공학석사 학위논문

LNG선 재액화 시스템의 열 사이클 개선에 관한 연구

A study for the Improvement of Thermodynamic Cycle of LNG Re-liquefaction System

지도교수 오 철

2009 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

송 영 욱

本 論文을 宋永旭의 工學碩士 學位論文으로 認准함

위원장 윤 석 훈 (인)

위 원 김 경 근 (인)

위 원 오 철 (인)

2008년 12월 10일

한국해양대학교 대학원

목 차

Abstract

In recent years, there has been a significant increase in the level of interest on environment friendly and economically viable solutions for the transport of Liquefied Natural Gas (LNG).

It has passed more than 40 years since the first commercial export of LNG in the world. Utilization of LNG has been rapidly spreading in recent years owing to the growing energy needs of worldwide in the world market.

The growth of traded LNG volume is the highest of all fuels thanks to the environment-friendly characteristics of natural gas and the transport ability of LNG.

LNG carriers have, up to 2006, mainly been driven by steam turbines. The Boil-Off Gas from the LNG cargo has so far been used as fuel. This is a costly solution that requires special skills during construction and operation. Alternative propulsion systems offer far better fuel economical efficiency than steam turbines. Instead of previous practice using Boil-Off Gas as fuel, the Re-liquefaction system establishes a solution to liquefy the Boil-Off Gas and return the LNG back to the cargo tanks. This Re-liquefaction of Boil-Off Gases on LNG carriers results in increased cargo deliveries and allows owners and operators to choose the most optimum propulsion system.

The design of the LNG Re-liquefaction plant has been performed based on the nominal BOR of 0.15 % of cargo capacity per day for the GTT and Moss insulation systems LNG carriers.

The Re-liquefaction system is basically made of two parts which is BOG cycle and Nitrogen cycle.

The Re-liquefaction process is carried out by condensation of BOG at a slightly elevated pressure of 4.5 bar against nitrogen gas which is to be cooled into a three-stage Brayton cycle.

BOG is removed from the cargo tanks by means of a two stage centrifugal compressor, which is similar to conventional LD Compressors. The BOG is cooled and condensed to LNG in a Cryogenic heat exchanger (cold box). Non-condensable items, mainly nitrogen, are removed in a separator vessel. From the separator, the LNG is returned to the cargo tanks by the differential pressure in the system. The cryogenic temperature inside the Cold Box is produced by means of a nitrogen compression-expansion cycle.

In this study, thermodynamic cycle analysis has been performed based on two type of LNG Re-liquefaction system which was designed and adopted for the Q-Flex(220,000㎥) and Q-Max(266,000㎥) LNG carrier under construction at Korea ship yards and variable key factor was simulated to compare COP, power and nitrogen consumption of each Re-liquefaction system cycle.

According to the result of this study, there is no notable difference in respect of COP and performance of Re-liquefaction system at the view point of thermodynamic cycle, moreover design and operation is to be considered to avoid liquid formation at BOG Compressor in case of installation of Intercooler between 2^{nd} stage Compressor.

For the development of high performance Re-liquefaction plant, it is essential to develop high efficiency compressor and turbo Expander and high performance heat exchanger is important factor to reduce power consumption and to increase COP and also effort to reduce cooling water temperature to be considered for design and operation of Re-liquefaction plant.

사용기호

ADJ	: Adjust controller
BOG	: Boil Off Gas
COMP	: 압축기(Compressor)
COP	: 냉동기의 성적계수
Cold Box	: LNG 3중 열교환기(Heat exchanger)
CW	: Cooling Water exchanger
e	: Expander
EXP	: 팽창터빈(Expander)
f	: 질소의 질량유량(kg/h)
f'	: BOG의 질량유량(kg/h)
G	: 천연가스(Vapor)
h	: 비엔탈피(kJ/kg)
L	: 천연가스(Liquid)
MIX	: Process mixer
p	: 압력(kPa)
Q_n	: Cooling energy(kW)
qL	: 열교환기에서 빼앗긴 에너지(kW)
s	: 비엔트로피(kJ/kg - C)
SG	: Specific Gravity
t	: 온도(℃)
TEE	: Process branch
UA	: Overall Heat Transfer coefficient.(kJ/C - h)

Wc_n : Compressor 에너지(kW)

W_i : 가해진 에너지(kW)

W_t : 전체 동력 소비량(kW)

W_e : Expander 에너지(kW)

그리스 문자

λ : 질소와 BOG의 질량 유량 비(kg_{BOG}/kg_{N_2})

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

천연가스는 넓은 의미로는 자연히 배출 혹은 생산되는 가스를 총칭하며 그 종류로는 화산가스, 온천가스, 가스전가스, 유전가스, 탄전가스 등이 모두 포함되나 좁은 의미로는 자연에서 채굴되는 가연성(가스로써 탄화수소류(C_nH_{2n+2})를 주성분으로 하는 가연성가스를 말한다.

현재 사용하고 있는 액화 천연가스(Liquefied Natural Gas, LNG)는 지하에서 뽑아 올린 천연가스를 생산지에서 전처리 Processes를 통하여 유황, 탄산, 수분 등의 제반 불순물을 제거한 후 액화 플랜트에서 액화시켜 얻어지는 것으로 메탄(CH_4)을 주성분으로 한다.

이러한 천연가스는 1950년대 초반, 2차 세계 대전 후 서구세계의 재건을 위하여 절대적으로 필요한 석유에너지의 시추와 함께 그 부산물로서의 천연가스를 쓸모없이 태워 없애는 막대한 낭비를 피하고 싶어 하는 일부 석유회사(Oil Major)들의 흥미로부터 시작되었다.

초기의 천연가스 이용은 저장 및 수송상의 어려움 등으로 인해 가스전 부근에 위치한 지역에서의 사용이 주류를 이루어 왔다. 그러다가 1940년대 후반 제2차 세계대전 이후 파이프의 제조기술 및 용접기술의 발전으로 천연가스를 가스전으로부터 대규모 소비지역인 공업지역 또는 도시지역까지 파이프라인으로 수송할 수 있게 됨으로써 천연가스산업이 비약적으로 발전하였다.

1845년 영국의 화학자인 " Faraday"에 의하여 최초로 천연가스의 주성분인 메탄(CH_4)을 액화(- 161.5 ℃)시키는데 성공하였다. 그러나 그 당시에는 이러한 저급탄화수소인 메탄을 저장/수송할 초저온에 견딜만한

저온재료가 개발되지 못하여 액화천연가스(LNG, Liquefied Natural Gas)형태로의 수송은 큰 진전을 보지 못하였다. 그 후 과학기술의 발달과 초 저온재료 관련 기술의 발달로 천연가스 액화플랜트(Plant) 건설이 성공하였으며, 3.5% Nickel강을 재료로 한 액화천연가스 저장탱크를 제작하는데 까지 성공하는 등 많은 천연가스관련 기술진보가 이루어 졌으며 한편으로는 이러한 기술개발과정에서 수반되는 많은 시행착오와 대규모 엘엔지저장탱크의 누출사고가 발생하여 대형 인명참사가 발생하기도 하였으며 이러한 여러 우여 곡절 과정을 거친 후 마침내 1954년 미국의 콘스탁(Constock)社에 의해 LNG Barge "Methane(5,000m^3) ” 가 건조되어 최초의 해상수송의 길을 열었으나 LNG를 탱크에 선적하는 과정에서 저온에 의한 탱크의 수축을 제대로 흡수하지 못한 방열재(防熱材, Balsa의 일종)의 변형에 이은 파괴로 실패하였으나 계속된 연구 끝에 3년 뒤인 1958년 세계최초의 엘엔지운반선 메탄 파이오니어호(Methane Pioneer)가 건조되었고 동 선박은 미국의 루이지애나(Louisiana)주 미시시피 강(Mississippi River)연안에 소재한 "Trunkline LNG Terminal"에서 5,000m^3의 액화천연가스를 선적하고 대서양을 횡단하는 22일간의 장기항해 끝에 마침내 1959년 2월 20일 영국의 템즈강(Thames River)가에 위치한 컨베이(Canvey)섬 터미널에 무사히 도착함으로써 역사적인 최초의 상업수송의 시대가 개막되었다.[10][11][12]

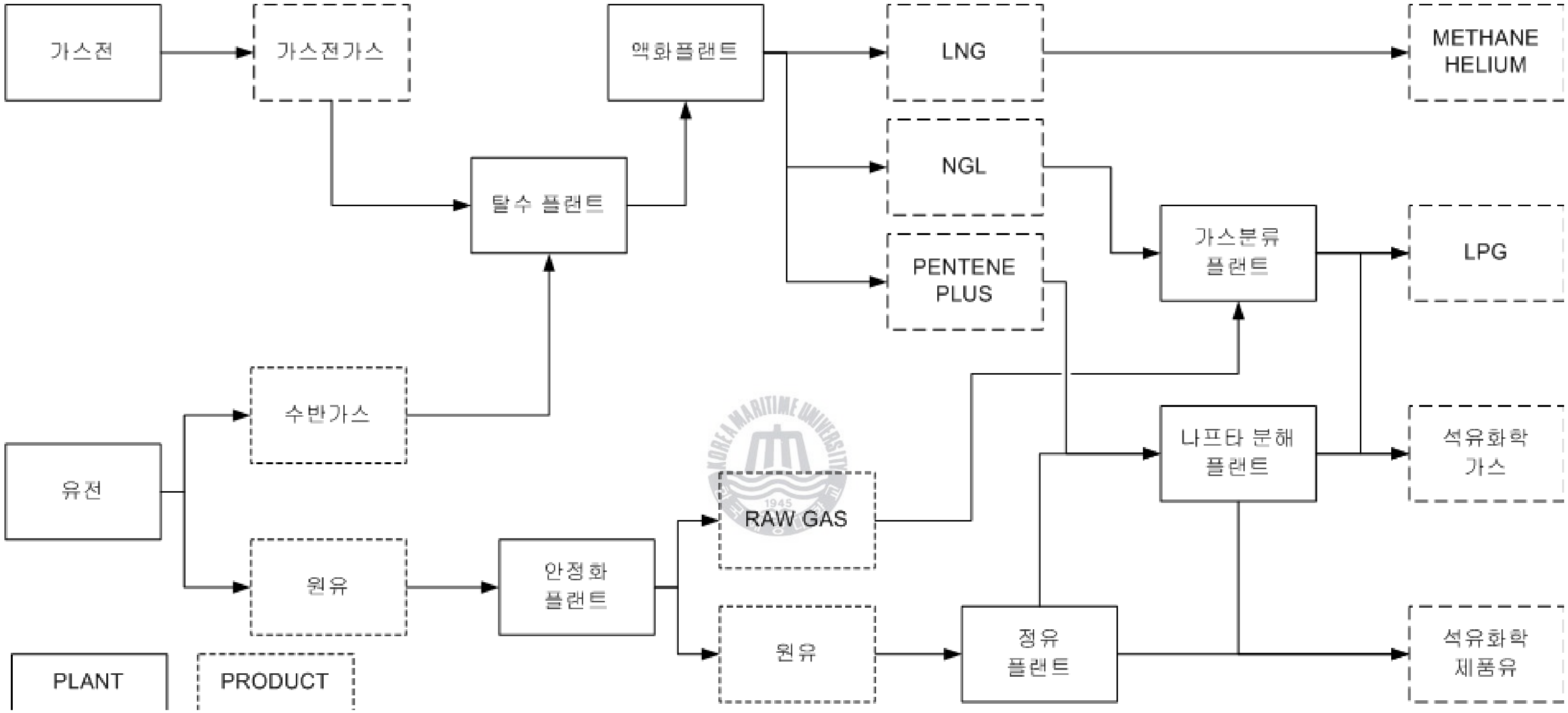


Fig. 1.1 Refining process of LNG[11]

천연가스를 해상으로 운송하기 위해서는 우선 운송 효율을 높이기 위하여 부피를 감소시켜야 하는데 그렇지 못하면 운송 선박은 크기가 대단히 커져야 한다. 기체의 부피를 감소시키는 방법에는 압력용기에 가압하여 압축하는 방법과 액화하는 방법이 있는데, 약 150~250Bar로 압축을 하게 되면 압축 천연가스, 즉, CNG(Compressed Natural Gas)라 하며, 1㎥의 천연가스를 1기압 상태에서 약 -162℃까지 냉각을 시키면 약 0.0017㎥의 액상으로 액화되어 체적은 약 1/600로 감소되게 되어 LNG(Liquefied Natural Gas)가 된다.

LNG는 LNG 선박의 화물창에서 최대 25mbarG의 압력 범위 내에서 포화압력 조건의 약 -160℃ 안팎의 온도상태를 유지하며 액체 상태에서 LNG를 저장하여 운송하게 된다.

LNG의 구성 성분은 산지에 따라 차이가 있으며 메탄을 포함한 탄화수소 및 질소의 함유량에 따라 비등점(Boiling point) 및 발열량에 차이가 있게 된다. 천연가스의 성분은 Table 1.1에서 보는 바와 같이 생산하는 산지에 따라 다소 차이가 있을 수 있으나, 약 90~99% 이상의 메탄(CH_4)을 포함한 에탄(C_2H_6),프로판(C_3H_8)자 탄화수소(HC)의 혼합물이며 미량의 질소(N_2)등을 함유하고 있으나, 이의 화학적 특성은 메탄(CH_4)과 거의 유사하다.

Table1.1 Typical composition of LNG

	Methane CH_4	Ethan C_2H_6	Propane C_3H_8	Butane C_4H_{10}	Pentane C_5H_{12}	Nitrogen N_2
Arun	89.33	7.14	2.22	1.17	0.01	0.08
Arzew	88.0	7.95	2.37	1.05	0.02	0.35
bintulu	91.23	4.3	2.95	1.4	0	0.12
Badak	91.09	5.51	2.48	0.88	0	0.03
Bonny	90.4	5.2	2.8	1.5	0.02	0.07
Das Island	84.83	13.39	1.34	0.28	0	0.17
Egypt	96.1	2.9	0.57	0.40	0.006	0.01
Equitorial Guinea	82.1	3.9	0.03	0	0.01	0
Lumut	89.4	6.3	2.8	1.3	0.05	0.05
Marsa el Braga	70	15	10	3.5	0.6	0.9
Point Fortin	96.2	3.26	0.42	0.07	0.01	0.08
Ras Laffan	90.1	6.47	2.27	0.6	0.03	0.25
Withnell	89.02	7.33	2.56	1.03	0	0.06

Table 1.2 Properties of typical LNG

	Methane CH_4	Ethan C_2H_6	Propane C_3H_8	Butane C_4H_{10}	Pentane C_5H_{12}	Nitrogen N_2
Molecular Weight	16.042	30.068	44.096	58.120	72.150	28.016
Boiling Point @ 1barA(℃)	-161.4	-88.6	-42.1	-0.5	36.1	-195.8
Liquid density @ BP(kg/㎥)	426	544.1	580.7	601.8	610.2	808.6
Vapour SG @15℃ and 1barA	0.553	1.04	1.55	2.00	2.49	0.97
Gas Volume/Liquid Ratio @ BP 1barA	619	431	311	222	205	694
Flamable limits in Air by volume(%)	5~15	3.1~12.5	2.1~9.5	1.8~8.5	3~12.4	Non-flammable
Auto-ignition Temp(℃)	595	510	468	n:365 i:500		
Gross Heating Value @15℃ (kJ/kg)	55,550	51,870	50,360	n:49,520 i:49404	n:49,010 i:48944	
Vaporsation heat at BP (kJ/kg)	510.4	489.9	426.2	385.2	357.5	199.3

1.2 LNG선 세계 시장의 동향

석유 자원의 고갈 및 환경문제로 인하여 2000년대 초부터 세계 LNG 시장의 수요가 급격하게 증가 하였으며, 이에 따라 LNG선 건조 시장은 한국의 대형 조선소 3사를 중심으로 하여 급성장 하였으며 기존의 LNG선의 패러다임이 바뀌게 되었다.

LNG선은 화물창의 설계 개념 및 구조에 따라 크게 멤브레인 방식 과 독립형 자기 지지 방식의 탱크로 나누어지며 멤브레인 방식은 상온과 -163℃열 수축 팽창을 감당하기위하여 1.2㎜ SUS316L을 Corrugate 방식의 멤브레인을 적용하는 GTT MARK-III Type과, 열 수축 팽창이 거의 없는 36% Nickel강(INVAR강)을 적용하는 GTT No.96-2 Type 이 건조되고 있다. 독립형 자기 지지 방식은 화물창이 알루미늄 또는 스테인리스 스틸 재질의 일체형 탱크로서 구형 방식의 MOSS 방식과 입방면체구조의 SPB 방식이 있다.

LNG선의 추진 방식에 의한 구분으로 보면 기존까지는 LNG 화물의 특성상 화물창에서 발생하는 BOG를 보일러의 연료로 이용하여 스팀을 발생시켜 터빈을 구동하는 추진하는 방식이 적용되었다. 근래에는 LNG 운송효율의 증가를 위한 노력의 일환으로 여러 가지 방식의 신개념 추진 방식이 시도 선진 조선소와 선주회사를 중심으로 시도되어 왔다. 이러한 결과로서 선박의 발전기 엔진을 BOG를 연료로 사용할 수 있는 DF(Duel Feul: HFO or MDO + BOG)엔진을 적용함으로서 발전기에서 발생하는 전기로 주 추진 모터를 제어하는 DF-EL(전기추진 방식)과 일반선박에 적용하는 Slow Diesel 엔진을 쌍축 (Twin screw)으로 적용하고 화물창과 엔진룸을 별도로 분리하여, 화물창에서 증발하는 BOG는 재액화 시스템을 적용하여 화물창으로 회수하는 방식이 개발되어 적용되고 있다.

