

저온 열원 발전을 위한 암모니아-물 랭킨 사이클과 칼리나 사이클의 성능특성의 비교 해석

김경훈¹ · 배유근² · 정영관¹ · 김세웅^{1,†}

¹금오공과대학교 기계공학과, ²금오공과대학교 대학원

Comparative Performance Analysis of Ammonia-Water Rankine Cycle and Kalina Cycle for Recovery of Low-Temperature Heat Source

KYOUNGHOON KIM¹, YOONGEUN BAE², YOUNGGUAN JUNG¹, SEWOONG KIM^{1,†}

¹Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

²Graduate School, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

†Corresponding author :
ksw@kumoh.ac.kr

Received 20 March, 2018

Revised 24 April, 2018

Accepted 30 April, 2018

Abstract >> This paper presents a comparative analysis of thermodynamic performance of ammonia-water Rankine cycles with and without regeneration and Kalina cycle for recovery of low-temperature heat source. Special attention is paid to the effect of system parameters such as ammonia mass fraction and turbine inlet pressure on the characteristics of the system. Results show that maximum net power can be obtained in the regenerative Rankine cycle for high turbine inlet pressures. However, Kalina cycle shows better net power and thermal efficiency for low turbine inlet pressures, and the optimum ammonia mass fractions of Kalina cycle are lower than Rankine cycles.

Key words : Low-temperature heat source(저온 열원), Ammonia-water mixture(암모니아-물 혼합물), Rankine cycle(랭킨 사이클), Thermodynamics(열역학), Performance analysis(성능해석)

1. 서론

최근 들어 화석연료의 고갈과 환경문제로 인하여 저온 열원을 전기와 같은 유용한 에너지로 변환할 수 있는 열역학적 사이클의 중요성이 주목받고 있다¹⁻³⁾. 대표적인 저온 열원으로 태양열, 지열, 해양에너지, 바이오에너지 그리고 산업 폐열 등이 있다. 내연기관의 경우에도 연료가 가진 화학에너지의 약 60%가 배

기가스, 냉각수 및 윤활유 등을 통하여 현열 에너지 형태로 방출되고 있다⁴⁾.

저온 열원을 효율적으로 변환할 수 있는 가장 경쟁력 있는 시스템으로는 암모니아-물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클과 칼리나 사이클이 있다. 작동유체로서 순수한 물질 대신에 암모니아-물 혼합물처럼 비공비 혼합물을 사용하면 넓은 범위에서 온도가 변하고 상변화가 일어나기 때문에 열교환기에서 현열

형태의 열원 유체와 작동유체의 온도 편차를 줄이고 엑서지 파괴를 감소시킬 수 있으므로 저온 열원을 이용한 발전에 많은 장점이 있다^{5,6)}. 칼리나 사이클은 랭킨 사이클을 기반으로 하며 작동유체의 가열 후 기액을 분리하여 고농도의 증기는 터빈에서 팽창하면서 동력을 생산한 다음 저농도의 액체와 혼합하여 응축기에서 응축된다. 이러한 칼리나 사이클은 저등급 열원의 변환에 있어서 우수한 잠재력을 보여주었고 세계적으로 상용화 설치 과정 중에 있다^{7,8)}.

Kim 등^{9,10)}은 저온 열원을 활용하는 암모니아-물 랭킨 사이클에서 재생기가 있는 경우와 없는 경우 시스템의 에너지와 엑서지의 성능 특성을 해석하였으며 비공비 혼합물인 암모니아-물 혼합물의 열교환기 내에서 핀치 포인트 특성에 대해 보고하였다¹¹⁾. Lolos와 Rogdakis¹²⁾는 태양열을 열원으로 하는 칼리나 사이클의 성능을 해석하였으며, Ogriseck¹³⁾은 독일의 칼리나 발전 사례를 조사하였다. Yue 등¹⁴⁾은 현열 형태의 저온 폐열 발전에서 칼리나 사이클과 천연 초월임계 유기 랭킨 사이클을 이용하는 경우의 성능을 비교 해석하였다.

