



저등급 열원 활용을 위한 유기플래시 사이클(OFC)과 칼리나 사이클의 성능 특성에 관한 연구

김경훈¹⁾ · 고흥종¹⁾ · 한철호^{2)*}

Study on the Performance Characteristics of the Organic Flash Cycle (OFC) and Kalina Cycle for Low-Grade Heat Sources

Kyoung Hoon Kim¹⁾ · Hyung Jong Ko²⁾ · Chul Ho Han^{3)*}

Received 9 October 2018 Revised 27 January 2019 Accepted 30 January 2019

ABSTRACT The organic flash cycle (OFC) was recently proposed as a vapor power cycle that could potentially improve the conversion efficiency of high and intermediate temperature sources in the form of sensible energy. In this paper, the thermodynamic performance of OFC was investigated theoretically and compared with the Kalina cycle system (KCS) for the recovery of low-grade heat sources. A thermodynamic performance assessment was carried out for the OFC and KCS for the recovery of low-grade heat sources. The effects of the working fluid, turbine inlet pressure, and mass fraction of ammonia on the system performance including power production and thermal efficiency were systematically investigated. The results showed that for a low-temperature heat source, the OFC did not show higher thermal efficiency than KCS but showed higher power production.

Key words Organic flash cycle(유기플래시 사이클), Kalina cycle(칼리나 사이클), Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Working fluid(작동유체), Low-grade heat source(저등급 열원)

Nomenclature

c_p : isobaric specific heat [kJ/kgK]

h : enthalpy [kJ/kg]

m : mass flow rate [kg/s]

P : pressure [bar]

P_B : turbine inlet pressure [bar]

P_H : heat exchanger pressure [bar]

P_L : condensation pressure [bar]

Q : heat transfer rate [kW]

s : entropy [kJ/kgK]

T : temperature [°C]

T_c : coolant temperature [°C]

T_{cr} : critical temperature [°C]

T_H : temperature at heat exchanger exit [°C]

T_L : condensation temperature [°C]

T_S : source temperature [°C]

1) Professor, Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology

2) Professor, Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology

*Corresponding author: chhan@kumoh.ac.kr

Tel: +82-54-478-7393

Fax: +82-54-478-7319

- W_{net} : net power [kW]
- x_b : basic ammonia mass fraction
- ΔT_{pp} : pinch temperature difference [°C]
- η : isentropic efficiency
- η_{th} : thermal efficiency

Subscript

- c : coolant
- p : pump
- s : source
- t : turbine

1. 서론

태양열, 지열, 산업 폐열 등 저등급 열원은 현열 에너지 형태의 저온 열원으로서 전기 등 보다 유용한 에너지 형태로 전환시키는 데 있어 유기랭킨 사이클(Organic rankine cycle, ORC)과 칼리나 사이클(Kalina cycle system, KCS)은 가장 효율적인 시스템 중 하나들로 인정받고 있다^[1].

칼리나 사이클은 전통적인 스팀 랭킨 사이클의 대안으로 1984년에 도입되었으며 그 후 칼리나 사이클에 대한 많은 연구가 수행되어 왔으며 다양한 분야에 다양한 변형이 제안되어 왔다^[2]. 칼리나 사이클은 순수한 물 대신 암모니아와 물의 비공비 혼합물(zeotropic mixture)을 작동유체로 사용한다. 암모니아-물 혼합물은 현열 형태의 저등급 열원

을 사용하는 열교환기에서 온도차의 불일치를 완화시켜 엑서지 파괴를 줄이고 시스템의 변환 효율을 높일 수 있다^[3]. 또한 암모니아 농도를 변화시킴으로써 다양한 분야에 응용될 수 있는 등 많은 장점들을 가지고 있다^[4~5].

ORC는 구조가 단순하고 신뢰성이 높으며 주어진 작업 조건에서 적절한 작동유체를 선택함으로써 시스템 효율을 최적화 할 수 있는 등 많은 장점이 있다^[6~7]. 그러나 열원유체와 열교환 과정에서 온도차의 불균형과 엑서지 파괴가 크다는 문제점이 있다. 유기플래시 사이클(Organic Flash Cycle, OFC)은 열교환기에서 작동유체가 포화액이 되도록 가열하고 교축 팽창하여 발생한 증기로 터빈을 구동하는 사이클로서 2012년에 제안되었다^[8~9]. 이 사이클에서는 열교환기에서 작동유체가 액체 상태를 유지하기 때문에 높은 열관류율과 균일한 온도차로 인해 저등급 열원의 변환에 있어서 많은 잠재성을 가지고 있다^[10~11].

