어, 최근 국내에서도 저온 지열발전 기술개발을 위한 타당성 조사 연구가 추진된 바 있다.⁽²⁾

이러한 저온성 지열 발전기술은 온도차를 이용한 열역학적 동력 사이클을 근간으로 하고 있는데, 현재 이들의 대부분을 차지하고 있는 것이 유기 작동유체를 사용한 랭킨 사이클, 즉, ORC(Organic Rankine Cycle)이다. 전통적인 ORC 연구는 주로 사이클의 효율 향상에 목적을 두고 있었으나, 최근에는 비화산지대의 지열, 저온 태양열, 해양온도

차 등 저온성 신·재생에너지원이 부각되면서 이들에 적합한 ORC 작동유체를 찾는 연구가 많이 수행되고 있다.⁽³⁻⁸⁾

이 중 다수의 연구가 여러 작동유체를 적용한 사이클들의 효율 비교를 통해 작동유체의 우열을 평가하였다. 그러나, 아무리 효율이 높더라도 발전 사이클의 실제 산출물(product)이라 할 수 있는 발전 출력이 낮으면 실용적이지 못한 사이클이라 할 수 있으므로, 사이클의 효율보다는 출력(2 법칙 효율 또는 엑서지 효율) 측면에서의 성능 평가가 더욱 중요한 의미를 갖는다.

이와 같이 ORC의 효율보다는 출력이 중요함에 주목하여, 출력 측면에서의 성능평가 연구가 최근 극히 일부 수행되었다. Madhawa Hettiarachchi 등(2007)⁽⁷⁾은 저온성 지열발전을 위한 ORC 연구로서, 목적함수를 출력대비 열교환기 총 전열면적으로 놓고 이를 최소화 시킬 수 있는 작동유체를 찾고자 하였다. Dai 등(2009)⁽⁸⁾은 기존의 연구들이 출력 관점에서 최적화 되지 않았음을 지적하며, 열원수의 입구 온도 및 유량을 고정한 후 사이클의 출력을 극대화 시키고자 하였다. 그러나, 이들의 연구는 사이클의 응축온도를 상수로 가정한 한계를 갖고 있다. 실제 사이클의 응축온도는 작동유체의 열전달 특성 및 냉각수 조건 등에 의해 결정되므로, 이를 상수로 가정하면 오류를 야기할 수 있다. 또한, 그들은 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하지 않았다.

기존의 연구와는 달리, 본 연구에서는 열교환기 해석에 유한체적법을 사용함으로써 작동유체의 열전달 및 압력강하 특성을 고려하였다. 또한, 열원수 및 냉각수의 입구온도 및 유량 조건을 구속 조건으로 하였다. 이렇게 함으로써, 기존의 연구와는 달리 응축온도가 작동유체의 열전달 특성 및 냉각수 조건 등에 의해 결정될 수 있도록 하여, 보다 현실적인 시뮬레이션 결과를 얻을 수 있도록 하였다. 또한, 사이클을 구성하는 열교환기들의 전열면적도 출력에 영향을 미칠 것이므로, 총 전열면적도 구속 조건으로 하였다.

본 연구의 목적은 열원 및 냉각수 유량 조건이 주어진 경우에 대해, 약 100°C 근처의 저온 열원을 이용하는 ORC의 출력을 극대화 시키는 것에 있다. 이를 위하여, 현재 냉동·공조용으로 널리 사용되고 있는 HFC-134a를 작동유체로 하는 ORC를 모델링하고, 설계 인자들의 변화에 따른 사이클의 출력 성능 변화를 시뮬레이션 하였으며, pattern search algorithm^(9,10)을 이용하여 출력을 극대화 시킬 수 있는 운전 조건을 도출하였다. 또한,

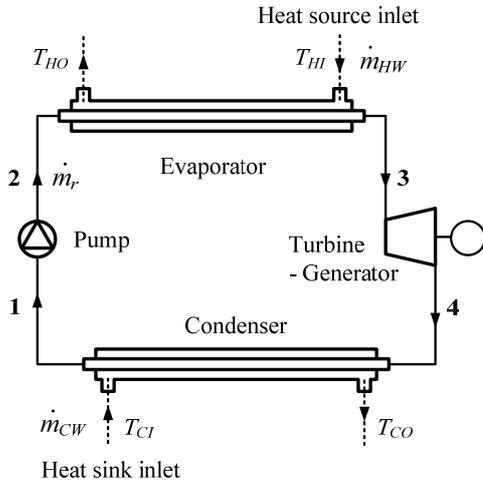


Fig. 1 Schematic diagram of an ORC

엑서지 분석을 통해 출력저하 요인을 살폈다.

