KIGAS Vol. 18, No. 2, pp 41~47, 2014
(Journal of the Korean Institute of Gas)
http://dx.doi.org/10.7842/kigas.2014.18.2.41

LNG 냉열을 이용하는 유기랭킨사이클(ORC)의 열역학적 성능 특성

김경훈 · 하종만* · †김경천**
금오공과대학교, *한국가스공사, **부산대학교
(2014년 2월 23일 접수, 2014년 4월 22일 수정, 2014년 4월 22일 채택)

Thermodynamic Performance Characteristics of Organic Rankine Cycle (ORC) using LNG Cold Energy

Kyoung Hoon Kim · Jong Man Ha* · †Kyung Chun Kim**
Dept. of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology
**R&D Division, Korea Gas Corporation*
***School of Mechanical Engineering, Pusan National University*
(Received February 23, 2014; Revised April 22, 2014; Accepted April 22, 2014)

요 약

본 논문에서는 유기랭킨사이클과 LNG 사이클로 구성된 복합사이클의 열역학적 성능 해석을 수행한다. 이 복합사이클에서는 현열 형태의 저등급 폐열을 사용하며 LNG 냉열은 열싱크 뿐 아니라 동력 생산에도 사용된다. 시스템의 성능에 대한 터빈입구압력, 응축온도, 열원온도 등 주 파라미터들의 영향을 상세하게 분석한다. 시뮬레이션 결과는 이 복합시스템은 LNG 냉에너지를 사용하지 않은 일반의 ORC에 비해 현저하게 성능이 개선될 수 있음을 보여준다.

Abstract - In this work a thermodynamic performance analysis is carried out for a combined cycle consisted of an organic Rankine cycle (ORC) and a LNG cycle. The combined system uses a low grade waste heat in the form of sensible energy and the LNG cold energy is used for power generation as well as for heat sink. The effects of the key parameters of th system such as turbine inlet pressure, condensation temperature and source temperature on the characteristics of system are throughly investigated. The simulation results show that the thermodynamic performance of the combined system can be significantly improved compared to the normal ORC which is not using the LNG cold energy.

Key words : ORC, LNG cold energy, low grade waste heat, thermodynamic analysis

I. 서 론

LNG (Liquified Natural Gas) 는 천연가스에서 수분과 산 성분을 제거한 후 극저온 냉동에 의해 생산된다. 천연가스를 액화하는 과정에서 막대한 에너지가 소모되지만 최종 소비를 위해서는 다시 기화시켜야 한다. 메탄이 주성분인 LNG는 대기압 하에서 약 -162℃의 극저온 액체 상태로 저장되며 이 상태에서 840 kJ/kg의 냉열을 가지고 있지만 기화 과정에서 바닷물이나 열원으로 사용하는 유체에 단지 버려지고 있는 실정이다. 재기화를 위한 방법으로 해수를 이용하는 ORV (Open Rack Vaporizers)와 SCV (Submerged Combustion Vaporizers) 등이 있는데 모두 막대한 에너지가 소비되는 실정이다. 에너지 가격의 상승과 환경 문제를 생각할 때 LNG의 기화

†Corresponding author:kckim@pusan.ac.kr
Copyright ⓒ 2014 by The Korean Institute of Gas

과정에서 효과적인 냉열의 회수가 필요한 실정이다 [1-3]. Kumar et al.[4]는 LNG에 대한 생산, 수송, 저장, 활용, 환경문제 등 전반적인 상황을 정리하여 보고하였다.

최근 들어 에너지 부족이나 환경문제로 인해 저등급 열원을 활용하여 전기 등 유용한 동력을 효과적으로 생산하기 위한 많은 연구가 이루어지고 있다 [5-6]. 이중 유기랭킨 사이클 (Organic Rankine Cycle, ORC)은 수증기 랭킨 사이클과 같은 구조를 가지고 있으나 수증기 대신에 비등점이 낮은 유기물질을 작동유체로 사용하는데, 구조가 간단하고 운전이 용이하며 신뢰도도 높고 다양한 저등급의 열원을 사용할 수 있는 장점을 가지고 있어 특히 주목받고 있다 [7-8].

