

저온 열원 및 LNG 냉열을 이용하는 복합 발전 사이클의 성능 해석

김경훈¹ · 오재형² · 고흥종^{1†}

¹금오공과대학교 기계공학과, ²금오공과대학교 대학원

Performance Analysis of a Combined Power Cycle Utilizing Low-Temperature Heat Source and LNG Cold Energy

KYOUNGHOON KIM¹, JAEHYEONG OH², HYUNGJONG KO^{1†}

¹Department of Mechanical Engineering

²Graduate School, Kumoh National Institute of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi, Gyeongbuk, 730-701, Korea

Abstract >> Power generation cycle using ammonia-water mixture as working fluid has attracted much attention because of its ability to efficiently convert low-temperature heat source into useful work. If an ammonia-water power cycle is combined with a power cycle using liquefied natural gas (LNG), the conversion efficiency could be further improved owing to the cold energy of LNG at -162°C . In this work parametric study is carried out on the thermodynamic performance of a power cycle consisted of an ammonia-water Rankine cycle as an upper cycle and a LNG cycle as a bottom cycle. As a driving energy the combined cycle utilizes a low-temperature heat source in the form of sensible heat. The effects on the system performance of the system parameters such as ammonia concentration (x_b), turbine 1 inlet pressure (P_{H_1}) and temperature (T_{H_1}), and condenser outlet temperature (T_{L_1}) are extensively investigated. Calculation results show that thermal efficiency increases with the increase of P_{H_1} , T_{H_1} and the decrease of T_{L_1} , while its dependence on x_b has a downward convex shape. The changes of net work generation with respect to P_{H_1} , T_{H_1} , T_{L_1} , and x_b are roughly linear.

Key words : Combined cycle(복합 사이클), Ammonia-water mixture (암모니아-물 혼합물), LNG(액화 천연가스), Low-temperature heat source(저온 열원), Cold energy(냉열)

Nomenclature

h : specific enthalpy, kJ/kg
 M : molar weight, kg/kmol
 P : pressure, bar
 P_H : turbine inlet pressure, bar

P_L : condensing pressure, bar
 s : specific entropy, kJ/kgK
 T : temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
 T_H : turbine inlet temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
 T_L : condenser outlet temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
 T_s : source temperature, K or $^{\circ}\text{C}$
 x : mole fraction of ammonia
 v : specific volume, m^3/kg
 η_p : isentropic efficiency of pump

[†]Corresponding author : kohj@kumoh.ac.kr

[접수일 : 2012.7.31 수정일 : 2012.8.16 게재확정일 : 2012.8.24]

Copyright © 2012 KHNES

η_t : isentropic efficiency of turbine

Subscripts

1 : ammonia-water cycle
 2 : LNG cycle
 a : ammonia
 f : saturated liquid
 g : saturated vapor
 w : water

1. 서 론

전 세계의 에너지 수요를 충족시키기 위한 화석 연료의 소비는 지속적으로 증가하고 있으며, 이는 에너지 고갈과 심각한 환경오염 문제를 일으킨다. 에너지를 절약하고 환경을 보호하기 위해 최근 공장 폐열과 같은 저등급 에너지를 활용해 동력을 생산하는 것에 대한 관심과 연구가 늘어나고 있다.

저등급 에너지를 효율적으로 활용하면 추가적으로 연료를 공급할 필요가 없어지게 되고 따라서 에너지를 절감할 뿐만 아니라 이산화탄소 배출을 줄여 환경오염 문제를 줄일 수 있다. 비공비 혼합물(Zeotropic mixture)을 저등급 열원의 동력 사이클에 사용하면, 일정한 압력 하에 온도가 변화하면서 상변화가 진행되기 때문에 열교환기 내에서 고온 및 저온유체 사이의 온도 불균형과 유용성의 손실을 줄여준다¹⁾. 특히 암모니아-물 혼합물의 경우 열용량이 크고 비등점이 낮은 등 열역학적 성질이 우수하고 순수 물과 분자량이 비슷하여 증기터빈을 그대로 사용할 수 있는 등 많은 장점이 있기 때문에 저온 열원을 활용하는 동력 생산 분야에서 활발히 연구되고 있다^{2,4)}.

