

LNG 인수기지용 냉열발전 시스템 비교 연구

김동수 · 박영무*

한국가스공사 평택인수기지, *아주대학교 기계 · 산업공학부

A Comparative Study of the Cold Power Generation Systems for LNG Terminal

Dong Soo Kim and Young Moo Park*

Korea Gas Corporation

*Department of Mechanical Engineering, Ajou University

요 약

LNG의 기화열(냉열)은 NG 액화시 소모된 동력으로서 생산된 NG의 약 14%에 달한다. 평택 인수기지의 경우 '93 도입물량 기준으로 냉열량은 96 MW에 달한다. 냉열을 이용하여 전력을 생산하는 방안으로, 저온 엑서지를 활용하는 Rankine 사이클, 압력 엑서지를 이용한 부분직접팽창 사이클 및 이 두 사이클의 혼합 사이클인 Linde 공정 냉열발전시스템의 성능을 비교연구하였다. 시뮬레이션은 ASPEN Plus를 이용하여 수행하였으며 현재 인수기지에서 운영되고 있는 각종 설비들의 설계데이터를 이용하였다. 시스템별 출력은 약 3~6 MW였으며 최적운전조건의 엑서지 효율은 37%로 계산되었다. 또한 부분직접팽창방식의 최적 시스템을 제시하였고 열교환기의 총 면적이 동일 할 경우 부분직접팽창과 랭킨 사이클의 성능은 비슷한 것으로 확인되었다.

Abstract—The heat of evaporation (cold energy) of LNG is the energy consumed in the production of LNG. This energy amounts to 14% of the NG. In Pyungtak LNG terminal, it is about 96 MW in 1993. In order to utilize the cold energy, the cold power generation systems are investigated: The Rankine cycle using the low temperature exergy, the partial expansion cycle using the pressure exergy, and the Linde process which is a combined cycle of the Rankine and the partial direct expansion cycle. The commercial simulator, ASPEN Plus, is used. The conceptual design data are obtained from the current facilities of the Pyungtak LNG terminal. The performances of three systems are evaluated. The amount of electric power ranges from 3 MW to 6MW. The optimum exergy efficiency is about 37%. The optimum design conditions are obtained for the partial direct expansion (PDE) cycle. The performance of the PDE cycle is supposed to be comparable to that of the Rankine cycle if the areas of the total heat exchanger of the both cycle are equal.

1. 서 론

에너지 수급 다변화와 청정에너지정책의 일환으로 1985년부터 도입되어 도시가스 및 발전용 연료로 공급되어온 액화천연가스(LNG)는 1993년 현재 연간 420만 톤이 도입되고 있으며, 앞으로 수도권외 열병합 발전소의 추가 건설과 전국배관망의 단계적 확충에 따라 LNG 도입물량은 급격히 증가될 전망이다¹⁾. 천연가스는

대량 수송을 위해서 생산기지에서 액화된 LNG를 해상 수송하여 도입국의 인수기지에 저장하고 필요시 가스상태로 배관을 통해 공급하여야 하는데 이 때 액상의 LNG를 기화시키기 위해 LNG가 보유하고 있는 냉열을 해수와의 열교환으로 방출시켜야 한다. 이 때의 방출열량은 NG액화시 소모된 동력으로서 생산된 NG의 약 14%에 달한다²⁾. 이 에너지를 회수하여 재활용하는 방안으로 냉열발전이 선진국을 중심으로 활발히 추진되고있

다^{2,7)}. 평택 인수기지의 경우 '93 도입물량을 기준으로 냉열량은 96 MW에 달하며 이 양의 20%만 회수하더라도 인수기지의 최대 전력부하인 20 MW를 공급 할 수 있다⁸⁾.

기존의 모든 발전 사이클은 고열원으로부터 상온부근까지의 온도(열에너지)낙차를 이용하여 동력을 발생하나 냉열발전은 상온이하의 초저온(저열원)으로부터 상온부근의 해수온도까지를 이용하여 동력을 발생한다. 상온 T_0 에서 열량 Q 를 얻고 T_1 과 T_0 사이에서 열량 q 를 배출하는 과정으로부터 얻을 수 있는 최대일 W_{max} 는 열역학 제 1, 2법칙으로부터 다음과 같이 표시된다^{9,10)}.

$$E = W_{max} = \int_{T_1}^{T_0} (T - T_0) / T dq \quad (1)$$

엔탈피와 엔트로피 변화량은

$$\Delta H = H_0 - H_1 = \int_{T_1}^{T_0} dq = \int_{T_1}^{T_0} f(T) dT \quad (2)$$

$$\Delta S = S_0 - S_1 = \int_{T_1}^{T_0} dq / T = \int_{T_1}^{T_0} f(T) / T dT \quad (3)$$