Miyazaki 등 [9]은 기존의 쓰레기 소각열을 이용한 사이클과 LNG 냉열을 활용한 복합사이클을 비교 분석하였으며 Choi와 Chang [10]은 LNG 냉열을 이용하는 동력 사이클을 열역학적으로 해석하였다. Shi 와 Che [11]는 기액 분리기가 있는 LNG 냉열과 저온 폐열을 활용한 복합 발전 사이클에 대해 연구하였으며 Wang 등 [12]은 저등급 열원과 LNG 냉열을 사용하는 몇 가지 동력 생산 사이클을 제안하였다. Ha 등 [13-14]은 천연가스 정압기지의 압력 강하를 이용한 터보팽창기에 의한 전력생산 방안에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 저온의 폐열 및 LNG 냉열을 활용하기 위하여 R134a를 작동유체로 사용하는 랭킨사이클과 LNG 냉열 사이클의 복합사이클의 열역학적 특성을 해석한다. 시스템의 주요한 설계변수인 터빈 입구 압력, 응축온도 및 열원온도의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대해 분석 조사한다.

Ⅱ. 시스템 해석

본 논문에서는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 현열 형태의 저온 폐열이 공급될 때 R134a를 작동유체로 사용하는 유기랭킨사이클과 극저온의 LNG를 작동유체로 사용하는 LNG 사이클의 복합 사이클에 대하여 해석하고자 한다. ORC에서 작동유체는 응축기 (HX2)에서 포화액 상태 1로 나온 다음 펌프 1에 의해 상태 2로 가압된다. 작동유체는 열교환기 (HX1)로 들어가 공급 열원에 의해 상태 3까지 가열되어 터빈 1로 들어간다. 터빈 1에서 작동유체는 상태 4까지 팽창하여 응축기로 들어간다. LNG 사이클에서는 LNG 저장조로부터 나온 상태 5의 LNG는 펌프 2에 의해 상태 6으로 가압되고 응축기로 들어가 ORC와 열 교환 후 상태 7로 가열되며 터빈 2로 들어가 동력

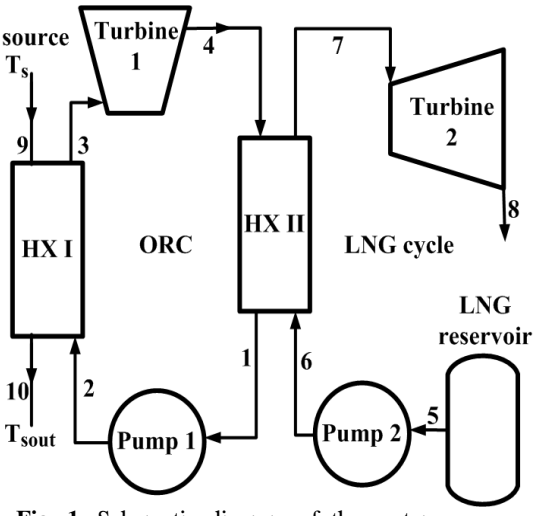

Fig. 1. Schematic diagram of the system.

생산 후 상태 8로 나오게 된다.

본 연구에서는 시스템의 시뮬레이션을 위해 다음과 같은 가정을 한다. 1) 복합 사이클에서 고온부 열원은 온도 T_s의 공기이다. 2) 터빈 입구에서 작동유체는 과열증기이다. 3) 터빈 출구에서 작동유체의 건도 y_{te} 는 90% 이상이다. 4)열교환기 2 출구에서 작동유체는 포화액이다. 5) LNG는 순수 메탄이다. 6) 시스템에서 열교환기를 제외한 열손실은 무시할 수 있다. 7) 터빈과 펌프 이외에서의 압력변화는 무시하며 펌프와 터빈의 등엔트로피 효율은 각각 η_p와 η_t로 일정하다.

현열형태의 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. 따라서 열교환기와 응축기에서는 고온 유체와 저온 유체와의 온도차의 최소값이 미리 설정한 열교환기 최소온도차 (pinch point temperature difference, ΔT_{pp})에 도달하도록 운전한다고 가정한다.

시스템에서 터빈 1의 입구압력, 응축온도,터빈 2의 입구압력과 출구압력, 펌프2 입구압력을 각각 P_{H1}, T_c, P_{H2},P_{L2} 및 P_{LNG}라 하면 시스템의 각 요소에서 작동유체들의 열역학적 상태는 다음과 같이 결정된다.