OFC는 본래 중고온의 열원을 변환하기 위해 개발되었으나 본 연구에서는 150°C의 저온 열원을 사용할 때 OFC와 칼리나 사이클(KCS-11)의 열역학적 성능 특성을 해석하고자 한다. 작동 유체, 터빈입구압력 및 암모니아 농도 등 시스템 변수의 변화가 시스템 출력이나 열효율 등 시스템의 성능에 미치는 영향을 분석한다.

2. 시스템 해석

Fig. 1에서는 (a)OFC와 (b)KCS (KCS-11)의 구성도를 보여준다. OFC는 열교환기, 플래시 증발기(Flash evaporator),

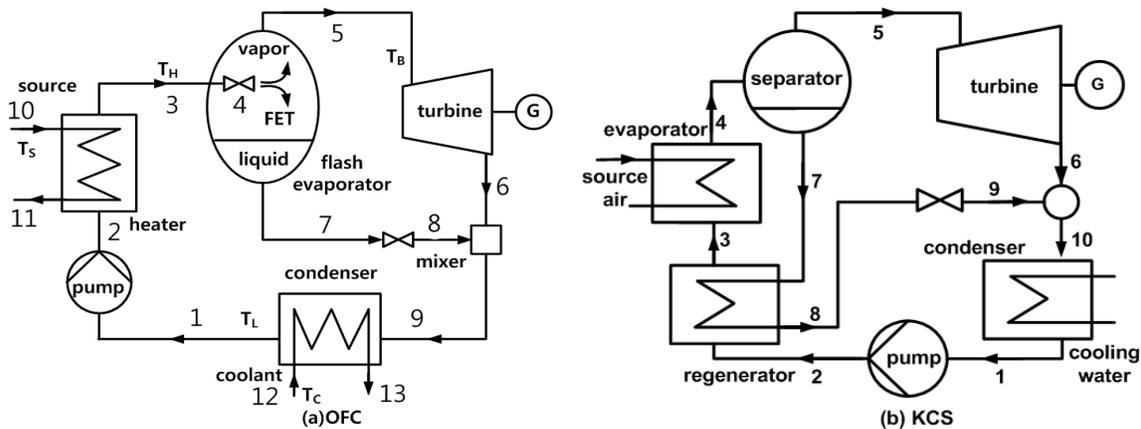


Fig. 1. Schematic diagrams of (a) OFC and (b) KCS

터빈, 팽창밸브, 응축기 및 펌프로 구성되며, KCS는 증발기, 분리기, 터빈, 팽창밸브, 응축기, 펌프 및 재생기로 구성된다.

본 논문에서는 해석을 위해 다음과 같이 기본적인 가정을 한다^[5,10].

- 1) 시스템의 성능은 질량유량에 비례하고 흐름은 정상상태이며 모든 구성 요소가 절연되어 있다.
- 2) 열원 유체는 온도 T_s , 비열 c_{ps} , 질량유량 m_s 의 현열 에너지 형태로 공급된다.
- 3) 펌프, 터빈 및 팽창밸브를 제외한 요소에서 압력변화는 무시한다.
- 4) 응축기 출구와 OFC의 열교환기 출구에서 작동유체는 포화액 상태이다.
- 5) 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 일정하다.
- 6) 모든 열교환기는 고온과 저온 유체간 최소온도차가 핀치 포인트 온도차 ΔT_{pp} 가 되도록 운전된다.

OFC에서 작동유체는 온도 T_L 의 포화액 상태로 응축기를 나온다(상태1). 이때 포화압력 P_L 은 응축기 압력으로서 시스템의 저압이 된다. 펌프에서 작동유체는 열교환기 압력까지 가압되고(상태2) 열교환기로 들어간다. 작동유체는 열교환기에서 열원 유체를 통해 온도 T_H 의 포화액 상태까지 가열된다(상태3). 작동유체는 터빈입구압력 P_B 의 플래시 증발기에서 교축팽창되어(상태4), 포화증기(상태5)와 포화액(상태7)으로 분리된다. 증기 상태의 작동유체는 응축기 압력까지 팽창하면서 동력을 생산한다(상태6). 플래시 증발기에서 나온 액체는 응축기 압력까지 교축팽창된 다음(상태8) 터빈 출구의 유체와 혼합되어 응축기로 들어간다(상태9).

