<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2016.40.9.589 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

재생 유기플래시 사이클의 열역학적 성능 해석

김 경 훈* · 김 만 회**†
* 금오공과대학교 기계공학과, ** 경북대학교 기계공학부

Thermodynamic Performance Analysis of Regenerative Organic Flash Cycle

Kyoung Hoon Kim* and Man Hoe Kim**†
* Dept. of Mechanical Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology,
** School of Mechanical Engineering, Kyungpook Nat'l Univ.

(Received April 11, 2016 ; Revised July 24, 2016 ; Accepted July 26, 2016)

Key Words: Low-temperature Heat Source(저온열원), Organic Flash Cycle(유기 플래시 사이클), Regeneration(재생), Performance Analysis(성능 해석), Working Fluid(작동유체)

초록: 최근 들어 작동유체가 액체 상태를 유지하며 흡열 과정이 일어나는 증기동력사이클인 유기플래시 사이클이 제안되었다. 본 연구에서는 재생을 이용한 수정 유기플래시 사이클을 제안하고 현열 형태의 저온 열원을 사용하는 시스템의 열역학적 성능 해석을 수행하였으며 작동유체나 플래시 온도가 순생산 동력이나 열효율 등 시스템의 성능에 미치는 영향을 체계적으로 분석하고 논의하였다. 해석 결과는 시스템의 순생산동력은 플래시 온도에 대해 최대값을 갖지만 열효율은 플래시 온도에 따라 상승함을 보여준다. 재생 사이클은 기존의 유기플래시 사이클에 비해 시스템 열효율이 높고 저온 열원의 동력 변환에 있어 성능 개선을 위한 잠재성을 보여준다.

Abstract: Recently organic flash cycle (OFC) has been proposed which is a vapor power cycle where heat addition occurs with the working fluid remaining in the liquid state. This study proposes a modified OFC with regeneration and carries out thermodynamic performance analysis of the system utilizing low-temperature heat source in the form of sensible energy. Effects of working fluid and flash temperature are systemically investigated on the system performance such as net power production and thermal efficiency. Results show that the net power production has a peak value with respect to the flash temperature but the thermal efficiency increases with the flash temperature. The regenerative system shows higher thermal efficiency compared to the original OFC and improved potential for recovery of low-temperature heat sources.

- 기호설명 -

c_p : 정압비열 [kJ/kg·K]
h : 비엔탈피 [kJ/kg]
m : 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [bar]
P_B : 플래시 증발기 압력 [bar]
P_H : 열교환기 압력 [bar]
P_L : 응축기 압력 [bar]
Q : 열전달률 [kW]
s : 비엔트로피 [kJ/kg·K]
T : 온도 [°C]
T_c : 냉각수 온도 [°C]
T_{cr} : 작동유체 임계온도 [°C]
T_H : 작동유체 열교환기 출구온도 [°C]
T_L : 작동유체 응축온도 [°C]
T_s : 열원 온도 [°C]
W : 동력 [kW]
W_{net} : 순생산동력 [kW]
x_b : 플래시 증발기 건도
ΔT_{pp} : 핀치포인트 온도차 [°C]
η : 등엔트로피 효율

† Corresponding Author, manhoe.kim@knu.ac.kr
Ⓒ 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

η_{th} : 열효율

하첨자

c : 냉각수
p : 펌프
s : 열원
t : 터빈
w : 작동유체

1. 서 론

유기랭킨사이클(Organic Rankine Cycle, ORC)은 기본적인 구성이 기존의 증기 랭킨 사이클과 같지만 작동유체로 비등점이 물보다 낮은 유기물질을 주로 사용하기 때문에 보다 낮은 열원 온도에서도 효과적으로 구동될 수 있다. 유기랭킨사이클은 또한 다양한 저등급의 열원을 사용할 수 있고 구조가 간단하며 신뢰성도 높으나, 작동유체와 운전조건의 선정이 시스템의 성능과 열효율은 물론 환경에도 큰 영향을 미치기 때문에 이에 대한 많은 연구가 수행되어 왔다.

Bao와 Zhao[1]는 ORC를 위한 작동유체와 팽창기의 선택에 관한 리뷰 연구를 보고하였으며 Lecompte 등[2]은 폐열 이용을 위한 ORC에 관한 리뷰 연구를 보고하였다. Drescher와 Bruggemann[3]은 고체 바이오 매스를 열원으로 하는 ORC에서 열역학적 해석을 통해 알킬벤젠 계열의 유체가 가장 적합한 것으로 보고하였다. Hung 등[4]은 열원의 온도가 매우 낮을 때 ORC의 특성을 조사하였으며, Delgado-Torres 등[5]은 ORC를 채용한 태양열 해수 담수화 플랜트에서 장치에서의 최적 운전 조건에 대해 연구하였다. Tchanche 등[6]은 태양열을 열원으로 하는 ORC에서 열효율뿐만 아니라 작동유체 종류에 따른 다양한 열역학적 특성을 조사하였다. Kim 등[7]은 ORC와 증기압축 냉동의 병합 생산 복합 사이클에 대한 열역학적 성능 특성에 대해 연구하였다.