현재 개발되어 건조중이거나 운항중인 LNG선의 추진 방식에 따른 분류를 보면 Fig. 1.2와 Fig. 1.3과 같다.

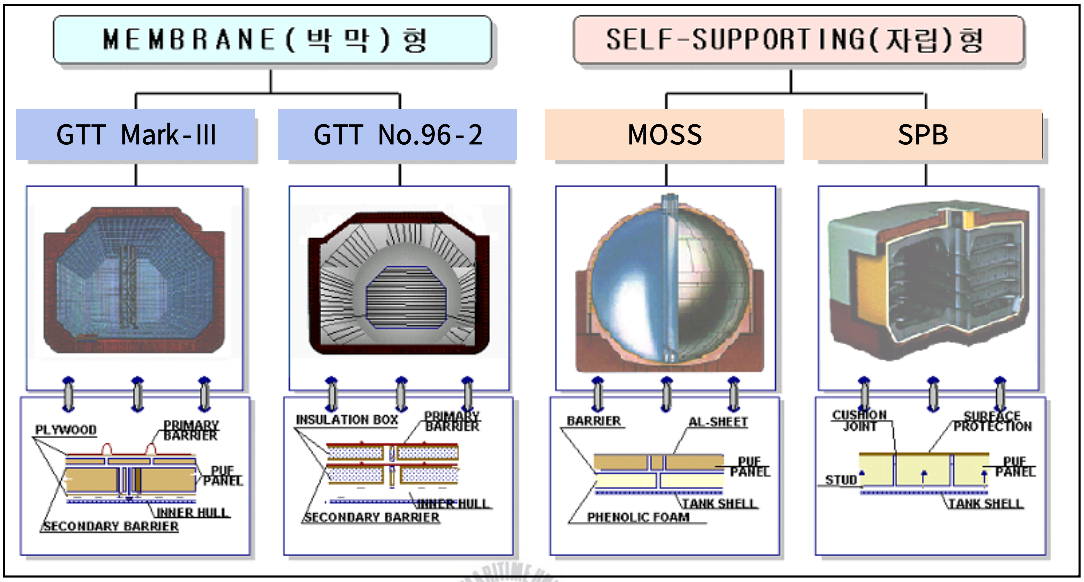


Fig. 1.2 Cargo containment of LNGC

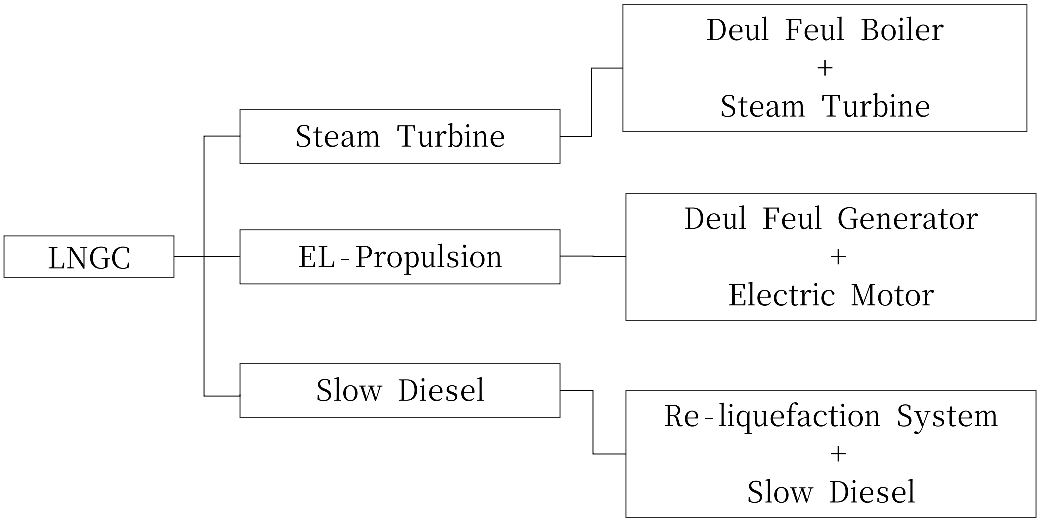
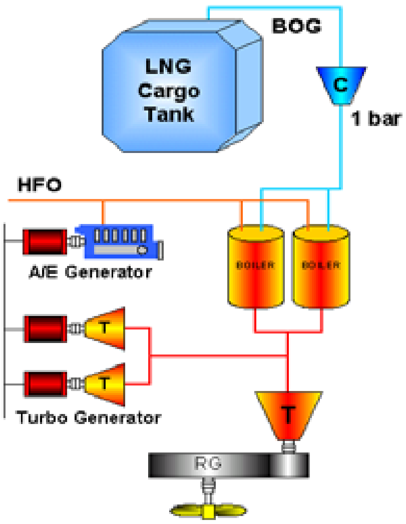
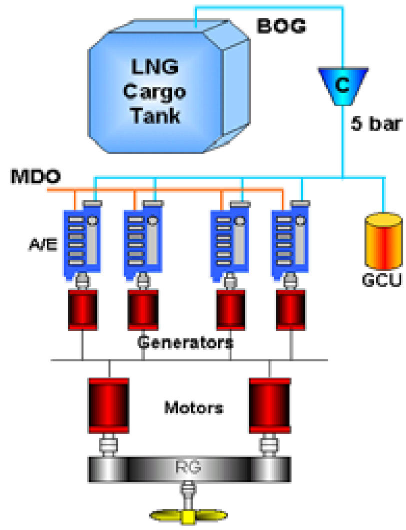


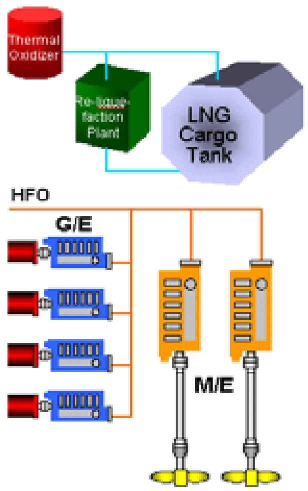
Fig. 1.3 Propulsion type of LNGC



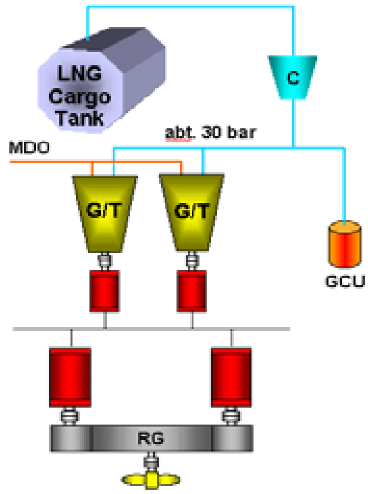
a) Steam Turbine 추진 방식



b) DF - EL 추진 방식



c) Slow Diesel 추진 방식



e) Gas Turbine 추진방식

Fig. 1.4 Concept of LNG propulsion system

근래에는 불필요한 화물의 낭비를 방지하기 위하여 몇몇 선주회사들을 중심으로 에 의해 전기 추진 방식에도 재액화 시스템을 설치하여 화물창에서 증발하는 BOG를 회수하고자 하는 의도들이 시도 되고 있다.

대부분의 현재 운항중인 LNG선은 스팀 터빈 추진 방식이었으나, 현재 건조되고 있는 LNG선은 전기 추진 방식과 Slow Diesel 방식이 선주회사에게 선호되고 있다. 현재 운항 중인 LNG선과 건조중인 LNG선들의 화물창 형식 및 추진방식으로 구분하여 보면 그 사실을 확인 할 수 있다.세계 LNG선의 건조 동향을 보면 다음 과 같다.

LNG선의 건조 동향을 보면 2003년을 기점으로 하여 기하급수적으로 증가하기 시작 하였으며, 2008년을 기점으로 하여 그 건조량은 감소하는 추세이나 건조선박의 대부분이 재액화 시스템이 장착된 대형 LNG선박으로 대형 LNG선은 216K급의 Q - Flex급, 260K급의 Q - Max급이 주를 이루고 있다.

LNG선의 화물창의 구조 형식 및 추진 방식의 분류에 따른 상세한 현황을 Fig. 1.5부터 Fig. 1.9 까지 보면 현재의 LNG선 시장의 변화 과정 및 앞으로의 LNG시장의 추이를 확인 할 수 있다.

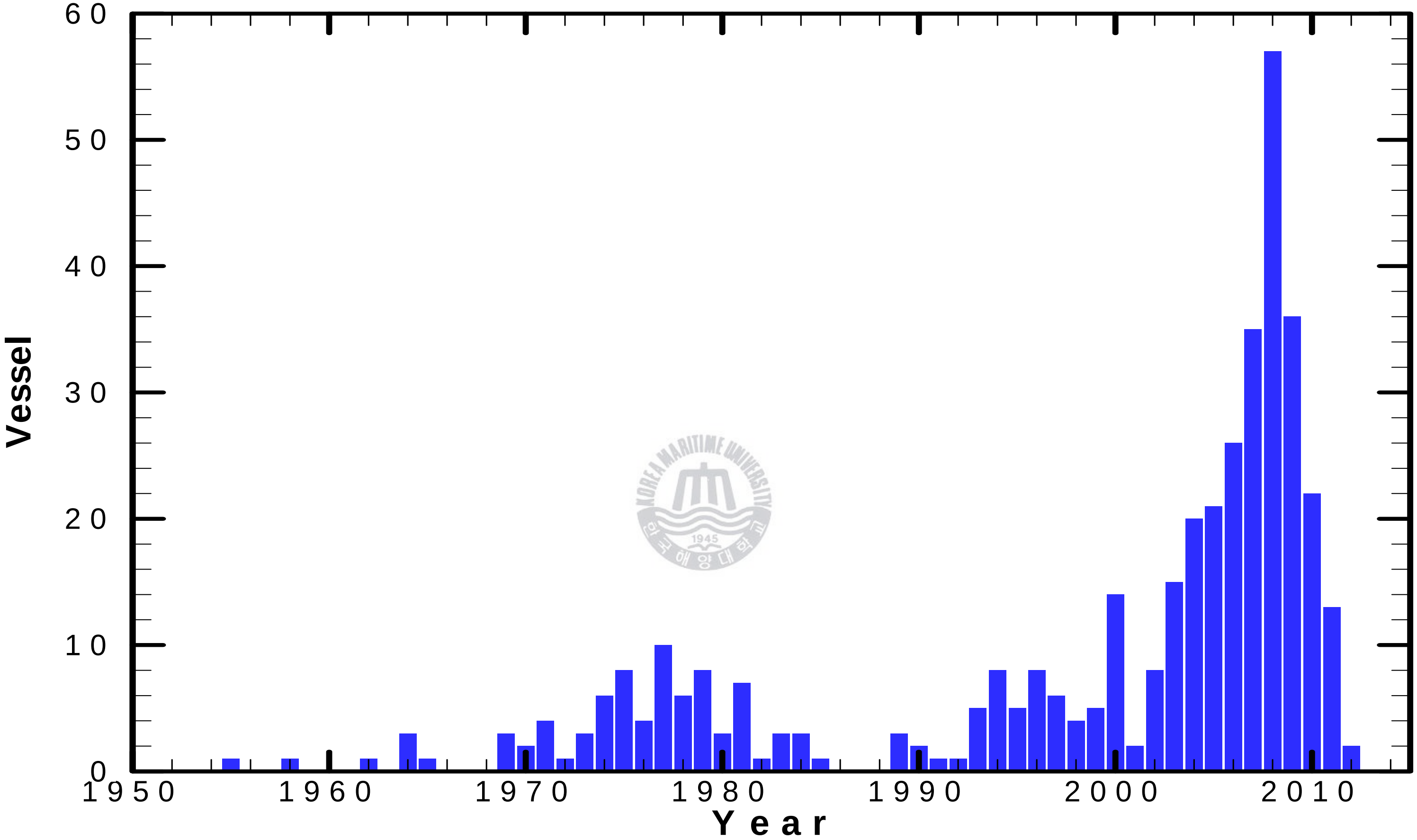


Fig. 1.5 Worldwide market trends of LNGC (Dec.2008).