상태 1 : 응축기 출구

$$T_1 = T_c, \text{ saturated liquid} \quad (1)$$

상태 2 : 펌프 1 출구

$$P_2 = P_{H1},\ \frac{h_{2,s}-h_1}{h_2-h_1}=\eta_{p_1} \tag{2}$$

상태 3 : 터빈 1 입구

$$T_3 = T_s - \triangle T_H = T_{H1}, P_3 = P_{H1} \tag{3}$$

상태 4 : 터빈 1 출구

$$P_4 = P_1,\ \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4,s}}=\eta_{t_1} \tag{4}$$

상태 5 : LNG 저장조 출구

$$P_5 = P_{LNG},\ \text{saturated liquid} \tag{5}$$

상태 6 : 펌프 2 출구

$$P_6 = P_{H2},\ \frac{h_{6,s}-h_5}{h_6-h_5}=\eta_{p_2} \tag{6}$$

상태 7 : 터빈 2 입구

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

상태 8 : 터빈 2 출구

$$P_8 = P_{L2},\ \frac{h_7-h_8}{h_7-h_{8,s}}=\eta_{t_2} \tag{8}$$

열원유체의 질량유량을 m_s라 하면 ORC와 LNG 사이클에서의 질량유량 m_w 및 m_L는 열교환기 1과 2에서 에너지 균형으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_1 = \frac{m_w}{m_s} = \frac{c_s(T_s - T_{sout})}{h_3 - h_2} \tag{9}$$

$$r_2 = \frac{m_L}{m_w} = \frac{h_4 - h_1}{h_7 - h_6} \tag{10}$$

여기에서 T_{sout}은 열원유체의 열교환기 출구 온도이며 h는 비엔탈피이고 c_s는 열원유체의 정압비열을 나타낸다. 열교환기 1에서의 열유입률을 Q_{in}, ORC와 LNG 사이클에서 순생산일을 각각 W_{n1}과 W_{n2}라 하면 이들은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_{\in} = m_w(h_3 - h_2) \tag{11}$$

$$W_{n1} = m_w[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \tag{12}$$

$$W_{n2} = m_L[(h_7 - h_8) - (h_6 - h_5)] \tag{13}$$

복합사이클의 총 순생산일 W_n과 열효율 η_{th}는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$W_n = W_{n1} + W_{n2} \tag{14}$$

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{Q_{\in}} \tag{15}$$

본 연구에서 ORC와 LNG 사이클에서 작동유체들의 열역학적 상태량들은 Patel-Teja 상태방정식에 의해 계산하였다[15]. 공기는 표준 조성의 이상기체 혼합물로서 비열은 $c_p(T) = a_0 + a_1T + a_2T^2 + a_3T^3$ 식을 이용하여 계산하였다[16].

Ⅲ. 결과 및 토의

본 연구에서는 열원유체의 질량유량이 m_s = 1 kg/s라 설정하고 시스템의 주요 변수들의 기본 값으로 T_s = 200℃와 150℃, $\Delta T_H = T_s - T_3$ = 10℃, P_{H2} = 10 bar, $P_{LNG} = P_{L2}$ = 1.013 bar, η_p = 0.70, η_t = 0.70, y_{te} = 0.90을 사용한다. 또한 열교환기와 응축기에서는 열교환기 내 고온과 저온 유체의 최소 온도차가 핀치 포인트 ΔT_{pp} = 8℃가 되도록 운전한다고 설정한다.

Fig. 2에서는 터빈입구압력 (P_3)이나 응축온도 (T_1), 열원온도 (T_s)에 따른 ORC에서 작동유체의 질량유량 (m_w)의 변화를 보여준다. ORC 의 질량유량은 터빈입구압력에 따라 감소하다 최소값을 가진 뒤 증가한다. 이는 터빈입구 압력이 낮을 때에는 터빈입구

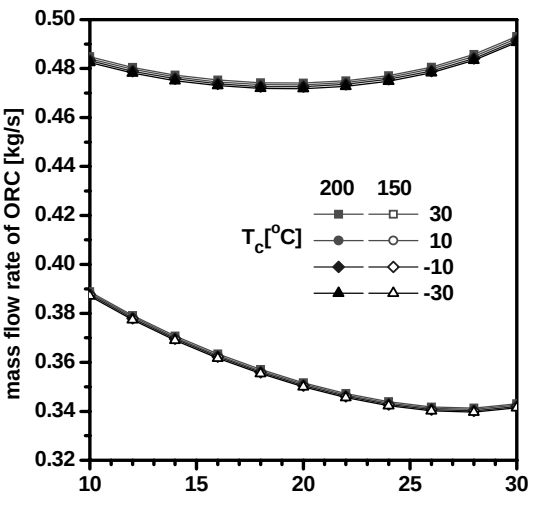

Fig. 2. Mass flow rate of ORC.