ORC에서 내부 열교환기를 이용한 밀폐형 가열기나 터빈 추기를 이용한 개방형 가열기를 채용하면 시스템의 효율을 향상시킬 수 있다. Mago 등[8]은 터빈 추기를 이용한 개방형 재생 ORC는 기본 ORC에 비해 열효율이 높고 비가역성을 감소시킬 수 있음을 보고하였다. Desai와 Bandyohyay[9]는 개방형과 밀폐형 재생기가 모두 있는 ORC에 대해서 그리고 Meinel 등[10]은 2단터빈을 이용한 개방형 재생 ORC에 대해 연구하였다.

최근 들어 Ho 등[11,12]은 열원을 통해 작동 유체를 포화액까지 가열시킨 후 플래시 증발기를 통해 중간 압력까지 교축시켜 증기 부분만을 터빈에 공급해서 전기를 생산하는 새로운 사이클인유기플래시 사이클 (organic flash cycle, OFC)를 제안하였다. 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 있다. Lai와 Fisher[13]은 아로메이트, 실록산, 알칸 등을 작동유체로 하는 플래시 동력 사이클을 연구하였으며, Wang 등[14]은 OFC에서 열-일 변환 과정의 온도-열전달 선도와 인트랜시(entrasy) 손실을 해석하였다. Bombarda 등[15]은 최근에 제안된 OFC를 포함한 열-일 변환 기술들을 분석하였다. Lee 등[16]은 기본적인 OFC와 플래시 증발기 입구에서 교축팽창 대신 이상 팽창기(two-phase expander)를 채용한 수정 OFC, 그리고 ORC의 열역학적 성능을 비교하여 해석하였다.

그러나 OFC에 대한 연구는 아직까지 매우 부족한 실정이다. 본 논문에서는 기본 OFC에서 플래시 증발기를 나온 액체 상태의 작동유체를 교축시켜 터빈 출구의 증기와 혼합하는 대신 작동유체를 예열하는 수정 OFC를 제안하고 현열 형태의 저온 열원을 사용하는 시스템의 열역학적 성능을 해석하였다. 작동유체나 플래시 온도가 순생산 동력이나 열효율 등 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석하고 기본 OFC와 비교하여 논의하였다.

2. 시스템 해석

Fig. 1에서는 Ho 등[11]이 제안한 기본 OFC 플래시 사이클 (a)와 본 논문에서 제안하고 해석하고자 하는 수정 OFC (b)의 개략도를 보여준다. 기본 OFC에서는 플래시 증발기를 나온 액체 상태의 작동유체는 교축된 다음 터빈 출구에서 작동유체 증기와 혼합되어 응축기로 들어간다. 이에 비해 수정 OFC에서는 플래시 증발기를 나온 액체 상태의 작동유체는 가열기로 가는 작동유체를 예열시키며 시스템의 작동은 다음과 같다.

터빈을 나온 작동유체는 온도 T_C의 냉각수에 의해 냉각되어 온도 T_L의 포화액 상태로 응축기를 나오며 이때의 포화압력 P_L은 응축압력으로서 시스템의 저압이 된다(상태 1). 작동유체는 펌프1에서 플래시 압력 P_B까지 가압된 다음(상태 2), 플래시 증발기를 나온 액체 상태의 작동유체(상태 9)와 혼합된 다음(상태 3) 펌프 2로 가열기 압력까

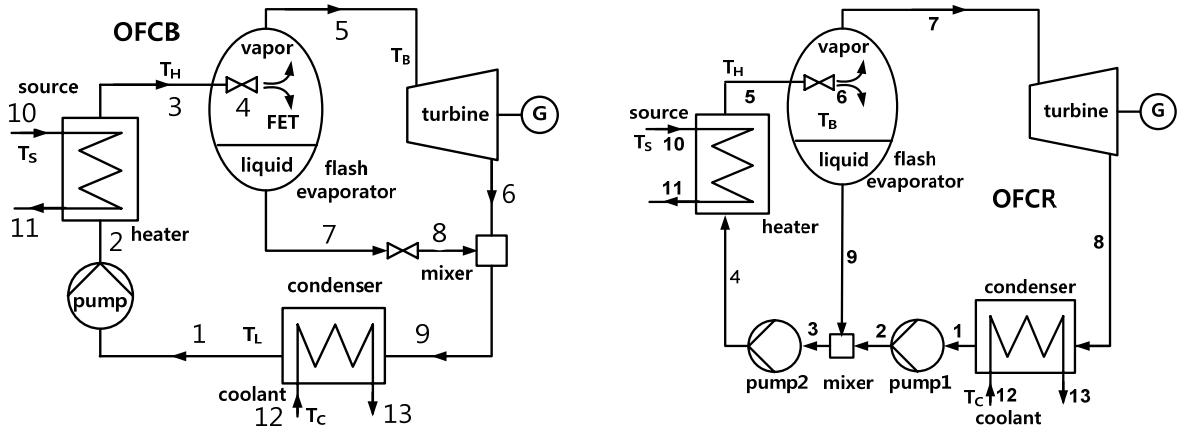

Fig. 1 Schematic diagrams of (a) original OFC and (b) modified OFC with regeneration of present work