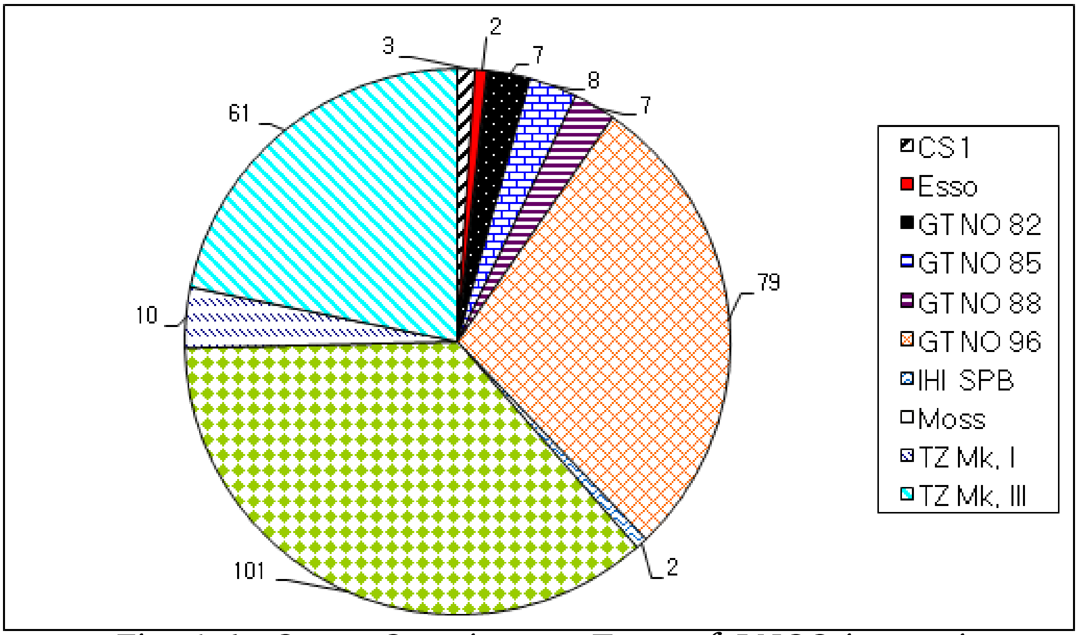


Fig. 1.6 Cargo Containment Type of LNGC in service

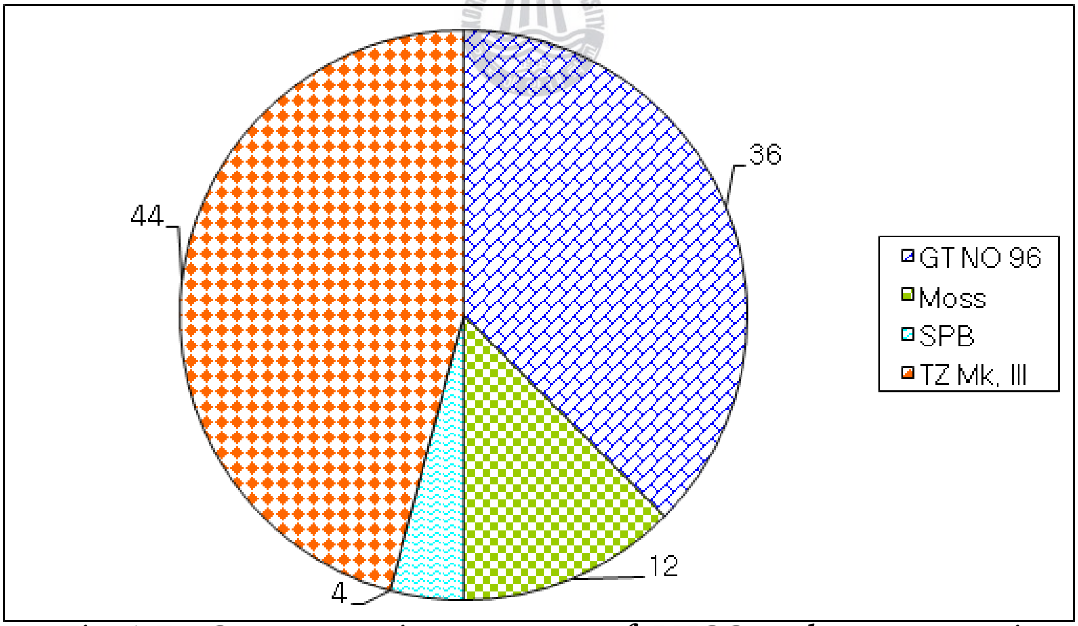


Fig 1.7 Cargo containment type of LNGC under construction

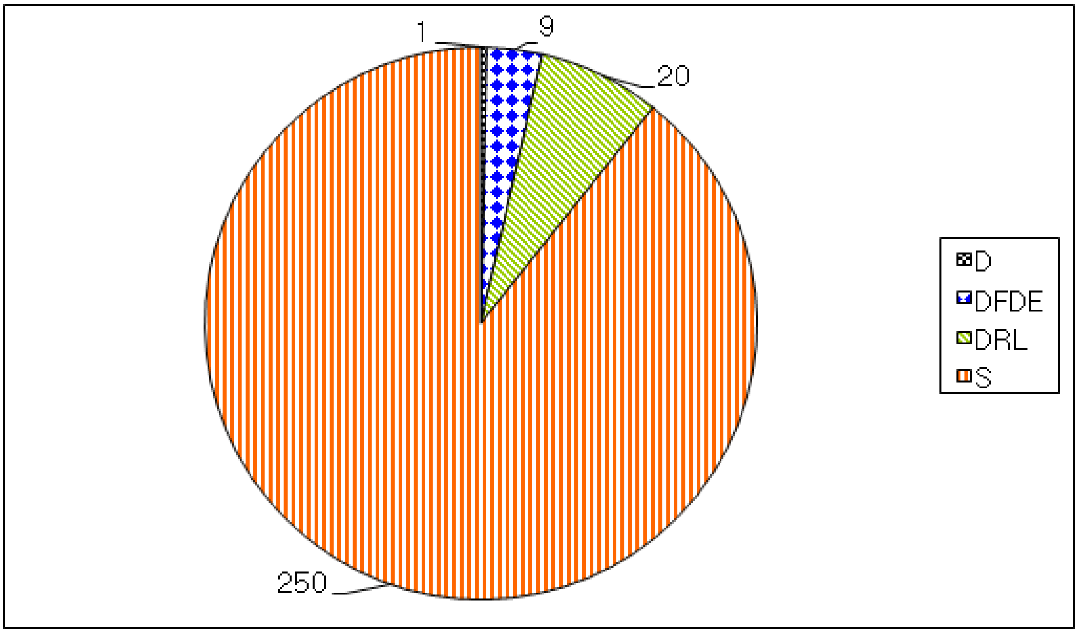


Fig. 1.8 Propulsion type of LNGC in service

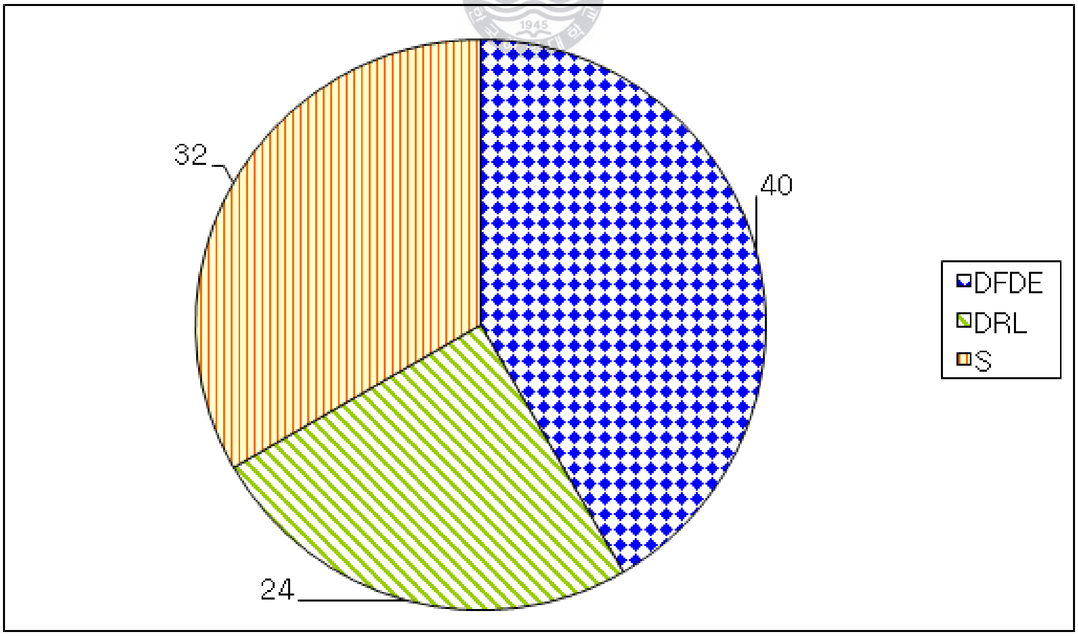


Fig. 1.9 Propulsion type of LNGC under construction.

제 2 장 LNG선용 재액화 시스템

2.1 재액화 시스템의 기본구성

LNG 화물창은 외부의 열 침입을 막기 위하여 보온을 실시하나 완전히 차단 할 수 없으므로 BOG(Boil Off Gas)가 발생하게 되며, BOR(Boil Off Rate)를 0.15%/day를 기준으로 설계를 하게 된다.

화물창에서 발생하는 BOG는 베이퍼 돔(Vaopor dome)을 통해 BOG 컴프레서(Compressor)에 의해 재액화 시스템으로 압송되어지며 비등점이 -196℃의 질소(N_2)를 냉매로 하는 냉동 사이클로 구성된 재액화 시스템의 열교환기에서 냉각되어 액화되어져서 화물창으로 반송되어 진다. 만약 재액화 시스템의 작동 불능 상태가 되면 BOG는 폭발 위험이 있는 상태로 대기 방출 되는 것을 방지하기 위하여 GCU(Gas Combustion Unit)에서 소각하여 대기 방출하게 된다.

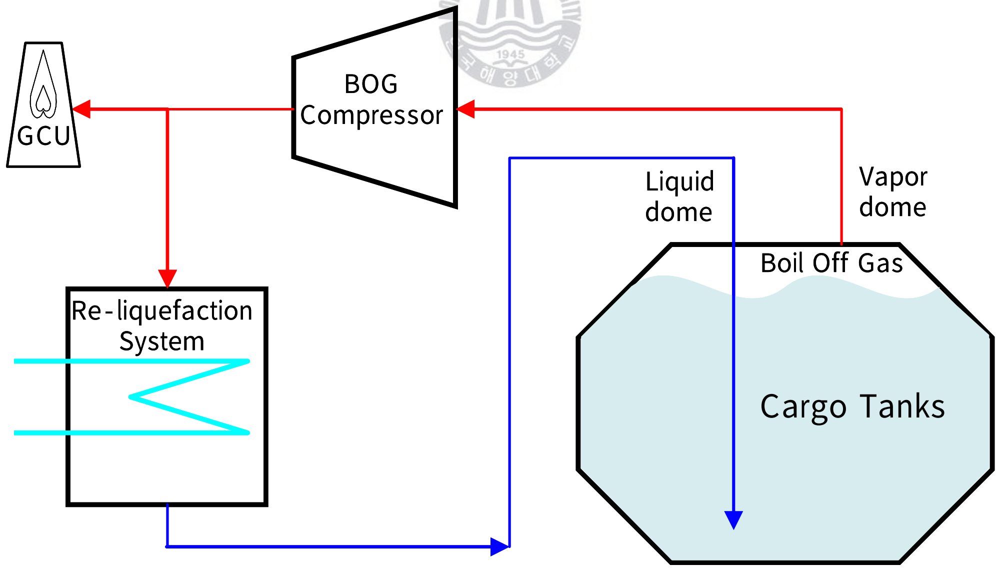


Fig. 2.1 Concept of LNG Re-liquefaction system.

2.2 LNG선용 재액화 시스템의 발전 동향

최근 세계 천연가스 시장의 수요가 기하급수적으로 증가함에 따라, 해상 운송수단인 LNG선의 건조가 급증하게 되었으며 운송효율을 높이기 위한 LNG선박의 초대형화 설계가 진행 되었다. 이러한 LNG선박의 대형화는 LNG선의 화물창 보온 설계 기준인 BOR(Boil Off Rate) 0.15%를 기준으로 상대적으로 많은 BOG(Boil Off Gas)가 발생하게 되었으며 선박의 주 추진기관의 연료로 사용 하더라도 잉여 가스가 남게 되어 화물탱크의 압력상승을 막기 위해서는 BOG를 재 액화하여 화물탱크로 반송하거나 소각하는 방법 등으로 처리하지 않으면 안 된다. 이러한 이유로 인하여 200K(200,000㎥)급 이상의 LNG 선박에서는 필수적으로 LNG 재액화 시스템을 탑재하고 있으며 주 추진 장비로는 일반 Slow Diesel 엔진을 쌍축으로 배치하여 설계하게 된다.

현재 한국에서 건조하고 있는 LNG선박에 적용되는 LNG 재액화 시스템은 노르웨이의 H사 와 프랑스의 C사에서 공급하고 있으며 국내업체로는 신영중공업에서 국산화 개발에 성공하여 한국가스공사의 터미널에 파일로트 플랜트를 설치하였다.

본 연구에서는 현재 개발되어 있는 여러 가지 LNG 재액화 시스템의 사이클 성능을 동일한 조건하에서 해석함으로써 각각의 장단점을 비교하여 LNG선박의 설계 시 재 액화 시스템의 최적화 방안을 제시하고자 한다.

제 3 장 LNG선용 재액화 시스템 이론 해석

3.1 사이클 해석모델

본 연구에서는 각기 다른 사이클의 재액화 시스템을 비교하기 하여 다음과 같은 동일한 조건을 시스템 해석에 적용하였다. 단, 시스템 구성의 차이로 인한 압력강하(Pressure drop)의 차이로 인한 압력의 차이는 전체 시스템에 미치는 영향이 미세하므로 무시하였으며, 조건은 아래와 같다.

1) 재액화 시스템의 냉매의 성분은 N_2(97%) 와 O_2(3%)로 일반적인 LNG선의 질소 발생장치(N_2 Generator)에서 공급되는 질소 사양 조건으로 적용하였다.

2) BOG 성분은 다음과 같은 조건을 적용하였다.

Table 3.1 LNG composition for base calculation

Composition	Case(Mole%)
Nitrogen	0.3242
Methane	93.1563
Ethane	6.2409
Propane	0.1758
Butane	0.0066
Pentanes & heavier	0.0962

3) 재액화 컴프레서의 1단 컴프레서 입력부의 온도와 압력은 -38.7℃/14.0bar를 기준으로 하였으며 이를 기준으로 하여 시스템 구성의 차이로 인한 압력 손실 및 온도 차이는 시스템에 맞게 보정하여 주었다. 또한, 각 컴프레서의 압축비는 보온재의 최대 허용 기준을 감안 하여95℃로 설정하였으며 냉각기(Cooler) 후단의 온도는 40℃를 기준으로 설정 하였다.

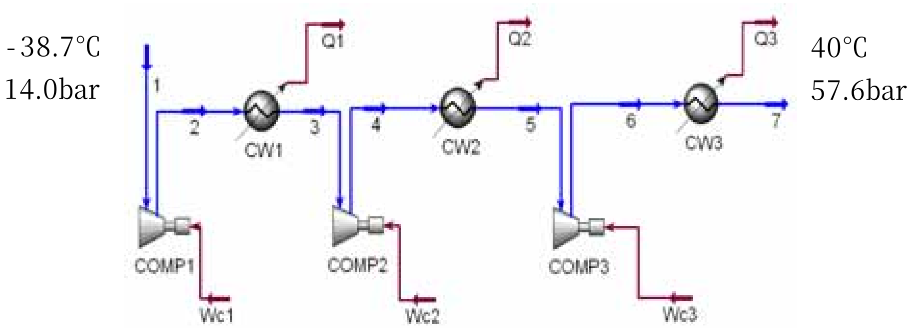
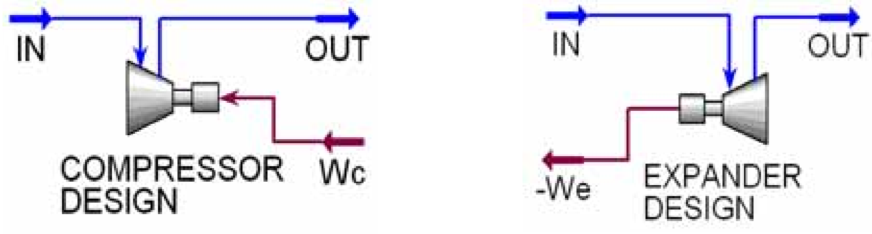


Fig. 3.1 Configuration of 3rd stage compressor

4) 팽창터빈(Expander) 후단의 팽창 온도 는 액적이 생기지 않는 -163℃로 설정 하였다. 모든 경우에 동일한 조건을 적용하였다.

컴프레서와 팽창터빈의 단열 효율은 80%로 설정 하였다.



* Adiabatic efficiency = 80.00%

Fig 3.2 Configuration of Compressor & Expander

3.2 LNG선 재액화 시스템

3.2.1 재액화 시스템 사이클 A

H사의 LNG 재액화 시스템은 역 브레이튼(Brayton) 사이클로 구성되어지며 크게 질소 사이클과 BOG 사이클로 나누어진다. N_2 사이클은 N_2 냉매를 3단 Compressor의해 압축하며 각 각의 컴프레서에 의해 단열 압축된 BOG는 F.W cooler에 의하여 단열 냉각되어진다. 이후 3중 열교환기에서 1차로 냉각되어 지고 팽창터빈을 거쳐 약 -163℃로 단열 팽창되며 Cold box에서 BOG 가스와 열교환하여 LNG를 재액화 하게 된다.

3단 컴프레서는 동력의 효율을 높이기 위하여 1,2단 컴프레서를 동일 축으로 구동하며, 3,4단은 컴프레서와 팽창터빈의 축을 연결하여 동력을 회수하게 된다. 이를 통틀어서 N_2 컴팬더(Compander)라 부른다.

BOG 사이클은 화물창에서 증발되는 LNG 증발 기체를 프리쿨러(Precooler)와 2단 BOG 컴프레서를 거쳐 4.5bar까지 압축하여 Cold Box로 압송하게 되며 이때, Cold Box를 통과하면서 약 -160℃ 의 LNG로 액화되어 화물창으로 반송되게 된다.

프로세스 사이클 모델과 동력 소비량은 Fig. 3.1과 Table 3.1과 같다.

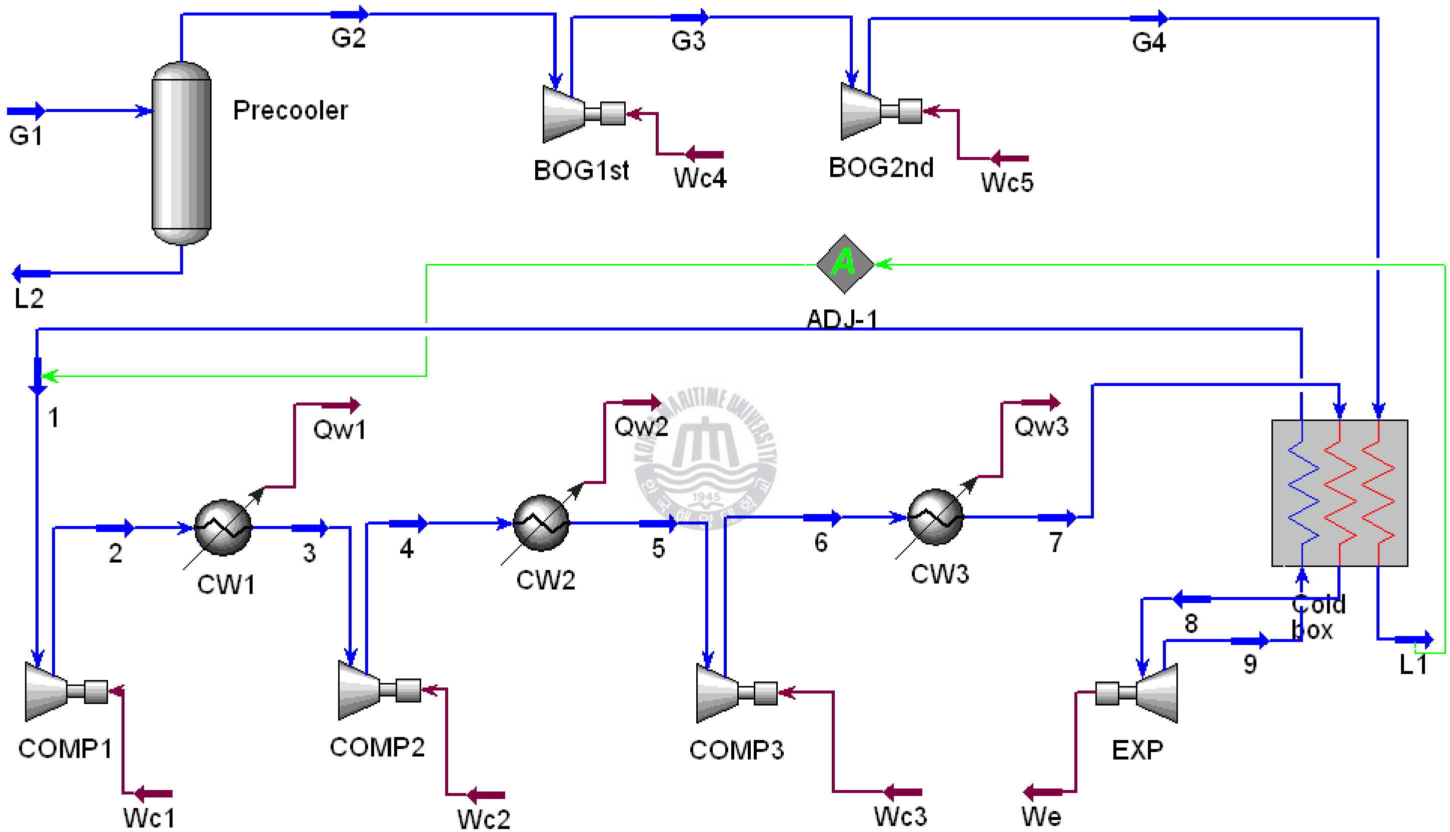


Fig. 3.3 Re - liquefaction system of Hamworthy(Moss RS)

Table 3.2 Power consumption

	Power Consumption(kW)
COMP1(W_{c1})	2,104
COMP2(W_{c2})	2,055
COMP3(W_{c3})	2,056
EXP1(W_e)	-1,081
BOG 1st(W_{c4})	145
BOG 2nd(W_{c5})	145

이러한 재액화 시스템의 냉동 사이클로서의 성능계수 COP는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$COP = \frac{\text{저온에서 뽑아낸 열량}}{\text{가해진 일량}} = \frac{q_{abstracted}}{W_i} = \frac{q_L}{W_c - W_e} \qquad (3.1)$$

여기서 q_L은 3중 열교환기인 Cold Box에서 BOG가 LNG로 액화되며 빼앗기는 열량으로 다음과 같다.

$$q_L = q_{G4} - q_{L1} = 1{,}371 \text{ kW} \qquad (3.2)$$

W_c는 각 컴프레서에서 압축되어지는 총 동력 소비량이고, W_e는 팽창 터빈으로부터 회수되는 동력으로 다음과 같다.

$$Wc = Wc1 + Wc2 + Wc3 = 6{,}215\ kW \quad (3.3)$$

$$We = -1{,}081\ kW$$

따라서 COP는 0.2670으로 계산되어 진다.