2. 사이클 모델링 및 시뮬레이션

Fig. 1 은 본 연구에서 고려하고 있는 ORC 의 개략도를 나타낸다. 응축기를 지난 작동유체(Fig. 1 의 1 점)는 가압된 후(2 점), 열원(heat source)으로부터 열을 받아 과열증기가 된다(3 점). 다음, 터빈-발전기를 통과하며 팽창되어 저압이 된 작동유체(4 점)는 냉각수(heat sink)와 열교환을 하여 응축된 다음(1 점), 다시 가압되는 사이클을 이룬다.

ORC 설계시, 터빈 출구와 펌프 출구 사이에 내부 열교환기(internal heat exchanger)를 고려하기도 하는데, 본 연구에서는 이를 고려하지 않았다. 이는 Dai 등(2009)⁽⁸⁾의 연구 결과에서와 같이, 내부 열교환기는 사이클 효율에는 영향을 미치나, 출력에는 영향을 미치지 못하기 때문이다. Starling 등(1975)⁽¹¹⁾도 잘 설계된 사이클(well-designed cycles)에서는 내부 열교환이 필요하지 않음을 지적한 바 있다.

동력 사이클은 사이클 각부의 온도, 압력, 유량 등 다양한 설계인자를 갖는다. 본 연구에서는 3 개의 인자를 택하여 사이클의 출력을 극대화 하였다. 첫 두 인자는 터빈 입구 포화온도 $T_{sat,3}$ 와 $T_3 - T_{sat,3}$ 값으로 정의되는 터빈 입구 과열도 ΔT_{sup} 이다. 이 두 인자는 매우 직관적이며, 주어진 열원 및 냉각수 조건하에서 항상 유일한 계산 결과를 갖도록 한다. 다른 인자를 택할 수도 있으나, 예를 들어, 작동유체의 유량도 중요 인자이나, 임의의 유량 조건을 만족시키는 사이클이 항상 존재하는 것은 아니므로, 위와 같이 첫 두 인자를 택

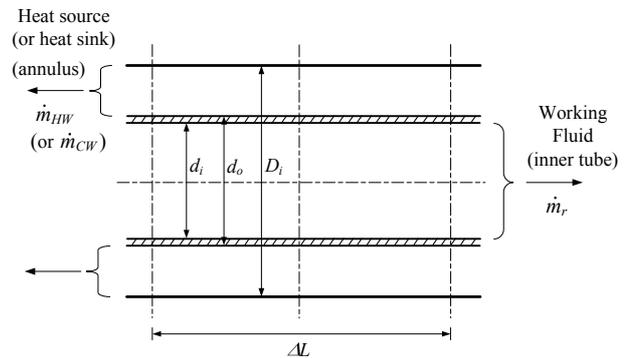


Fig. 2 Schematic diagram of a heat exchanger segment

하였다. 마지막 인자는 총 전열면적 중 증발기 전 열면적의 비율인 $L_V / (L_V + L_C)$ 이다. 이상과 같이 3 개의 설계 인자가 주어지면 사이클의 미지수는 $i_1, P_1, \dot{m}_r, T_2, P_2, i_4$ 및 P_4 의 총 7 개가 된다. 이를 찾기 위해 풀어야 할 방정식은 다음의 연립 방정식 (1)과 같으며, Newton-Raphson 방법을 이용하여 풀었다.