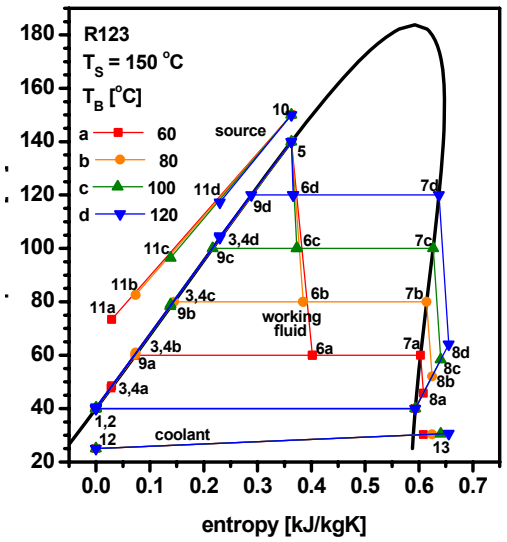

Fig. 2 Temperature-entropy diagram of the system

지 가압되어(상태 4) 가열기로 들어간다. 가열기에서 온도 T_S의 열원 유체를 통해 가열온도 T_H의 포화액 상태까지 가열된다(상태 5). 가열기에서 작동유체의 압력은 온도 T_H의 포화압력 P_H로서 시스템의 고압이 된다. 작동유체는 교축 팽창되어 (상태 6) 온도 T_B의 플래시 증발기에서 증기 부분 (상태 4)와 액체 부분 (상태 9)으로 분리된다. 플래시 증발기의 압력은 온도 T_B의 포화압력 P_B로서 시스템의 중간압력이 된다. 플래시 증발기의 증기 부분은 터빈에서 응축 압력까지 팽창된다(상태 5). Fig. 2에서는 기본적인 시스템 변수 조건에서 플래시 온도가 각각 60℃, 80℃, 100℃ 및 120℃ 일 때 시스템의 온도-엔트로피 선도를 보여준다.

본 연구에서는 펌프, 터빈 및 교축밸브를 제외한 요소에서 압력손실은 무시하며, 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각 η_p와 η_t로 일정하다고 가정한다. 또한 가열기와 응축기에서는 고온 및 저온 유체간 열전달 이외의 열손실은 무시하며, 고온 유체와 저온 유체의 최소 온도차는 핀치포인트 ΔT_{pp}로 운전된다고 가정한다.

열원유체의 질량유량이 m_s로 주어졌을 때 가열기에서의 작동유체의 질량유량 m_w와 냉각수의 질량유량 m_c는 가열기와 응축기에서의 에너지 균형 조건으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_w = m_s \frac{c_{ps}(T_{10} - T_{11})}{h_5 - h_4} \tag{1}$$

$$m_c = x_b m_w \frac{h_9 - h_1}{c_{pc}(T_{13} - T_{12})} \tag{2}$$

여기에서 x_b는 플래시 증발기에서 작동유체의 건도를 나타내며 가열기에서의 작동유체의 질량유량에 대한 터빈에서의 질량유량의 비와 같다.

가열기에서의 유입열량을 Q_s, 응축기에서의 방출열량을 Q_c, 터빈 생산동력을 W_t, 펌프 소요동력을 W_p, 순생산동력을 W_{net}, 열효율을 η_{th}라 하면 이들은 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_s = m_w(h_5 - h_4) \tag{3}$$

$$Q_c = x_b m_w(h_8 - h_1) \tag{4}$$

$$W_t = x_b m_w(h_7 - h_8) \tag{5}$$

$$W_p = x_b m_w(h_2 - h_1) + m_w(h_4 - h_3) \tag{6}$$

$$W_{net} = W_t - W_p \tag{7}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_s} \tag{8}$$

본 연구에서는Patel-Teja의 상태방정식을 이용하여 작동유체의 열역학 상태량을 계산한다.[17,18]