그러나 LNG 선박에서 복잡한 재액화 시스템의 성능을 평가하기 위하여 단순히 냉동 성능을 비교하는 것 만 으로는 시스템의 전체 성능을 평가하기 어렵다. 따라서 시스템의 주요 성능 변수인 BOG와 N_2의 질량 유량비(λ)와 BOG 컴프레서의 동력 소비량을 포함한 시스템 전체 동력 소비량(Wt)을 고려하였다.

$$BOG/N_2\text{의 질량 유량비}(\lambda)$$

$$= \frac{BOG\,Flow}{N2\,Flow} = \frac{f'}{f} \quad (3.4)$$

$$= 0.0511(kg/h_{BOG})/(kg/h_{N2}) \times 100$$

$$= 5.11\%$$

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 - W_e \quad (3.5)$$

$$= 5{,}424kW$$

3.2.2 재액화 시스템 사이클 B

C사의 LNG 재액화 시스템은 H사의 재액화 시스템과 같이 역 Brayton 사이클의 구성이며, 3중 열교환기인 Cold Box를 사용 하지 않고 열교환기를 별도로 분리하여 Counter Current Exchanger, De-superheater와 BOG Condenser로 분리 하였다. 이로 인해 3중 열교환기의 Thermal stress에 의한 피로도를 감소하고자 하는 노력을 하였다.

N_2 사이클에서 3단으로 압축되어진 질소 가스는 Counter Current Exchanger에서 1차 냉각 되어 진후 팽창터빈을 거쳐 단열 팽창하며 BOG Condenser에서 BOG와 열 교환하여 재액화를 시키고 여기서 나오는 냉매는 다시 De-superheater와 중간냉각기(Intercooler)에서 열 교환 하게 된다.

BOG 사이클에서는 화물창에서 발생한 BOG는 BOG 컴프레서에 의해 압축되어 지며, De-superheater와 BOG Condenser를 거쳐 재액화 되어 진다. BOG 컴프레서에서는 1단 압축 후 Intercooler를 거치면서 질소냉매에 의해 냉각되어지며 2단 컴프레서의 입구온도를 낮추어 운전부하를 낮춤으로써 효율을 높이고 BOG 온도 상승 시에도 BOG 컴프레서 후단의 온도 상승에 대한 문제점을 줄였다.

프로세스 사이클 모델과 동력 소비량은 Fig. 3.2와 Table 3.2와 같다.

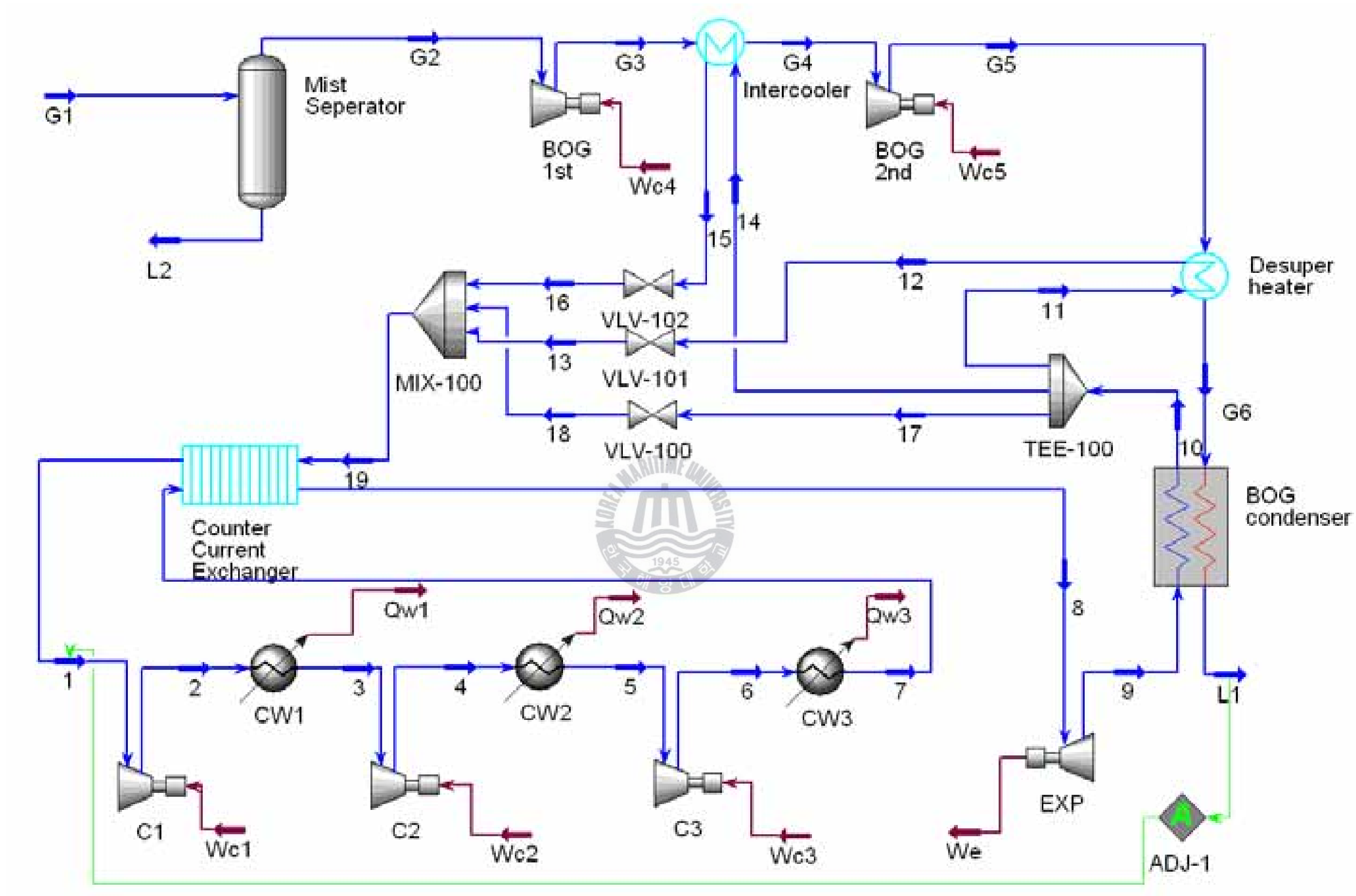


Fig. 3.4 Re-liquefaction system of Cryostar(Eco-rel)

Table 3.3 Power consumption

	Power Consumption(kW)
COMP1 (Wc1)	2,108
COMP2 (Wc2)	2,059
COMP3 (Wc3)	2,060
EXP1 (We)	-1,067
BOG 1^{st} (Wc4)	153.9
BOG 2^{nd} (Wc5)	118.7

마찬가지로 재액화 시스템의 냉동 사이클로서의 성능계수 COP는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$COP = \frac{\text{저온에서 뽑아낸 열량}}{\text{가해진 일량}} = \frac{q_{abstracted}}{W_i} = \frac{q_L}{W_c - W_e} \qquad (3.6)$$

여기서 q_L은 질소냉매가 열 교환 하는 Intercooler와 De-superheater 그리고 BOG Condenser에서 빼앗기는 열량으로 다음과 같다.

$$q_L = (q_{G3} - q_{G4}) + (q_{G5} - q_{G6}) + (q_{G6} - q_{L1}) \qquad (3.7)$$

= 1,353 kW

W_c는 각 컴프레서에서 압축되어지는 총 동력 소비량이고, W_e는 팽창 터빈으로부터 회수되는 동력으로 다음과 같다.

$$Wc = Wc1 + Wc2 + Wc3 = 6{,}227\ kW \quad (3.8)$$
$$We = 1{,}067\ kW$$

따라서 COP는 0.2622로 계산되어 진다.

마찬 가지로 시스템의 주요 성능 변수인 BOG와 N_2의 질량 유량비 (λ)와 BOG 컴프레서의 동력 소비량을 포함한 시스템 전체 동력 소비량(Wt)을 확인하였다.

$$BOG/N_2\text{의 질량 유량비}(\lambda)$$
$$= \frac{BOG\,Flow}{N2\,Flow} = \frac{f'}{f} \quad (3.9)$$
$$= 0.0510(kg/h_{BOG})/(kg/h_{N2}) \times 100$$
$$= 5.10\%$$

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 - W_e \quad (3.10)$$
$$= 5{,}432.6\,kW$$

H사와 C사의 재액화 시스템의 동일 해석 모델 조건하에서의 시스템

성능 계수를 비교하여 정리하면 Table3.4와 같다.

Table 3.4 Comparison table (Type A & B)

	성능계수	Type A	Type A
1	COP	0.2670	0.2622
2	λ (%)	5.11	5.10
3	W_t (kW)	5,424	5,433

즉, Table 3.4에서 보는 바와 같이 두 종류의 재액화 시스템의 성능계수를 동일한 조건에서 사이클 해석을 수행한 결과, 열역학적 사이클의 관점에서는 큰 차이점을 발견 할 수 없었다.

제 4 장 LNG선용 재액화 시스템 해석결과 고찰

4.1 재액화 사이클 내의 온도 및 압력 분포

4.1.1 H사 재액화 사이클(A)의 온도 압력 분포

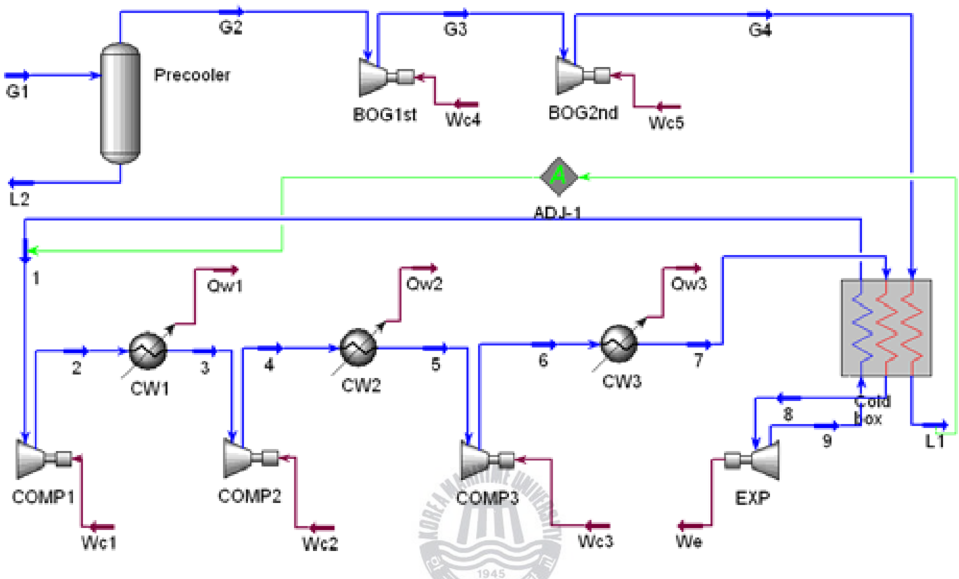


Fig 4.1 Re-liquefaction system (Type A)

Fig. 4.1은 H사의 재액화 시스템 사이클을 나타낸다. 화물창에서 발생하는 BOG의 온도를 -120℃, 110kPa로 가정 하였으며, Precooler를 통과하면서 끓는점이 높은 부탄 및 프로판 등의 탄화수소 계열은 액화되어 화물탱크로 반송되어 지며, BOG 컴프레서의 2단 압축후의 압력은 450 kPa로 설정 하였다.

냉매 사이클인 Compander에서 각 컴프레서 후단의 설정 조건은 일반적으로 배관에 적용하는 보온재를 고려하여 95℃로 설정하였으며, Cooler를 통과한 후단의 냉매온도를 40℃로 설정 하였다. Cold box를 거쳐서 액화되는 온도를 -159.5℃로 설정하여 이에 상응하는 N_2 Mass

Flow가 계산되도록 설정하여 시스템 해석을 수행하였다.

H사의 재액화 시스템의 사이클의 온도 및 압력 분포를 표 4.1과 표 4.2에 각각 나타냈다.

N_2 사이클 내의 압력(p) - 엔탈피(h)선도와 온도(t) - 엔트로피(s) 분포 Fig. 4.2와 Fig. 4.3에 나타냈다.

Table 4.1 N_2 cycle of type A

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
t (℃)	38.7	95.0	40.0	95.0	40.0	95	40	-108.4	-163.0
p (kPa)	1419	2283	2283	3626	3626	5760	5760	5750	1429
f $\times 10^3$(kg/h)	129.4	129.4	129.4	129.4	129.4	129.4	129.4	129.4	129.4
h (kJ/kg)	10.77	69.29	10.13	67.28	7.13	64.32	2.70	-186.9	-217
s (kJ/kg-c)	4.577	4.61	4.436	4.467	4.29	4.322	4.14	3.302	3.37

Table 4.2 BOG cycle of type A

	G1	G2	G3	G4	L1
t (℃)	-120	-120	-78.9	-38.6	-159.5
p (kPa)	110	110	240	450	440
f (kg/h)	6680	6608	6608	6608	6608
h (kJ/kg)	-4723	-4740	-4661	-4582	-5329
s (kJ/kg-c)	9.485	9.573	9.657	9.726	4.632

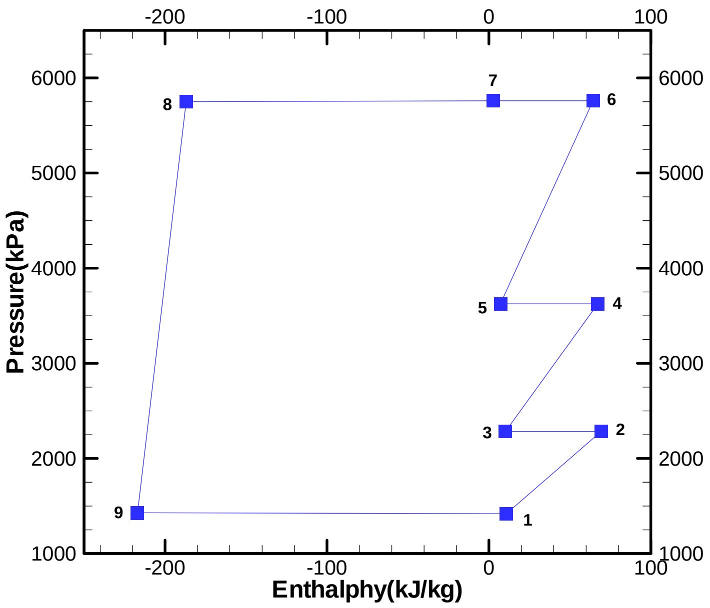


Fig. 4.2 Re - liquefaction cycle (p - h)

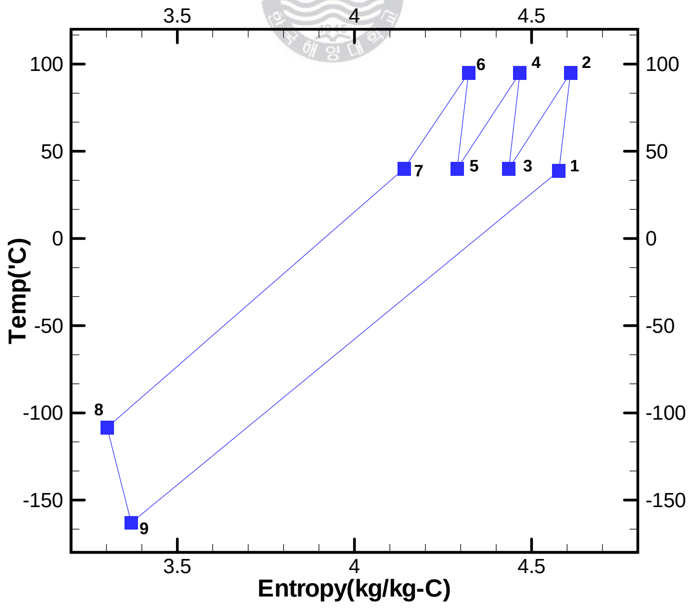


Fig. 4.3 Re - liquefaction cycle (t - s)

3) 열교환기에서의 온도에 따른 유체 특성

Cold Box에서 열 교환되는 유체의 온도에 따른 특성은 Fig.4.4 Fig. 4.6과 같다. Fig. 4.4에서 질소가스와 증발된 천연가스와의 열 교환에 의하여 액화가 진행되며, -140℃에서 온도가 급격히 하강됨을 알 수 있다.