이 되며 식 (2)와 식 (3)을 이용하여 표현하면 사이클당 최대 출력 W_{max} 는 주위 온도가 T_0 일 때 열원의 엑서지가 된다^{9,11)}.

$$W_{Max} = \int_{T_1}^{T_0} f(T) dT - \int_{T_1}^{T_0} T_0 / T f(T) dT = \Delta H - T_0 \Delta S \quad (4)$$

$$E = (H_0 - H_1) - T_0 (S_0 - S_1) \quad (5)$$

LNG는 탄화수소 화합물로서 조성이 항상 일정하지는 않으나 대표적인 조성이 Table 1과 같다. Table 1의 조성을 기준으로하면 냉열발전에 사용되는 LNG의 총냉열량은 199.12 kcal/kg(1.03 atm, -161~0°C)이며 인수기지 NG프로세스의 고압과정 동안 이용가능한 냉열량은(72 atm, -155°C로부터 70 atm, 0°C까지) 167.6 kcal/kg이며, 이용가능한 엑서지는 70 kcal/kg에 해당한다^{8,10)}.

냉열발전에 대한 현재까지의 연구에서는 주로 경제성 측면에서 일본의 상업화된 공정이 검토되었다. 일본에서는 천연가스 공급 압력이 이원화(40 kgf/cm², 10 kgf/cm²)되어 있어서 경제성이 가장 양호한 직접팽창방식을 적용할 수 있으므로 냉열발전의 여건이 유리하다⁵⁾. 그러나 국내에서는 비교적 높은 압력(70 kgf/cm²)의 단일 압력 공급체계 및 가스수요의 시간대별 심한 변동, 겨울 동안의 낮은 해수온도 등으로 말미암아, 냉열발전의 여

건이 비교적 불리하다. 특히 냉열발전시스템은 기존의 천연가스 공급에 가급적 최소의 영향을 주면서 부하조절이 용이하여야 하고 또한 안정적 측면이 고려되어야 한다¹¹⁾.

냉열이용 발전방식에는 LNG의 저온 엑서지를 이용한 Rankine 사이클, LNG의 압력 엑서지를 이용한 부분 직접팽창사이클 및 Brayton 사이클 등으로 나눌 수 있다. 본 연구에서는 현재 인수기지에서 운영되고 있는 각종 설비들의 설계 및 운전 데이터를 기준으로 여러 냉열발전방식중 부분직접팽창 사이클과 Rankine 사이클 그리고 이들의 복합 사이클인 Linde 공정에 대하여 ASPEN Plus¹²⁾를 이용하여 국내 천연가스 공급체계에 의거 각 공정별 최대 및 최적의 전력발생 조건들을 검토하고 각각의 사이클의 효율을 비교 연구하였다.

2. 인수기지용 냉열발전시스템 설계조건

냉열발전은 궁극적으로 LNG의 기화공정에서 해수로 방출되는 엑서지를 이용하는 것이므로 운전중인 인수기지의 출구압력과 온도범위내에서 고려되어야 하고 특히 천연가스의 안정적 공급을 저해하는 설계조건은 원칙적으로 배제되어야 한다. 따라서 냉열발전에 사용된 NG의 압력은 기존 주배관망의 운전압력인 70 kgf/cm² 이상을 유지해야 한다. 따라서 어느 사이클을 적용하더라도 냉열발전으로부터 나오는 최종압력은 70 kgf/cm² 이상이 되어야 하므로 직접팽창 사이클은 적합하지 않다^{9,10)}. NG의 송출온도는 최저 0°C 이상이 되어야 추후 열량조절(중열)시 주입될 수 있는 프로판 또는 LPG가 배관망에서 재 응축되지 않는다. 평택의 경우에는 인천과는 달리 평택인수기지 바로 옆에 위치한 평택화력발전소의 복수기로부터 나오는 해수를 기화기에 이용할 수 있으므로 냉열발전의 조건은 양호하다. 그러나 본 연구에서는 서해안의 평균 해수온도를 고려하여 해수온도는 15°C를 기준으로 하였다.

냉열발전 때문에 천연가스의 송출유량을 조절하는 것은 원칙적으로 불가능하다. 냉열발전에 이용되는 LNG의 유량은 주배관망으로 나가는 천연가스의 시간별 소요량에 따라 판단될 수 있다. 이는 냉열발전 설비의 수명을 통상 20년으로 할 때 향후 20년간의 시간당 유량을 고려 이용율을 산정하여 최적의 냉열발전 설비용량을 결정하여야 하나 국내 가스산업의 기간이 이제 9년 남짓하고 앞으로 전국 배관망 및 LNG복합 화력발전소의 건설등 장기 수요에 큰 영향을 주는 여러 불확실한 요인들을 분석하기가 어려우므로 현재 운전중인 평택인수기지와 건설중인 인천인수기지의 천연가스 공급물량예측을 기준으로 LNG 200 ton/hr를 기준으로 계산하였다.