3. 결과 및 토의

본 논문에서 열원유체는 질량유량이 m_s = 1 kg/s인 물이라 가정하고 작동유체는 임계온도 순으로 R134a, R152a, 프로판, 이소부탄, 부탄, R245fa, 이소펜탄, R123 및 옥실렌의 아홉 종류를 고려한다. 작동유체의 분자량, 임계온도, 임계압력 및 이심인자 등 기본적인 열역학 데이터는 Table 1에 주어진다.[19] 시스템의 주요 변수 값들은 비교를 위하여 참고문헌 (16)과 같은 기본값으로서 T_s = 150℃, T_L = 40℃, T_c = 25℃, ΔT_{pp} = 10℃, η_p = 80%, η_t = 80%을 사용한다. 가열기에서 작동유체는액체 상태를 유지하며 가열되어 출구에서는 가열온도 T_H의 포화액이라 설정하였으므로 가열온도는 작동유체의 임계온도보다 낮아야 하며 또 임계영역은 피하는 것이 바람직하다. 그리하여 본 논문에서는 가열온도 T_H를 다음과 같이 설정한다.[16]

$$T_H = \min(T_s - 15, T_{cr} - 5), \quad ℃ \tag{9}$$

Fig. 3에서는 플래시 온도 변화에 따른 가열기에서의 작동유체의 질량유량 m_w의 변화를 보여준다. 엑서지 효율의 변화를 보여준다. 부탄, R245fa, 이소펜탄, R123 및 옥실렌 등 임계온도가 상대적으로 높은 작동유체들은 주어진 가열온도에 대해서 플래시 온도가 변해도 작동유체의 질량유량은 거의 일정하게 유지되지만 R134a, R152a, 프로판 및 이소부탄 등 임계온도가 상대적으로 낮은 물질들은 플래시 온도가 상승함에 따라 질량유량이 증가하며 상한값이 존재한다. 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. 플래시 온도가 올라가면 플래시 증발기에서 건도가 감소하면서 액체의 질량유량이 증가하고 이에 따라 가열기에 들어오는 작동유체의 온도도 올라간다. 작동유체의 임계온도가 상대적으로 높은 경우에는 가열기에서 작동유체는 액체상태를 유지하면서 고온유체와 저온유체 모두 선형적인 온도분포를 보인다. 이에 따라 가열기에서 작동유체의 입구온도가 상승하는 만큼 열원유체의 출구온도도 같이 상승하기 때문에 식 (1)에서 알 수 있듯이 질량유량이 일정하게 유지된다. 그러나 작동유체의 임계온도가 상대적으로 낮으면 가열기 출구에서 작동유체는 임계영역에 가까워지면서 온도에 따른 엔탈피의 비선형 현상이 현저해진다. 이에 따라 플래시 온도의 상승에 따라 열원유체의 온도 감소폭보다 가열기 입출구에서 작동

Table 1 Basic data for the working fluids

Substance	M(g/mol)	T_{cr}(℃)	P_{cr}(MPa)	ω
R134a	102.031	106.85	3.690	0.239
R152a	66.051	113.45	4.499	0.263
propane	44.096	123.67	4.249	0.152
isobutane	58.123	134.99	3.648	0.177
butane	58.123	152.03	3.797	0.199
R245fa	134.048	154.05	3.640	0.3724
R123	136.467	183.75	3.674	0.282
isopentane	72.150	187.28	3.381	0.228
o-xylene	106.167	357.22	3.734	0.313

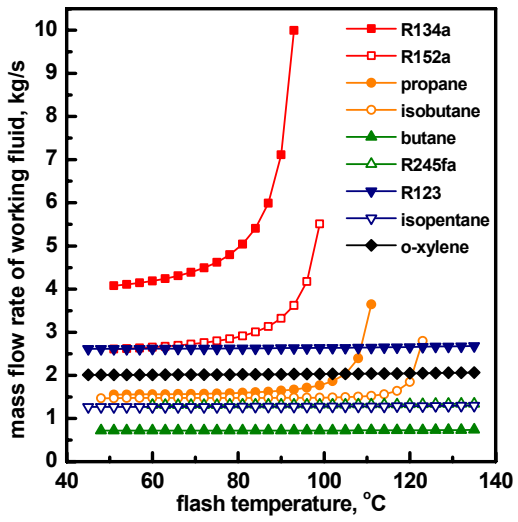

Fig. 3 Mass flow rate of working fluid at heater as a function of flash temperature for various working fluids

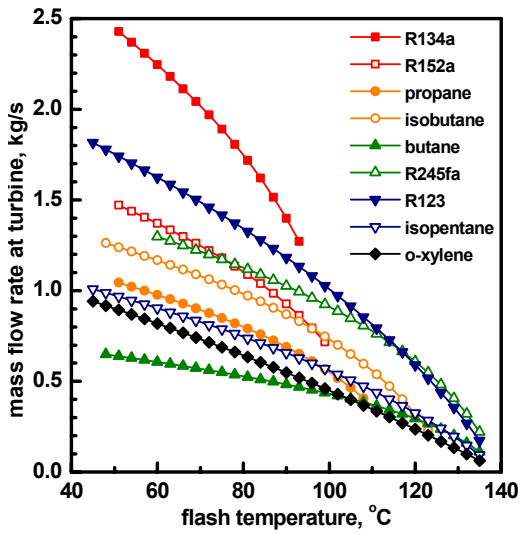

Fig. 4 Mass flow rate of working fluid at turbine as a function of flash temperature for various working fluids