$$\begin{aligned}
 f_1 &= T_{3,given} - T_3(\text{function of } \dot{m}_r, T_2, P_2 \text{ and } L_{V,given}) \\
 f_2 &= P_{3,given} - P_3(\text{function of } \dot{m}_r, T_2, P_2 \text{ and } L_{V,given}) \\
 f_3 &= \eta_{t,given} - \eta_t(\text{function of } T_{3,given}, P_{3,given}, i_4 \text{ and } P_4) \\
 f_4 &= i_{1,prev.step} - i_1(\text{function of } \dot{m}_r, i_4, P_4 \text{ and } L_{C,given}) \quad (1) \\
 f_5 &= P_{1,prev.step} - P_1(\text{function of } \dot{m}_r, i_4, P_4 \text{ and } L_{C,given}) \\
 f_6 &= x_{1,given} - x_1(\text{function of } i_1 \text{ and } P_1) \\
 f_7 &= \eta_{p,given} - \eta_p(\text{function of } i_1, P_1, T_2 \text{ and } P_2)
 \end{aligned}$$

f_1 및 f_2 값은 증발기 모델로부터 구하고, f_4 및 f_5 값은 응축기 모델로부터 구한다. f_3 및 f_7 값은 다음의 펌프 및 터빈의 단열효율 정의로부터 구한다.

$$\eta_p = (i_{2s} - i_1) / (i_2 - i_1) \quad (2)$$

$$\eta_t = (i_3 - i_4) / (i_3 - i_{4s}) \quad (3)$$

증발기 및 응축기는 Fig. 1 및 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이 이중관형 열교환기로 가정하였다. 사이클의 작동유체 HFC-134a 는 내측관(inner tube) 내부로 흐르며, 열원수 또는 냉각수는 환상(annulus) 공간으로 대향류로 흐른다. 이 때, 관 길이 방향으로의 물성 변화를 고려하기 위하여 증발기 및 응축기를 길이 방향 등간격으로 각각 30 개의 미소 열교환기로 나누어 해석하였다. 즉, 증발기 및 응

축기는 각각 30 개의 미소 이중관 열교환기가 직렬로 연결된 것으로 이해할 수 있다. i 번째 미소 열교환기의 전열량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q^i = (UA)^i (\text{LMTD})^i \quad (4)$$

i 번째 미소 열교환기의 총열관류율은 다음과 같다.

$$\frac{1}{(UA)^i} = \frac{1}{(h_i)^i \cdot \pi d_i \Delta L} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi \Delta L k} + \frac{1}{(h_o)^i \cdot \pi D_i \Delta L} \quad (5)$$

증발기 모델은 \dot{m}_r, T_2, P_2 및 $L_{V, \text{given}}$ 값을 입력 변수로 하여 증발기 출구 상태인 T_3, P_3 및 T_{HO} 값을 계산한다. 한편, 응축기 모델은 \dot{m}_r, i_4, P_4 및 $L_{C, \text{given}}$ 값을 입력 변수로 하여 응축기 출구 상태인 i_1, P_1 및 T_{CO} 값을 계산한다.

작동유체의 증발 열전달계수는 Gungor and Winterton(1987)⁽¹²⁾의 상관식을 이용하여 계산하였으며, 단상 열전달계수는 Gnielinski(1976)⁽¹³⁾의 상관식을 이용하여 계산하였다. 또한, 작동유체의 응축 열전달계수는 Shah(1979)⁽¹⁴⁾의 상관식을 이용하여 계산하였다. 한편, 열원수 및 냉각수도 단상 열전달 과정을 겪으므로, Gnielinski(1976)⁽¹³⁾의 상관식을 이용하여 열전달계수를 계산하였다. 여기서, 계산의 편의를 위하여 물의 모든 물성치는 온도만의 함수로 가정하였고, 물층의 압력강하는 무시하였다.

증발기 및 응축기내 i 번째 미소 열교환기의 작동유체가 2 상 상태인 경우, 압력강하량은 다음과 같이 마찰항과 가속항의 합으로 나타낼 수 있다.

$$(\Delta P)^i = (\Delta P_F)^i + (\Delta P_a)^i \quad (6)$$

여기서 마찰에 의한 압력강하 ΔP_F 는 Müller-Steinhagen and Heck correlation(1986)의 상관식⁽¹⁵⁾을 이용하여 구하였으며, 가속에 의한 압력강하 ΔP_a 는 건도, 기공률 및 비체적 등의 항으로 표현된 식을 이용하여 구한다.⁽¹⁶⁾ 한편, 작동유체가 단상 상태인 경우의 압력강하량은 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$(\Delta P)^i = f \frac{G^2 \Delta L}{2\rho d_i} \quad (7)$$

여기서 마찰계수 f 는 잘 알려진 Blasius 의 상관식을 이용하여 구하였다.