Table 1. Typical compositions of LNG and NG.

Component	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	i-C ₄ H ₁₀	n-C ₄ H ₁₀	N ₂
Mole %	89	9	1	0.4	0.3	0.3

3. 냉열발전 사이클별 특성 및 시뮬레이션 결과

3-1. 부분직접팽창(Partial Direct Expansion)사이클

PDE방식은 고압 또는 중압의 단일공급압력을 이용한 방식으로 저장탱크로부터 나온 LNG는 펌프에 의해 75 atm으로 승압되어 NG 응축기로 보내진다. 응축기에서 터빈을 나온 기액혼합물상의 NG를 3°C정도 과냉각 상태로 액화시킨후 LNG는 다시 기화기(ORV; Open Rack Vaporizer)로 보내진다. 기화기에서 해수에 의해 0°C이상으로 승온된 NG는 분리기에서 NG 응축기의 설계조건에 의해 결정된 재순환 유량, 즉 주배관으로 공급되는 NG유량을 제외한 유량이 냉열발전을 위하여 터빈으로 들어간다(Fig 1과 Table 2).

응축기에서 액화된 NG는 다시 펌프에 의해 LNG의 압력과 동일하게 승압된 후 혼합기에서 LNG와 합쳐져

서 NG응축기로 들어간다. PDE방식은 터빈 출력압력과 재순환량을 적절히 조절하여 정상상태의 운전조건(NG 응축기 터빈 출력압력이 주어질 때)에서 일정범위에서의 NG 송출유량 변화시 전력발생량을 비교적 일정하게 유지할 수 있는 장점이 있다.

PDE사이클의 출력에 영향을 주는 주요 변수는 재순환율과 터빈의 출력압력이다. NG응축기의 설계조건인 과냉각 3°C, MTD(Minimum Temperature Difference) 5°C에서 터빈 출력압력에 따른 출력과 전열면적의 변화를 보면 Fig. 2와 같다.

터빈 운전압력 범위는 MTD를 10°C로 하였을 때 70 atm으로부터 16 atm까지이나 MTD를 5°C, 과냉각을 3°C로 하고 열교환기 면적의 제한이 없을 경우 최대 4.5 atm까지 낮출 수 있다. 이 압력보다 낮을 경우에는 MTD 5°C의 제약을 만족시키지 못하며 특히 4.5 atm이하로 내려가면 터빈 출구의 전도가 90%를 넘지 못하는

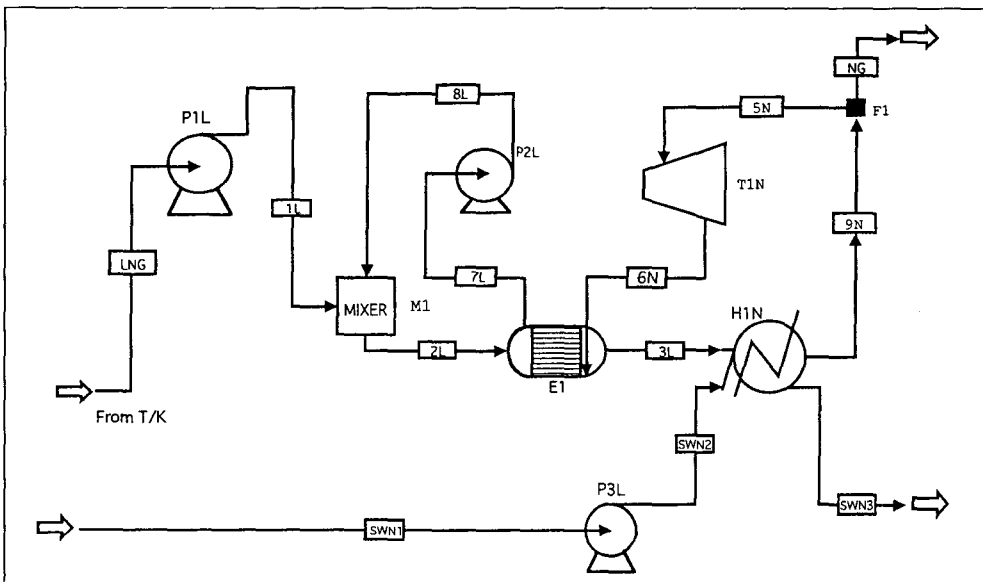


Fig. 1. A Schematic diagram of the PDE cycle.

Table 2. The block sign of the main components of the PDE Cycle.