KCS에서 암모니아 농도 x_b 의 작동유체는 온도 T_L 의 포화액 상태로 응축기를 나오며 이때 포화압력 P_L 은 응축기 압력으로서 시스템의 저압이 된다(상태1). 펌프에서 작동유체는 터빈입구압력 P_H 로 가압되고(상태2) 재생기를 통해 예열되어 증발기에 들어간다(상태3). 작동유체는 증발기에서 열원 유체를 통해 온도 T_H 로 가열된 다음(상태4) 분리기에서 포화증기(상태5)와 포화액(상태7)으로 분리된다. 증기 상태의 작동유체는 응축기 압력까지 팽창하면서 동력을 생산한다(상태6). 분리기에서 나온 액체는 재생기에서 증발기로 가는 작동유체를 예열시키고(상태8) 응축기 압력까지

교축팽창된 다음(상태9) 터빈 출구의 유체와 혼합되어 응축기로 들어간다(상태10).

OFC에 있어서 열원유체의 출구온도 T_{11} 은 핀치 온도차 조건으로 정해지며 열교환기와 터빈 및 팽창밸브에서 작동유체의 질량유량 m_3 , m_5 및 m_7 은 질량 및 에너지 보존식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$m_3 = \frac{m_s c_{ps} (T_{10} - T_{11})}{h_3 - h_2} \quad (1)$$

$$\frac{m_5}{m_3} = \frac{h_4 - h_7}{h_5 - h_7} \quad (2)$$

$$m_7 = m_3 - m_5 \quad (3)$$

시스템 유입열, 터빈 출력 및 펌프 동력 Q_s , W_t 및 W_p 는 다음과 같이 구한다.

$$Q_s = m_3(h_3 - h_2) \quad (4)$$

$$W_t = m_5(h_5 - h_6) \quad (5)$$

$$W_p = m_3(h_1 - h_9) \quad (6)$$

칼리나 사이클에서도 OFC의 경우와 마찬가지로 질량유량과 물리양들을 구할 수 있으며 재생기에서의 열전달은 다음과 같이 구한다.

$$Q_r = m_2(h_3 - h_2) = m_7(h_7 - h_8) \quad (7)$$

시스템 출력 W_{net} 및 열효율 η_{th} 는 다음과 같이 구한다.

$$W_{net} = W_t - W_p \quad (8)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (9)$$

본 논문의 OFC에서는 프로판, 이소부탄, 부탄, R245fa, R123 및 이소펜탄의 여섯 가지 작동유체를 고려한다. 작동유체의 열역학적 상태량 계산은 Patel-Teja 방정식에 의

Table 1. Basic thermodynamic data of working fluids

Substance	M (kg/kmol)	T _{cr} (°C)	P _{cr} (bar)	ω
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

하며^[12], 작동유체의 기본적인 열역학적 데이터는 Table 1에 주어진다^[13]. 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량 계산은 Xu-Goswami^[14] 방법을 따른다^[5].

3. 결과 및 토의

본 논문에서 열원유체는 온도 $T_s = 150^\circ\text{C}$, 질량유량 $m_s = 1\text{kg/s}$ 의 물이라고 가정하며 해석에 사용된 기본 데이터는 다음과 같다: 응축온도 $T_L = 40^\circ\text{C}$, 냉각수 온도 $T_C = 25^\circ\text{C}$, 핀치온도차 $\Delta T_{pp} = 8^\circ\text{C}$, 펌프 효율 $\eta_p = 0.8$, 터빈 효율 $\eta_t = 0.8$. 암모니아 농도는 $x_b = 10\%$ 부터 10% 간격으로 60% 까지 고려한다. 전형적인 경우로서 OFC에서 냉매가 R245fa이고 터빈입구압력이 5, 10, 15 bar인 경우와 KCS에서 암모니아 농도가 40% 이고 터빈입구압력이 10, 15, 20 bar인 경우에 온도-엔트로피 선도가 Fig. 2와 Fig. 3에 각각 보