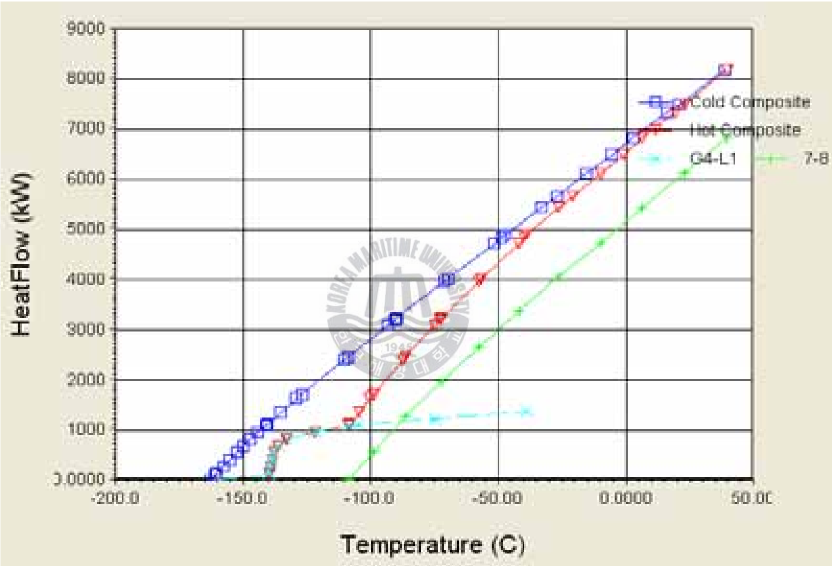


Fig. 4.4 Temp.-Heat Flow in Cold Box

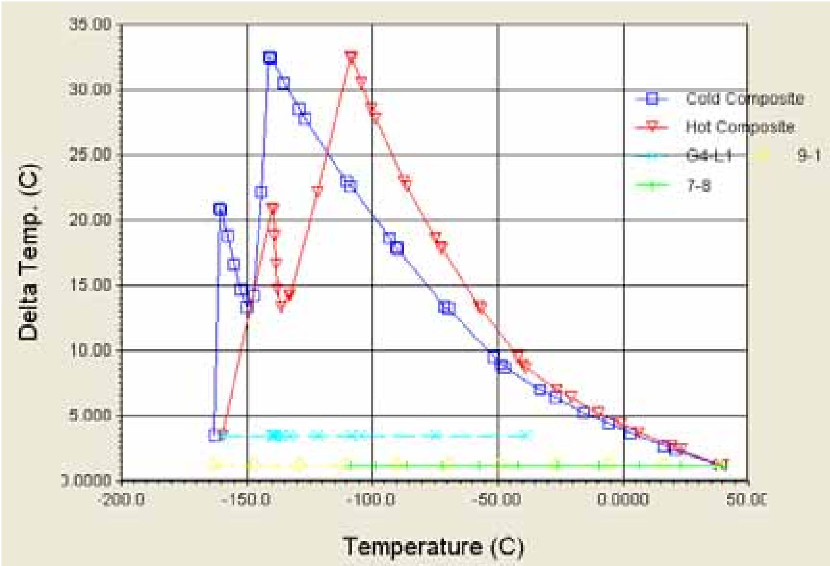


Fig. 4.5 Temp. - Delta Temp. in Cold Box

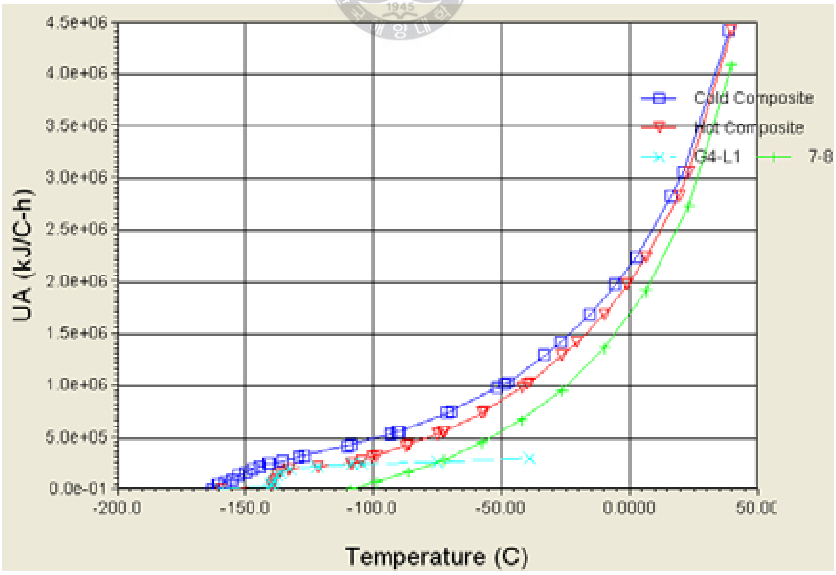


Fig. 4.6 Temp. - UA in Cold Box

4.1.2 C사 재액화 사이클(B)의 온도 압력 분포

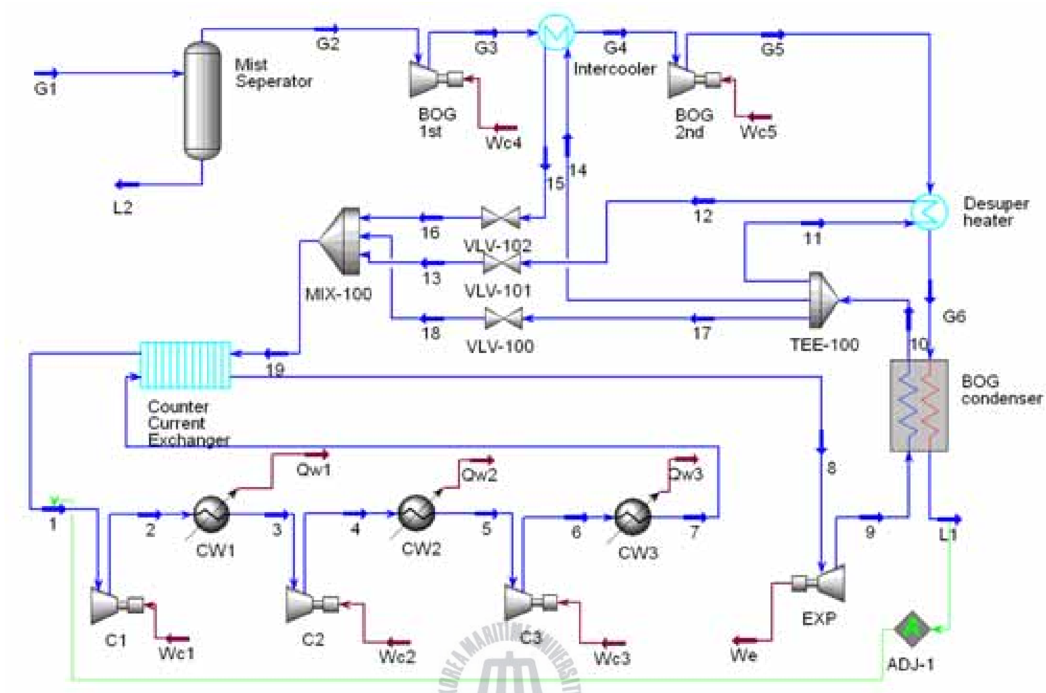


Fig 4.7 Re-liquefaction system (Type B)

Fig. 4.7은 C사의 재액화 시스템 사이클을 나타낸다. 화물창에서 발생하는 BOG의 온도를 -120℃, 110kPa로 가정 하였으며, C사는 액분리기(separator)를 설치하지 않았으나 액적 방지 및 동일조건에서의 해석 결과를 비교하기 위하여 본 해석에서는 액분리기를 설치하였다. Intercooler와 De-superheater의 유량 변수를 선정하는 것이 어려우나, Intercooler는 액적 방지를 위한 최소한의 유량을 고려하여 15,000 kg/h를 설정 하였고, De-superheater의 유량은 30,000 kg/h를 설정 하였다. 시스템 해석을 수행하기 위해서는 추가된 열교환기와 프로세스 내에서 유량의 변화로 인하여 압력 차이가 발생하게 되는데 이를 방지하기 위하

여 Valve를 설정하여 압력 차이를 감쇄할 수밖에 없으므로, Compander 입구 측의 압력 조건이 H사의 1,419 kPa 보다 약간 낮은 1,395kPa로 결정될 수밖에 없다. 즉, 추가되는 열교환기는 프로세스 내에서 관로 내에 압력손실을 유발하므로 이로 인한 차이가 발생함을 확인 할 수 있다.

마찬가지로 동일조건 해석을 위해서 냉매 사이클인 Compander에서 각 컴프레서 후단의 설정 조건은 일반적으로 배관에 적용하는 보온재를 고려하여 95℃로 설정하였으며, Cooler를 통과한 후단의 냉매온도를 40℃로 설정 하였다. BOG Condenser를 거쳐서 액화되는 온도를 - 159.5℃로 설정하여 이에 상응하는 N_2 Mass flow가 계산되도록 설정하여 시스템 해석을 수행하였다.

N_2 사이클내의 압력(p) - 엔탈피(h)선도와 온도(t) - 엔트로피(s) 분포를 Fig. 4.8과 Fig. 4.9에 각각 나타냈다.

Table 4.3 N_2 cycle of type B

	1	2	3	4	5	6	7	8
t (℃)	38.7	95.0	40.0	95.0	40.0	95	40	-109.1
p (kPa)	1395	2243	2243	3564	3564	5662	5662	5652
f (kg/h)	129700	129700	129700	129700	129700	129700	129700	129700
h (kJ/kg)	10.83	69.35	10.22	67.37	7.27	64.45	2.90	-187.3
s (kJ/kg-c)	4.583	4.615	4.441	4.473	4.296	4.327	4.146	3.303

	9	10	11	12	14	15	17	19
t (℃)	-163.0	-145.0	-145.0	-115.1	-145.0	-118.7	-145.0	-135.5
p (kPa)	1429	1419	1419	1409	1419	1409	1419	1405
f (kg/h)	129700	129700	30000	30000	30000	15000	84700	130000
h (kJ/kg)	-217.0	-191.4	-191.4	-155.6	-191.4	-159.6	-191.4	-179.4
s (kJ/kg-c)	3.370	3.588	3.588	3.841	3.588	3.816	3.588	3.681

Table 4.4 BOG cycle of type B

	G1	G2	G3	G4	G5	G6	L1
t (℃)	-120	-120	-76.6	-112.2	-77.98	-126.2	-159.5
p (kPa)	110	110	250	240	450	440	430
f (kg/h)	6680	6608	6608	6608	6608	6608	6608
h (kJ/kg)	-4723	-4740	-4654	-4728	-4664	-4826	-5329
s (kJ/kg-c	9.485	9.574	9.661	9.277	9.344	8.36	4.632

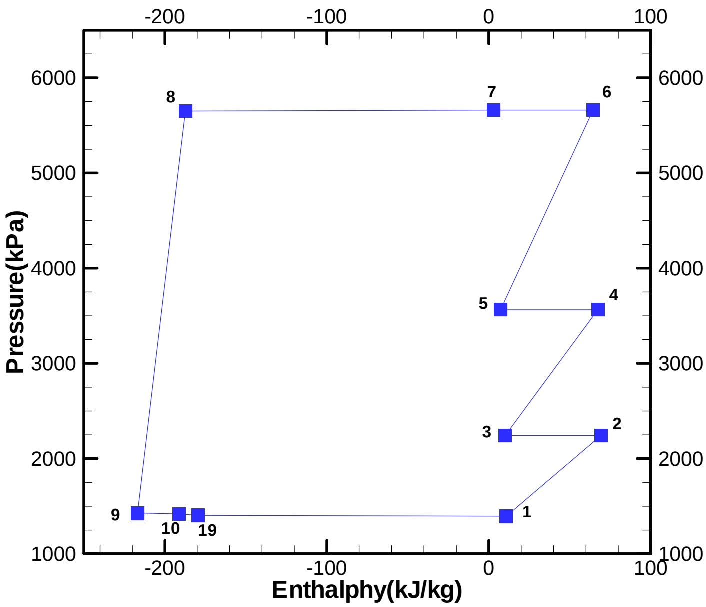


Fig. 4.8 Re - liquefaction cycle (p - h)

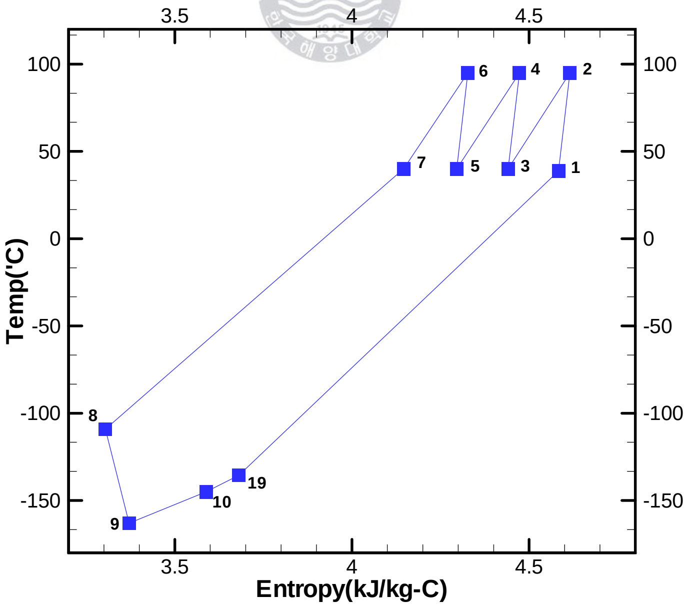


Fig. 4.9 Re - liquefaction cycle (t - s)

3) 열교환기에서의 온도에 따른 유체 특성

각각의 열교환기에서 열 교환되는 유체의 온도에 따른 특성은 다음과 같이 구해 졌다.