사이클은 정상상태로 가정하였으며, 각 요소에

서의 열손실은 무시하였다. 작동유체의 물성치는 REFPROP 8.0(2007)⁽¹⁷⁾을 이용하여 구하였다. 계산을 위하여 다음과 같은 구속 조건을 주었다.

- (1) 열원수 입구 온도 T_{HI} 및 유량 \dot{m}_{HW} 는 각각 100°C 및 0.025 kg/s 이다.
- (2) 냉각수 입구 온도 T_{CI} 및 유량 \dot{m}_{CW} 는 각각 20°C 및 0.25 kg/s 이다.
- (3) 증발기와 응축기 길이의 총 합 $L_V + L_C$ 는 20 m 이다.
- (4) 터빈과 펌프의 단열효율은 0.8 이다.
- (5) 응축기 출구 작동유체는 포화액 상태이다.

여기서, 열원수의 유량은 사이클을 순환하는 작동유체의 질량유속이 상용 냉동·공조 기기내 작동유체 질량유속의 일반적인 값(수백 kg/m²s)을 갖도록 결정하여 정한 값이다. 또한, 냉각수의 유량은 발전소의 열침-열원 열용량비(thermal-capacitance-rate ratio)가 일반적으로 5~10 임⁽¹⁸⁾을 고려하여 정한 값이다. 증발기 및 응축기의 치수(dimensions)는 다음과 같다. 내측관은 냉동·공조용으로 널리 사용되고 있는 외경 3/8 인치(9.525 mm), 두께 0.889 mm 의 동관으로 가정하였다. 외측관의 내경 D_i 는 열원수 및 냉각수의 질량유속이 1,000 kg/m²s 이 되도록 결정하였는데, 증발기의 경우 11.07 mm, 응축기의 경우 22.22 mm 이다.

전술한 3 개의 설계인자(독립변수)가 주어지면 모든 미지수를 다음과 같이 결정할 수 있다. 우선 7 개의 미지수를 가정한다. 가정된 값을 사용하여 증발기와 응축기 모델로부터 $T_{3, \text{new}}, P_{3, \text{new}}$ 및 $i_{1, \text{new}}, P_{1, \text{new}}$ 를 각각 계산한다. 계산된 $i_{1, \text{new}}$ 및 $P_{1, \text{new}}$ 로부터 $x_{1, \text{new}}$ 를 계산한다. 다음, 식 (2)와 (3) 으로부터 $\eta_{p, \text{new}}$ 와 $\eta_{t, \text{new}}$ 를 계산한다. 이제 식(1)의 모든 f 를 계산할 수 있다. 이상의 과정을 모든 f 가 만족할 만큼 작아질 때까지 반복적으로 수행한다. 계산이 종료되면 모든 미지수 및 사이클의 출력이 결정된다. 터빈 출력 및 펌프 동력, 그리고 사이클의 정미출력은 각각 다음과 같다.