그러나 지금까지 암모니아-물 랭킨 사이클과 칼리나 사이클에 대한 비교 연구는 문헌에서 찾기 어려운 실정이다. 본 연구에서는 현열 형태의 저온 열원 발전을 위해서 재생이 없는 경우와 있는 경우의 암모니아-물 랭킨 사이클과 칼리나 사이클(KCS-11)의 열역학적 성능 특성을 비교 해석한다. 혼합물의 암모니아 분율이나 터빈입구 압력의 변화에 따른 시스템의 성능 특성을 분석한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 온도 T_s 의 저온 열원유체가 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 (a) 기본 랭킨 사이클(basic ammonia-water rankine cycle, AWB), (b) 재생 랭킨 사이클(regenerative ammonia-water rankine cycle, AWR), (c) 칼리나 사이클 시스템(kalina cycle system, KCS)에 대하여 열역학적 모델

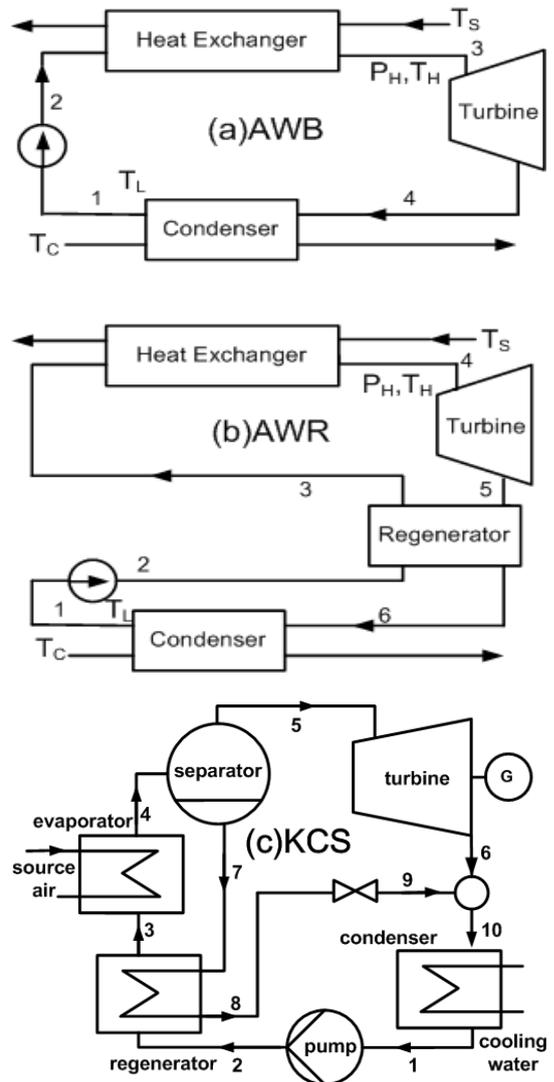


Fig. 1. Schematic diagrams of (a) AWB, (b) AWR, and (c) KCS

링을 통하여 비교 해석하고자 한다. 재생 랭킨 사이클의 시스템은 다음과 같다^{6,7)}. 시스템에서 응축기를 나온 기포점 상태의 작동유체(상태 1)는 펌프에 의해 가압되고(상태 2) 재생기를 통해 예열된 다음(상태 3) 열교환기로 들어가 열원 유체에 의해 증기 상태로 가열되어(상태 4) 터빈으로 들어간다. 작동유체는 터빈에서 팽창한 다음(상태 5) 재생기로 들어가 작동유체를 예열한 다음 응축기에 들어간다(상태 6). 칼리나 사이클의 시스템은 다음과 같다³⁾. 시스템에서 응

축기를 나온 기포점 상태의 작동유체(상태 1)는 펌프에 의해 가압되고(상태 2) 재생기를 통해 예열된 다음(상태 3) 열교환기로 들어가 열원 유체에 의해 기액 혼합물 상태로 가열되어(상태 4) 분리기로 들어간다. 분리를 나온 증기(상태 5)는 터빈에서 상태 6까지 팽창하여 동력을 생산한다. 분리를 나온 액체(상태 7)는 펌프에서 가압된 액체를 예열시키고(상태 8) 교축팽창된 다음(상태 9) 터빈을 나온 증기와 혼합되어(상태 10) 응축기에 들어간다.