천연가스(Natural Gas)는 청정 에너지원으로 최근에 각광을 받고 있으며 국내에서도 가정 및 산업용 연료로 널리 사용되고 있다. 국내에는 천연가스가 매장되어 있지 않기 때문에 외국의 산지에서 액화한 액화천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)의 형태로 선박을 통하여 공급된다. 메탄이 주성분인 LNG는 대기압 하에서 약 -162°C 의 극저온 액체 상태로

저장되며 이 상태에서 840kJ/kg 의 냉열을 갖는다. 냉열을 활용하는 방안에 대한 최근 결과들⁵⁻⁹⁾이 있으며 일부는 실용단계에 있다.

Ibrahim과 Klein¹⁰⁾은 Robertson과 Kalina 및 Maloney가 제안한 암모니아-물 동력 사이클을 비교 분석하였으며 Wagner 등¹¹⁾은 스크롤 팽창기를 이용한 암모니아-물 랭킨사이클의 성능 특성을 해석하였다. Kim 등¹²⁻¹³⁾은 저온폐열 활용을 위한 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 하는 랭킨 사이클에 대해 연구하였고, 저등급 열 변환을 위한 초임계 유기 랭킨 사이클(Organic Rankine Cycle)을 해석하였다¹⁴⁾.

한편 Choi와 Chang¹⁵⁾은 LNG 냉열을 이용하는 단순 동력 사이클을 열역학적으로 연구하였으며, Lee¹⁶⁾는 LNG의 냉열과 발열량을 함께 이용하는 복합사이클을 설계하였다. Bisio와 Tagliafico¹⁷⁾는 LNG 냉열을 재생하기 위한 밀폐 사이클의 질소터빈을 제시하였고, Wang 등¹⁸⁾은 저등급 열원과 LNG 냉열을 사용하는 몇 가지 동력 생산 사이클을 제안하였다. Miyazaki 등¹⁹⁾은 기존의 쓰레기 소각열을 이용한 사이클과 LNG 냉열을 활용한 복합사이클을 비교 분석하였고, Shi와 Che²⁰⁾는 기액 분리가 있는 LNG 냉열과 저온 폐열을 활용한 복합 발전 사이클에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 저온의 폐열 및 LNG 냉열을 활용하기 위하여 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 랭킨사이클과 LNG 냉열 사이클의 복합사이클의 열역학적 특성을 해석한다. 시스템의 주요한 설계 변수인 암모니아-물 혼합물의 암모니아 농도, 터빈 입구 압력 및 온도, 응축기 출구 온도의 변화가 시스템에 미치는 영향에 대해 조사한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 폐열이 공급될 때 암모니아-물 혼합물을 작동유체로 사용하는 랭킨사이클과 극저온 -162°C 의 메탄을 작동유체로 사용하는 LNG 사이클에 대하여 해석하고자 한다. 응축기에서 포화액 상태 1로 나

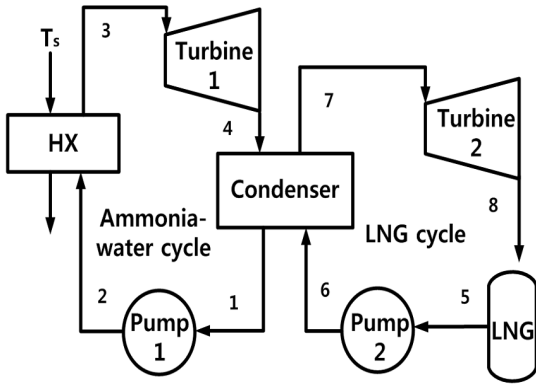


Fig. 1 Schematic diagram of the system

은 작동유체는 펌프 1에 의해 상태 2로 가압된다. 이어서 작동유체는 열교환기로 들어가 공급 열원에 의해 상태 3까지 가열되어 터빈 1로 들어간다. 작동유체는 터빈 1에서 상태 4까지 팽창하여 응축기로 들어간다. 또한 LNG 저장조로부터 공급받은 상태 5의 LNG는 펌프 2에 의해 상태 6으로 가압되고 응축기로 들어가 암모니아-물 혼합물과 열 교환 후 상태 7로 가열되며 터빈 2로 들어가 동력 생산 후 상태 8로 나오게 된다.