Model	Unit process	Working fluid	Comments
P1L	Pump	LNG	Pressurizing
P2L	Pump	LNG (recondensed)	Pressurizing
P3L	Pump	Seawater	Pressurizing
M1	LNG (mixing)	LNG	
E1	Heat Exchanger	LNG vs NG	NG Condenser
H1N	ORV (Open Rack Vaporizer)	LNG	Evaporator
F1	Three-Way Valve	NG	Flow regulator
T1N	Turbine	NG	

결과가 초래된다. 그러나 PDE 사이클의 순 출력은 출구 압력이 높을 수록(ΔP 가 적을수록) 상승하므로 필요 이상의 압력차를 유지할 필요는 없다. 이는 ΔP 와 재순환 유량의 곱이 출력을 결정하는 가장 중요한 요인이며 더구나 시뮬레이션에 따르면 재순환량이 ΔP 보다 출력 증가 효과가 더 크기 때문이다. 반면 MTD 조건을 5°C 로 유지하며 출구압력이 21 atm 이상이 될 경우 응축기에서 LNG의 기화가 일어나기 시작하며¹³⁾ 이는 매우 불안정한 기액 평형상태를 유발하여 총괄 열전달계수가 감소하며 결국 응축기의 면적이 급격히 증가하게 되므로 바람직스럽지 않다(LNG의 기화점은 73 atm 기준 -61°C 부근임).

Fig. 3으로부터 NG 터빈의 배압과 재순환유량에 따른 출력 및 열교환면적의 대략적인 설계치를 알 수 있다. 배압이 16 atm에서는 NG의 액화가 이루어지나 응축기의 최소 온도차인 10.0°C 를 만족시키지 못하며, 설

사 만족시키더라도 NG 응축기의 열교환 면적이 매우 크게된다. 즉, 재순환이 80%(160 ton/hr, $R_f=0.44$)를 초과시 면적은 2660 m^2 에 달하며 제약조건인 MTD 10°C 를 벗어나게 된다. 반면 16 atm이하이고 재순환 유량이 200 ton/hr($R_f; 0.5$)이상일 때 열교환 면적이 7000 m^2 이하이면 기체 일부가 펌프로 혼입되어 소요동력이 매우 커지게 된다.

출구압력이 26 atm이상일 경우에는(단 터빈의 용량이 120~200 ton/hr) 출력이 2 MW를 초과하지 못하나 NG 응축기의 면적을 2000 m^2 이하로 유지할 수 있다. 그러나 터빈의 용량을 크게할 경우(통과유량이 250 ton/hr 이상)에는 출력이 급격히 상승될 수는 있으나 설비가 동율이 낮아질 우려가 있으므로 운전상의 장점이 없어진다. 반대로 20 atm이하일 때는 출력이 2~3 MW이고 LMTD가 10°C 정도로 효율(냉열이용효율)이 가장 좋은 운전이 가능하며 18%정도의 액서지 효율이 예상된다.

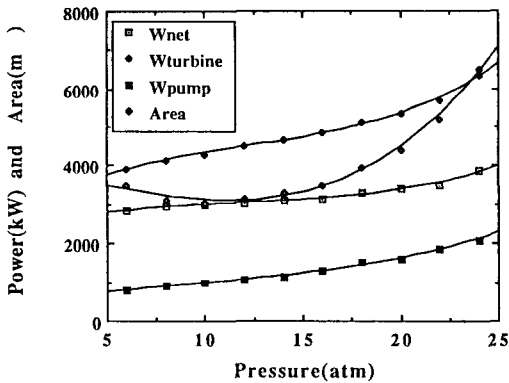


Fig. 2. The power output and the heat transfer area vs the turbine back pressure.

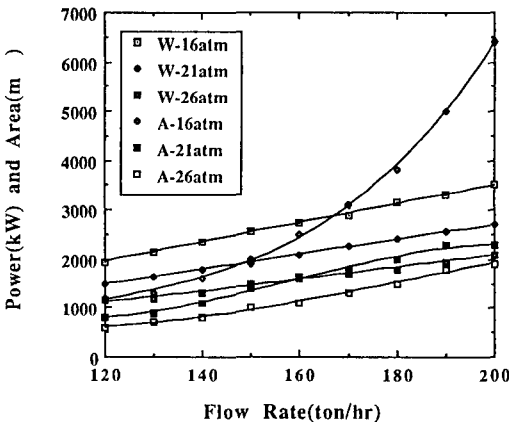


Fig. 3. The power output and the heat transfer area vs the recirculation flow rate of NG (MTD 10°C).

3.2 Rankine 사이클

랭킨사이클 냉열발전시스템은 직접팽창시스템과 달리 LNG의 저온 액서지를 이용하여 동력을 얻는 방식으로 일반적인 동력사이클에서는 고온과 대기온도의 온도차이에서 운전되나 냉열발전에서는 저온과 상온사이에서 운전된다. 시스템의 구성도는 Fig. 4와 같으며 Block 기호는 Table 3과 같다.