본 연구에서는 해석을 위하여 다음과 같은 가정을 한다⁷⁾. 시스템에서 펌프나 터빈을 제외한 압력강하는 무시하고, 열교환기를 제외한 열손실은 무시하며 펌프와 터빈에서 등엔트로피 효율은 일정하다고 가정한다. 기본 및 재생 랭킨 사이클의 터빈 입구에서 작동유체는 순수 증기이며 터빈 출구에서 작동유체의 건도는 기준값 90% 이상을 유지해야 하며 칼리나 사이클에서는 증발기 출구에서 작동유체는 기액 혼합물이어야 한다고 가정한다. 또한 각 열교환기는 고온유체와 저온유체의 최소 온도차가 주어진 핀치포인트차(pinch point temperature difference) ΔT_{pp} 로 운전된다고 가정한다.

$$\min(T_{hot} - T_{cold}) = \Delta T_{pp} \quad (1)$$

이러한 가정은 열교환기에서는 주어진 열원유체에 대해 작동유체의 유량이 최대가 됨을 의미하며, 응축기에서는 주어진 작동유체에 대해 냉각수의 유량이 최소가 됨을 의미한다.

세 사이클 중 재생 랭킨 사이클을 예로 하면 시스템의 주요 변수들은 다음과 같이 구할 수 있다⁷⁾. 열원 유체의 유량, 비열 및 입출구 온도를 각각 m_s , c_{ps} , T_s , T_{sout} 이라 하면 작동유체의 유량 m_w 는 열교환기에서의 에너지 균형으로부터 다음과 같이 구한다.

$$m_w = \frac{m_s c_{ps} (T_s - T_{sout})}{h_4 - h_3} \quad (2)$$

여기에서 h 는 작동유체의 비엔탈피이다. 시스템의 유입열, 재생기 열전달, 비순생산일, 순출력 및 열효율을 각각 Q_{in} , Q_r , W_{net} , W_{net} , η_{th} 라 하면 이들은 다음

과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{in} = m_w (h_4 - h_3) \quad (3)$$

$$Q_r = m_w (h_3 - h_2) \quad (4)$$

$$W_{net} = m_w w_{net} = m_w (h_4 - h_5) - m_w (h_2 - h_1) \quad (5)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (6)$$

암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들 중 액체와 기체 상태는 다음과 같이 Xu와 Goswami¹⁵⁾의 과잉 깁스에너지 생성함수 방법에 의해 구한다.

$$G_m = N_a [G_a + RT \ln x] + N_w [G_w + RT \ln (1-x)] + NG^E \quad (7)$$

여기에서 N , G , R , T , x 는 각각 몰수, 깁스 자유에너지, 일반기체상수, 온도 및 건분을 나타내고 하첨자 a , w , m 은 각각 암모니아, 물 및 혼합물을 나타낸다. 기액 평형상태는 다음과 같이 각 성분의 화학퍼텐셜이 같다는 조건으로부터 구한다.

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_a} \right)_{T,P,N_w} = \mu_a \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial G_m^L}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \left(\frac{\partial G_m^g}{\partial N_w} \right)_{T,P,N_a} = \mu_w \quad (9)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서 현열 형태의 저온 열원은 온도 $T_s=180^\circ\text{C}$, 질량유량 1 kg/s 의 공기를 대상으로 하며 해석을 위한 시스템의 주요 변수들의 값들은 다음과 같다: 터빈입구 온도 $T_H=160^\circ\text{C}$, 응축온도 $T_L=25^\circ\text{C}$, 냉각수 온도 $T_C=15^\circ\text{C}$, 핀치포인트 $\Delta T_{pp}=5^\circ\text{C}$, 펌프 효율 $\eta_p=0.85$, 터빈효율 $\eta_t=0.90$, 터빈출구 허용건도 $y_{te}=0.90$. 작동유체의 암모니아 분율은 30%에서 98%, 터빈입구 압력은 15, 20, 25 및 30 bar를 고려한다. Table 1에서는 $P_H=25 \text{ bar}$, $x_b=60\%$ 일 때 KCS에서 각 지점의 열역학 상태량들을 보여준다.