본 연구에서 해석할 복합 사이클에서 고온부 열원은 입구온도 T_s 로 유입되는 표준 공기로 가정한다. 시스템에서 열교환기를 제외한 열손실은 무시하며, 터빈과 펌프 이외에서의 압력변화도 무시한다. 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각 η_{p_1}, η_{p_2} 와 η_{t_1}, η_{t_2} 로 일정하다고 가정한다. 또한 열교환기에서의 열 교환을 통해 작동유체는 열원공기의 입구온도와의 차이가 ΔT_H 까지 가열되고 응축기 입구에서 작동유체의 온도와의 차이가 ΔT_L 만큼 냉각된다고 설정한다. 현 열형태의 저온 열원을 이용하여 동력을 생산하는 경우 공급되는 에너지로부터 최대의 동력을 생산하는 것이 중요하기 때문에 본 연구에서는 주어진 공급 열원으로부터 최대 동력을 생산하기 위한 최대 작동유체 유량으로 운전하는 것으로 해석한다. 시스템의 온도나 압력 조건 등이 주어졌을 때 작동유체의 유량이 증가할수록 열원공기의 출구 온도는 내려가다

가 열교환기 내에서 열원 공기와 작동유체와의 온도차의 최소값이 열교환기 최소온도차(pinch point, ΔT_{pp})에 도달했을 때 작동유체의 유량이 최대가 된다.

시스템에서 고압(터빈 1, 2 입구압력)을 각각 P_{H_1} , P_{H_2} 라 하고 암모니아-물 혼합물에서 암모니아의 질량분율을 x_b 라 하면, 시스템의 각 요소에서 작동유체들의 열역학적 상태는 다음과 같이 결정된다.

상태 1 : 응축기 출구

$$T_1 = T_L, x_{L,1} = x_b \tag{1}$$

상태 2 : 펌프 1 출구

$$P_2 = P_{H_1}, \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1} = \eta_{p_1} \tag{2}$$

상태 3 : 터빈 1 입구

$$T_3 = T_s - \Delta T_H = T_{H_1}, P_3 = P_{H_1} \tag{3}$$

상태 4 : 터빈 1 출구

$$P_4 = P_{L_1}, \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4,s}} = \eta_{t_1} \tag{4}$$

상태 5 : LNG 저장조 출구

$$P_5 = P_{atm}, q_5 = 0 \tag{5}$$

상태 6 : 펌프 2 출구

$$P_6 = P_{H_2}, \frac{h_{6,s} - h_5}{h_6 - h_5} = \eta_{p_2} \tag{6}$$

상태 7 : 터빈 2 입구

$$T_7 = T_4 - \Delta T_L, P_7 = P_{H_2} \tag{7}$$

상태 8 : 터빈 2 출구

$$P_8 = P_{L_2}, \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8,s}} = \eta_{t_2} \tag{8}$$

$$\text{펌프 1 : } w_{p_1} = m_a(h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$\text{펌프 2 : } w_{p_2} = m_m(h_6 - h_5) \quad (10)$$

$$\text{터빈 1 : } w_{t_1} = m_a(h_3 - h_4) \quad (11)$$

$$\text{터빈 2 : } w_{t_2} = m_m(h_7 - h_8) \quad (12)$$

$$\text{흡열량 : } q_{in} = m_a(h_3 - h_2) \quad (13)$$

$$\text{방열량 : } q_{out} = m_m(h_8 - h_5) \quad (14)$$

$$\text{순생산일 : } w_{net} = q_{in} - q_{out} \quad (15)$$

$$\text{열효율 : } \eta_{th} = w_{net} / q_{in} \quad (16)$$

여기서 m_a 와 m_m 은 암모니아-물 혼합물, LNG의 질량유량과 열원 공기의 질량유량의 비를 나타내며, 하첨자 s 는 등엔트로피 과정을 나타낸다. 한편 터빈 내에 액적이 너무 많으면 곤란하므로 터빈 출구 건도를 일정 한도 q_t 이상이 되도록 제한하는데 q_t 는 보통 90~95% 범위에서 설정한다.