LNG, NG, SW의 열역학적 조건은 부분직접팽창 사이클과 동일하다. 작동유체는 빙점이 응축기 출구온도보다 낮아야하며 상온(10°C 전후)에서 기체상태로 존재하며 응축온도에서의 포화압력은 가급적 상압부근이 바람직하다. 이러한 조건을 만족하는 작동유체로서 탄화수소 혼합물이 사용되기도³⁾ 하나 혼합물일 경우 열교환기 설계에 어려움이 있다. 본 연구에서는 이러한 조건을 만족시키며 환경오염 및 가격면에서 유리하고 구입이 용이한 프로판을 작동유체로 선정하였다.

Rankine 사이클에서는, PDE 사이클과 달리, LNG의 냉열을 최대한으로 이용할 수 있는 조건은 작동유체의 작동압력 및 온도에 의해 결정된다. 그러므로 먼저 해수온도에 따른 터빈 입구에서의 최대 압력조건을 찾은 다음 팽창후 전도를 검토하여 최대 팽창압력을 결정해야 한다. 이와같이 운전범위가 결정된 후 프로판 응축기의 설계조건인 MTD 또는 과냉각조건을 만족하는 열교환 면적에 따라 프로판의 유량이 결정되고 이 유량과 해수온도에 의해 NG 및 프로판의 기화, 가열에 필요한 해수의 유량이 결정된다.

최대 출력조건을 만족하는 주요 설계변수로는 해수의 온도변화에 따른 작동유체의 운전압력범위, 응축기의 설계조건에 따른 프로판의 최대 유량이다. 입구온도는

해수의 이용온도에 지배되므로 부분직접팽창 사이클과 같이 10°C(해수온도 15°C)를 기준으로 하였다. 6.2 atm 이상일 경우 액상이 되므로 최대압력은 6.2 atm이 바람직하다.

출구조건은 배관에서 열손실을 고려 3°C내지 5°C 정도로 과냉각 상태가 바람직하다. 출구압력이 낮을수록 출력면에서는 유리하나 향류식 열교환기에서 최소온도차이를 유지하여야하므로 LNG의 냉열이용 범위가 줄어든다. 터빈 배압의 변화에 따른 순 출력, 프로판 유량 및 열교환기의 총 면적의 변화는 Table 4와 같다.

3-3. Linde 공정

PDE 사이클과 Rankine 사이클의 복합사이클로 LNG의 냉열을 최대로 이용하기 위한 공정이다. PDE사이클의 NG응축기로부터 나오는 LNG의 온도는 약 -60~

-70°C로 아직도 이용할 수 있는 많은 냉열을 갖고 있으므로 이를 Rankine 사이클의 작동유체인 프로판을 응축시키는데 사용하면 최종 LNG의 온도는 약 -37°C(프로판 터빈의 출구압력에 좌우됨)까지 상승될 수 있다. 따라서 LNG의 이용온도는 -155°C로부터 -37°C까지가 된다¹³⁾.

출력을 올리는 방안으로서 PDE사이클에서는 가급적 재순환 유량을 증가시키고 터빈 출구압력을 높이면 되나(ΔP는 감소) Rankine 사이클의 출력은 점점 감소하게 되며 또한 열교환기(NG및 프로판 condenser)의 면적이 증가된다. 그러므로 전체 사이클의 순 출력이 최대가 되며 가급적 열교환면적이 작은 운전 압력 범위 설정과 이에 따른 NG의 재순환량, 특히 최종 배관으로 공급되는 NG유량 변동시 적절한 대응운전(기화량 조절)이 가능한 조건을 갖는 공정을 구성하여야 할 것이다. 공정은