Table 1. Thermodynamic properties for PH = 25 bar and xb = 60% in KCS

State	Dryness factor	x (%)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg °C)
1	0.00	60.0	25.0	4.7	-114.9	0.22
2	0.00	60.0	25.3	25.0	-111.7	0.22
3	0.00	60.0	66.4	25.0	77.5	0.82
4	0.67	60.0	160.0	25.0	1419.8	4.30
5	1.00	77.0	160.0	25.0	1845.1	5.42
6	0.93	77.0	94.1	4.7	1582.2	5.50
7	0.00	25.1	160.0	25.0	545.6	1.98
8	0.00	25.1	30.3	25.0	-32.8	0.40
9	0.59	60.0	88.8	4.7	1053.7	3.85

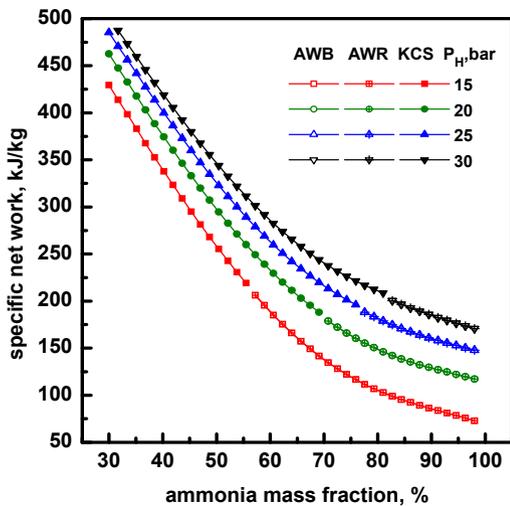


Fig. 2. Effects of ammonia mass fraction on specific net work for various turbine inlet pressures

Fig. 2에서는 작동유체 단위질량당 순생산일에 대한 암모니아 분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 여기에서 시스템의 순생산일은 터빈 생산일에서 펌프 소요일을 제외한 양으로 정해진다. 순생산일은 사이클의 종류와 관계없이 암모니아 분율이 높아질수록 그리고 터빈입구 압력이 낮아질수록 감소한다. 이것은 비순생산일이 주로 터빈 효율과 터빈의 입출구 엔탈피 낙차에 관계되는데 열낙차는 작동유체의 암모니아 분율이 높아질수록 그리고 압력이 낮아질수록 감소하기 때문이다.

Fig. 3에서는 작동유체의 질량유량에 대한 암모니아 분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 시스템

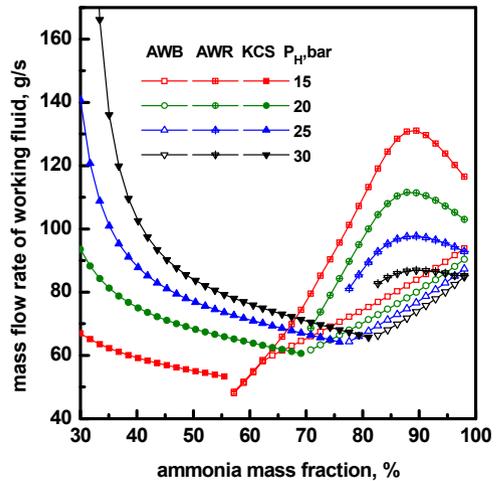


Fig. 3. Effects of ammonia mass fraction on mass flow rate of working fluid for various turbine inlet pressures

의 유효한 작동을 위해 기본 및 재생 랭킨 사이클은 암모니아 분율의 하한값이 존재하고 칼리나 사이클은 반대로 상한값이 존재한다는 사실을 그림으로부터 알 수 있다. 이것은 터빈입구 압력이 주어질 때 랭킨 사이클에서 암모니아 분율이 하한값보다 낮아지면 이슬점의 온도가 터빈입구 온도보다 높아져서 터빈입구에서 작동유체는 순수 증기가 되지 못하기 때문이며, 칼리나 사이클에서 암모니아 분율이 상한값보다 높아지면 터빈입구 온도가 이슬점의 온도보다 높아져서 분리기에서 작동유체는 과열증기 상태가 되어 기액분리가 되지 않기 때문이다. 또 다른 점으로는 재생기로 작동유체를 예열할 수 있는 범위를 벗어나기 때문으로 보여진다.