A) BOG Condenser에서의 온도에 따른 특성

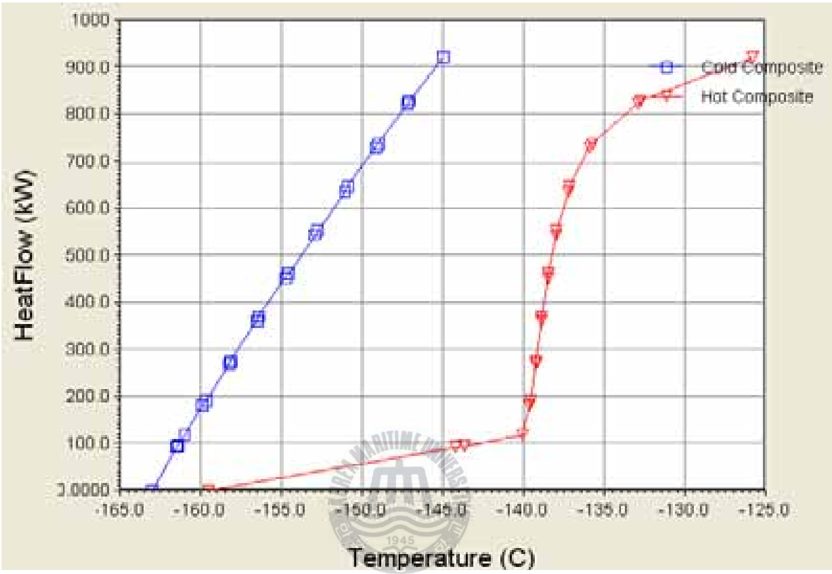


Fig. 4.10 Temp.-Heat Flow in BOG Condenser

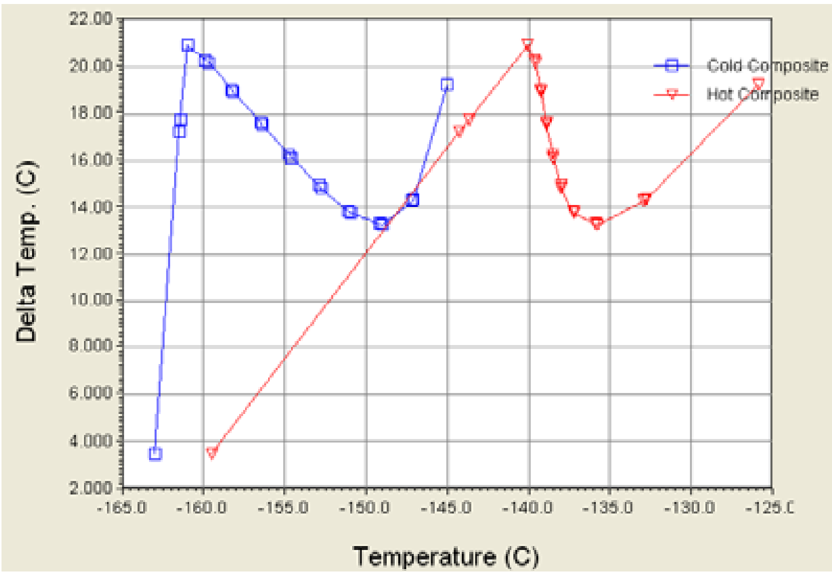


Fig. 4.11 Temp. - Delta Temp. in BOG Condenser

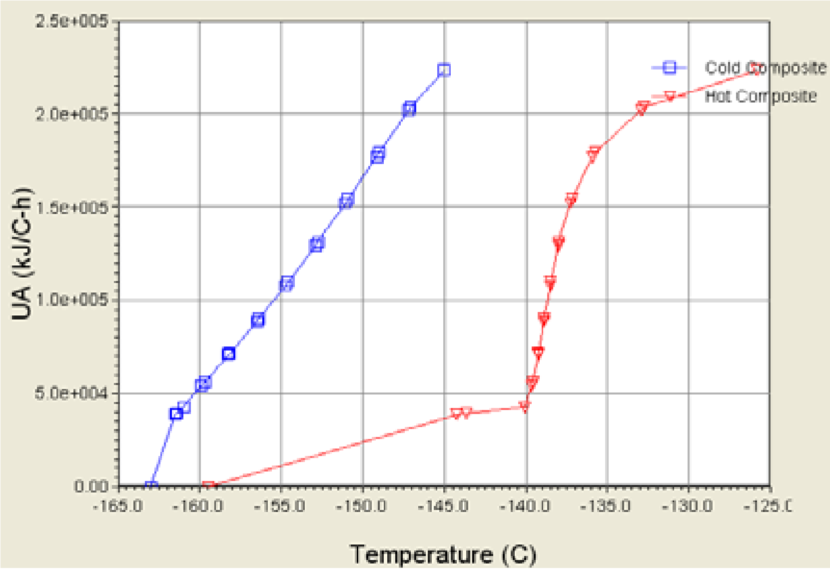


Fig 4.12 Temp. - UA in BOG Condenser

B) De - superheater에서의 온도에 따른 특성

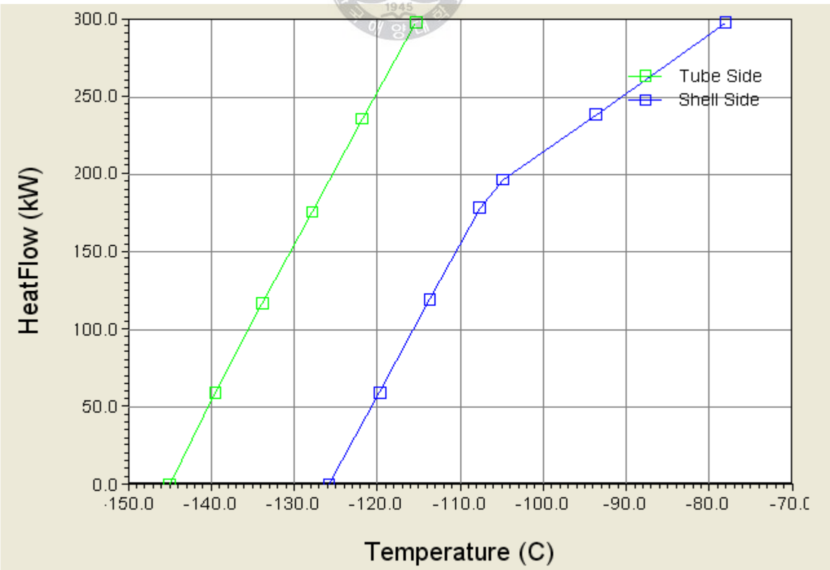


Fig. 4.13 Temp. - Delta temp. in De - superheater

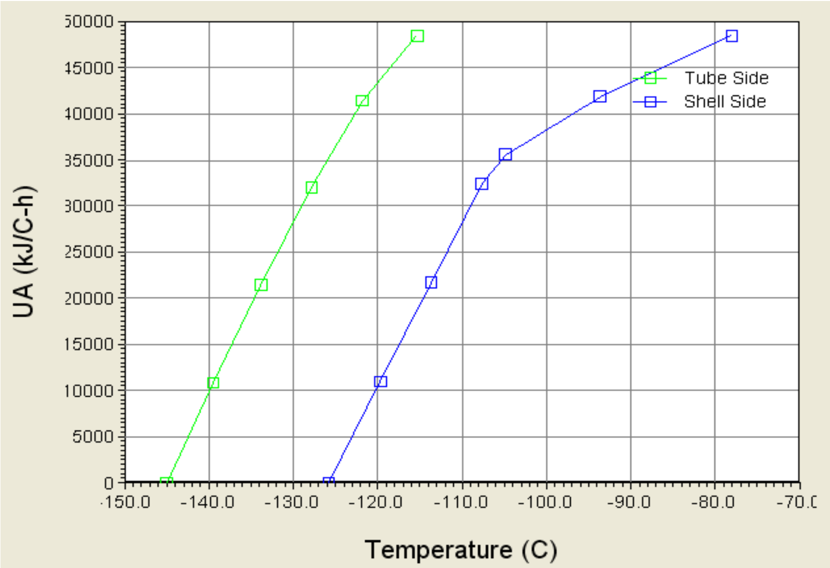


Fig. 4.14 Temp. - UA in De - superheater

C) Counter Current Exchanger에서의 온도에 따른 특성

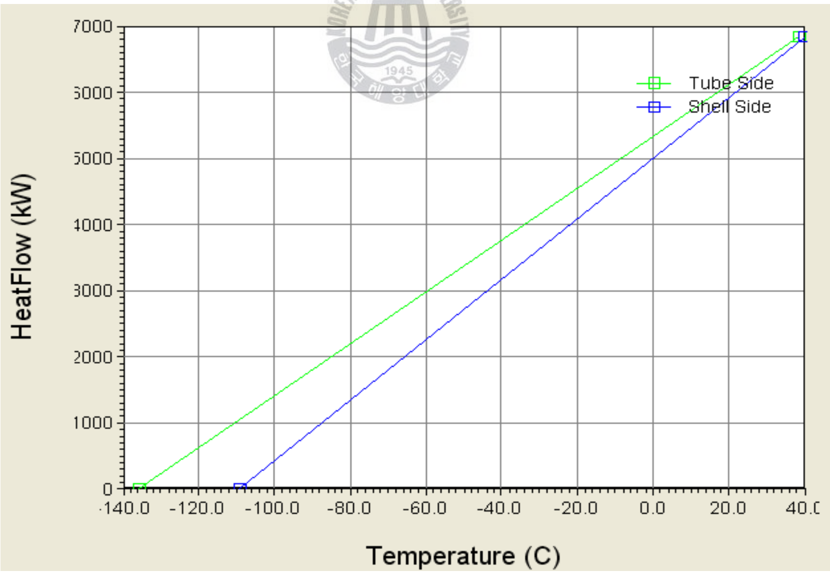


Fig. 4.15 Temp. - Heat flow in Counter Current Exchanger

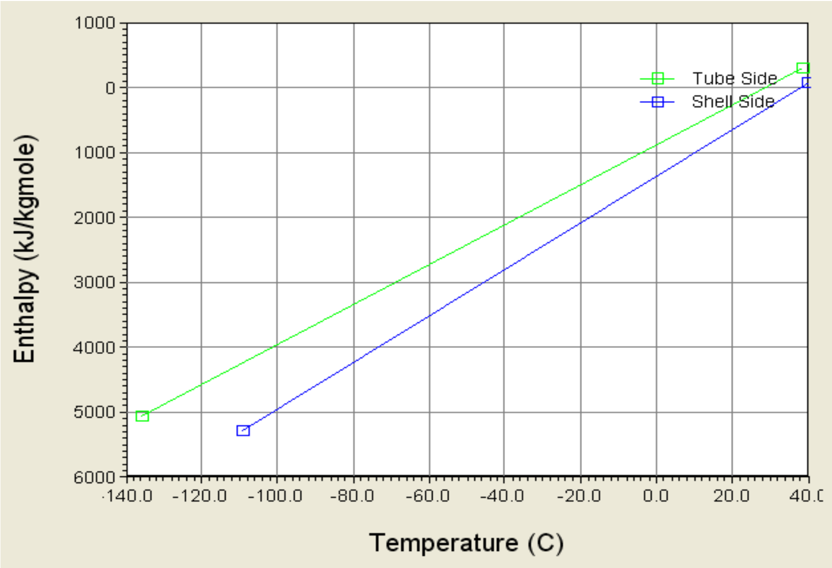


Fig. 4.16 Temp. - Enthalpy in Counter Current Exchanger

D) Intercooler에서의 온도에 따른 특성

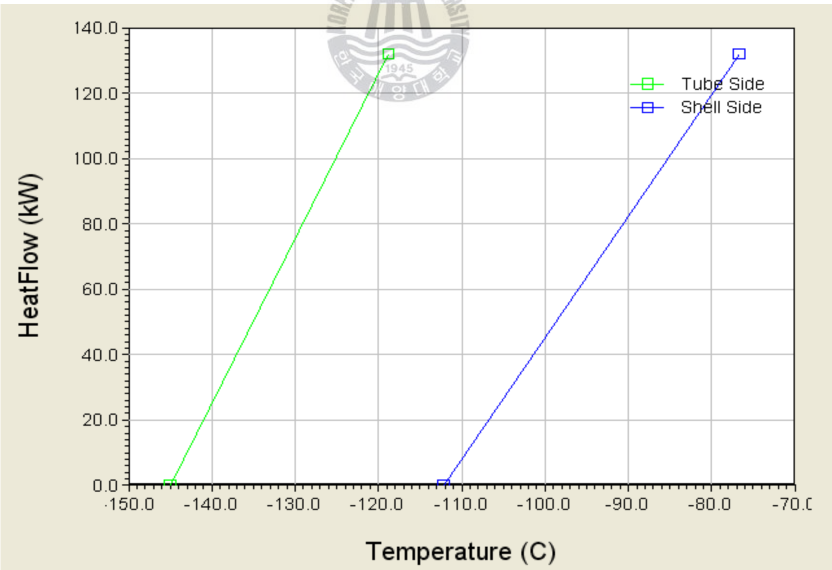


Fig. 4.17 Temp - Heat flow in Intercooler

4.2 사이클 내 주요 변수에 대한 영향

사이클 내의 주요 변수에 대한 영향은 다음과 같은 주요 변수를 조정하였다.

1) BOG 온도에 따른 영향
2) BOG Mass flow에 따른 영향
3) 팽창터빈 효율에 따른 영향
4) 냉각수(Cooling water) 온도에 따른 영향

C사의 재액화 사이클은 Intercooler 및 De-superheater를 적용하였으므로, 사이클 내부의 주요 변수를 조정하더라도 각각의 흐름에 따라 변수가 너무 많이 발생하므로 단순비교가 어려워지며, 기본 사이클에 부가적으로 냉매의 흐름을 활용하는 것이므로, 주요성능 변수 비교를 위해서 Intercooler와 De-superheater를 제외한 단순 모델을 추가로 적용하여 비교 하였다.

따라서 재액화 시스템의 주요 변수에 대한 영향은 상황에 따라 다음의 3가지 모델로 분석을 실시하였다

1) Type A: H사의 재액화 시스템.
2) Type B: C사의 재액화 시스템
3) Type C: C사의 재액화 시스템 단순 모델

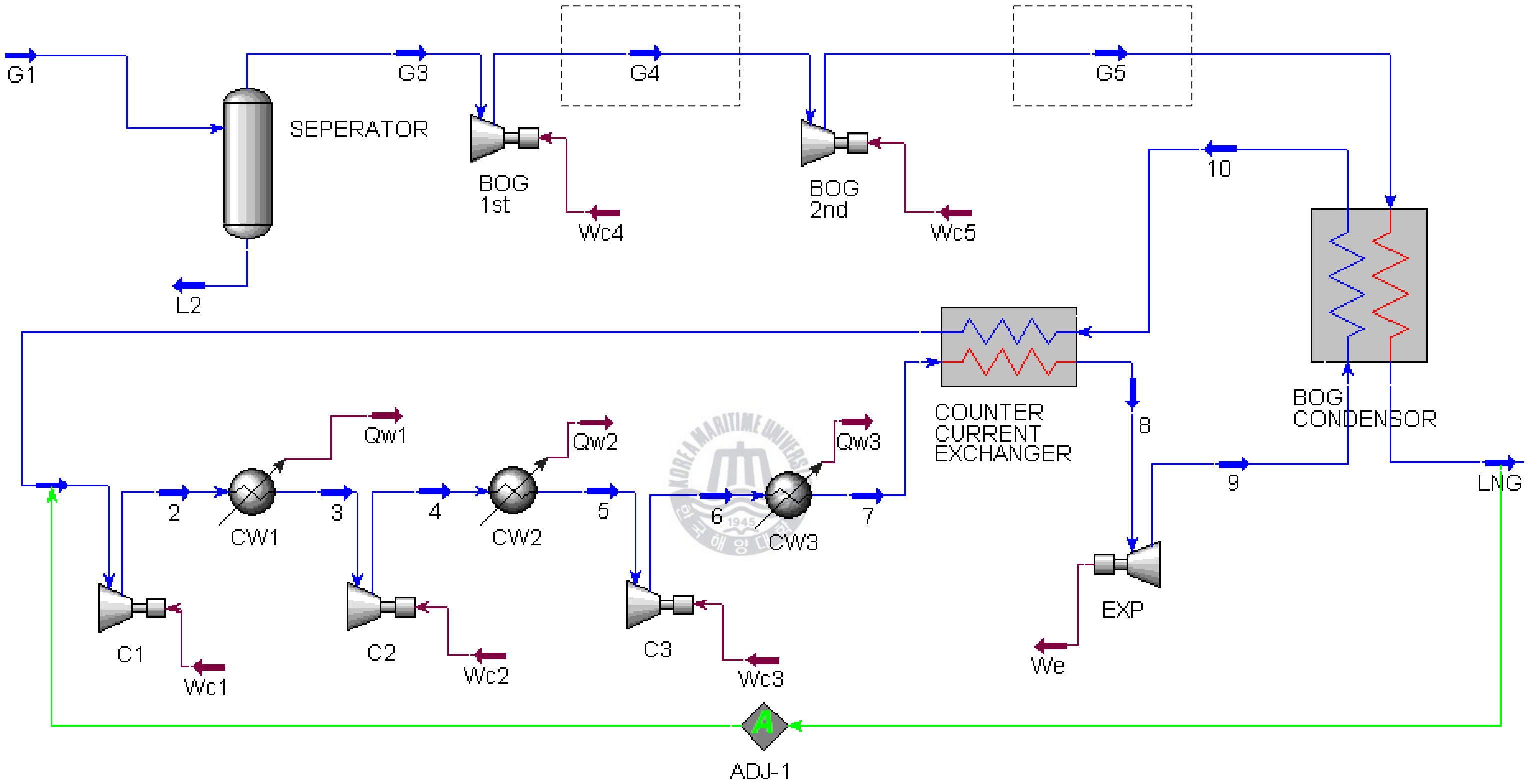


Fig. 4.18 Simple model of Re-liquefaction system (Type C)

4.2.1 BOG Process에서의 액적 발생 조건

BOG의 온도에 따른 영향을 점검하기에 앞서 하면서 BOG 컴프레서에서의 액적 발생 조건 및 BOG의 액화 조건을 확인 하여야 만 한다.

약 -160℃의 LNG를 화물창에 선적하기 위하여서는 화물창내의 평균온도가 -130℃가 될 때 까지 Spray의 방법으로 Cool down 작업을 수행하게 되며, LNG를 양하 후 약 10일 정도 경과하면 화물창 내에 남아있던 Heel이 증발 하고 상온의 상태로 변하게 된다. 즉, 완전히 선적을 완료한(Full loaded) 상태의 LNG 액체(Liquid) 평균 온도가 약 -160℃인 상태에서는 프로판 및 부탄 등의 끓는점이 높은 탄화수소의 증발은 없을 것이나 Cool down 및 공선 항해 시에는 포함 될 수 있을 것이다. 이러한 과정을 고려하면 BOG를 100% 메탄으로만 가정하고 재액화 시스템을 설계하는 것은 문제가 있을 수 있다.

이러한 가정으로 BOG가 시스템 설계 조건으로 BOG 컴프레서로 유입 되었을 때 응축이 발생하는 시점은 -82.4℃ 이며, 프로세스에서 액적이 발생되어 기기에 문제를 발생 시킬 수 있는 시점은 약 -99.0℃이다. 따라서 재액화 시스템의 설계 및 운전 중 Separator를 By-Pass하는 것은 신중히 고려하여야 하며, BOG 컴프레서에 중간 냉각을 실시하는 것도 G4에서 이러한 액적이 발생되는 온도를 고려하여 적절한 Safety 장치의 설치를 고려하지 않으면 안 된다.

Fig. 4.20에서의 BOG 컴프레서의 액적 발생 조건은 입구 측의 A 지점에서의 의 Vapor fraction이 1이 되는 조건으로 프로세스 해석을 수행한 결과로 이 시점 즉, -82.4℃이하로 조건으로 BOG가 유입될 때에는 액적이 발생할 수 있는 조건이 되므로 이를 방지하기위한 Separator 및 안전장치를 고려하여야만 한다.

Fig. 4.21 에서 보는 바와 같이 2단 BOG 컴프레서를 거쳐 4.5bar로 압축된 BOG는 LNG Heat exchanger를 지나며 열을 빼앗기며 온도가 -104.9℃ 이하로 떨어지기 시작하면 액적이 발생하기 시작하며 -139.7℃가 되면 4.4bar의 압력 조건하에서 액화가 이루어진다.

이때의 온도와 압력 조건은 화물 탱크의 LNG 저장 온도와 압력조건과 많은 차이가 발생함으로 재액화 시스템은 4.4bar에서 약 -160℃ 까지 냉각을 시 킬 수 있도록 설계 되어져야한다.