$$\dot{W}_t = \dot{m}_r (i_3 - i_4) \quad (8)$$

$$\dot{W}_p = \dot{m}_r (i_2 - i_1) \quad (9)$$

$$\dot{W}_{\text{net}} = \dot{W}_t - \dot{W}_p \quad (10)$$

증발기, 응축기, 펌프 및 터빈에서의 엑서지 파괴율, 그리고 사용되지 못하고 주위로 방출되는

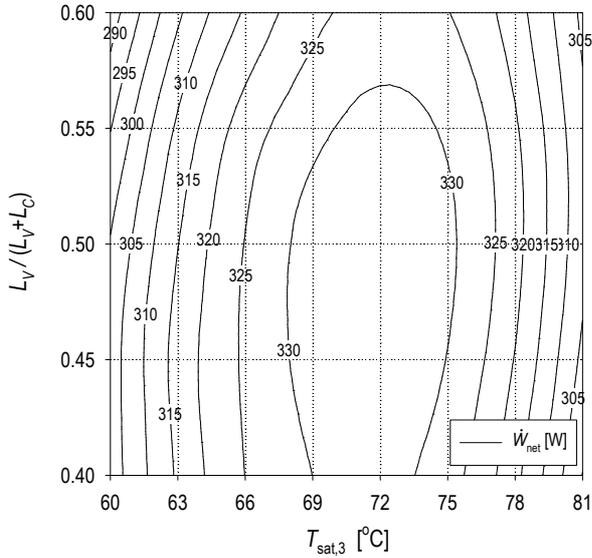


Fig. 3 Power over the change of $T_{sat,3}$ and $L_V / (L_V + L_C)$

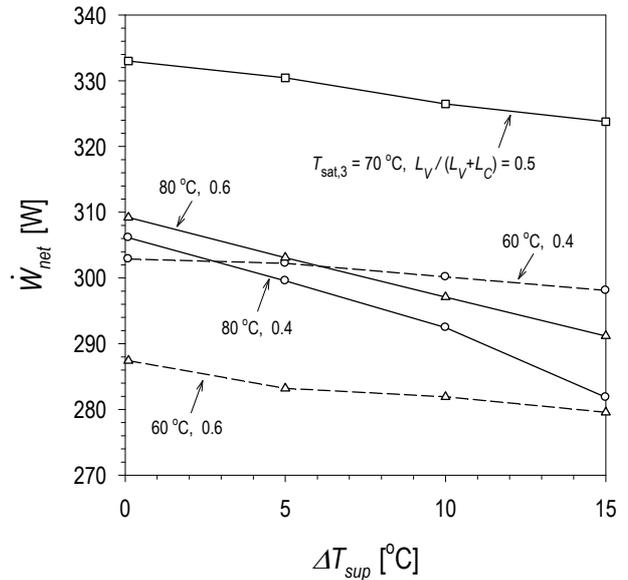


Fig. 4 Power over the change of ΔT_{sup}

열원 및 냉각수의 엑서지 손실율은 각각 다음과 같다.

$$\dot{E}_{D,V} = \dot{m}_{HW}(e_{HI} - e_{HO}) + \dot{m}_r(e_2 - e_3) \quad (11)$$

$$\dot{E}_{D,C} = \dot{m}_{CW}(e_{CI} - e_{CO}) + \dot{m}_r(e_4 - e_1) \quad (12)$$

$$\dot{E}_{D,p} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (13)$$

$$\dot{E}_{D,t} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_3) \quad (14)$$

$$\dot{E}_{L,V} = \dot{m}_{HW} e_{HO} \quad (15)$$

$$\dot{E}_{L,C} = \dot{m}_{CW} e_{CO} \quad (16)$$

3. 계산 결과

Fig. 3 은 터빈 입구 과열도 ($\Delta T_{sup} = T_3 - T_{sat,3}$)가 0.1°C 일 때, 터빈 입구 포화온도 $T_{sat,3}$ 와 총 전열 면적 중 증발기 전열면적의 비율 $L_V / (L_V + L_C)$ 변화에 따른 사이클의 출력 변화를 나타낸다. 출력을 극대화 시킬 수 있는 최적 조합의 $T_{sat,3}$ 및 $L_V / (L_V + L_C)$ 값이 존재함을 알 수 있다. $T_{sat,3}$ 가 너무 높으면, 즉, 증발온도가 너무 높으면, 열원으로부터 열을 충분히 받지 못하여 증발열량이 감소하므로, $\dot{E}_{L,V}$ 가 증가하고, 따라서 출력이 감소한다. 반대로, $T_{sat,3}$ 가 너무 낮으면 증발과정에서의 엑서지 손실 $\dot{E}_{D,V}$ 가 증가하므로, 출력이 감소한다. 한편, $L_V / (L_V + L_C)$ 값이 너무 작으면, 즉,

증발기의 크기가 너무 작으면, 증발열량이 감소하므로, 출력 저해 요인이 된다. 반대로, $L_V / (L_V + L_C)$ 값이 너무 크면, 이는 응축기가 너무 작다는 의미이므로, 응축과정에서의 엑서지 손실 $\dot{E}_{D,C}$ 가 증가하여, 출력이 감소한다.

Fig. 4 는 ΔT_{sup} 변화에 따른 사이클의 출력변화를 나타낸 것이다. $T_{sat,3}$ 및 $L_V / (L_V + L_C)$ 값에 따라 정도의 차이는 있으나, ΔT_{sup} 증가에 따라 출력이 감소하는 것을 알 수 있다. $T_{sat,3}$ 증가에 따른 사이클의 변화는 다음과 같다. $T_{sat,3}$ 를 증가시키면 첫째, 작동유체의 유량이 감소한다. 이는 증발 및 응축열량 감소 요인이 된다. 둘째, 응축기 입구 과열도가 증가한다. 이는 응축기내 기상 부분의 점유율을 높임으로써 평균 열전달계수를 감소시킨다.