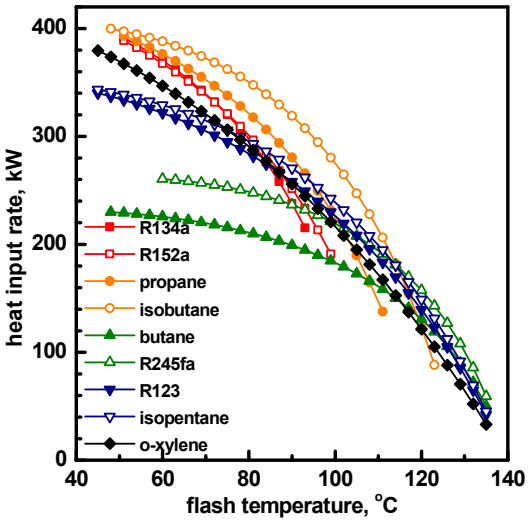

Fig. 5 Heat input rate as a function of flash temperature for various working fluids

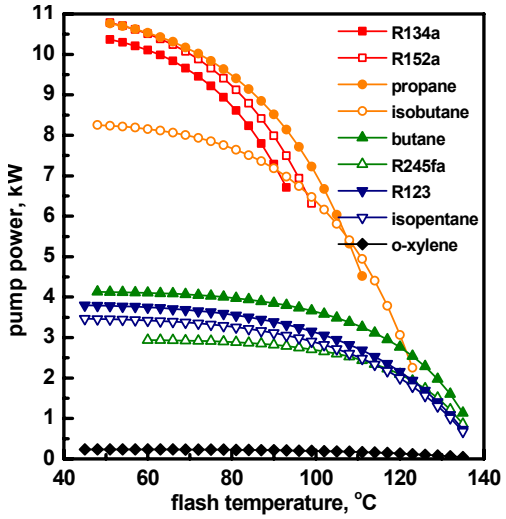

Fig. 6 Pump power as a function of flash temperature for various working fluids

유체의 비엔탈피 차의 감소폭이 작아지면서 질량유량이 증가하여 플래시 온도가 가열온도에 도달하면 플래시가 불가능해지면서 질량유량의 상한값에 도달하게 된다.

Fig. 4에서는 플래시 온도 변화에 따른 터빈에서의 질량유량의 변화를 보여준다. 터빈 질량유량은 플래시 온도가 증가함에 따라 모든 작동유체에서 감소한다. 특히 R134a, R152a, 프로판 및 이소부탄 등 임계온도가 상대적으로 낮은 물질들의 경우에 플래시 온도가 증가함에 따라 가열기에서 작동유체의 질량유량은 증가하나 플래시 증발기에서 건도의 감소 정도가 더 커서 결과적으로 터빈 질량유량이 감소하게 된다. 동일한 플래시 온도에서는 터빈 질량유량은 R134a의 경우가 가장 크고 부탄의 경우가 가장 작다.

Fig. 5에서는 플래시 온도 변화에 따른 시스템 유입열의 변화를 보여준다. 유입열도 플래시 온도가 증가함에 따라 모든 작동유체에서 감소하며, 이는 플래시 온도가 높아질수록 작동유체를 예열시키는 플래시 증발기의 액체 부분의 질량유량도 증가하고 온도도 높아지기 때문이다. 동일한 플래시 온도에서 유입열은 이소부탄의 경우가 가장 크고 부탄의 경우가 가장 작다.

Fig. 6에서는 플래시 온도 변화에 따른 펌프 소요동력의 변화를 보여준다. 펌프의 소요동력은 펌프 1과 펌프 2의 소요동력의 합으로 결정된다. 플래시 온도가 증가하면 Fig. 3과 Fig. 4에서 보듯이 펌프 1에서의 질량유량은 감소하고 펌프 2에서의 질량유량은 증가한다. 하지만 플래시 온도의 증가에 따라 플래시 압력도 상승하기 때문에 펌프 1에

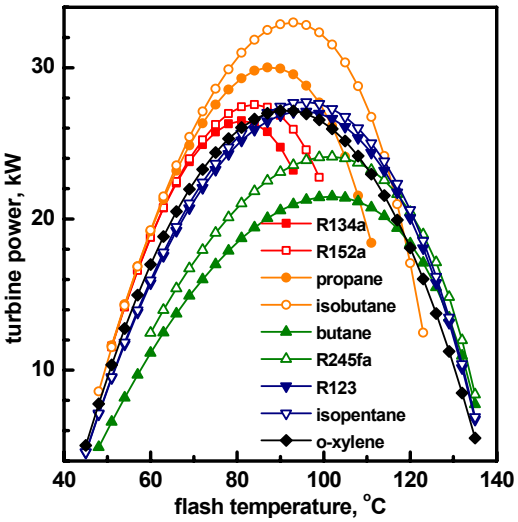

Fig. 7 Turbine power as a function of flash temperature for various working fluids

서의 압력차는 증가하고 펌프 2에서의 압력차는 감소하므로 단위질량당 펌프소요동력은 펌프 1에서는 증가하고 펌프 2에서는 감소한다. 결과적으로 펌프 1의 소요동력은 증가하고 펌프 2의 소요동력은 감소하는데 유량이 적은 펌프 1의 소요동력의 증가 정도보다 유량이 많은 펌프 2의 소요동력의 감소 정도가 커서 플래시 온도가 높아짐에 따라 전체 펌프소요동력은 감소하게 된다. 동일한 플래시 온도 조건에서 펌프 소요 동력은 프로판, R152a, R134a의 경우에 크고 옥실렌의 경우 매우 작다.

