

## LNG 냉열이용 동력사이클 해석

최 권 일, 장 호 명

홍익대학교 대학원, 홍익대학교 기계공학과

## Thermodynamic Analysis of Power Generation Cycle Utilizing LNG

K. I. Choi, H. M. Chang

Hong Ik University, Graduate School, Hong Ik University, Department of Mechanic

hmchang@wow.hongik.ac.kr

**Abstract**— Thermodynamic cycle analysis has been performed for the power generation systems to utilize the cold energy of liquefied natural gas (LNG). Among many possible configurations of the cycle, the open Rankine cycle, the closed Rankine cycle, and the closed Brayton cycle are selected for the analysis because of their practical importance. The power output per unit mass of LNG has been analytically calculated for various design parameters. The optimal conditions for the parameters to maximize the power output are presented and some of the design considerations are discussed.

## 1. 서 론

천연가스는 청정에너지원으로 가정용 및 산업용 연료로 국내에서도 널리 사용되고 있다. 국내에는 천연가스가 매장되어 있지 않으므로 외국의 산지에서 채취하여 액화된 액화천연가스(liquefied natural gas, LNG)의 형태로 선박을 통하여 국내에 공급되고 있는 실정이다.[1] LNG의 화학적 조성은 메탄이 주성분이므로 대기압하에서 약  $-160^{\circ}\text{C}$ 의 극저온에서 액체상태로 저장되며, 사용자에게 공급하기 위하여 해수와의 열교환을 통하여 상온으로 가열하는 기화시설을 이용하고 있다.[2-4]

열역학적 관점에서 볼 때, 극저온 상태의 LNG는 상당한 량의 가용에너지(available energy)를 가지고 있는데, 이는 액화과정에서 투입된 일의 일부가 남아 있다고 설명할 수 있다. 저온액체의 가용에너지는 액체상태( $f$ )와 표준상태(상온상압,  $0$ )에서 각각의 엔탈피와 엔트로피를 이용하여

$$\frac{W_{rev}}{m} = (h_f - h_0) - T_0(s_f - s_0) \quad (1)$$

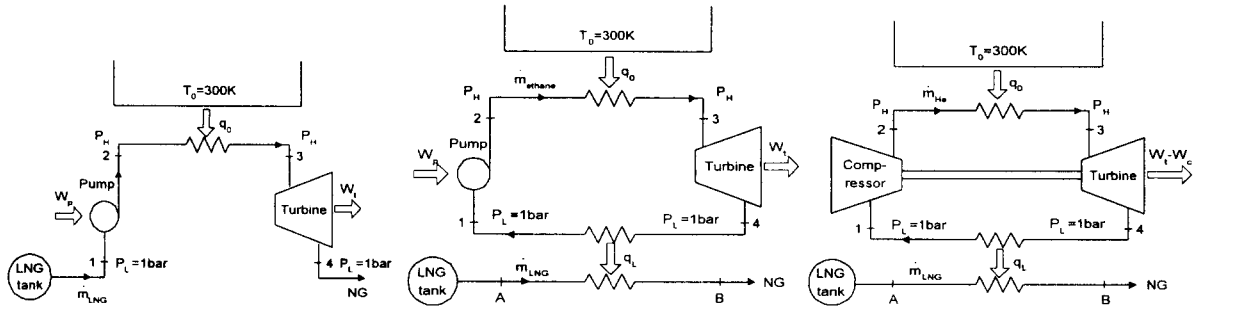
로 계산할 수 있다. 만일 천연가스를 순수 메탄으로 간주하고, 열역학적으로 이상적인 사이클을 구성하면, LNG 1 kg을 상온으로 기화시키면서 약 1053 kJ의 막대한 일을 얻어낼 수 있다는 의미가 된다. 따라서 LNG의 단순가열에 의한 기화는 이

가용에너지의 전적인 손실을 동반하는 것이다.

본 연구는 LNG가 냉열의 형태로 보유하고 있는 이 가용에너지를 활용하기 위한 동력사이클의 열역학 해석을 목표로 하고 있다. 이 사이클은 단순히 상온의 대기나 해수를 열원(heat source)하고 LNG에 열을 방출하면서 동력을 생성하는 구성을 가지고 있다.