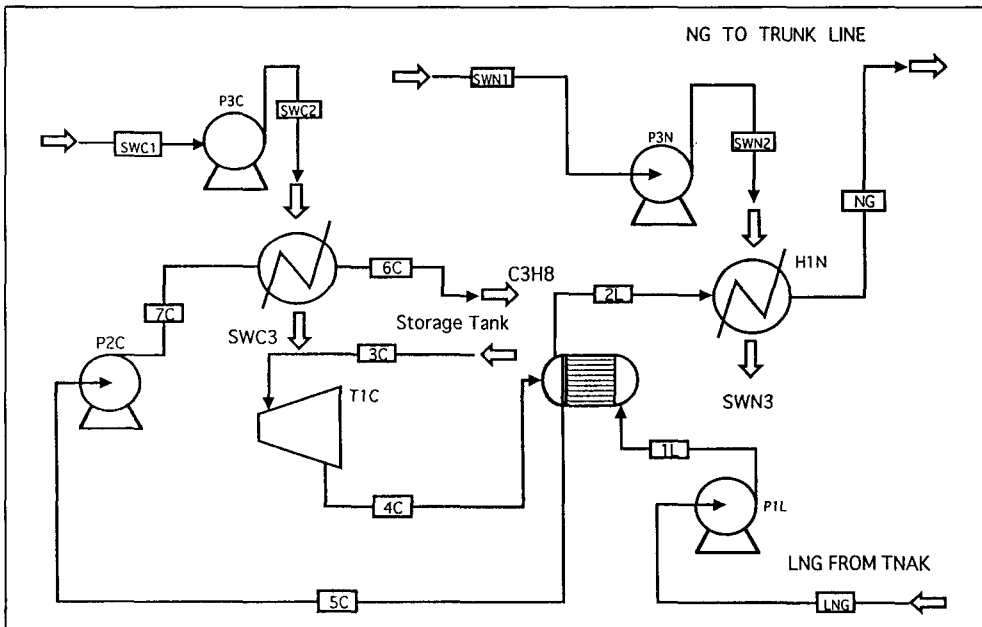


Fig. 4. A schematic diagram of Rankine cycle.

Table 3. The block signs of the main components of the Rankine cycle.

Model	Unit process	Working fluid	Comments
P1L	Pump	LNG	Pressurizing
P2C	Pump		
P3C	Pump	Seawater	Propane heating
P3N	Pump	Seawater	NG Heating
E2	Heat Exchanger	LNG vs Propane	Propane condenser
T1C	Turbine	Propane	
H1C	Heat Exchanger	Propane vs seawater	Propane heater
H1N	Heat Exchanger	LNG vs seawater	Evaporator

Table 4. The variation of the heat transfer area, net power output, and the mass flow rate of propane along with the back pressure (Inlet temperature=10°C).

Back pressure (atm)	Heat transfer area (m ²)	Net power output (kW)	Mass flow rate (ton/hr)
2.0	1310.8	2740.4	284.8
1.8	1310.0	2921.7	277.2
1.6	1307.3	3102.9	268.6
1.4	1300.9	3279.6	258.6
1.2	1288.3	3441.0	246.6
1.0	1264.0	3565.1	231.3
0.8	1214.0	3596.3	210.0

*Inlet pressure 6.2 atm.

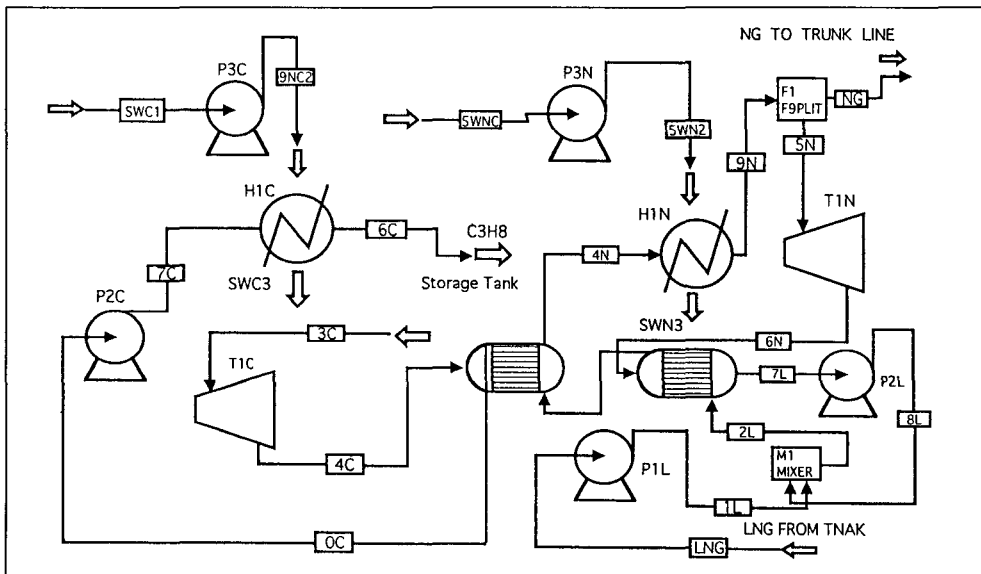


Fig. 5. A schematic flow diagram of Linde process.

Fig. 5와 같으며 Block 기호는 Table 5과 같다.

전체 공정의 시뮬레이션은 먼저 PDE사이클에 속한 열교환기의 설계 제약조건(면적과 MTD)에 따른 터빈의 출력, 재순환유량을 결정한 후 Rankine 사이클로 들어가는 LNG의 냉열을 최대한으로 이용할 수 있는 프로판 유량을 계산하는 순서로 수행하였다. NG 응축기의 면적은 앞의 PDE 사이클에서 검토한 LNG 냉열을 최대한으로 이용가능한 최소의 면적으로 하였다.

Linde 공정에서도 앞에서 기술한 부분직접팽창 및 Rankine사이클에 적용하였던 MTD 5°C 및 과냉각 3°C의 기준을 사용하였다. 부분직접팽창에서와 같이 최적의 효율을 갖도록 MTD를 유지시 전열면적 및 출력변화를 살펴보았다. 또한 NG 응축기의 전열면적을 제한시 출력과 효율의 변화를 계산하였다. 그러나 Rankine사이클의 경우에는 전열면적의 제한을 고려하

지 않았다.