본 연구에서 암모니아-물 혼합물의 열역학적 상태량들의 계산에서 액체와 기체 상태는 Xu와 Goswami²¹⁾의 과잉깁스에너지 생성함수 방법을 따르며 기체-액체 평형상태는 Kim 등²²⁾의 방법을 따른다. 또한, LNG 냉열 사이클 해석을 위해 LNG를 순수 메탄으로 가정하였고, Patel-Teja 상태방정식^{14,23)}에 의해 상태량들을 계산하였다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 시스템 변수들의 기본 값들을 $P_{H_1} = 40\text{bar}$, $P_{L_2} = 4\text{bar}$, $\Delta T_{pp} = 10^\circ\text{C}$, $\Delta T_H = 20^\circ\text{C}$, $\Delta T_L = 20^\circ\text{C}$, $\eta_{p_1} = \eta_{p_2} = 0.70$, $\eta_{t_1} = \eta_{t_2} = 0.80$, $q_t =$

Table 1 Thermodynamic properties of system at $T_{H_1} = 300^\circ\text{C}$, $P_{H_1} = 30\text{bar}$, $T_{L_1} = -40^\circ\text{C}$, $x_b = 70\%$

No	T ($^\circ\text{C}$)	P (bar)	ν (m^3/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)
1	-40	0.43	0.001	-387.55	-0.907
2	-39.59	30	0.001	-381.77	-0.899
3	300	30	0.09	2264	6.142
4	42.65	0.43	3.41	1634	6.651
5	-164.5	1.01	0.023	-5526	-11.544
6	-159.4	40	0.023	-4413	-11.51
7	22.65	40	0.036	-4658	-6.855
8	-86.23	4	0.234	-4858	-6.569

0.90으로 설정하였다. 또한 주요 설계 변수들인 T_{H_1} , P_{H_1} , T_{L_1} , x_b 의 기본 값들을 $T_{H_1} = 300^\circ\text{C}$, $P_{H_1} = 30\text{bar}$, $T_{L_1} = -40^\circ\text{C}$, $x_b = 70\%$ 로 설정하고 계산하였다. 위와 같은 조건으로 시스템의 각 위치에 대한 열역학적 상태량을 계산한 결과들은 Table 1에 명시되어 있다. x_b 가 70%인 경우 응축기 출구 1은 -40°C 의 포화액 상태로 이때의 압력은 $P_1 = P_{L_1} = 0.43\text{bar}$ 로 결정된다. 펌프 1의 출구 2에서는 압력은 상승하나 온도, 엔탈피, 엔트로피의 변화는 미미하다. 터빈 1의 입구 3에서는 열원공기에 의해 설정온도 300°C 까지 가열되며 과열증기 상태가 되어 터빈 1로 들어간다. 터빈 1의 출구 4에서는 응축기 출구 온도에 상응하는 압력 $P_4 = P_{L_1} = 0.43\text{bar}$ 까지 감압되며 온도 42.65°C , 건도 0.97%가 되어 응축기로 들어간다. LNG 저장조 출구 5에서는 대기압에서 -164.5°C 로 액화된 LNG가 펌프 2로 공급되고 펌프 2의 출구 6에서는 펌프 1과 마찬가지로 설정 압력 40bar로 상승하고 온도, 엔탈피, 엔트로피의 변화는 미미하다. 터빈 2의 입구 7에서 LNG의 온도는 22.65°C 로 상승하여 터빈 2로 들어간다. 터빈 2의 출구 8에서 LNG는 $P_{L_2} = 4\text{bar}$ 의 압력으로 낮아지고 사이클을 순환한 LNG는 도시가스로 공급되거나 다른 용도로 활용된다.

Fig. 2에서는 암모니아 농도와 터빈 1의 입구압력 P_{H_1} 의 변화에 대한 열원공기 단위질량당 흡열량을

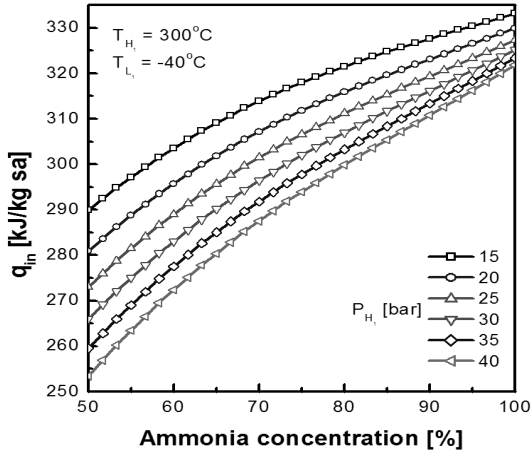


Fig. 2 Plot of heat addition per unit mass of source fluid against ammonia concentration for various turbine 1 inlet pressure