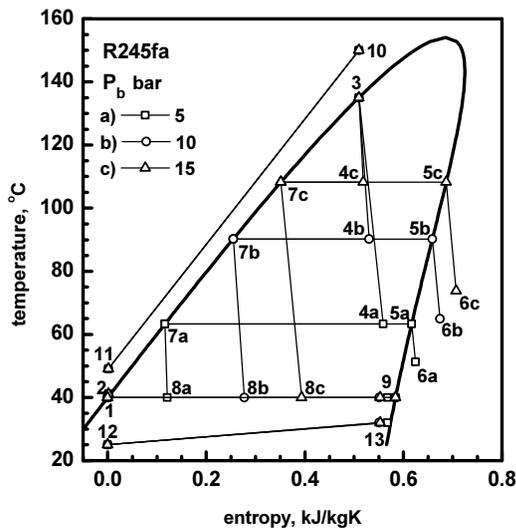


Fig. 2. Temperature-entropy diagram for OFC

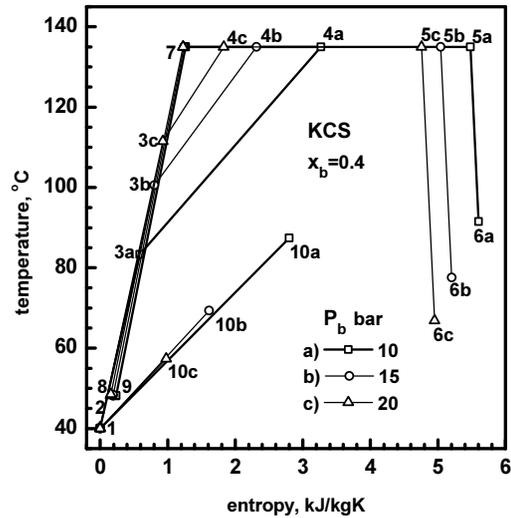


Fig. 3. Temperature-entropy diagram for KCS

여진다. OFC와 OFC의 열교환기 출구에서 작동유체 포화액의 온도 T_H 는 작동유체의 임계온도와의 차이가 작아지면 작동유체의 열역학적 성능 변화가 크고 포화액 엔탈피-온도의 비선형 영향으로 인한 핀치포인트 발생 변화로 시스템 성능 특성이 불안정하기 때문에 다음과 같이 설정한다^[10].

$$T_H = \min(T_{cr} - 10, T_s - 15) \quad (10)$$

Fig. 4에서는 칼리나 사이클에서 터빈입구압력에 따른

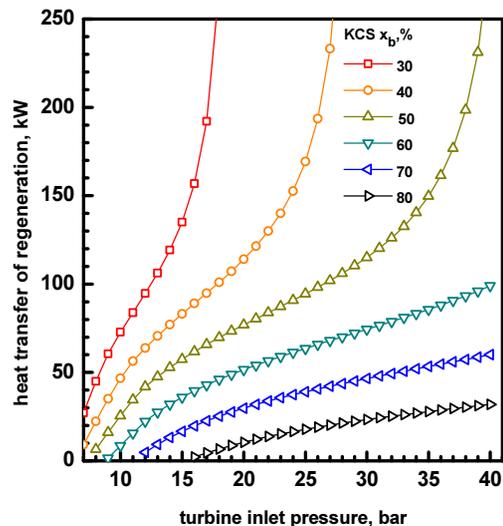


Fig. 4. Effects of turbine inlet pressure on the regeneration heat transfer in KCS

재생기 열전달의 변화를 보여준다. 재생기 열전달은 터빈 입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아질수록 증가하는데, 이는 작동유체의 건도가 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아질수록 분리기에서 작동유체의 건도가 낮아지면서 재생에 사용될 액체의 질량이 증가하기 때문이다.

Fig. 5에서는 터빈입구압력에 따른 비열입열, 즉 작동유체 단위질량당 유입열의 변화를 보여준다. 칼리나 사이클에서 비열유입량은 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아질수록 감소하는데, 이는 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아질수록 재생 열전달이 커져서 열교환기 입구에서 작동유체의 온도가 높아지기 때문이다. OFC에서는 비열유입량은 터빈입구압력과 무관하기 때문에 일정하며, 부탄의 경우가 가장 크고 R123의 경우가 가장 작다.

Fig. 6에서는 터빈입구압력에 따른 열교환기에 있어서 작동유체의 질량유량의 변화를 보여준다. 칼리나 사이클에서 질량유량은 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아지면 증가하는데 이는 비열유입량이 감소하기 때문이다. OFC에서 열교환기 질량유량은 터빈입구압력과 무관해서 일정하며, 칼리나 사이클에 비해 유량이 훨씬 크다. 비열유입량과 반대로 R123의 경우가 가장 크고 부탄의 경우가 가장 작다.