Fig. 7과 Fig. 8에서는 플래시 온도의 변화에 따른 시스템의 터빈 생산 동력과 순 생산동력의 변

화를 각각 보여준다. 터빈 생산동력과 순 생산동력은 둘다 플래시 온도의 증가에 따라 증가하다가 감소하여 플래시 온도에 대해 최대값을 갖는다. 이는 플래시 온도가 증가함에 따라 터빈에서의 압력비가 커져서 작동유체 단위질량당 터빈 생산일은 증가하지만 한편으로는 플래시 온도에 따라 터빈에서의 질량유량이 감소하기 때문이다. 터빈 생산동력은 이소부탄과 프로판의 경우가 가장 크며 부탄과 R245fa의 경우가 가장 작다. 시스템 순 생산동력은 옥실렌과 이소부탄의 경우가 가장 큰 반면에 부탄과 R134a가 가장 작다.

Fig. 9에서는 플래시 온도의 변화에 따른 시스템의 열효율의 변화를 보여준다. 기본 OFC의 열효율은 플래시 온도에 대해 최대값을 가지나[16] 재생 시스템의 열효율은 플래시 온도가 높아짐에 따라 증가한다. 이는 열효율이 시스템 유입열에 대한 순생산동력의 비로 정의되는데 유입열은 플래시 온도에 따라 감소하는 반면에 순생산동력은 플래시 온도에 대해 최대값을 가지는데, 플래시 온도가 높아지면 시스템의 유입열의 감소가 지배적이기 때문이다. 동일한 플래시 온도에서 시스템의 열효율은 옥실렌, R123, 이소펜탄 등 임계온도가 높은 물질들이 높은 반면에 R134a, R152a 및 프로판 등 임계온도가 낮은 물질들이 낮다.

Fig. 10과 Fig. 11에서는 재생 OFC에 대한 시뮬

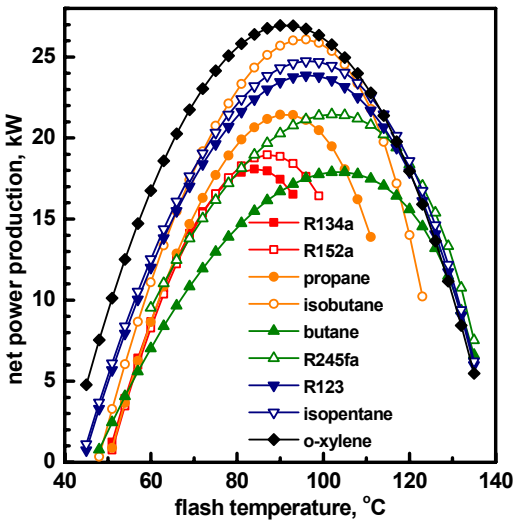

Fig. 8 Net power production as a function of flash temperature for various working fluids

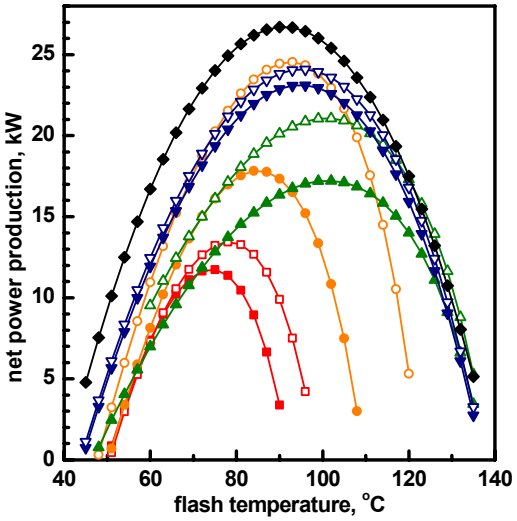

Fig. 10 Net power production of basic OFC as a function of flash temperature for various working fluids