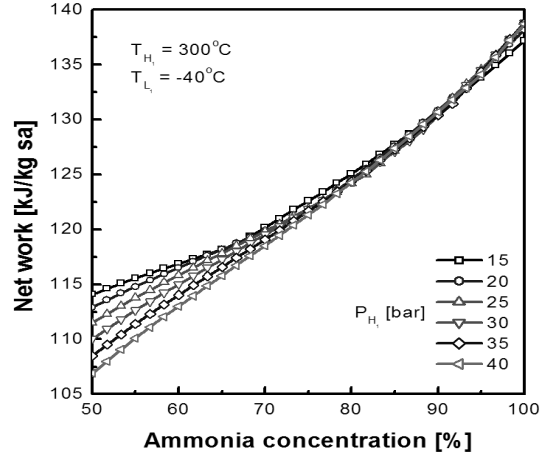


Fig. 4 Plot of net work per unit mass of source fluid against ammonia concentration for various turbine 1 inlet pressure

보여준다. 흡열량은 암모니아 농도가 증가함에 따라 증가한다. 또한 P_{H1} 이 감소하면 흡열량은 증가하는 반면에 암모니아의 농도가 증가할수록 P_{H1} 에 대한 흡열량의 차이는 감소한다. 이는 작동유체 단위질량 기준 흡열량은 열교환기에 입출구의 엔탈피차로 정해지는데, T_{H1} 와 P_{H1} 를 일정하게 유지하면서 x_b 를 증가시키면 터빈 1 입구에서의 엔탈피는 증가하나 열교환기 입구에서의 엔탈피는 감소하다 증가하여 최소값을 갖기 때문이다. 한편 P_{H1} 이 높을 때에는 입

구 엔탈피가 최소로 되는 x_b 가 증가하여 흡열량이 x_b 에 따라 증가하게 된다.

Fig. 3에서는 암모니아 농도와 터빈 1의 입구압력 P_{H1} 의 변화에 대한 열원공기 단위질량당 방열량을 보여준다. Fig. 2에서처럼, P_{H1} 이 증가할수록 방열량이 감소한다. 반면에 암모니아의 농도가 증가할수록 방열량은 증가하지만 어느 이상의 농도에서는 거의 일정하게 된다.

Fig. 4에서는 암모니아 농도와 터빈 1의 입구압력 P_{H1} 의 변화에 대한 열원공기 단위질량당 순생산일을 보여준다. 흡열량과 방열량의 차이인 순생산일은 저농도의 암모니아-물 혼합물에서는 P_{H1} 이 낮을 때 더 높지만 농도가 높아지게 되면 반대로 P_{H1} 이 높을수록 높아지는데 이는 Fig. 3에서처럼 암모니아 농도에 따른 방열량이 P_{H1} 이 낮을 때 일정해지기 때문이다. 암모니아의 농도가 아주 높을 때에는 P_{H1} 에 따른 순생산일의 차이는 미미해진다.

Fig. 5에서는 암모니아 농도와 터빈 1 입구압력 P_{H1} 의 변화에 대한 시스템의 열효율을 보여준다. P_{H1} 이 높을수록 시스템의 열효율은 상승하게 되고 암모니아 농도에 대하여 저농도일 때에는 열효율이 감소하다가 70% 전후를 경계로 다시 증가한다.

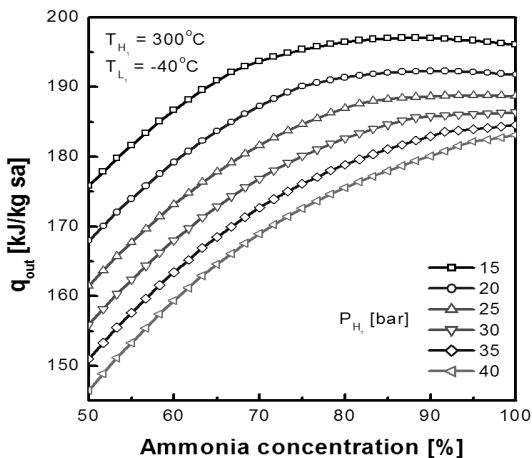


Fig. 3 Plot of heat rejection per unit mass of source fluid against ammonia concentration for various turbine 1 inlet pressure