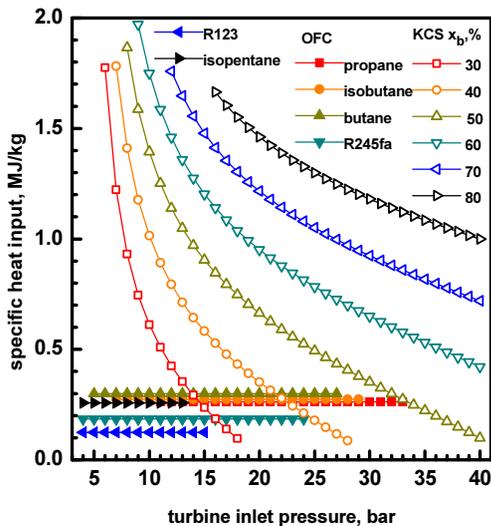


Fig. 5. Effects of turbine inlet pressure on the specific heat input in OFC and KCS

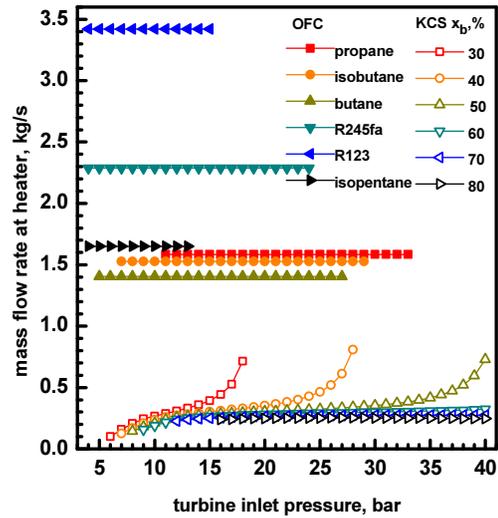


Fig. 6. Effects of turbine inlet pressure on the mass flow rate in OFC and KCS

Fig. 7에서는 터빈입구압력에 따른 터빈에 있어서 작동유체의 질량유량의 변화를 보여준다. 칼리나 사이클에서 질량유량은 터빈입구압력이 높아짐에 따라 암모니아 농도가 70% 이하에서는 증가하다가 감소하여 최대값을 갖지만 암모니아 농도가 그 이상에서는 단순 감소한다. 또한 주어진 터빈입구압력에서 질량유량은 암모니아 농도가 높아질수록 증가한다. OFC에서 터빈 질량유량은 터빈입구압력이 증가함에 따라 플래시 증발기에서 작동유체의 건도가 나자짐에 따라 감소하며, 칼리나 사이클에 비해 유량이 훨씬

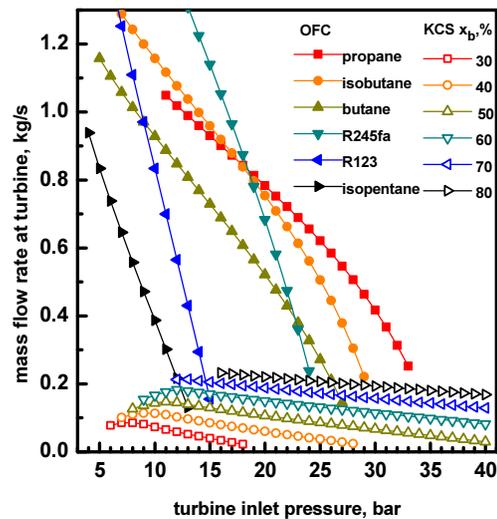


Fig. 7. Effects of turbine inlet pressure on the mass flow rate at turbine in OFC and KCS

크다. 터빈 질량유량은 터빈입구압력이 19 bar 이하에서는 R245fa의 경우가 가장 크고 그 이상에서는 프로판의 경우가 가장 크며, 작동유체가 이소펜탄인 경우에 질량유량이 가장 작다.

Fig. 8에서는 터빈입구압력에 따른 터빈에서의 비생산 일, 즉 터빈을 지나는 작동유체의 단위질량당 터빈일의 변화를 보여준다. 비생산일은 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아지면 증가하는데, 이는 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아짐에 따라 터빈의 압력 비와 열낙차가 커지기 때문이다. OFC에서도 터빈입구압력이 높아지면 터빈의 압력비와 열낙차가 커지기 때문에 터빈입구압력이 높아짐에 따라 비생산일도 증가한다. 비터빈일은 이소펜타의 경우가 가장 크지만, 터빈입구압력 증가에 따라 칼리나 사이클의 경우가 OFC에 비해 더 커진다.