기본 랭킨 사이클에서 암모니아 분율의 하한값이나 칼리나 사이클에서 암모니아 분율의 상한값은 터빈입구 압력이 높아질수록 증가한다. 주어진 열원유체의 유량에 대하여 작동유체의 유량은 암모니아 분율이 높아짐에 따라 기본 랭킨 사이클에서는 증가하고 재생 랭킨 사이클에서는 최대값을 가지며 칼리나 사이클에서는 감소한다. 주어진 암모니아 분율에서 작동유체의 유량은 기본 및 재생 랭킨 사이클에서는 감소하나 칼리나 사이클에서는 증가한다.

Fig. 4에서는 시스템의 순출력에 대한 암모니아

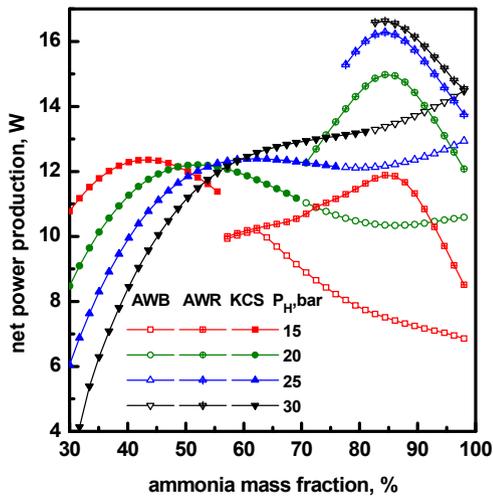


Fig. 4. Effects of ammonia mass fraction on specific net power production for various turbine inlet pressures

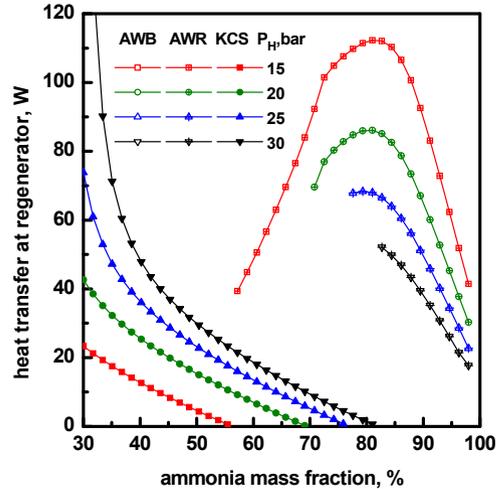


Fig. 6. Effects of ammonia mass fraction on heat transfer at regenerator for various turbine inlet pressures

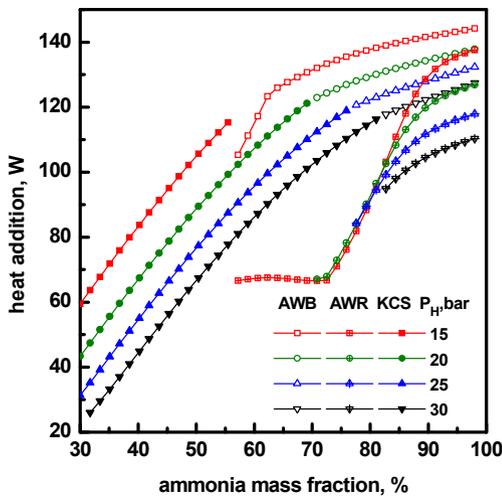


Fig. 5. Effects of ammonia mass fraction on heat addition for various turbine inlet pressures

분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 재생 랭킨 사이클이나 칼리나 사이클에서 순출력은 암모니아 분율에 대하여 최대값을 가지며 칼리나 사이클에서 순출력이 최대가 되는 최적의 암모니아 분율은 재생 랭킨 사이클의 경우에 비해 훨씬 낮다. 기본 랭킨 사이클에서 순출력은 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 증가한다. 칼리나 사이클에서 순출력은 낮은 압력의 경우 압력에 따라 감소하지만 높은 압력의 경우에는

그 반대가 된다. 동일한 운전조건에서 시스템의 순출력은 재생 랭킨 사이클이 가장 우수하다.