LNG의 냉열을 이용하기 위한 연구는 일본에서 이미 1980년대에 이루어져 있고, 그 중 일부는 발전설비로 적용된 예가 있으나[5], 당시 경제성이 충분하지 못했던 것으로 판단된다. 그러나 1990년대 이후 극저온용 터빈 및 펌프 등 주요부품에 대한 기술이 발전하여 이제 체계적으로 LNG냉열이용을 위한 기술적 검토가 필요하다. 최근에 미국의 North Texas대학과 Washington대학에서는 정의 지원으로 이와 매우 유사한 액체질소를 이용한 동력사이클에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있다.[6-8] 이 연구는 연소과정이 전혀 없는 무공해 자동차의 추진사이클로 응용하기 위한 목적으로 시도되고 있으며 최근에 성공적인 시제품의 제작을 발표하였다.

본 논문에서는 LNG의 냉열이용을 가능성을 검토하는 첫 번째 단계로, 연료로서 연소과정이 없으면서 LNG냉열발전이 가능한 세 가지 형태의 기본사이클을 채택하여, 열역학 해석을 시도하였다. Fig.1은 본 논문에서 채택한 세 사이클에 대한 도식적 구성과 해석방법을 나타내고 있다. 개방 Rankine사이클은 LNG를 직접 작업유체로 이용하는 상변화사이클이며, 밀폐 Rankine사이클은 상온과 LNG온도 사이에서 상변화하는 제2의 작업유체를 이용하여 밀폐사이클을 구성하고 LNG와는 열만 교환하는 사이클이다. 밀폐 Brayton사이클은 상변화가 없는 기체사이클로 역시 상온에서 열을 전달받아 가열되고 LNG로 열을 방출하는 밀폐사이클이다. 본 해석에서는 실제 열역학적 상태량 프로그램(9)을 이용하고, 열교환기, 압축기, 터빈, 펌프 등 주요부품의 성능 및 사이클의 주요 설계변수들을 변화해가며, 생성가능한 동력을 계산하였다. 실제 얻는 동력에 대한 식(1)로 계산된 가용에너지의 비를 FOM(figure of merit)으로 정의하고, 이 FOM을 최대라 하기 위한 설계변수의 최적화자료를 도출하였다.



$$w_p = h_2 - h_1 = (h_{2s} - h_1) / \eta_p$$

$$q_0 = h_3 - h_2 = [h_3(T_0) - h_2] \epsilon$$

$$w_t = h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4s}) \eta_t$$

$$FOM = \frac{w_t - w_p}{1053}$$

$$w_p = h_2 - h_1 = (h_{2s} - h_1) / \eta_p$$

$$q_0 = h_3 - h_2 = [h_3(T_0) - h_2] \epsilon$$

$$w_t = h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4s}) \eta_t$$

$$q_L = h_4 - h_1 = \frac{\dot{m}_{LNG}}{\dot{m}_{ethane}} (h_B - h_A)$$

$$= \frac{\dot{m}_{LNG}}{\dot{m}_{ethane}} [h_B(T_A) - h_A] \epsilon \text{ or}$$