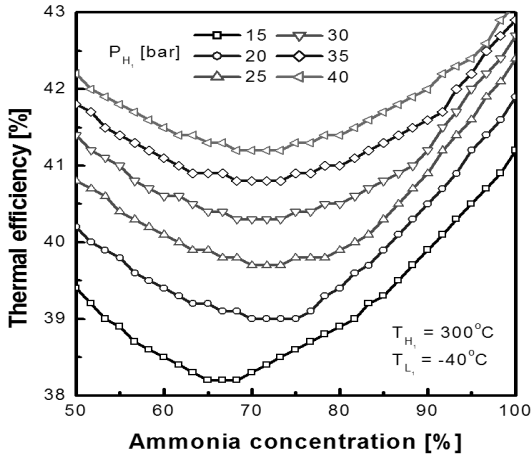


Fig. 5 Plot of thermal efficiency against ammonia concentration for various turbine 1 inlet pressure

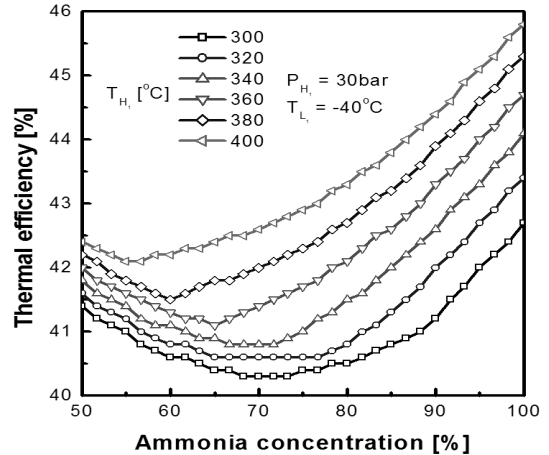


Fig. 7 Plot of thermal efficiency against ammonia concentration for various turbine 1 inlet temperature

Fig. 6에서는 암모니아 농도와 터빈 1의 입구온도 T_{H1} 의 변화에 대한 열원공기 단위질량당 순생산일의 변화를 보여준다. T_{H1} 이 높을수록 또 암모니아의 농도가 높을수록 열원공기 단위질량당 순생산일은 많아진다.

Fig. 7에서는 암모니아 농도와 터빈 1의 입구온도 T_{H1} 의 변화에 대한 시스템의 열효율을 보여준다. Fig. 5에서처럼 T_{H1} 이 높을수록 시스템의 열효율은 상승하게 되는데 이는 T_{H1} 이 증가함으로써 터빈 출

력이 증가하기 때문이다. 암모니아 농도에 대하여 저농도일 때에는 열효율이 감소하다가 어느 농도 이상에서는 다시 상승하는 것을 보여준다.

Fig. 8에서는 응축기 출구 온도와 암모니아 농도 x_b 의 변화에 대한 열원공기 단위질량당 순생산일을 보여준다. 응축기 출구 온도 T_{L1} 이 낮을 때에는 암모니아의 농도가 높을수록 순생산일은 많지만 T_{L1} 이 상승할수록 순생산일은 감소하게 된다. 또한 T_{L1} 이 50°C를 넘어가게 되면 오히려 x_b 가 낮을수록 순생산

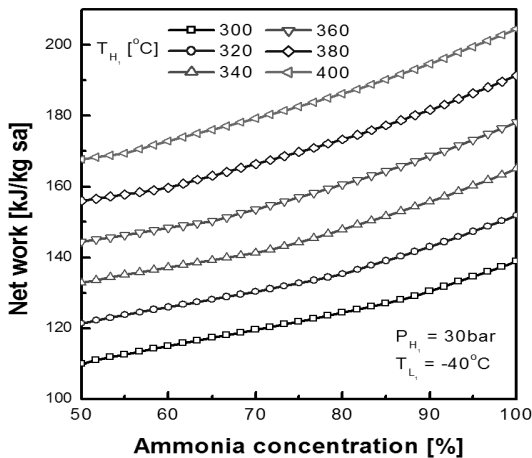


Fig. 6 Plot of net work per unit mass of source fluid against ammonia concentration for various turbine 1 inlet temperature