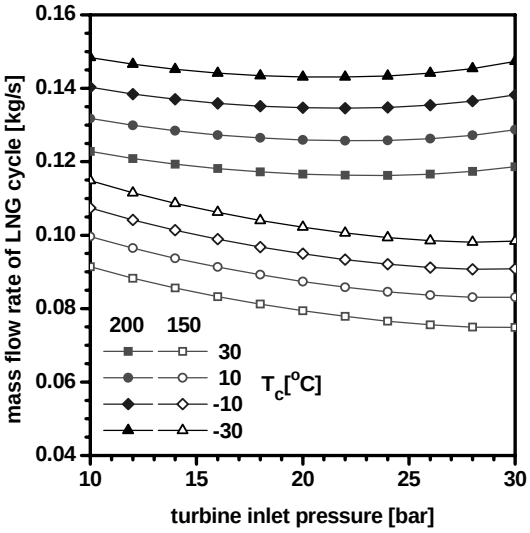

Fig. 3. Mass flow rate of LNG cycle.

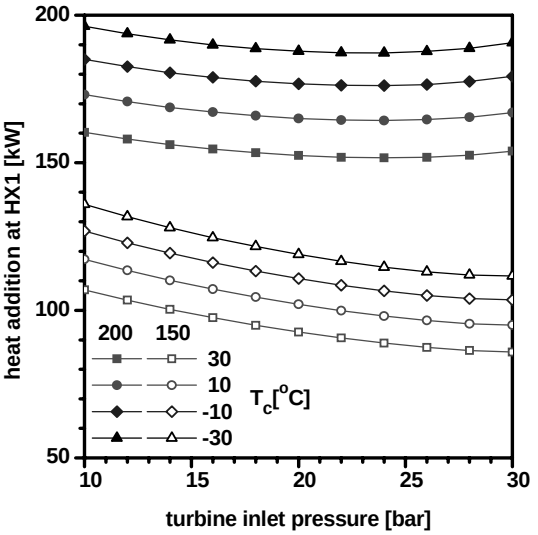

Fig. 4. Heat addition at HX1.

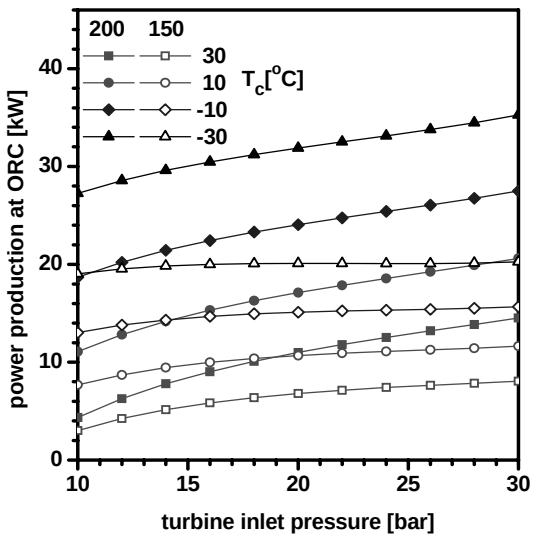

Fig. 5. Power production at ORC.

압력의 상승에 따라 핀치포인트가 발생하는 포화액의 온도가 올라가는 경향이 우세해서 질량유량이 감소하게 되며, 터빈입구 압력이 높아지면 열교환기 출구에서 작동유체의 엔탈피가 감소하는 경향이 우세해져서 질량유량이 증가하게 된다. ORC의 질량유량은 응축온도에는 거의 영향을 받지 않으며, 열원온도가 높아지면 열원유체의 열교환기 입출구 온도차가 커지면서 질량유량도 증가한다.