$$= [h_4 - h_1(T_A)] \epsilon$$

$$FOM = \frac{\dot{m}_{ethane}}{\dot{m}_{LNG}} \frac{w_t - w_p}{1053}$$

$$w_c = h_2 - h_1 = (h_{2s} - h_1) / \eta_c$$

$$q_0 = h_3 - h_2 = [h_3(T_0) - h_2] \epsilon$$

$$w_t = h_3 - h_4 = (h_3 - h_{4s}) \eta_t$$

$$q_L = h_4 - h_1 = \frac{\dot{m}_{LNG}}{\dot{m}_{He}} (h_B - h_A)$$

$$= \frac{\dot{m}_{LNG}}{\dot{m}_{He}} [h_B(T_A) - h_A] \epsilon \text{ or}$$

$$= [h_4 - h_1(T_A)] \epsilon$$

$$FOM = \frac{\dot{m}_{He}}{\dot{m}_{LNG}} \frac{w_t - w_c}{1053}$$

(a) Open Rankine cycle

(b) Closed Rankine cycle

(c) Closed Brayton cycle

Fig.1. Three simple power generation cycles utilizing LNG cold energy

## 2. 사이클 해석

### 2.1 개방 Rankine사이클

개방 Rankine 사이클은 포화액체인 LNG를 펌프에서의 가압하는 과정(1-2), 상온 열원으로 부터의 가열과정(2-3), 그리고 터빈에서 대기압력으로의 단열팽창과정(3-4)으로 구성된다. 저압은 대기압력인  $P_L=1 \text{ bar}$ 로 간주하였고 상온은  $T_0=300$ 로 계산하였다. 그리고 고속터빈의 운전에 필요한 조건으로 터빈출구의 건도( $x_4$ )는 0.8이상인 경우로 한정하였다. 사이클 해석에 필요한 변수로는 최고압력 ( $P_H$ ), 펌프, 터빈의 단열효율( $\eta$ ), 열교환기서의 유용도( $\epsilon$ )가 있다. 본 논문의 사이클해석에서는 편의상 부품의 성능이라고 할 수 있는  $\eta$ 와

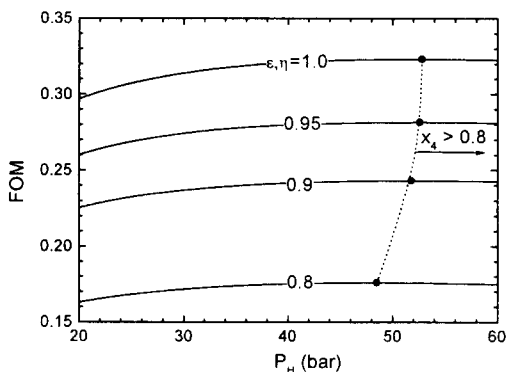


Fig. 2 FOM as a function of  $P_H$  for various  $\epsilon, \eta$  in open Rankine cycle  $\epsilon$ 를 같은 값으로 두고 계산하였다.

Fig.2는 여러 값의  $\epsilon$  및  $\eta$ 에 대해 FOM을 최고압력의 함수로 나타내었다. 부품의 성능이 증가할수록 FOM이 증가하며, 일정한 성능에 대해 사이클 최고압력에 따라 FOM이 서서히 증가한다는 것을 알 수 있다. 그러나 최고압력이 지나치게 크면 터빈출구의 건도가 0.8 이하가 되어 현실적인 운전이 어려워진다. 따라서 사실상 최적의 최고압력은 Fig.2에 점으로 나타낸 바와 같이 50 bar 근처에 있다고 판단된다.

### 2.2. 밀폐 Rankine사이클

밀폐 Rankine사이클은 포화액체상태 또는 과냉상태인 작업유체를 펌프에서 가압하는 과정(1-2) 상온 열원으로 부터의 가열과정(2-3), 터빈에서 단열팽창과정(3-4), 그리고 LNG로 열을 방출하며 응축되는 과정(4-1)으로 구성된다. 이 때, LNG는 열되면서 증발 및 과열(A-B)된다. 본 논문에서는 작업유체를 다른 유체에 비해 100K에서 300K 사이에서의 포화특성이 좋은 에탄( $C_2H_6$ )에 대한 해석을 우선적으로 수행하였다. 충분히 낮은 응축온도를 위하여 저압( $P_L$ )은 0.1bar로 간주하였고 다 조건은 개방 Rankine사이클과 같은 조건을 채택하였다. 여기에 추가하여 펌프의 현실적 운전을 위해 입구의 상태를 포화액체이거나 과냉상태만으로 한정하여 계산하였고, 건도( $x_1$ )가 0이상인 경우는 배제하였다. 변수는 최고압력( $P_H$ ), 펌프 및 터빈의 단열효율( $\eta$ ), 열교환기에서의 유용도( $\epsilon$ )가 있고, 여기에 에탄/LNG 질량유량비를 추가하였다.