Fig. 9에서는 터빈입구압력에 따른 시스템 유입열의 변화를 보여준다. 시스템 유입열은 질량유량과 비유입열의 곱이고 칼리나 사이클에서 터빈입구압력이 증가하거나 암모니아 농도가 감소하면 비유입열은 감소하고 질량유량은 증가하나 비유입열의 변화가 더 크다. 따라서 농도가 10%와 20%이고 터빈입구압력이 10bar 미만에서는 유입열이 터빈입구압력에 대해 증가하지만 그 외영역에서는 터빈입구압력이 높아짐에 따라 감소하고, 암모니아 농도가 높아짐에 따라 항상 증가한다. OFC에서 시스템 유입열은 칼리

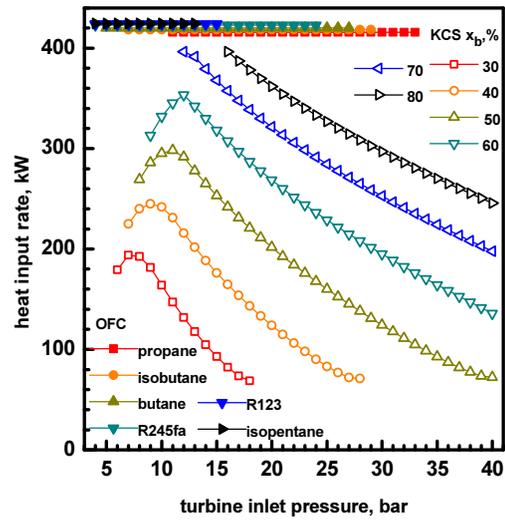


Fig. 9. Effects of turbine inlet pressure on the heat input rate in OFC and KCS

나 사이클에 비해 훨씬 크다. 이는 칼리나 사이클에서는 재생으로 인해 열교환기 입구의 작동유체 온도가 높고 이에 따라 열원유체 출구온도도 높아지기 때문이다.

Fig. 10에서는 터빈입구압력에 따른 시스템 출력의 변화를 보여준다. 칼리나 사이클에서 시스템 출력은 터빈입구압력에 대해 최대값을 가지며, 출력이 최대가 되는 최적의 터빈입구압력은 암모니아 농도에 따라 증가하지만 최대 출력은 약 10kW로 큰 차이가 없다. OFC에서도 시스템 출력은 터빈입구압력에 대해 최대값을 가지며, 출력이 최대가

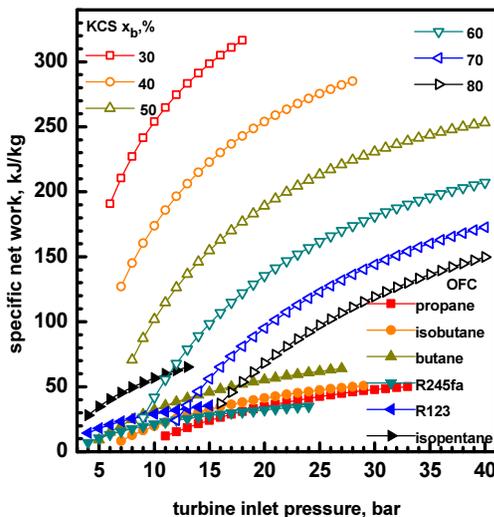


Fig. 8. Effects of turbine inlet pressure on the specific net work in OFC and KCS