Fig. 4 에 따르면 $T_{sat,3}$ 가 높을수록 ΔT_{sup} 증가량에 따른 출력 감소량이 증가하는데, 이는 다음과 같은 이유 때문이다. $T_{sat,3}$ 가 80°C 일 때, 즉, 증발온도가 높을 때에는 앞서 설명한 바와 같이 증발열량이 작다. 이 경우 $\dot{E}_{L,V}$ 가 사이클의 주 손실이 되는데, ΔT_{sup} 증가에 따라 작동유체의 유량이 크게 감소하면서 $\dot{E}_{L,V}$ 가 큰 폭으로 증가한다. 따라서 출력이 큰 폭으로 감소한다. 이 때, 응축열량도 크게 감소하여 평균 열전달계수가 감소함에도 불구하고, 응축온도의 변화 및 $\dot{E}_{D,C}$ 변화는 거의 없다. 한편, $T_{sat,3}$ 가 60°C 일 때에는 앞의 경우와는 달리 ΔT_{sup} 증가에 따른 유량 감소 효과가 크지 않다. 즉, ΔT_{sup} 증가에 따른 $\dot{E}_{L,V}$ 의 증가량이 상

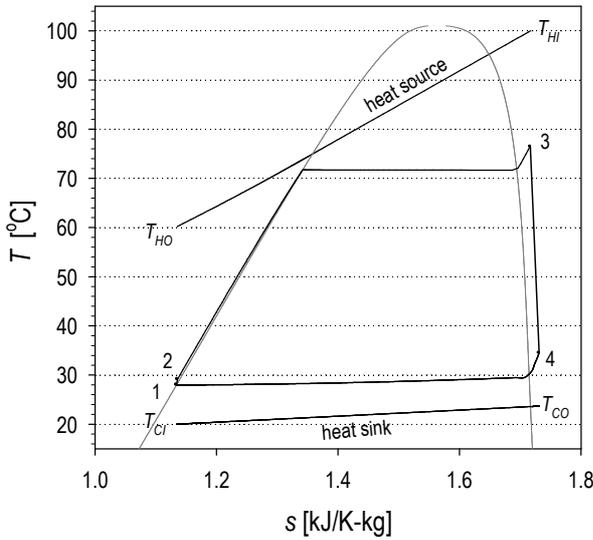


Fig. 5 HFC-134a ORC on a T-s diagram

대적으로 작으며, 응축열량 감소도 작아(기상 부분의 점유율 증가에 따라 평균 열전달계수가 감소하나 응축열량 감소는 상대적으로 작아 응축온도가 상승하므로) $\dot{E}_{D,C}$ 가 증가한다. 그러나, 그 증가량은 크지 않다. 즉, $T_{sat,3}$ 가 낮은 경우, ΔT_{sup} 증가에 따라 $\dot{E}_{L,V}$ 및 $\dot{E}_{D,C}$ 가 모두 증가하여 출력이 감소하긴 하나, 감소량은 $T_{sat,3}$ 가 높은 경우에 비해 크지 않다.

이상에서 살펴본 바와 같이 사이클의 출력은 3개의 인자, 즉, ΔT_{sup} , $T_{sat,3}$ 및 $L_V/(L_V+L_C)$ 에 따라 변화하므로, 출력을 극대화 시키기 위해서는 이들의 최적 조합을 찾아야 한다. 이를 찾기 위해 본 연구에서는 pattern search algorithm(PSA)⁽⁹⁻¹⁰⁾을 이용하였다. PSA는 다변수 함수의 최적화 문제를 풀 때 쓸 수 있는 방법 중 하나로서, 목적함수의 경사도(gradient)에 대한 정보 없이도 적용이 가능하다는 장점이 있다. 본 연구에서는 Matlab⁽¹⁹⁾ 환경의 Direct Search Toolbox⁽¹⁰⁾를 이용하여 PSA를 구현하였다. 이 때, 안정적인 계산을 위하여 ΔT_{sup} 의 최소값은 0.1°C로 하였다.