Fig. 3에서는 파라미터 변화에 따른 LNG 사이클에서 질량유량의 변화를 보여준다. 응축온도가 낮아짐에 따라 LNG의 질량유량은 증가하는데, 이는 열교환기 2에서 응축온도가 낮아짐에 따라 ORC의 질량유량에 대한 LNG의 질량유량의 비 r_2가 증가하기 때문이다. 열교환기 2에서 응축온도가 낮아짐에 따라 질량유량비 r_2가 증가하는 것은 식 (2)에서 응축온도가 낮아지면 고온유체 (ORC 작동유체) 단위질량당 방열량 h_4-h_1은 증가하는 반면에 저온유체 (LNG) 단위질량당 흡열량h_7-h_6은 감소하기 때문이다.

Fig. 4에서는 파라미터 변화에 따른 LNG 시스템에서 열유입률의 변화를 보여준다. 열유입률은 식 (3)에서 보는 바와 같이 열교환기 1에서 ORC 작동유체 단위질량당 흡열량과 질량유량의 곱으로 구한다. 응축온도나 열원온도가 주어졌을 때 터빈입구압력이 증가하면 열교환기 출구에서 작동유체의 엔탈피가 감소하면서 작동유체 단위질량당 흡열량이 감소하는데 그 감소율은 매우 미미하다한다. 따라서 시스템 열유입률에 대한 터빈입구압력의 영향은 ORC의 질량유량에 대한 영향과 비슷하다. 따라서 시스템 열유입률은 열원온도가 150℃일 때는 터빈입구압력에 따라 감소하고 열원온도가 200℃일 때는 터빈입구압력에 대해 최소값을 갖는다. 응축온도가 감소하거나 열원온도가 증가하면 열교환기에서 단위질량당 흡열량도 증가하고 시스템 열유입률도 증가한다.

Fig. 5에서는 파라미터 변화에 따른 ORC의 생산동력의 변화를 보여준다. ORC에서 작동유체 단위

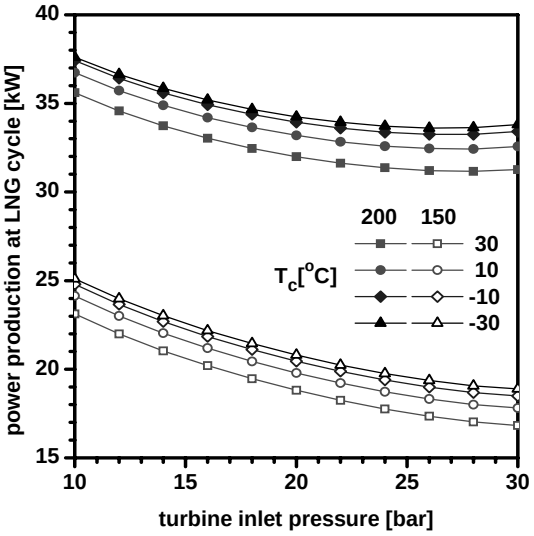

Fig. 6. Power production at LNG cycle.

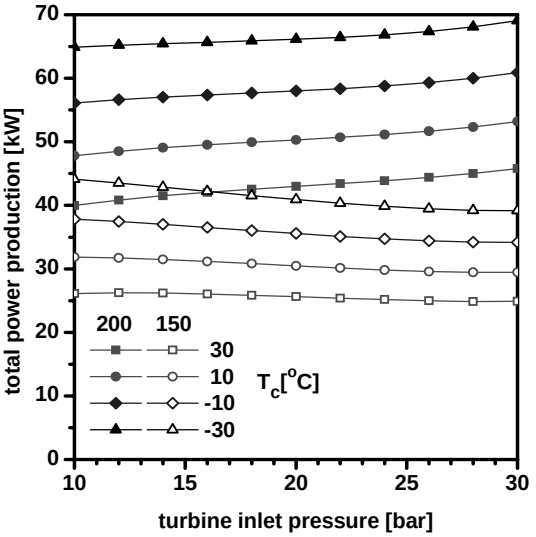

Fig. 7. Total power production.

질량당 생산일은 터빈입구압력이 높아질수록 또는 응축온도가 낮아질수록 터빈에서 압력비가 높아지면서 증가하며 열원온도가 높아져도 증가한다. ORC에서 생산동력은 식 (4)에서 보는 바와 같이 ORC에서 작동유체의 질량유량과 작동유체 단위질량당 생산일의 곱으로 구하며 터빈입구압력이 높아질수록 응축온도가 낮아질수록 그리고 열원온도가 높아질수록 증가한다.