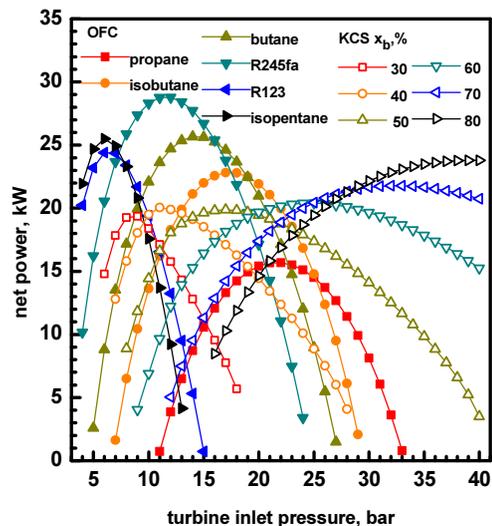


Fig. 10. Effects of turbine inlet pressure on the net power in OFC and KCS

되는 최적의 터빈입구압력은 대체적으로 작동유체의 임계 온도가 높아질수록 낮아진다. OFC에서 시스템 최대 출력은 작동유체의 열역학 성질이나 터빈의 압력비 등 여러 가지 시스템 변수들의 영향을 받는다. 그런데 OFC에서는 열교환기에서 작동유체를 포화액까지 가열한 다음 팽창시키기 때문에 특히 열원 온도와 작동유체의 임계온도와의 관계가 중요하다. 시스템 최대출력은 작동유체의 임계온도가 높아질수록 증가해서 작동유체가 R245fa일 때 최대값 29 kW에 도달하고 R123, 이소펜탄으로 임계온도가 높아지면 최대출력은 다시 감소한다. 따라서 OFC는 주어진 열원에 대해 최대 출력을 낼 수 있는 최적의 작동유체 물질이 존재하며, 열원온도가 150°C의 저온 열원에서 칼리나 사이클에 비해 큰 최대 출력을 생산할 수 있다. 따라서 OFC는 열교환기에서 배출된 열원 유체를 열병합 등 추가적인 열역학적 과정에 사용하지 않는 경우 경쟁력이 있다고 할 수 있다.

Fig. 11에서는 터빈입구압력에 따른 시스템의 열효율의 변화를 보여준다. 시스템의 열효율은 유입열에 대한 출력의 비로 정의된다. OFC에서는 시스템 유입열이 터빈입구압력에 무관하게 일정하기 때문에 시스템 유입열과 열효율이 비례한다. 하지만 칼리나 사이클에서 유입열은 대부분의 영역에서 터빈입구압력에 따라 감소하기 때문에 열효율이 최대가 되는 터빈입구압력의 최적값은 출력에 대한 최적값보다 크게 된다. OFC의 최대 열효율은 작동유체가 R245fa이고

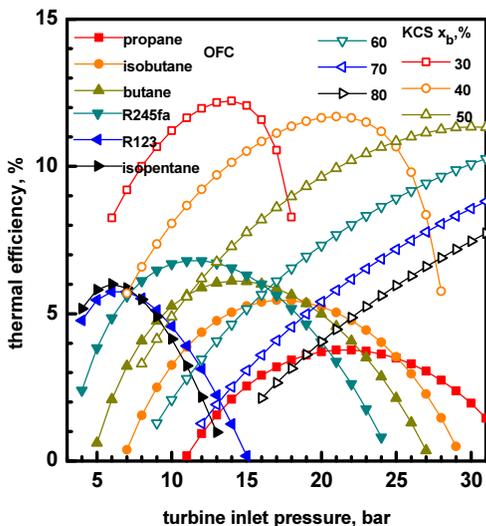


Fig. 11. Effects of turbine inlet pressure on the thermal efficiency in OFC and KCS

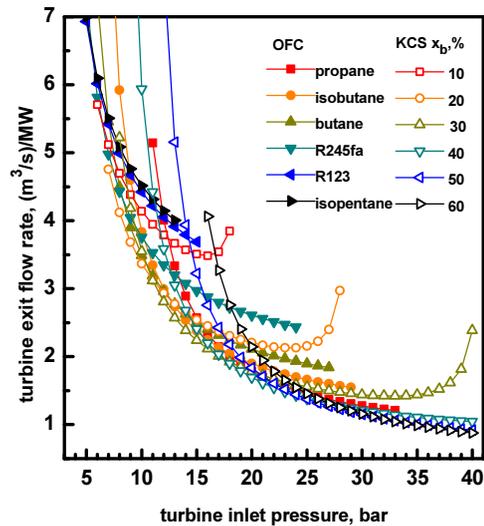


Fig. 12. Effects of turbine inlet pressure on the turbine-exit flow rate in OFC and KCS

터빈입구압력이 12 bar일 때 약 6.8%로서 암모니아 농도가 30%일 때 최대 열효율이 약 12.2%가 되는 칼리나 사이클에 비해 낮다.