본 연구의 시뮬레이션 조건하에서 구한 3인자의 최적 조합, 즉, 출력을 극대화시킬 수 있는 ΔT_{sup} , $T_{sat,3}$ 및 $L_V/(L_V+L_C)$ 조합은 0.1°C, 71.6°C 및 0.48이었으며, 이 때의 출력은 334.3 W였다. 이는 Fig. 3 및 Fig. 4를 통하여 대략적으로 시각적 확인이 가능하다. 그러나, 위의 최고 출력점 운전은 실제 구현시 터빈 내구성에 영향을 줄 우려가 있다. 계산결과, 위의 최고 출력 운전점에서의 터빈 출구 건도(quality)는 0.99인데, 이는 터

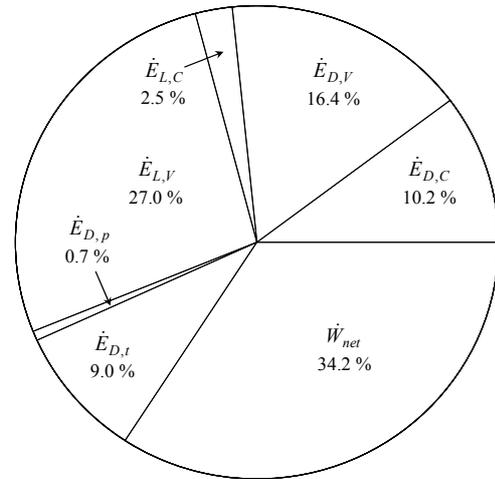


Fig. 6 Distribution of irreversibility and power

빈 출구 상태가 과열증기가 아님을 의미한다.

실제 운전 측면에 있어서는 터빈 출구 상태를 과열증기로 하는 것이 필요하다. 예를 들어, 위의 최고 출력 운전 조건에서 터빈 입구 과열도 ΔT_{sup} 만 5°C로 변화시킨 운전 조건을 생각할 수 있는데, 이 때의 출력은 332 W(최고 출력값에 비해 약 1% 감소)가 되며, 터빈 출구 과열도는 4.7°C가 된다. 만약, $\Delta T_{sup}=10^\circ\text{C}$ 이면, 출력은 최고 출력값에 비해 약 2% 감소하며, 터빈 출구 과열도는 10.9°C가 된다. 즉, 실제 운전에 있어서는 이론 최고 출력점보다는 약간의 출력 감소가 있다 하더라도 터빈 출구 과열도 확보를 위해 터빈 입구를 과열시키는 것이 더욱 바람직하다 사료된다. Fig. 5에 $\Delta T_{sup}=5^\circ\text{C}$, $T_{sat,3}=71.6^\circ\text{C}$, $L_V/(L_V+L_C)=0.48$ 일 때 사이클의 T-s 선도를 나타내었다. 여기서, 열원수 및 냉각수의 엔트로피 스케일은 작동유체의 그것과 달라 원칙적으로는 함께 나타낼 수 없으나, 열교환기내 유체들의 온도 프로파일을 쉽게 볼 수 있도록 작동유체의 T-s 선도에 열원수 및 냉각수의 온도 변화를 함께 나타내었다. 열원수와 냉각수의 온도 기울기가 크게 다른 이유는 그들의 유량이 서로 다르기 때문이다.

Fig. 6은 Fig. 5 조건에서 사이클 각 요소에서의 엑서지 파괴율 및 손실율, 그리고 출력을 나타낸 것이다. 본 조건에서 사이클의 2법칙 효율(엑서지 효율, $\dot{W}_{net}/(\dot{m}_{H_2O}e_{HI})$)은 34.2%였으며, $\dot{E}_{L,V}$ 및 $\dot{E}_{D,V}$ 항이 전체 손실의 66%를 차지한다. 즉, 증발과정과 관계된 엑서지 파괴 및 손실이 사이클 전체 손실의 대부분을 차지한다. 이는 Fig. 5에서 열원 출구 온도 T_{HO} 가 60°C로 여전히 냉각수 온