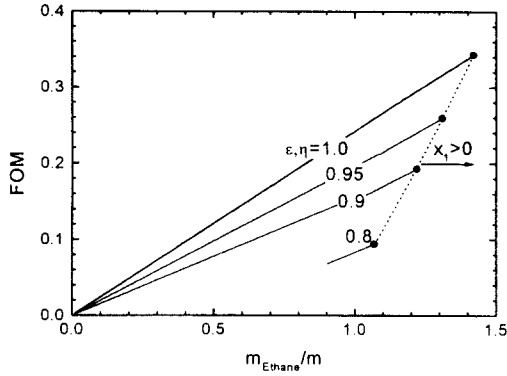


Fig. 3 FOM as a function of  $m_{\text{methane}}/m_{\text{LNG}}$  various  $\epsilon, \eta$  in closed Rankine cycle ( $P_H=30$  bar)

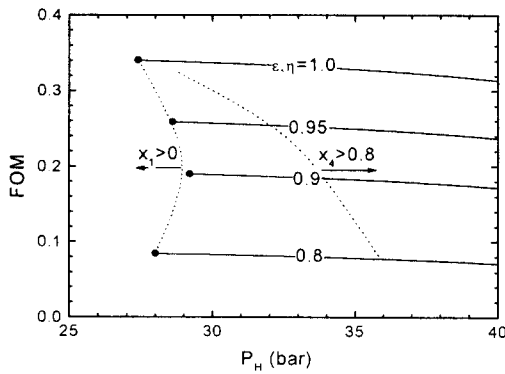


Fig. 4 FOM as a function of  $P_H$  for various  $\epsilon, \eta$  in closed Rankine cycle ( $m_{\text{methane}}/m_{\text{LNG}} = \text{optima}$ )

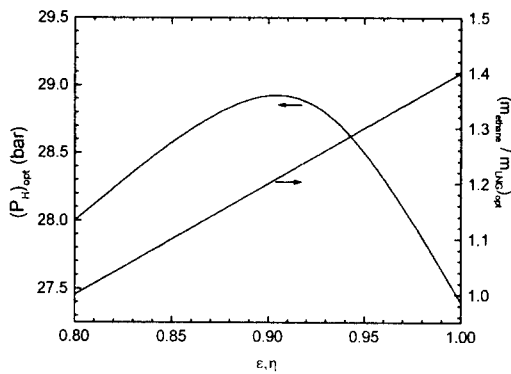


Fig. 5 Optimal  $P_H$  and  $m_{\text{methane}}/m_{\text{LNG}}$  as a function of  $\epsilon, \eta$  in closed Rankine cycle

Fig.3에는 사이클의 최고압력이 30 bar일 때 에탄/LNG 질량유량비에 따른 FOM의 변화를 나타내었다. FOM은 질량유량비에 비례하여 단조증가한다. 그 이유는 질량유량비가 작을 때에는 압력이 일정하면 단위 질량의 에탄에 대한 터빈일과 펌프일이 일정하기 때문이다. 질량유량비가 커지면 1, 2, 3, 4의 상태량이 변하지만 순출력일은 거의 일정하게 되므로 FOM은 비례적으로 증가한다.

그러나 에탄의 질량유량이 지나치게 크면, LNG의 냉열로 에탄이 포화액체까지 응축되지 못하여 현실적으로 펌프에서의 가압이 어려워진다. 따라서 사실상 최적의 에탄/LNG 질량유량비는 Fig.3에 점으로 나타낸 바와 같이 약 1.1에서 1.4사이에 존재한다고 할 수 있으며, 최대의 FOM은 부품의 성능에 매우 민감하다고 할 수 있다.

Fig.4에는 질량유량비가 최적일 때, 여러  $\epsilon, \eta$ 에 대해 최고압력의 변화에 따른 FOM의 변화를 나타내었다. 최고압력이 감소할수록 FOM은 서서히 증가하나, 지나치게 낮으면 4상태의 출구건도와 엔탈피가 증가하게 되며 1상태가 과냉상태가 되지 않는다. 반면에 압력이 너무 높게 되면 터빈출구건도가 감소하게 되어 실제로 운전이 가능한 최고압력은 점선으로 표시된 두 곡선사이에 위치해야 한다.

Fig.5에는 FOM이 최대가 되기 위한 최적의 최고압력과 질량유량비를  $\epsilon$  및  $\eta$ 의 함수로 나타내었다. 최적의 질량유량비는  $\epsilon, \eta$ 가 증가할수록 거의 선형적으로 증가하며 최적의 최고압력은  $\epsilon, \eta$ 가 0.8부터는 증가하다가 0.9부터 다시 감소하는데  $\epsilon, \eta$ 가 낮으면 상온에 접근하지 않지만 터빈에서의 비가역성으로 출구건도가 증가하여 그만큼 LNG의 냉열을 많이 이용할 수 있기 때문이다.