Fig. 5에서는 시스템의 유입열에 대한 암모니아 분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 유입열은 기본 및 재생 랭킨 사이클과 칼리나 사이클 모두에서 암모니아 분율이 높아짐에 따라 증가하며, 이것은 작동유체의 압력과 출구온도 조건이 고정되어 있는 상태에서 암모니아 분율이 높아질수록 열교환기 입구의 온도가 낮아지고 열원 유체의 출구온도가 낮아지기 때문이다. 주어진 암모니아 분율 조건에서 세 가지 모든 사이클에서 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 유입열은 감소한다. 이것은 작동유체의 출구 온도가 정해진 상태에서 압력이 올라가면 기포점 온도 등 상변화 온도가 상승하고 이에 따라 열원 유체의 출구온도도 올라가기 때문이다.

Fig. 6에서는 재생기에서의 열전달에 대한 작동유체의 암모니아 분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 재생 랭킨 사이클에서 재생기 열전달은 암모니아 분율에 대해 최대값을 갖는데 이는 열전달이 작동유체의 유량에 비례하고 유량이 암모니아 분율에 대해 최대값을 갖기 때문이다. 또한 칼리나 사이클에서 재생기 열전달은 암모니아 분율이 높아짐에 따라 감소하는데, 이것도 작동유체의 유량이 작동유체의

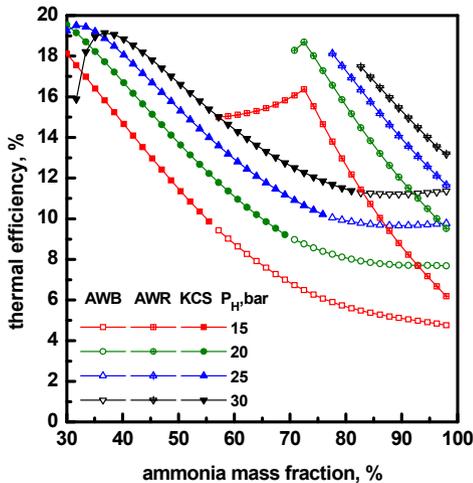


Fig. 7. Effects of ammonia mass fraction on thermal efficiency for various turbine inlet pressures

암모니아 분율이 높아짐에 따라 감소하기 때문이다. 주어진 암모니아 분율에서 터빈입구 압력이 높아짐에 따라서 재생기 열전달은 재생 랭킨 사이클에서는 감소하고 칼리나 사이클에서는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 7에서는 사이클의 열효율에 대한 작동유체의 암모니아 분율과 터빈입구 압력의 영향을 보여준다. 시스템의 열효율은 시스템의 유입열에 대한 순출력의 비로 정의된다. 기본 랭킨 사이클에서 열효율은 암모니아 분율이 높아짐에 따라 감소하는데, 이는 암모니아 분율이 높아짐에 따라 순출력의 변화는 미미하나 시스템 유입열의 증가는 현저하기 때문이다. 재생 랭킨 사이클에서 열효율은 낮은 터빈입구 압력에 대해서는 암모니아 분율에 대해 최대값을 갖지만 높은 터빈입구 압력에 대해서는 암모니아 분율이 높아짐에 따라 감소한다. 칼리나 사이클에서 열효율은 낮은 암모니아 분율 영역에서 최대값을 가질 수 있으며 암모니아 분율이 높아짐에 따라 감소한다. 또한 기본 및 재생 랭킨 사이클과 칼리나 사이클 모두에서 열효율은 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 증가한다. 이것은 주로 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 시스템 유입열이 증가하기 때문이다. 동일한 운전조건에서 열효율은 칼리나 사이클이 가장 우수하고 기본 랭킨 사이클이 가장 낮다.

4. 결론

현열 형태의 180°C 저온 공기를 열원으로 사용하는 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 기본 랭킨 사이클, 재생 랭킨 사이클 및 칼리나 사이클의 열역학적 성능 특성을 비교 해석하였으며 주요 내용은 다음과 같다.