Fig. 6에서는 파라미터 변화에 따른 LNG사이클에서의 생산동력의 변화를 보여준다. 고정된 터빈 2의 입구압력에 대해 터빈입구압력이 높아질수록 터빈1의 출구온도가 낮아지면서 LNG의 열교환기의 출구온도도가 낮아지며, 또한 ORC 작동유체의 응축온도가 낮아질수록 LNG의 출구온도가 낮아지면서 LNG 사이클의 작동유체 단위질량당 생산일은 감소하게 된다. LNG 사이클에서 질량유량은 터빈입구압력에 대해 소폭 감소하므로 LNG의 생산동력은 터빈입구압력이 증가할수록 감소하게 된다. 주어진 터빈입구압력에서 응축온도가 낮아지면 LNG 사이클에서 단위질량당 생산일은 감소하나 질량유량은 더 빨리 증가해서 생산동력은 결국 증가하게 된다. LNG 사이클에서 생산동력은 열원온도에 따라 증가한다. 또한 그림에서 우리는 LNG 사이클에서 설정된 터빈2의 입구압력이 10 bar로서 ORC에서 터빈 1의 입구압력에 비해 낮음에도 불구하고 LNG 사이클의 생산동력이 ORC의 생산동력과 대등함을 알 수 있으며 이는 LNG 냉열 활용의 중요성을 말해주고 있다.

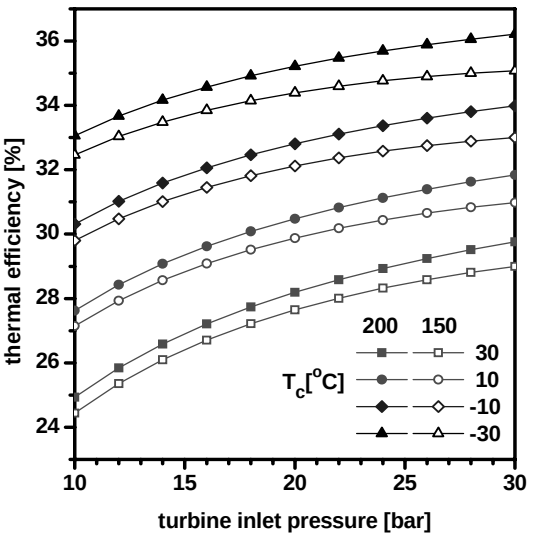

Fig. 8. Thermal efficiency of the system.

Fig. 7에서는 파라미터 변화에 따른 복합 시스템에서 총 생산동력의 변화를 보여준다. 총 생산동력은 ORC의 생산동력과 LNG 사이클의 생산동력의 합이다. 응축온도가 낮아지거나 열원온도가 높아지면 ORC나 LNG 사이클에서의 생산동력이 모두 증가하기 때문에 총 생산동력도 증가하게 된다. 그러나 고정된 응축온도나 열원온도에 대해 터빈입구압력이 높아지면 ORC의 생산동력은 증가하나 LNG

의 생산동력은 감소하기 때문에 총 생산동력의 변화는 단순하지 않다. 그림에서 우리는 시스템의 총 생산동력이 터빈입구압력이 증가함에 따라 열원온도가 150℃일 때에는 감소하지만 열원온도가 200℃일 때에는 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8에서는 파라미터 변화에 따른 복합 시스템의 열효율의 변화를 보여준다. 복합시스템의 열효율은 식 (7)에서 보는 바와 같이 시스템의 열유입률에 대한 생산동력의 비로 정의된다. 고정된 터빈입구압력에 대해 응축온도가 낮아지거나 열원온도가 높아지면 시스템의 열유입률도 증가하고 시스템의 생산동력도 증가하지만 생산동력의 증가율이 더 크기 때문에 시스템의 열효율은 응축온도가 낮아지거나 열원온도가 높아질수록 증가한다. 또한 고정된 응축온도나 열원온도에 대해 터빈입구압력이 높아짐에 따라 시스템의 열효율도 높아진다. 예를 들어 열원온도가 150℃일 때 터빈입구압력이 높아지면 시스템 열유입률과 시스템 생산동력 모두 감소하나 생산동력의 감소율이 낮기 때문에 열효율이 높아진다. 또한 LNG을 사용하지 않는 저등급 열원을 이용하는 일반적인 ORC (열효율 10% 정도[7])에 비해 LNG 냉열을 이용하는 ORC는 열효율이 현저하게 높아질 수 있음을 알 수 있다.