Fig. 12에서는 터빈입구압력에 따른 터빈출구에서의 비체적유량, 즉 1MW의 출력을 내기 위해 필요한 체적유량의 변화를 보여주며, 이러한 비체적유량은 터빈의 크기와 투자 비용과 관계된다. 칼리나 사이클에서 비체적유량은 터빈입구압력에 대해 최소값을 가지며, 암모니아 농도가 높아짐에 따라 최소 비체적유량과 해당 터빈출구압력은 작아진다. 칼리나 사이클은 OFC에 비해 터빈입구압력에 따른 비체적유량의 변화가 크다.

4. 결론

본 논문은 150°C의 저온 열원을 사용하는 유기플래시 사이클(OFC)과 칼리나 사이클의 열역학적 성능을 비교 분석하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 칼리나 사이클에서 터빈입구압력이 높아지거나 암모니아 농도가 낮아질수록 시스템의 유입열은 감소하고 작동유체의 질량유량은 증가한다. OFC는 칼리나 사이클에 비해 작동유체의 질량유량과 시스템 유입열이 크다.

- 2) 칼리나 사이클과 OFC 모두에서 시스템 출력은 터빈 입구압력에 대해 최대값을 갖는다. 칼리나 사이클에서는 최대 출력이 약 10kW인데, OFC에서는 출력이 최대가 되는 작동유체가 존재하고 R245fa의 경우 최대 출력이 약 29 kW로서 칼리나 사이클에 비해 훨씬 크다.
- 3) 칼리나 사이클과 OFC 모두에서 시스템 열효율도 터빈입구압력에 대해 최대값을 갖는다. 칼리나 사이클에서는 최고 효율이 약 8.3%인데, OFC에서는 열효율이 최고가 되는 작동유체가 존재하고 R245fa의 경우 최고 열효율이 약 6.8%로서 칼리나 사이클에 비해 낮다.
- 4) OFC는 당초 중고온 열원용으로 제시되었으나 저온 열원에서도 칼리나 사이클에 비해 열효율은 떨어지지만 출력은 더 크며 효율적인 저등급 열원 활용에 잠재성이 확인되었다.

감사의 글

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

References

- [1] Aguirre, M., Ibikunle, G., 2014, "Determinants of renewable energy growth: A global sample analysis", *Energy Policy*, **69**, 374-384.
- [2] Modi, A., Haglind, F., 2015, "Thermodynamic optimisation and analysis of four Kalina cycle layouts for high temperature applications", *App. Therm. Eng.*, **76**, 196-205.
- [3] Kim, K. H., Ko, H. J., Kim, K., 2014, "Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles", *Applied Energy*, **113**, 970-981.
- [4] Sun, F., Zhou, W., Ikegami, Y., Nakagami, K., Su, X., 2014, "Energy-exergy analysis and optimization of the solar-boasted Kalina cycle of the solar-boasted Kalina cycle system 11 (KCS-11)", *Renewable Energy*, **66**, 268-279.
- [5] Kim, K. H., Han, C. H., Kim, K., "Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles", *Thermochemical Acta*, **530**, 7-16.
- [6] Hung, T. C., Wang, S. K., Kuo, C. H., Pei, B. S., Tsai, K. F., 2010, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources", *Energy*, **35**, 1403-1411.
- [7] Ho, T., Mao, S. S., 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*, **42**, 213-223.
- [8] Ho, T., Mao, S. S., Greif, R., 2012, "Increased power production through enhancements to the Organic Flash Cycle (OFC)", *Energy*, Vol. 45, pp. 686-695.
- [9] Kim, K. H., Kim, M. H., 2016, "Thermodynamic Performance Analysis of Regenerative Organic Flash Cycle", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, **40**, 589-595.
- [10] Lee, H. Y., Park, S. H., Kim, K. H., 2016, "Comparative analysis of thermodynamic performance and optimization of organic flash cycle (OFC) and organic Rankine cycle (ORC)", *Appl. Therm. Eng.*, **100**, 680-690.
- [11] Kim, K. H., 2017, "Comparative exergy analysis of organic flash cycle with and without regeneration using low-grade heat source", *Int. J. Exergy*, **23**, 330-346.
- [12] Yang, T., Chen, G. J., 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. J.*, **67**, 27-36.
- [13] Yaws C. L., 1999, "Chemical properties handbook", McGraw-Hill.
- [14] Xu, F., Goswami, D. Y., 1999, "Thermodynamic properties of Ammonia-Water Mixtures for Power-Cycle Applications", *Energy*, **24**, 525-536.