1) 시스템의 유효한 작동을 위하여 기본 및 재생 랭킨 사이클은 암모니아 분율의 하한값이 존재하고 칼리나 사이클은 상한값이 존재하며 이들은 터빈입구 압력이 높아짐에 따라 증가한다.

2) 시스템의 순출력은 재생 랭킨 사이클과 칼리나 사이클에서 암모니아 분율에 대하여 최대값을 가지며 동일한 운전 조건에서 재생 랭킨 사이클의 순출력이 가장 우수하다.

3) 시스템의 열효율은 재생 랭킨 사이클과 칼리나 사이클에서 암모니아 분율에 대하여 최대값을 가질 수 있으며 동일한 운전 조건에서 칼리나 사이클이 가장 우수하고 기본 랭킨 사이클이 가장 저조하다.

4) 칼리나 사이클에서 시스템의 순출력이나 열효율의 최대값을 보이는 암모니아 분율은 재생 랭킨 사이클의 경우에 비하여 훨씬 낮다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었다.

References

- S. H. J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle", *Renew. Sustain. Energy Rev.*, Vol. 24, 2013, pp. 325-342.
- V. A. Prisyazhniuk, "Alternative trends in development of thermal power plant", *Applied Therm. Eng.*, Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
- K. H. Kim, H. J. Ko, and S. W. Kim, "Performance Analysis of Kalina Cycle using Ammonia-Water Mixture as Working Fluid for Use of Low-Temperature Energy Source", *Trans. Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 22, 2011, pp. 109-117.

4. C. Yu and K. T. Chau, "Thermoelectric automotive waste heat energy recovery using maximum power point tracking", *Energy Convers Manage*, Vol. 50, 2009, pp. 1506-1512.
5. P. Roy, M. Desilets, N. Galanis, H. Nesreddine, and E. Cayer, "Thermodynamic analysis of a power cycle using a low-temperature source and a binary NH₃-H₂O mixture as working fluid", *Int. J. Thermal Sci.*, Vol. 49, 2010, pp. 48-58.
6. K. H. Kim and C. H. Han, "Performance Analysis of Ammonia-Water Regenerative Rankine Cycles for Use of Low-Temperature Energy Source", *J. Korean Solar Energy Soc.*, Vol. 31, 2011, pp. 15-22.
7. R. Shankar and T. Srinivas, "Performance investigation of Kalina cooling cogeneration cycles", *Int. J. Refrigeration*, Vol. 86, 2018, pp. 163-185.
8. S. Zhang, Y. Chen, J. Wu, and Z. Zhu, "Thermodynamic analysis on a modified Kalina cycle with parallel cogeneration of power and refrigeration", *Energy Conv. Management*, Vol. 163, 2018, pp. 1-127.
9. K. H. Kim, C. H. Han, K. Kim, "Effects of Ammonia Concentration on the Thermodynamic Performances of Ammonia-Water Based Power Cycles", *Thermochimica Acta*, Vol. 530, 2012, pp. 7-16.
10. K. H. Kim, C. H. Han, and K. Kim, "Comparative exergy analysis of ammonia-water based Rankine cycles with and without regeneration", *Int. J. Exergy*, Vol. 12, 2013, pp. 344-361.
11. K. H. Kim, H. J. Ko, and K. Kim, "Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles", *Applied Energy*, vol. 113, 2014, pp. 970-981.
12. P. A. Lolos and E. D. Rogdakis, "A Kalina power cycle driven by renewable energy sources", *Energy*, Vol. 34, 2009, pp. 457-464.
13. S. Ogriseck, "Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study", *Applied Ther. Eng.*, Vol. 29, 2009, pp. 2843-2848.
14. C. Yue, D. Han, W. Pu, and W. He, "Comparative analysis of a bottoming transcritical ORC and a Kalina cycle for engine exhaust heat recovery", *Energy Convers Manage.*, Vol. 89, 2015, pp. 764-774.
15. F. Xu and D. Y. Goswami, "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power cycle application", *Energy*, Vol. 24, 1999, pp. 525-536.