### 2.3. 밀폐 Brayton사이클

밀폐 Brayton 사이클은 작업유체를 압축기에서 단열압축하는 과정(1-2), 상온 열원으로 부터의 가열과정(2-3), 그리고 터빈에서 단열팽창과정(3-4) LNG와의 열교환을 통해 냉각하는 과정(4-1)으로 구성된다. 이 때, LNG는 사이클의 작업유체와의 열교환으로 증발 및 기화(A-B)된다. 작동유체로는 메탄보다 임계온도가 낮은 네온, 수소, 헬륨 등이 가능한데, 비열비와 열전도도가 큰 헬륨으로 선정하였다. 해석조건으로 저압( $P_L$ )은 대기압에 해당하는 1 bar로 고정하였고 다른 조건은 Rankine사이클과 같다. 변수는 최고압력( $P_H$ ), 펌프 및 터빈의 단열효율( $\eta$ ), 열교환기에서 유용도( $\epsilon$ ), 헬륨/LN 질량유량비가 있다.

Fig.6에는 사이클 최고압력이 2 bar인 경우에 대해, 질량유량비에 따른 FOM을 나타내었다. 질량유량이 증가하면 FOM이 증가하다가 어느 한계를 넘으면 불연속 점이 발생하고 그 이상에서는 오히려 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 불연속은 열교환기에서 소위 온도핀치점(temperature pin point)문제가 발생하기 때문이다.

Fig.7에는 질량유량비가 최적일 때, 여러  $\epsilon, \eta$ 에 대해 최고압력에 따른 FOM을 나타내었다. 주어진  $\epsilon, \eta$ 에 대해 최고압력이 증가하면 FOM은 증가하다가 다시 감소하여 최적의 최고압력이 존재함을 알 수 있다. 또  $\epsilon$ 과  $\eta$ 가 증가할수록 최대의 FOM은 증가하며, 이 때의 최적 최고압력은 작아진다는 사실을 알 수 있다. Fig.8에는  $\epsilon, \eta$ 에 따른 최적의 질량유량비와 최고압력을 나타내었다. 최적의 질량유량비는 완만히 증가하다가  $\epsilon, \eta$ 가 0.95를 넘어서서 1로 갈수록 무한히 증가하게 되

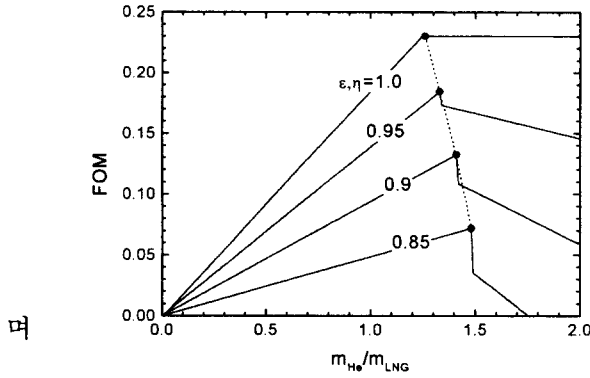


Fig. 6 FOM as a function of  $m_{He}/m_{LNG}$  for various  $\epsilon, \eta$  in closed Brayton cycle ( $P_H = 2$  bar)

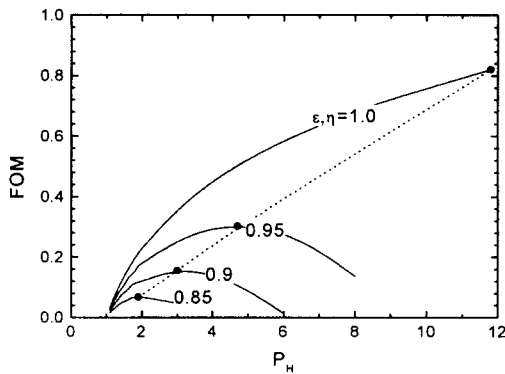


Fig. 7 FOM as a function of  $P_H$  for various  $\epsilon, \eta$  in closed Brayton cycle ( $m_{He}/m_{LNG} = \text{optima}$ )

최고압력 역시 2의 상태가 외부의 온도를 넘어서지 않는 범위까지 계속 증가한다.