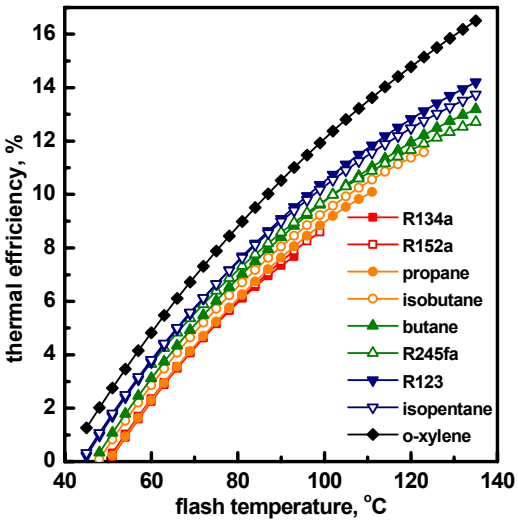

Fig. 9 Thermal efficiency as a function of flash temperature for various working fluids

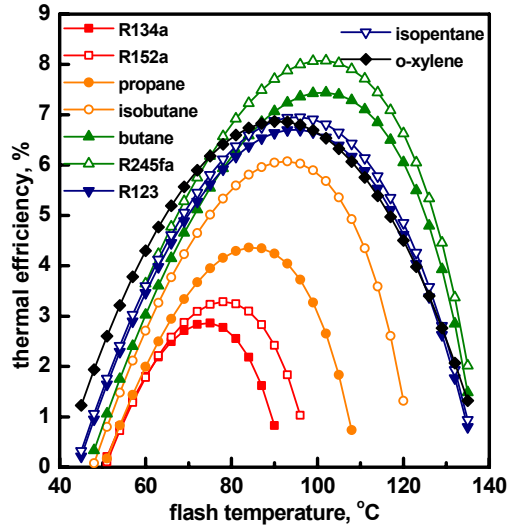

Fig. 11 Thermal efficiency of basic OFC as a function of flash temperature for various working fluids

레이션 조건과 같은 조건에서 플래시 온도의 변화에 따른 기본 OFC의 순생산동력 및 열효율의 변화를 각각 보여준다. 기본 OFC의 순생산동력은 재생 OFC와 마찬가지로 플래시 온도에 대해 최대값을 가지며 옥실렌과 이소부탄의 경우가 가장 크다. R134a, R152a, 프로판 및 이소부탄 등 상대적으로 임계온도가 낮은 작동유체들의 경우에는 재생 OFC가 기본 OFC보다 순생산동력이 크고, 이들보다 임계온도가 높은 작동유체들의 경우에는 두 사이클에서 순생산동력이 서로 비슷하다. 한편 열효율은 재생 OFC의 경우에는 플래시 온도에 따라 증가하지만 기본 OFC의 경우에는 플래시 온도에 대해 최대값을 갖는다. 이는 두 사이클 모두 순생산동력은 플래시 온도에 대해 최대값을 갖는 반면에 시스템 유입열은 기본 OFC의 경우에는 플래시 온도에 무관하게 일정하지만 재생 OFC의 경우에는 플래시 온도의 상승에 따라 유입열이 감소하기 때문이다. 기본 OFC에서 시스템 열효율은 R245fa와 부탄의 경우 가장 높으며, 시스템의 열효율이 가장 높게 되는 작동유체는 기본 OFC와 재생 OFC에서 서로 다르다.

Ho 등은 고온의 저등급 열원(300 ºC)을 사용하고 임계온도가 상대적으로 높은 실록산이나 방향족 탄화수소 물질 등을 작동유체로 하는 시스템에서 엑서지 효율의 최적 해석을 통해 이중 플래시, 이단 팽창, 이상 팽창기 등을 이용한 수정된 OFC 사이클을 이용하면 기본 OFC보다 시스템의 열역학적 성능을 개선시킬 수 있다는 사실을 보였다.[12] 그런데 열원온도에 따라 최고의 성능을 보이는 사이클의 종류와 작동유체가 달라질 수 있으며,[16] 또한 열병합 발전 등 열교환기를 나온 열원유체의 추가적인 열역학적 과정이 있느냐 없느냐 (dumping vs. not dumping)에 따라 시스템의 성능 관점이 매우 달라지게 되므로 OFC의 실용화를 위해서는 보다 세밀한 열역학적 해석이 필요하다. 본 논문에서 제안한 재생 OFC는 단지 저가의 이단 펌프를 사용하기 때문에 고가의 설비들이 추가적으로 필요한 Ho 등의 수정 OFC 사이클들[12]에 비해 매우 단순하지만 기본 OFC의 열역학적 성능 특성을 상당히 개선시킬 수 있으며, 특히 열병합 생산 등의 경우에 유용할 것으로 기대된다.

4. 결 론

본 연구에서는 플래시 증발기의 액체를 이용한 재생 유기 플래시 사이클을 제안하고 저등급 현열 열원을 사용하는 시스템의 열역학적 성능 특성에 대해 해석하였으며 주요 내용은 다음과 같다.

(1) 재생 OFC의 시스템 유입열, 터빈에서 작동유체의 유량, 펌프 동력 등은 플래시 온도에 따라 감소한다.

(2) 기본OFC와 재생OFC 모두 시스템의 순생산동력은 플래시 온도에 대해 최고값을 가지며, 옥실렌과 이소부탄의 경우가 가장 큰 반면에 R134a과 R152a의 경우가 가장 작다.