계산결과를 살펴보면 NG 터빈의 출력압력이 8 atm일 때 6.5 MW의 최대 출력이 발생하며(Fig. 6) 20 atm에서 최저 6.2 MW를 보이며 출력압력이 22 atm이상일 때 다시 소폭 상승하는 경향을 보인다. 20 atm 이상일 경우 NG 응축기의 전열면적이 급격히 증가할 뿐만 아니라 프로판 응축기의 전열면적 3,500 m²을 초과하게 되어 전체 전열면적이 10,000 m² 이상이 된다(Fig.6).

NG 터빈 배압이 9 atm이며 PDE 및 Rankine 사이클의 응축기 면적이 각각 2000 m²과 2204 m²일 때 해수온도의 변화에 따른 출력과 소요 기화기 면적을 Fig. 8에 그리고 효율과 유량의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 해수온도가 상승함에 따라 출력과 효율이 함께 상승함을 볼 수 있으며 이로부터 해수온도가 주요한 설계 변수임을 알 수 있다.

Table 5. The block signs of the main components of the Linde Process.

Model (ASPEN)	Unit process	Working fluid	STREAM (in/out)
P1L (PUMP)	Pressurizing	LNG	LNG/1L
M1 (MIXER)	LNG Mixing	LNG	1L, 8L/2L
E1 (HEATX)	Condenser	LNG vs NG	2L, 6N/3L, 7L
E2 (HEATX)	Condenser	LNG vs Propane	3L, 4C/4N, 5C
H1N (HEATX)	ORV Heater	NG vs seawater	4N, SWN2/9N, SWN3
F1 (FSPLIT)	Flow Regulator	NG	9N/5N, NG
T1N (COMPR)	Turbine	NG	5N/6N
P2L (PUMP)	Pressurizing	LNG	7L/8L
P2C (PUMP)	Pressurizing	Propane	5C/7C
H1C (HEATX)	ORV Heater	Propane	7C/6C
T1C (COMPR)	Turbine	Propane	3C/4C

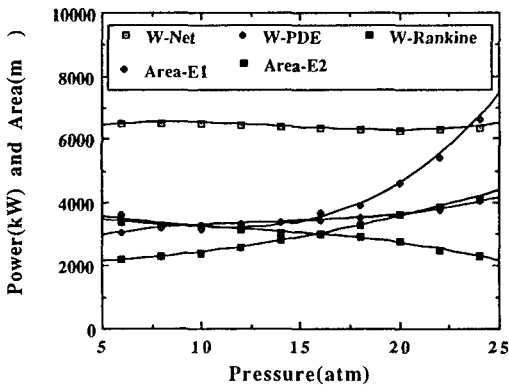


Fig. 6. The power outputs and the heat transfer area vs the NG turbine back pressure.

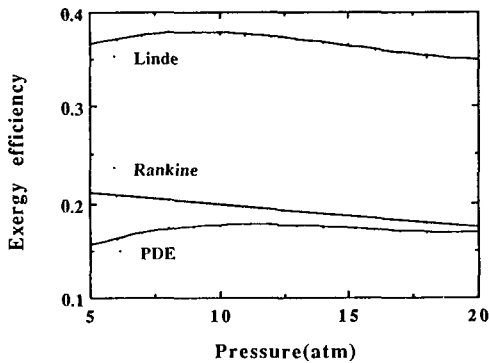


Fig. 7. The exergy efficiency of PDE cycle, Rankine cycle, and Linde Process vs the turbine back pressure.

Linde 공정의 효율은 8~10 atm에서 37%의 엑서지 효율을 보였다(Fig. 7). 저온의 열원을 이용할 경우 실제 사이클의 효율 η_{cycle} 와 제 2법칙 효율 즉, 엑서지 효율 ϵ 는 각각 다음과 같이 정의하였다⁹⁾.

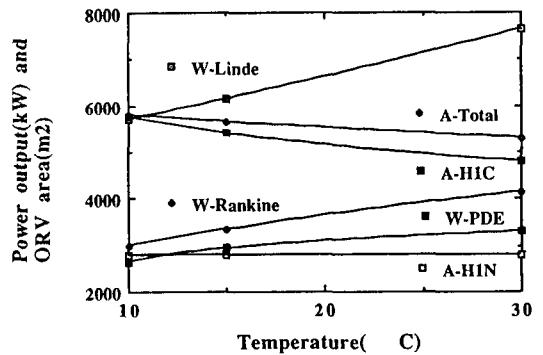


Fig. 8. The power output and the ORV area vs the sea water temperature.