도에 비해 높다는 것과, 증발기내 열원과 작동유체의 온도 글라이드 매칭(glide matching)이 응축기의 그것에 비해 좋지 않은 것을 통해서도 확인이 가능하다. 그러므로, 출력을 향상시키기 위해서는 증발과정을 개선하는 것이 필요하다. 이를 위한 하나의 대안으로서, 변온 상변화 증발과정을 구현할 수 있는 사이클에 대한 연구가 필요하다고 사료된다. 또한, 본 연구에서는 HFC-134a 만을 작동유체로서 고려하였지만, 다양한 유체를 고려한 연구가 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 100℃의 저온 열원을 이용하는 ORC(유기랭킨사이클)의 출력을 극대화 시키기 위하여 HFC-134a ORC 를 모델링하고, 설계 인자들의 변화에 따른 사이클의 출력 성능 변화를 시뮬레이션 하였으며, 출력을 극대화 시킬 수 있는 운전 조건을 도출하였다. 또한, 엑서지 분석을 수행하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 사이클의 출력은 터빈 입구 포화온도 $T_{sat,3}$, 터빈 입구 과열도 ΔT_{sup} , 그리고 총 전열면적 중 증발기 전열면적의 비율 $L_V/(L_V+L_C)$ 에 의해 변화하며, 출력을 극대화 시킬 수 있는 최적 조합이 존재한다.

(2) 위의 3 개의 설계인자 중 ΔT_{sup} 의 경우, 작을수록 출력이 증가한다. 그러나, 이 값이 너무 작으면 터빈 출구 과열도 확보에 어려움이 있으므로, 실제 운전 측면에 있어서는 약간의 출력 감소가 있다 하더라도 터빈 입구를 과열시키는 것이 필요하다.

(3) 엑서지 분석 결과, 손실의 대부분은 열원으로부터 열을 받는 과정에서 발생한다. 그러므로, 출력을 증가시키기 위해서는 증발과정을 개선하는 것이 필요하다.

참고문헌

- (1) Holdmann G., 2007, "The Chena Hot Springs 400kW Geothermal Power Plant: Experience Gained During the First Year of Operation," *Proceedings of Geothermal Resources Council Annual Meeting*.
- (2) Chang, K. C., 2009, "A study on Feasibility of Technology Development for Domestic Geothermal Power Plant System," Project No. 2008-N-GE04-P-02, Ministry of Knowledge Economy, Republic of Korea.
- (3) Saleh, B., Koglbauer, G., Wendland, M. and Fischer,

- J., 2007, "Working Fluids for Low-Temperature Organic Rankine Cycles," *Energy*, Vol. 32, pp. 1210~1221.
- (4) Tchanche, B. F., Papadakis, G., Lambrinos, G. and Frangoudakis, A., 2009, "Fluid Selection for a Low-Temperature Solar Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 2468~2476.
- (5) Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S. and Tsai, K. F., 2010, "A Study of Organic Working Fluids on System Efficiency of an ORC Using Low-Grade Energy Sources," *Energy*, Vol. 35, pp. 1403~1411.
- (6) Papadopoulos, A. I., Stijepovic, M. and Linke, P., 2010, "On the Systematic Design and Selection of Optimal Working Fluids for Organic Rankine Cycles," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 760~769.
- (7) Madhawa Hettiarachchi, H. D., Golubovic, M., Worek, W. M. and Ikegami Y., 2007, "Optimum Design Criteria for an Organic Rankine Cycle Using Low-Temperature Geothermal Heat Sources," *Energy*, Vol. 32, pp. 1698~1706.
- (8) 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.
- (9) Lewis, R. M. and Torczon, V., 2002, "A Globally Convergent Augmented Lagrangian Pattern Search Algorithm for Optimization with General Constraints and Simple Bounds," *SIAM Journal on Optimization*, Vol. 12, pp. 1075~1089.
- (10) Genetic Algorithm and Direct Search Toolbox 2 for MATLAB User's Guide, 2007, The MathWorks Inc.
- (11) Starling, K. E., Fish, L. W., Iqbal, K. G. and Yieh, D., 1975, "Resource Utilization Efficiency Improvement of Geothermal Binary Cycles-Phase I," prepared for the Energy Research and Development Administration, Report ORO-4944-3.
- (12) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, "Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data," *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148~156.
- (13) Gnielinski, V., 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow," *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359~368.
- (14) Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipe," *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (15) Müller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986, "A Simple Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes," *Chem. Eng. Process*, Vol. 20, 297~308.
- (16) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, "Convective Boiling and Condensation," 3rd ed., Clarendon Press, Oxford.

- (17) Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- (18) Ibrahim, O. M. and Klein, S. A., 1996, "Absorption Power Cycle," *Energy*, Vol. 21, pp. 21~27.
- (19) MATLAB Version R2009a, 2009, The MathWorks Inc.