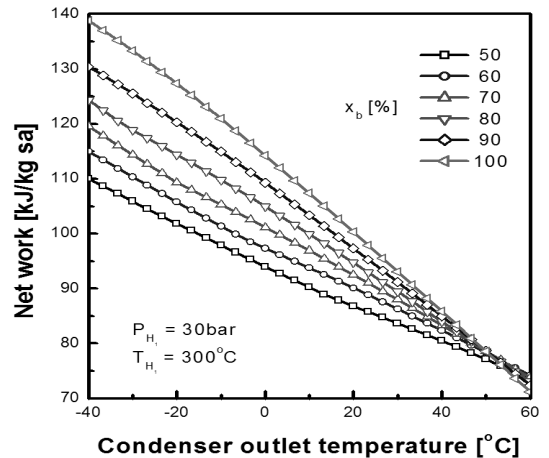


Fig. 8 Plot of net work per unit mass of source fluid against condenser outlet temperature for various ammonia concentration

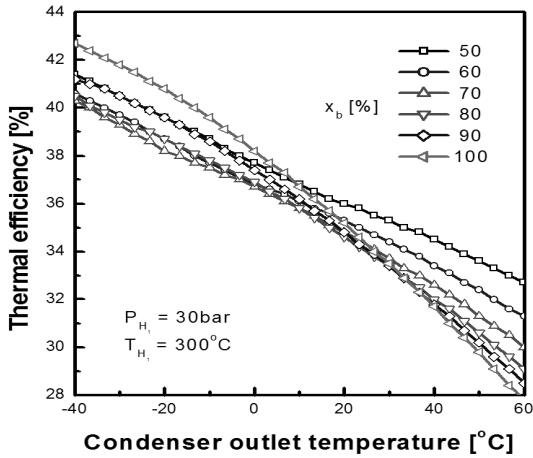


Fig. 9 Plot of thermal efficiency against condenser outlet temperature for various ammonia concentration

일이 더 높아지는 것을 보여준다.

Fig. 9에서는 응축기 출구 온도와 암모니아 농도 x_b 의 변화에 대한 시스템의 열효율을 보여준다. T_{L1} 이 낮으면 암모니아 농도가 높을수록 시스템의 열효율은 높다. T_{L1} 이 증가하게 되면 시스템의 효율은 감소하게 되며, 결국에는 x_b 가 낮을수록 열효율이 높아진다. 앞선 Fig. 5, 7에서는 P_{H1} 와 T_{H1} 에 대하여 암모니아-물 혼합물의 암모니아 농도가 높을수록 시스템의 열효율은 높았지만 Fig. 9에서는 T_{L1} 에 대하여 암모니아 농도가 낮을수록 시스템의 열효율이 높게 나타난다. T_{L1} 을 낮게 설정하면 응축기에서 열 교환하는 양이 많아지며 암모니아-물 사이클에서 LNG 사이클로 많은 열이 전달되어 터빈 2의 일의 양이 많아지므로 시스템의 열효율이 높아지지만 반대로 T_{L1} 을 높게 설정하면 열교환량이 적어지게 되고, 따라서 시스템의 열효율은 낮아지게 된다.

4. 결 론

저온 열원을 활용하기 위한 암모니아-물 랭킨사이클과 LNG의 냉열을 활용하기 위한 LNG 냉열 사이클의 복합사이클에 대한 열역학적 거동을 다양한 관

점에서 해석하였으며 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 저 농도의 암모니아-물 혼합물에서의 순생산일은 P_{H1} 이 낮을 때 더 높지만 농도가 높아지게 되면 반대로 P_{H1} 이 높을수록 순생산일이 높아진다. 시스템의 열효율은 P_{H1} 가 높고 암모니아의 농도가 높을수록 높아진다.
- 2) 저 농도의 암모니아-물 혼합물에서의 순생산일은 T_{H1} 및 암모니아 농도가 증가할수록 높아지고 시스템의 열효율 또한 T_{H1} 및 암모니아 농도가 증가할수록 높아진다.
- 3) 응축기 출구 온도가 낮으면 암모니아 농도가 높을수록 시스템의 열효율이 높아지지만 응축기 출구 온도가 높으면 반대로 암모니아 농도가 낮을수록 시스템의 효율이 높아진다.
- 4) 시스템의 성능을 높이기 위해서는 적절한 암모니아 농도, 터빈 입구 온도 및 압력 등 여러 가지 조건들을 고려해야 하며 특히 두 사이클 간의 열교환량이 전체 시스템에 미치는 영향을 고려하여 설계하여야 한다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. O.M. Ibrahim, "Design consideration for ammonia-water Rankine cycle", Energy, Vol. 21, 1996, pp. 835-841.
2. V.A. Prisyazhniuk, "Alternative trends in development of thermal power plant", Applied Thermal Engineering, Vol. 28, 2008, pp. 190-194.
3. B. Kiani, A. Akisawa, T. Kashiwagi, "Thermodynamic analysis of load-leveling hyper energy converting and utilization system", Energy, Vol. 33, 2008, pp. 400-409.