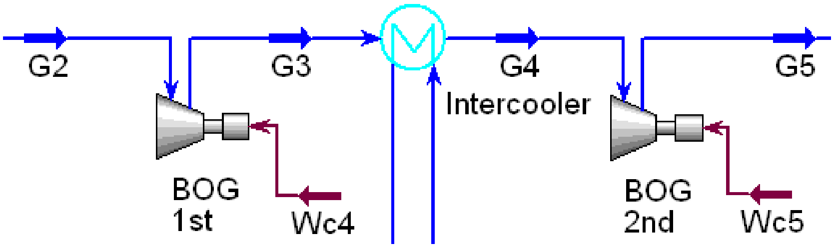
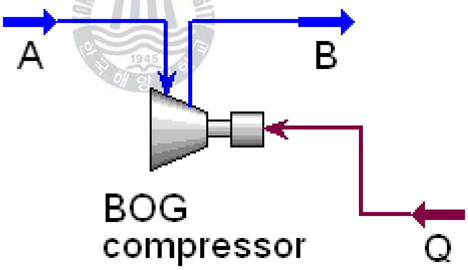


Fig. 4.19 Intercooler of BOG compressor

A		
Temperature	-82.44	C
Pressure	1.100	bar
Molar Flow	391.5	kgmole/h

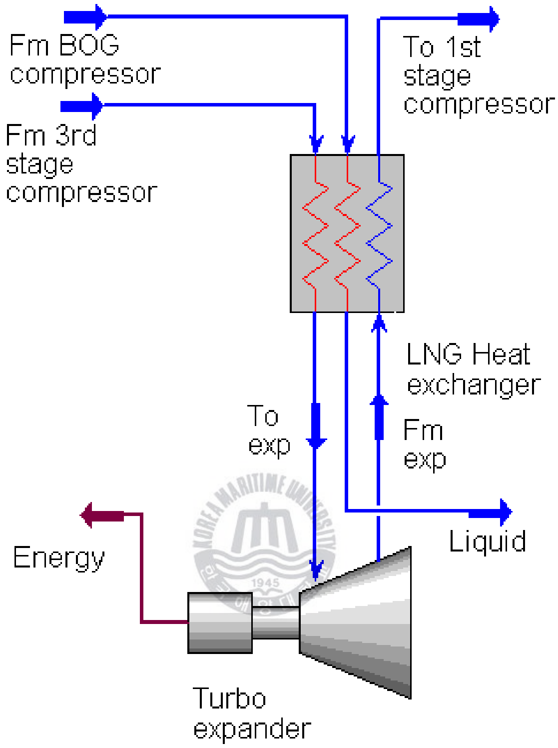
B		
Temperature	-42.96	C
Pressure	2.063	bar
Molar Flow	391.5	kgmole/h



BOG compressor		
Feed Pressure	1.100	bar
Product Pressure	2.063	bar
Molar Flow	391.5	kgmole/h
Energy	145.0	kW

Fig. 4.20 Vapor Fraction 1.0 at BOG Compressor

Fm BOG compressor	
Vapor Fraction	1.0
Temperature(℃)	-38.62
Pressure(bar)	4.50



Liquid	
Vapor Fraction	1.0
Temperature(℃)	-104.9
Pressure(bar)	4.4

Liquid	
Vapor Fraction	0.0
Temperature(℃)	-139.7
Pressure(bar)	4.4

Fig. 4.21 Vapor fraction at LNG heat exchanger

4.2.2 BOG의 온도에 따른 영향

BOG의 온도에 따른 각 모델별 해석 결과를 보면, 기본적으로 BOG의 온도가 낮으면 낮을수록 전체 재액화 시스템의 Power는 절감 되는 것을 확인 할 수 있었으며, 또한 BOG의 온도가 낮을수록 BOG/N_2의 비율 즉 , 냉매 유량인 N_2의 Mass flow가 줄어듦을 모든 해석 모델에서 확인 할 수 있었다.

해석 모델의 기준에서 모든 기기의 성능을 동일 조건으로 설정하여 프로세스를 해석하였으므로 BOG 온도 변화에 따른 COP는 일정하게 유지 하는 것을 확 인 할 수 있다.

Table 4.5 Variation of BOG Temp. in Type A

BOG TEMP	-120	-110	-100	-90	-80	-70	-60
COP	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267
BOG/N_2(%)	5.11	4.91	4.72	4.56	4.4	4.25	4.11
POWER(kW)	5425	5682	5918	6154	6394	6624	6854

BOG TEMP	-50	-40	-30	-20	-10	0	10
COP	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267
BOG/N_2(%)	3.98	3.86	3.74	3.63	3.53	3.43	3.4
POWER(kW)	7084	7314	7545	7776	8008	8241	8474

Table 4.6 Variation of BOG Temp. in Type B

BOG TEMP	-120	-110	-100	-90	-80	-70	-60
COP	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622
BOG/N_2(%)	5.10	4.90	4.72	4.55	4.40	4.27	4.15
POWER(kW)	5433	5684	5919	6157	6389	6580	6772

BOG TEMP	-50	-40	-30	-20	-10	0	10
COP	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622	0.2622
BOG/N_2(%)	4.03	3.92	3.82	3.72	3.63	3.54	3.45
POWER(kW)	6965	7159	7354	7549	7746	7943	8143

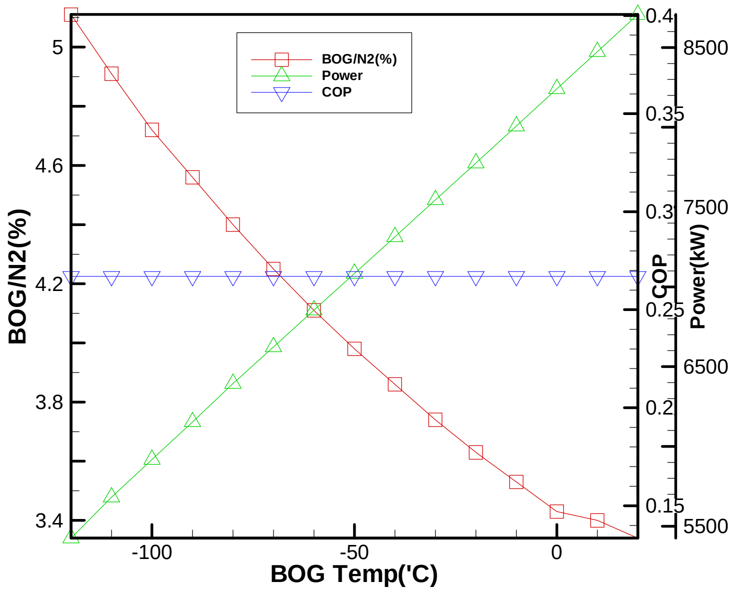


Fig. 4.22 Variation of BOG Temp. in Type A

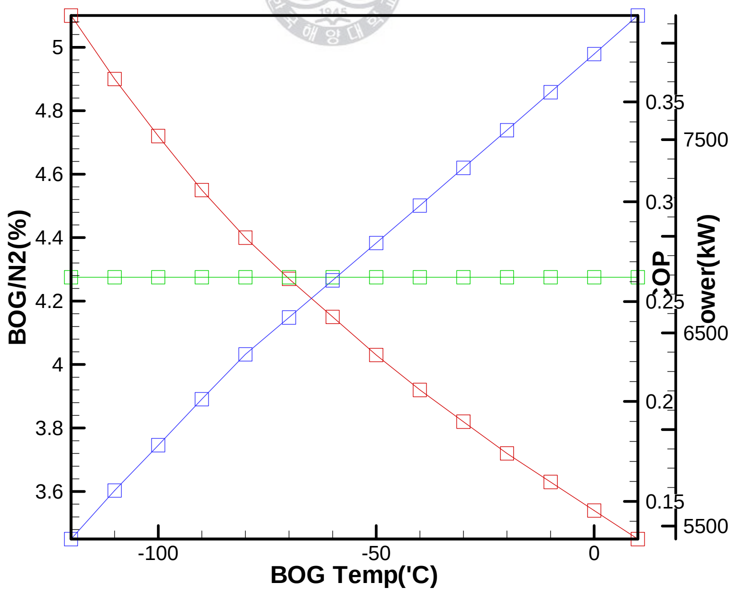


Fig. 4.23 Variation of BOG Temp. in Type B

3) 각 재액화 시스템의 BOG 온도에 따른 비교

BOG의 온도에 따른 각 모델별 해석 결과를 보면, 기본적으로 BOG의 온도가 낮으면 낮을수록 전체 재액화 시스템의 Power는 절감 되는 것을 확인 할 수 있었으며, 또한 BOG의 온도가 낮을수록 BOG/N_2의 비율 즉 , 냉매 유량인 N_2의 Mass flow가 줄어듦을 모든 해석 모델에서 확인 할 수 있었다.

해석 모델의 기준에서 모든 기기의 성능을 동일 조건으로 설정하여 프로세스를 해석하였으므로 BOG 온도 변화에 따른 COP는 일정하게 유지 하는 것을 확 인 할 수 있다.

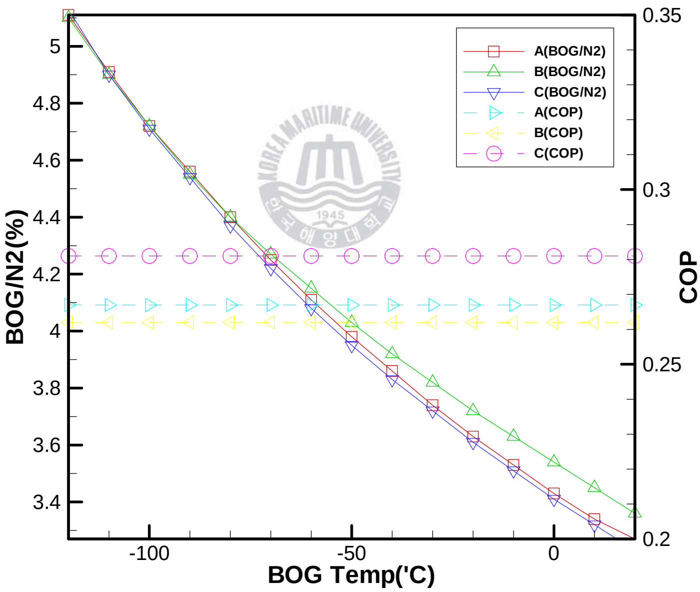


Fig. 4.24 Variation of BOG Temp. in Type A,B,C

4.2.3 BOG Mass flow에 따른 영향

BOG의 Mass flow에 따른 각 모델별 해석 결과를 보면, 기본적으로 BOG의 Mass flow에 따라 시스템의 주요 성능 변수를 좌우하는 동력 소비량 및 냉매인 N_2 Mass flow는 BOG 유량에 정비례하여 감소함 을 확인 할 수 있었다.

해석모델 모두 동일한 결과를 유지 하는 것을 확 인 할 수 있었으며, 마찬가지로 모든 기기를 동일 조건으로 설정 하였으므로 COP는 일정하게 유지를 하는 것을 확 인 할 수 있다.

Table 4.7 Variation of BOG flow in Type A

BOG FLOW	6680	6500	6000	5500	5000	4500	4000
COP	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267
N_2 kg/h	129400	125900	116300	106600	96880	87190	77500
BOG/N_2(%)	5.11	5.11	5.11	51.1	5.11	5.11	5.11
POWER(kW)	5425	5279	4873	4467	4061	3654	3248

BOG FLOW	3500	3000	2500	2000	1500	1000	500
COP	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267	0.267
N_2 kg/h	67810	58130	48440	38750	29060	19370	9687
BOG/N_2(%)	5.11	5.11	5.11	5.11	5.11	5.11	5.11
POWER(kW)	2842	2436	2030	1624	1218	812	406

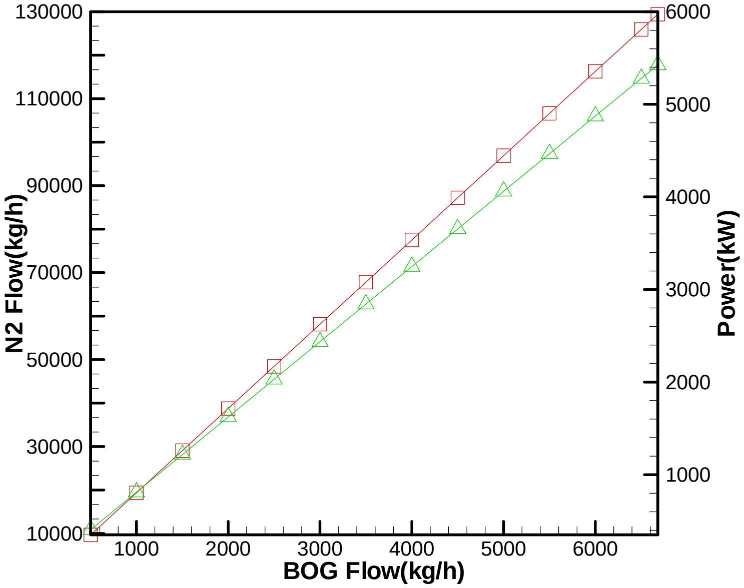


Fig. 4.25 Variation of BOG Flow in Type A

Table 4.8 Variation of BOG flow in Type C

BOG FLOW	6680	6500	6000	5500	5000	4500	4000
COP	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806
N_2 kg/h	130200	126700	117000	107200	97490	87770	78020
BOG/N_2	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13
POWER(kW)	5465	5317	4908	4499	4090	3682	3273

BOG FLOW	3500	3000	2500	2000	1500	1000	500
COP	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806	0.2806
N_2 kg/h	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13	5.13
BOG/N_2	68260	58510	48760	39000	29260	19500	9753
POWER(kW)	2864	2455	2045	1636	1227	818	409

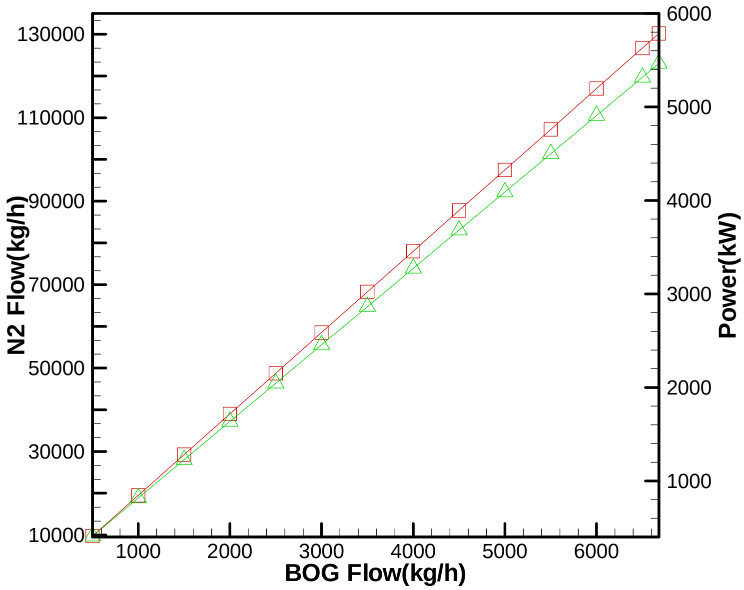


Fig. 4.26 Variation of BOG Flow in Type C

3) Type A와 C의 BOG Mass flow에 따른 영향 비교

BOG의 Mass flow에 따른 각 모델별 해석 결과를 보면, 기본적으로 BOG의 Mass flow에 따라 시스템의 주요 성능 변수를 좌우하는 동력 소비량 및 냉매인 N_2 Mass flow는 BOG 유량에 정비례하여 감소함 을 확인 할 수 있었다.

이는 해석 모델 모두 동일한 결과를 게 유지를 하는 것을 확 인 할 수 있었으며, 마찬가지로 모든 기기를 동일 조건으로 설정 하였으므로 COP는 일정하게 유지를 하는 것을 확 인 할 수 있다.

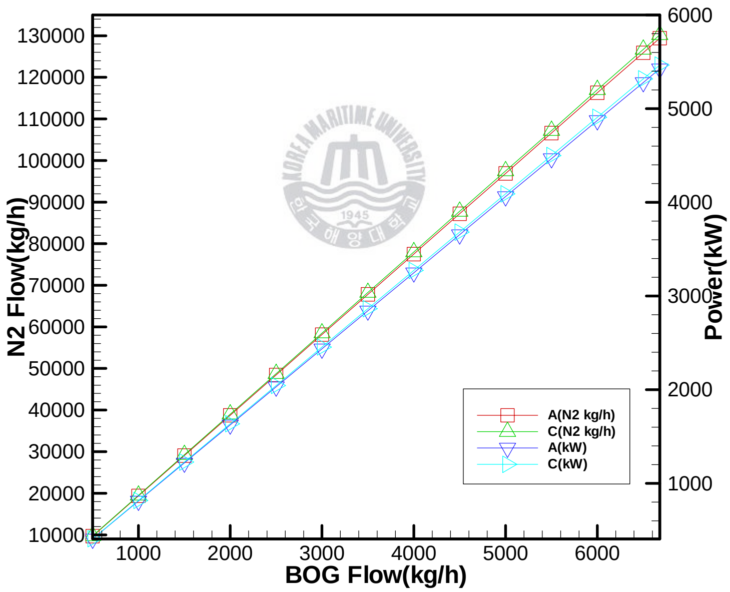


Fig. 4.27 Variation of BOG Flow in Type A,C

4.2.4 팽창터빈 효율에 따른 영향

팽창터빈 효율에 따른 영향을 보면 팽창터빈의 효율의 증감에 따라 시스템의 주요 변수인 COP 및 동력 소비량 과 N_2 flow에 직접적인 영향을 미치는 것을 확인 할 수 있다.

기본적인 팽창터빈의 효율은 50~90 사이를 변경하며 결과를 확인하였으며 이는 팽창터빈의 팽창 효율을 높여주는 가이드 베인(Guide vane)을 조정하는 것과 같을 수 있다.

즉, 효율이 높은 재액화 시스템을 설계하고 제작하기 위하여서는 고효율 팽창 터빈의 설계 및 생산능력이 필수 요소임을 확인 할 수 있다.

본 해석에서는 에서는 팽창 터빈의 효율 만 변수로 지정하였으나 이러한 결과는 컴프레서에도 동일하게 적용될 것이므로 고효율의 컴프레서 설계 및 생산 능력이 중요한 변수 가 될 수 있을 것이다.