(3) 기본OFC의 열효율은 플래시 온도에 대해 최대값을 가지며 R245fa와 부탄의 경우에 가장 높다. 반면에 재생OFC의 열효율은 플래시 온도의 상승에 따라 열효율이 높아지며, 옥실렌과 R123의 경우에 가장 높다.

(4) 재생 OFC는 기본 OFC에 비해 시스템의 유입열은 작으면서 순생산동력은 비슷하거나 크고 열효율이 더높다.

(5) 재생 OFC는 참고문헌 (12)의 수정 OFC 사이클들에 비해 간단하고 저가의 사이클 수정을 통해 기본 OFC의 열역학적 성능을 개선시킬 수 있는 잠재성이 있으며 특히 열병합 생산에 유리할 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 산업통상자원부의 재원으로 엔지니어링 개발연구센터의 지원을 받아 수행된 연구임(과제번호 : N0000990).

참고문헌
(References)

(1) Bao, J. and Zhao, L., 2013, “A Review of Working Fluid and Expander Selections for Organic Rankine cycle,” *Renew. Sustain. Energy Rev*., Vol. 24, pp. 325~342.

(2) Lecompte, S., Huisseune, H., van den Broek, M., Vanslambrouck, B. and De Paepe, N., 2015, “Review of Organic Rankine Cycle (ORC) Architectures for Waste Heat Recovery,” *Renew. Sustain. Energy Rev*., Vol. 47, pp. 448~461.

(3) Dresher, U. and Brueggemann, D., 2007, “Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in Biomass Power and Heat Plants,” *Appl. Therm. Eng*., Vol. 27, pp. 223~228.

(4) 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.

(5) Delgadotorres, A. and Garciarodriguez, L., 2007,

"Double Cascade Organic Rankine Cycle for Solar-driven Reverse Osmosis Desalination," *Desalination*, Vol. 216, pp. 306~313.
(6) Tchanche, B. F., Papadakis, G. and Frangoudakis, A., 2009, "Fluid Selection for a Low-temperature Solar Organic Rankine Cycle," *Applied Thermal Eng.*, Vol. 29, pp. 2468~2476.
(7) Kim, K. H. and Perez-Blanco, H., 2015, "Performance Analysis of a Combined Organic Rankine Cycle and Vapor Compression Cycle for Power and Refrigeration Cogeneration," *Appl. Therm. Eng.*, Vol. 91, pp. 964~974.
(8) Mago, P. J., Chamra, L. M., Srinivasan, K. and Somayaji, C., 2008, "An Examination of Regenerative Organic Rankine Cycles using Dry Fluids," *Appl. Therm. Eng*., Vol. 28, pp. 998~1007.
(9) Desai, N. B. and Bandyopadhyay, S., 2009, Process Integration of Organic Rankine Cycle," *Energy*, Vol. 34, pp. 1674-1686.
(10) Meinel, D., Wieland, C. and Spliethoff, H., 2014, "Effect and Comparison of Different Working Fluids on a Two-stage Organic Rankine Cycle (ORC) Concept," *Appl. Therm. Eng*., Vol. 63, pp. 246~253.
(11) Ho, T., Mao, S. S. and Greif, R., 2012, "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, pp. 213~223.
(12) Ho, T., Mao, S. S. and Greif, R., 2012, "Increased Power Production through Enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC)," *Energy*, Vol. 45, pp. 686~695.
(13) Lai, N. A. and Fischer, J., 2012, "Efficiencies of Power Flash Cycles," Energy, Vol. 44, pp. 1017~1027.
(14) Wang, W. H., Cheng, X. T. and Liang, X. G., 2015, "T-Q Diagram Analyses and Entransy Optimization of the Organic Flash Cycle (OFC)," *Science China*, Vol. 58, pp. 630~637.
(15) Bombarda, P., Gaia, M., Invernizzi, C. and Pietra, C., 2015, "Comparison of Enhanced Organic Rankine Cycles for Geothermal Power Units," *Proc. World Geothermal Congress 2015*, Melbourne, Australia, 19~25.
(16) Lee, H. Y., Park, S. H. and Kim, K. H., 2016, "Comparative Analysis of Thermodynamic Performance and Optimization of Organic Flash Cycle (OFC) and Organic Rankine Cycle (ORC)," *Appl. Therm. Eng*., Vol. 100, pp. 680~690.
(17) Yang, T., Chen, G. J. and Gou, T. M., 1997, "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*., Vol. 67, pp. 27~36.
(18) Gao, J., Li, L. D. and Ru, S. G., 2004, "Vapor-liquid Equilibria Calculation for Asymmetric Systems using Patel-Teja Equation of State with a New Mixing Rule," *Fluid Phase Equil*., Vol. 224, pp. 213~219.
(19) Yaws C. L., 1999, "*Chemical Properties Handbook*," McGraw-Hill.