Ⅳ. 결 론

저온 열원을 활용하는 유기랭킨사이클 (ORC)와 LNG의 냉열을 활용하는 LNG 동력사이클의 복합사이클에 대한 열역학적 특성들을 다양한 관점에서 해석하였으며 주요 결과는 다음과 같다. 고정된 터빈입구압력에 대해 ORC 작동유체의 응축온도가 낮아지거나 열원온도가 높아지면 ORC와 LNG 사이클의 생산동력과 복합시스템의 총 생산동력 그리고 열효율이 증가한다. 주어진 응축온도나 열원온도에 대해 ORC의 터빈입구압력이 높아지면 ORC의 생산동력은 증가하나 LNG 사이클의 생산동력은 감소한다. 따라서 복합 시스템의 총 생산일에 대한 터빈입구압력의 영향은 열원온도에 따라 다르다. 또한 저등급 열원을 이용하는 ORC는 LNG 냉열을 이용하면 시스템의 생산동력이나 열효율을 현저하게 개선할 수 있다.

감사의 글

이 논문은 2010년도 및 2011년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 및 선도연구센터지원사업 (No. 2010-0007355, No. 2011-0030013)과 2011년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제임 (No. 20112010100030).

REFERENCES

[1] Tagliafico G., Valsuani F., Tagliafico L. A., "Liquefied natural gas submerged combustion vaporization facilities: process integration with power conversion units", *Int J Energy Res*, **37**(1), 80-92, (2013).

[2] Chen Y. and Chen X., "A technical analysis of heat exchangers in LNG plants and terminals", *Nat Gas Ind*, **30**(1), 96-100, (2010).

[3] Gómez M. R., Garcia R. F., Gómez J. R., Carril J. C., "Thermodynamic analysis of a Brayton cycle and Rankine cycle arranged in series exploiting the cold exergy of LNG (liquefied natural gas)", *Energy*, in press, (2014).

[4] Kumar S., Kwon H. T., Choi K. H., Lim W. S., Cho J. H., Tak K. J., Moon I., "LNG: An eco-friendly cryogenic fuel for sustainable development", *Appl Energy*, **88**, 4264-4273, (2011).

[5] Kim K. H., Han C. H., Kim K., "Effects of ammonia concentration on the thermodynamic performances of ammonia-water based power cycles", *Thermo- chimica Acta*, **530**, 7-16, (2012).

[6] Kim K. H., Ko H. J., Kim K., "Assessment of pinch point characteristics in heat exchangers and condensers of ammonia-water based power cycles", *Applied Energy*, **113**, 970-981, (2014).

[7] Yun E., Kim H. D., Yoon S. Y., Kim K. C., "Development of small-scale organic Rankine cycle power system and study on its operating characteristics, *KSME B*, **37**(10), 919-926 (2013)

[8] Kim K. H., "Exergy analysis of a vapor compression cycle driven by organic Rankine cycle", *KSME B*, **37**(12), 1137-1145, (2013)

[9] Miyazaki T., Kang Y.T., Akisawa A., Kashiwagi T., "A combined power cycle using refuse incineration and LNG cold energy", *Energy*, **25**, 639-655, (2000).

[10] Choi K. I., Chang H. M., "Thermodynamic analysis of power generation cycle utilizing LNG cold energy", *Superconductivity and Cryogenics*, **1**(1), 48-55, (1999).

[11] Shi X., Che X., "A combined power cycle utilizing low-temperature waste heat and LNG cold energy", *Energy*, **50**, 567-575, (2009).
[12] Wang Q., Li Y. Z., Wang J., "Analysis of power cycle based on cold energy of liquefied natural gas and low-grade heat source", *Appl Therm Eng*, **24**, 539-548, (2004).
[14] Ha J. M., Hong S., You H. S., Kim K. C., "Turbo expander power generation using pressure drop at valve station in natural gas transportation pipeline", *KIGAS*, **16**(3), 1-7, (2012)
[14] Ha J. M., Hong S., Kim K. C., "Thermodynamic analysis on the feasibility of turbo expander power generation using natural gas waste pressure", *KIGAS*, **16**(6), 136-142, (2012).
[15] Yang T., Chen G. J., Guo T. M., "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, (1997).
[16] Y. A. Cengel, M. A. Boles, "Thermodynamics, and Engineering Approach," 7th Ed., Table A2, McGraw-Hill (2008).