4. W. Nowak, A.A. Stachel, A. Borsukiewicz Gozdur, "Possibilities of implementation of absorption heat pump in realization of the Clausius-Rankine cycle in geothermal power station", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, 2008, pp. 335-340.
5. H.J. Song, "A study on the power generation technology utilizing LNG cold energy", Korea Electric Power Research Institute, 1985.
6. C.W. Kim, "Performance analysis of power generation cycle using LNG cold energy", Ph.D. thesis, Seoul National University, Korea, 1993.
7. G.S. Lee, Y.S. Chang, M.S. Kim, S.T. Ro, "Thermodynamic analysis of extraction process for the utilization of the LNG cold energy", *Cryogenics*, Vol. 36, 1996, pp. 35-40.
8. G.S. Lee, S.T. Ro, "Analysis of the liquefaction process of exhaust gases from an underwater engine", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 18, 1998, pp. 1243-1262.
9. T.S. Kim, S.T. Ro, W.I. Lee, S.K. Kauh, "Performance enhancement of a gas turbine using LNG cold energy", *Journal of KSME(B)*, Vol. 25, 1999, pp. 653-660.
10. O.M. Ibrahim, S.A. Klein, "Absorption power cycles", *Energy*, Vol. 21, 1996, pp. 21-27.
11. W.R. Wagner, C. Zamfirescu, I. Dincer, "Thermodynamic performance assessment of an ammonia-water Rankine cycle for power and heat production", *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, 2010, pp. 2501-2509.
12. K.H. Kim, S.W. Kim, H.J. Ko, "Study on the Rankine cycle using ammonia-water mixture as working fluid for use of low-temperature waste heat", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 21, No. 6, 2010, pp. 570-579.
13. K.H. Kim, H.J. Ko, S.W. Kim, "Exergy analysis of regenerative ammonia-water Rankine cycle for use of low-temperature heat source", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 23, No. 1, 2012, pp. 65-72.
14. K.H. Kim, C.H. Han, "Analysis of transcritical organic Rankine cycles for low-grade heat conversion", *Advanced Science Letters*, Vol. 8, No. 15, 2012, pp. 216-221.
15. K.I. Choi, H.M. Chang, "Thermodynamic analysis of power generation cycle utilizing LNG cold energy", *Superconductivity and Cryogenics*, Vol. 1, No. 1, 1999, pp. 48-55.
16. G.S. Lee, "Design and exergy analysis for a combined cycle using LNG cold/hot energy", *Korean Journal of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 4, 2005, pp. 285-296.
17. G. Bisio, L. Tagliafico, "On the recovery of LNG physical exergy by means of a simple cycle or a complex system", *Exergy*, Vol. 2, 2002, pp. 34-50.
18. Q. Wang, Y.Z. Li, J. Wang, "Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, 2004, pp. 539-548.
19. T. Miyazaki, Y.T. Kang, A. Akisawa, T. Kashiwagi, "A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy", *Energy*, Vol. 25, 2000, pp. 639-655.
20. X. Shi, X. Che, "A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy", *Energy*, Vol. 50, 2009, pp. 567-575.
21. F. Xu, D.Y. Goswami, "Thermodynamic properties of ammonia-water mixtures for power cycle application", *Energy*, Vol. 24, 1999, pp. 525-536.
22. 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, No. 20, 2012, pp. 7-16.
23. T. Yang, G.J. Chen, T.M. Guo, "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*, Vol. 67, 1997, pp. 27-36.