### 3. 결론

기본적인 세가지 사이클에 대해 각 부품의 단열효율과 열교환기들의 유용도가 주어졌을 때, 열역학 해석을 수행하였고 중요 설계변수인 최고압력과 밀폐 사이클에서의 질량유량비가 각 사이클의 성능에 어떠한 영향을 미치는가를 확인하였다. 각 사이클의 장단점을 비교하면 개방 Rankine 사이클은 장치가 아주 간단하고 여러 설계변수가  $\eta, \epsilon$ 의 변화에 덜 민감한 반면 최고 압력이 너무 높은 단점이 있다. 밀폐 Rankine 사이클은 최고압력이 높지 않으며 개방 Rankine 사이클과 마찬가지로 여러 설계변수가  $\eta, \epsilon$ 의 변화에 덜 민감하다. 그러나 저압에 따라 포화압력이 결정되기 때문에 작업유체의 선택의 폭이 좁으며 보다 낮은 포화온도 조건을 만족하기 위하여 포화압력을 1기압 이하로 진공장치가 필요하다. 밀폐 Brayton 사이클은  $\eta, \epsilon$ 가 1일 때는 FOM이 1에 가까울 정도로 매우 우수한 사이클이지만 유량이 크기 때문에 대형 열교환기 및 대형 터빈이 필요하며 따라서 우수한 단열

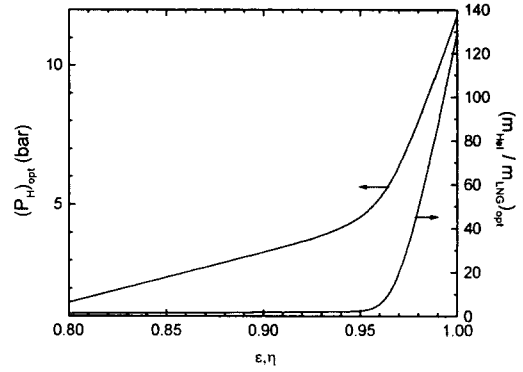


Fig. 8 Optimal  $P_H$  and  $m_{He}/m_{LNG}$  as a function of  $\epsilon, \eta$  in closed Brayton cycle

효과나 유용도를 기대할 수가 없기 때문에 실현 불가능하다고 말할 수 있다. 또한 설계변수가  $\eta, \epsilon$ 의 변화에 매우 민감하다. 종합적으로 보았을 때 가장 적합한 사이클은 장치가 간단한 개방 Rankine 사이클이라고 할 수 있지만 밀폐 Rankine 사이클과 밀폐 Brayton 사이클의 성능을 보다 향상시키기 위하여 재생, 재열 등의 방법을 사용한다면 보다 나은 결과를 기대할 수가 있을 것이다.

### [ 참고문헌 ]

- [1] Lee, J.H., "Natural gas industries of K Proc. Thermal and Fluid Engineering Conf. 기계학회, pp.1-13, 1994.
- [2] Miyata, Y. et. al, "Thermal Performance Double-Tube Type LNG Vaporizer," A Cryogenic Eng., Vol.37B, pp.1599-1606, 1997.
- [3] 박정수, 장호명, "LNG 개방랭크 기화기의 해석 및 설계," 공기조화냉동공학 논문집, 제9권, 제2호 pp.189-197, 1997.
- [4] 맹선재 외, "고내식성 LNG 기화기 튜브 제조 기술개발," 한국가스공사 연구개발원 보고서 KP-PI-154-96039712, 1997.
- [5] 한국전력, "LNG 냉열 발전 연구 보고서," 전력연구원, 1985.
- [6] Knowlen, C. et. al, "Cryogenic Autom Propulsion," 29th Intersociety Energy Conv Engineering Conf., Paper AIAA-94-4224, 1994.
- [7] Williams, J., "Design of a Liquid Nit Vaporization System for Automotive Propul MS Thesis, Dept. of Aero and Astronau Univ. of Washington, 1997.
- [8] Plummer, M.C. et. al, "Cryogenic Engine Experiment," Adv. Cryogenic E Vol.43B, pp.1245-1252, 1998.
- [9] Friend, D.G., "Thermophysical Propert Pure Fluids," Version 3.0, NIST Stan Reference Database 12, 1992.