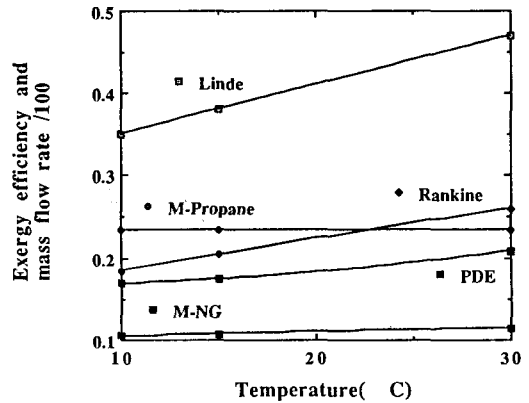


Fig. 9. The exergy efficiency and the mass flow rate vs the sea water temperature.

$$\epsilon = W/W_{max} = W/E \tag{6}$$

$$\eta_{cyclic} = W/q = E/q * \epsilon \tag{7}$$

NG 터빈 배압이 9 atm이며 PDE 및 Rankine 사이클의 응축기 면적이 각각 2000 m²과 2204 m²일 때 해수온

도의 변화에 따른 출력과 소요 기화기 면적을 Fig. 8에 그리고 효율과 유량의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 해수온도가 상승함에 따라 출력과 효율이 함께 상승함을 볼 수 있으며 이로부터 해수온도가 주요한 설계 변수임을 알 수 있다.

5. 결 론

LNG의 저온 엑서지를 재활용하여 전력을 생산하는 방안으로 Rankine 사이클, LNG의 압력 엑서지를 이용한 부분직접팽창 사이클 및 이 두 사이클의 혼합사이클인 Linde 공정을 이용한 냉열발전시스템을 비교연구하였다. 상용 시뮬레이터인 ASPEN Plus를 이용하였으며 현재 인수기지에서 운용되고 있는 각종 설비들의 설계 데이터를 기준으로 국내 천연가스 공급체계에 의거하여 최대 및 최적의 전력 발생 조건들을 검토하였다.

부분직접팽창방식을 채택시 최적 운전조건은 터빈 출구압력이 10~14 atm일때 전열면적이 최소가 되며 이 때의 출력은 응축기 전열면적 3000 m²을 기준으로 3 MW이다. Rankine 사이클의 경우 작동유체가 프로판과 같은 단일성분일 때 최적 출력조건은 해수의 온도에 좌우되며 전열면적은 1280~1320 m²이며, 출력은 3.4 MW정도가 가능하다. LNG의 사용량을 200 ton/hr로 이용하고 NG응축기의 전열면적을 2000 m²으로 고정시 최대 엑서지 효율은 Linde공정의 경우 37%이며 출력은 약 6.5 MW이므로 인수기지의 평균소요전력을 충당할 수 있다.

부분직접팽창과 Rankine 사이클의 비교시 전체 전열면적이 비슷한 경우 출력은 큰 차이가 없었으나 인수기지의 운전 측면에서는 부분직접팽창사이클이 유리하다.

감사의 글

본 연구는 아주대학교 연구처의 지원(1995)으로 수행

되었습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. 한국가스공사: "천연가스 수요분석 자료집" (1993).
2. Miyahara S. (JAPAN): "Power Generation from Cryogenic Energy" Proceedings of 6th LNG Conference Vol.I, II-8, (1980).
3. Shiozawa. H (JAPAN): "The Operation Result of LNG Cold Power Generation in Multicomponent Fluid Rankine Cycle" 8th LNG Conf. III-S, (1986).
4. Kray G. and Weber D.: "How to improve the economy of LNG Terminal" Proceedings of 6th LNG Conf. Vol. I, II-7, (1980).
5. IGT "Design and Economics for LNG system" (1990).
6. Poconja A and Streich M. (F.R. Germany): "Electricity Generation by the Utilization of LNG-Cold" Proceedings of 5th LNG Conference Vol. I, II-11, (1979).
7. Iwata, Y and Yamasaki, Y.: "New Application of LNG Cold Energy" Proceedings of 10th LNG Conference. (1992).
8. 한국가스공사: "LNG 편람" (1985).
9. 김동수: "ASPEN PLUS를 이용한 LNG 인수기지용 냉열발전시스템 성능연구" 아주대학교 에너지학과 석사학위논문 (1994).
10. 김동수, 박영무: ASPEN Plus를 이용한 LNG 인수기지용 냉열발전 시스템의 성능연구, 한국에너지동학회 추계학술발표회 초록집, (1993).
11. KOPEC: "냉열발전 타당성 조사" (1989).
12. Aspen Technology Inc: "ASPEN PLUS User Guide", Cambridge, MA, (1988).
13. Technigaz, S.N.: "Operating and Maintenance Manual for Open Rack Vaporizer" Vol. 402a-b (1985).