Table 4.9 Variation of Expander efficiency in Type A

EXP 효율	90	85	80	75	70	65	60	55	50
COP	0.3168	0.2907	0.267	0.2452	0.2252	0.2067	0.1895	0.1734	0.1583
N_2 (kg/h)	113400	121100	129400	138500	148400	159300	171200	184600	199600
BOG/N_2(%)	5.83	5.46	5.11	4.77	4.45	4.15	3.86	3.58	3.31
POWER (kW)	4618	5006	5245	5882	6379	6924	7526	8198	8951
C1 (kW)	1843	1969	2104	2252	2413	2589	2784	3001	3245
C2 (kW)	1800	1922	2055	2199	2356	2528	2718	2931	3169
C3 (kW)	1801	1924	2056	2200	2357	2530	2720	2932	3171
EXP (kW)	1117	1099	1081	1060	1038	1014	987	957.1	923.8

EXP 효율	90	85	80	75	70	65	60	55	50
COP	0.3335	0.3059	0.2806	0.2576	0.2363	0.2167	0.1985	0.1815	0.1657
BOG/N_2	5.85	5.48	5.13	4.79	4.47	4.17	3.88	3.60	3.33
N_2 FLOW	114100	121800	130200	139300	149300	160200	172300	185800	200800
POWER_t(kW)	4654	5041	5465	5921	6422	6971	7577	8253	9008
C1(kW)	1856	1981	2118	2266	2428	2505	2802	3020	3255
C2(kW)	1812	1934	2068	2212	2370	2544	2736	2949	3188
C3(kW)	1813	1935	2069	2213	2372	2545	2737	2951	3189
e(kW)	1117	1100	1081	1061	1039	1014	987.6	957.8	924.4

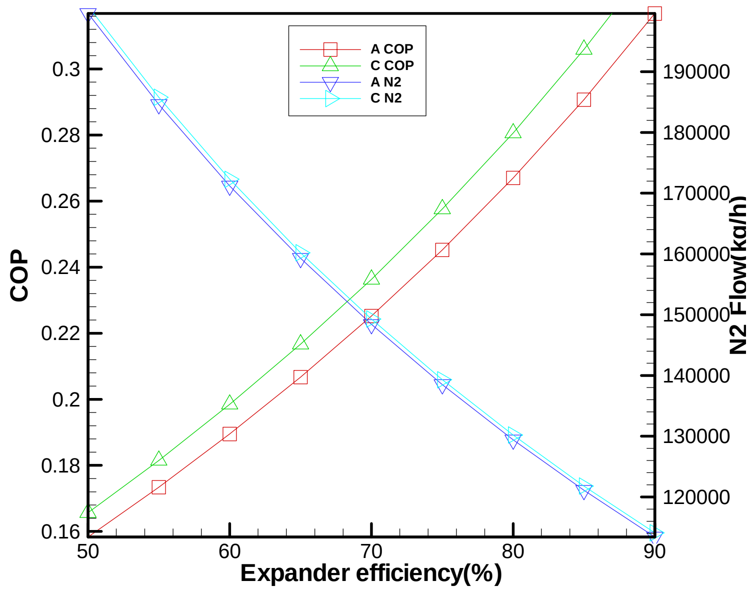


Fig. 4.28 Variation of Expander efficiency in Type A,C

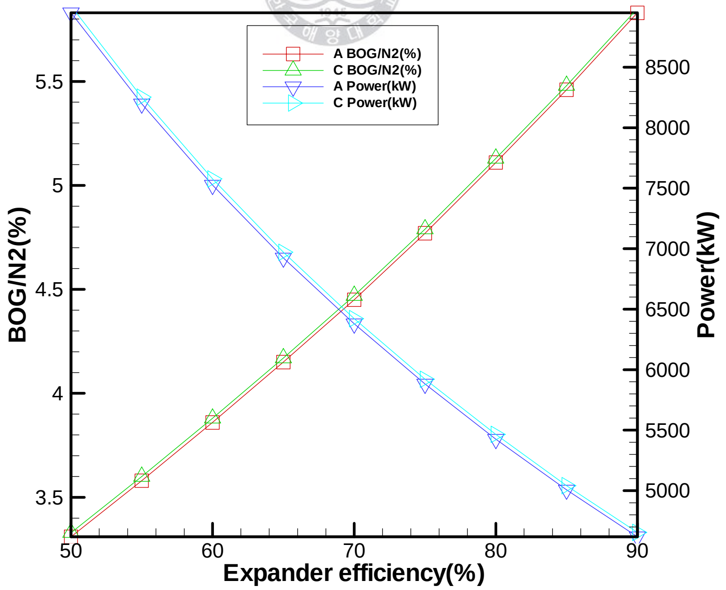


Fig. 4.29 Variation of Expander efficiency in Type A,C]

4.2.5 냉각수의 온도에 따른 영향

냉각수의 온도 조건은 Cooler를 지난 후단의 온도를 조정하여 20℃부터 60℃까지 변화를 주면서 해석을 하였으며 이는 외적인 요인인 냉각수의 온도뿐만 아니라 Cooler인 Heat exchanger의 성능에 대한 변수라고 할 수 있다.

이러한 Cooler 후단의 온도변화는 Fig. 4.30 에서 1 (1단 컴프레서 입구)의 온도 와 압력 변화와, 7 (2단 컴프레서)의 압력 변화를 초래하게 되며 이는 시스템의 성능에 중요한 변수를 제공하게 된다.

이러한 냉각수의 온도 변화는 시스템의 주요 변수인 N_2 Mass flow 및 동력 소비량에 급격한 변화를 가져오게 되며, 냉동 시스템의 성능 지표인 COP에도 중요한 영향을 미치는 것을 확인 하였다. 즉, 냉각수가 낮으면 낮을수록, Cooler의 열교환기 성능이 좋으면 좋을수록, COP는 급격하게 상승하였으며 동력 소비량과 N_2 Mass flow는 급격하게 감소하는 것을 확인 할 수 있었다.

H사의 모델과 C사의 단순모델을 비교하여보면 냉각수의 온도 가 낮아짐에 따라 C사의 단순모델의 COP가 약간 높게 상승하는 것을 확인할 수 있으나 큰 차이점을 발견 할 수는 없었다.

일반적으로 선박에서 냉각수는 해수를 사용하게 되나 재액화 시스템은 해수에 직접 접촉 시 기기에 치명적인 손상을 초래 할 수 있으므로 청수를 해수와 1차 냉각을 실시한 후 Cooling을 실시하게 되는데, 이러한 조건은 해수온도가 낮은 지역을 항해하는 LNG 선박의 경우에 의 온도 설정을 낮게 함으로써 운항 상의 이득을 볼 수 있을 것이다.

Table 4.10 Variation of Cooling Temp. in Type A

온도(℃)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
1temp(℃)	59.68	54.52	49.31	44.05	38.72	33.39	27.98	22.48	17.31
press.(bar)	33.45	38.16	43.64	50.06	57.6	66.45	76.94	89.42	103.9
COP	0.2222	0.2318	0.2424	0.254	0.267	0.2819	0.2984	0.3169	0.3394
BOG/N_2(%)	2.76	3.27	3.83	4.44	5.11	5.84	6.66	7.57	8.61
N_2 (kg/h)	239600	201900	172400	148800	129400	113100	99190	87290	76960
POWER (kW)	6461	6204	5944	5685	5425	5154	4884	4616	4329
C1 (kW)	2452	2366	2279	2192	2104	2010	1917	1823	1715
C2 (kW)	2429	2337	2244	2150	2055	1956	1857	1758	1654
C3 (kW)	2429	2337	2244	2150	2056	1958	1861	1764	1663
EXP (kW)	1141	1127	1113	1097	1081	1061	1041	1021	993.3

온도(℃)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
1temp(℃)	59.83	54.5	49.22	43.88	38.71	33.05	27.426	21.68	16.06
press.(bar)	33.17	37.89	43.36	49.77	57.189	66.18	76.79	89.47	104.5
COP	0.2304	0.2392	0.2507	0.2637	0.2806	0.2959	0.3149	0.3367	0.3636
BOG/N_2(%)	2.78	3.28	3.84	4.44	5.13	5.84	6.65	7.55	8.57
N_2 FLOW	240300	203500	174100	150400	130200	114000	100500	88510	77950
POWER_t(kW)	6480	6263	6012	5756	5464	5223	4961	4696	4419
POWER_COMP	7321	7100	6838	6568	6255	6002	5723	5441	5141
C1(kW)	2449	2387	2306	2222	2118	2044	1957	1869	1770
C2(kW)	2436	2357	2266	2173	2068	1978	1881	1783	1681
C3(kW)	2436	2356	2266	2173	2069	1980	1885	1789	1690
e(kW)	1132	1128	1117	1103	1081	1070	1053	1036	1013

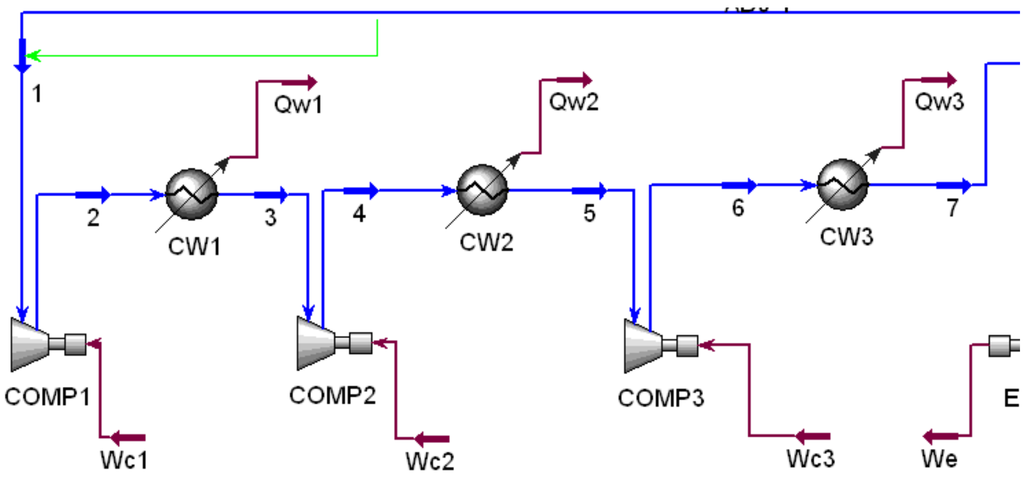


Fig. 4.30 Temp. & Pressure at 3rd stage compressor

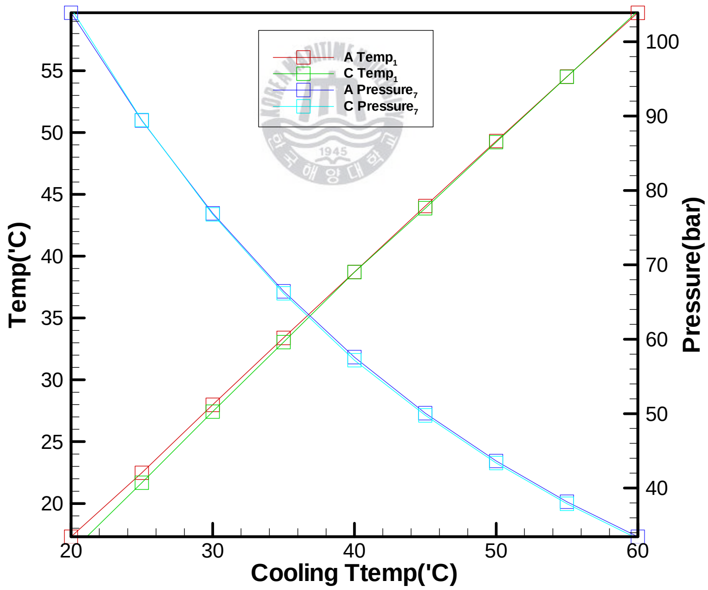


Fig. 4.31 Compander variation of Cooling Temp. in Type A,C

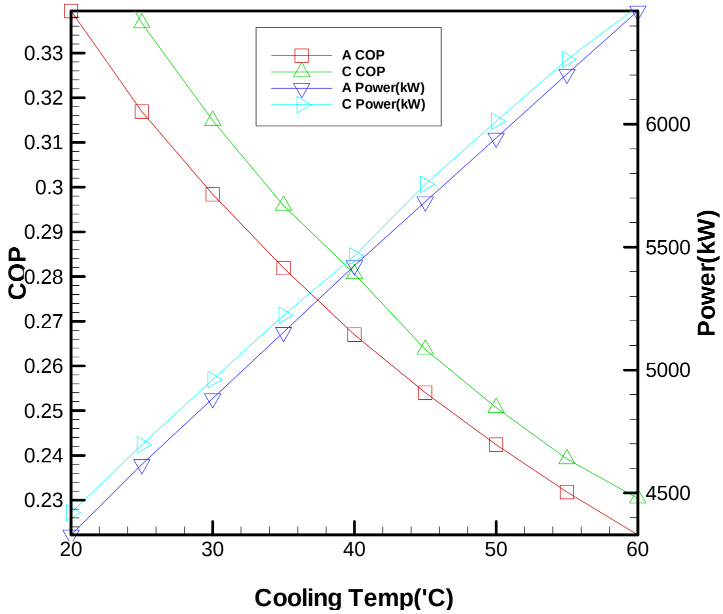


Fig. 4.32 Variation of Cooling Temp. in Type A,C

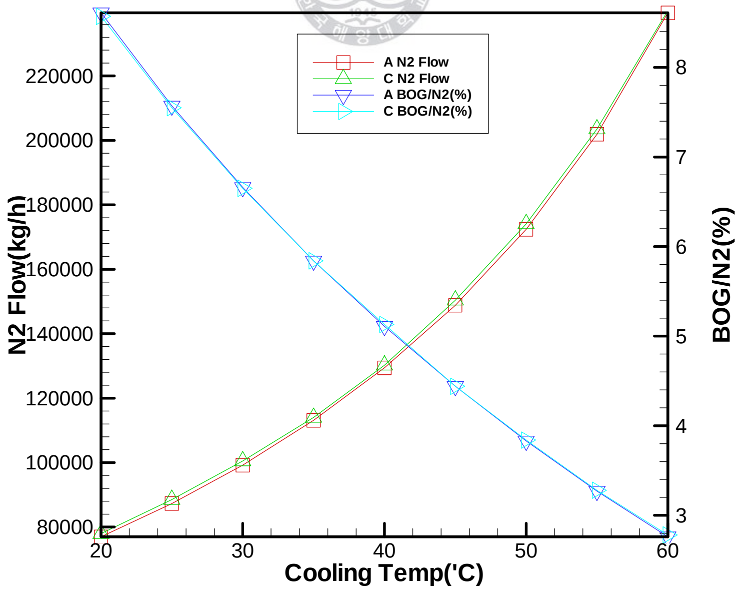


Fig. 4.33 Variation of Cooling Temp. in Type A,C

제 5 장 결 론

본 연구에서는 현재 개발되어 LNG선박에 탑재되어 운항 중인 LNG 재액화 시스템의 열역학적 사이클을 동일 한 해석 모델 조건하에서 열역학적 해석을 수행하고 여러 가지 성능 변수를 제어하면서 전체적인 재액화 시스템의 성능을 대표하는 COP, N_2의 Mass flow, BOG와 N_2의 질량 유량비 및 동력 소비량 등을 비교 점검 하였으며 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 열역학적 사이클의 관점에서 볼 때에는 각 재액화 시스템의 COP는 Type A는 0.2670, Type B는 0.2622로 기타 성능계수에서 큰 차이점을 발견 할 수 없었다.

오히려 열 시스템에서 여러 가지 복잡한 변수를 제공하는 열교환기의 추가는 시스템의 운전 관점에서 볼 때 더욱 복잡한 유체 흐름의 제어와 안전장치의 적용이 불가피 하다. 또한, N_2 냉매 사이클의 저온을 BOG 사이클의 중간 냉각을 위하여 사용할 때 에는 2단 컴프레서 입구에서 액적이 발생하지 않도록 추가 안전 개념을 고려하여야 할 것이다.

2) 재액화 시스템의 성능에 중요한 영향을 주는 변수로는 BOG 온도와 유량, 컴프레서와 팽창터빈의 효율 및 냉각수의 온도 등을 확인 할 수 있었다. 즉, 효율이 높은 LNG선의 재액화 시스템을 개발하기 위하여서는 고효율의 컴프레서 및 팽창터빈의 설계 및 생산능력이 필수적으로 수반되어야만 하며, 냉각수의 온도를 낮추는 방안 및 열교환기의 효율을 높일 수 있는 방안을 강구하는 것이 중요하다.

또한, 운항 중에 해수 온도가 낮은 해역을 항해할 때에는 냉각수의 온

도설정을 낮게 함으로써 운항 상의 이득을 볼 수 있을 것이다. 이때, 컴프레서 Cooler 후단의 온도를 10℃ 낮게(40℃에서 30℃로 설정) 운전하게 되면 Type A는 541kW, Type C는 503kW의 동력 소비량을 절감할 수 있다.

이러한 점을 응용하여, 극지용 LNG선 이나 북해지역의 LNG FPSO (부유식 생산 저장 하역설비)등의 개발 시에는 해수 및 대기 온도의 낮은 이점을 이용하여 Cooler 후단의 온도를 보다 낮은 온도로 설계하여 시스템의 전체 효율을 올릴 수 있는 방안을 도모 할 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

(1) Dr.Boyun Guo and Dr.Ali Ghalmbor "Natural Gas Engineering Handbook", University of Louisiana at Lafayette, pp.1~11 (2005)

(2) J.G.Weisend II, "Handbook of Cryogenic Engineering", Taylor & Francis. pp.281~283(1998)

(3) 豊一郎, G.Klipping "低温工学 ハンドブック" (VDI: Leirgangs Hand-Buch Kryotechnik", pp.1~12(1978)

(4) 김태국, "열시스템 설계 및 시뮬레이션", 인터비젼(2000)

(5) J.W.Moon, Y.P.Lee, Y.W.Jin, E.S.Hong, H.M.Chang, "Cryogenic Refrigeration Cycle for Re-liquefaction of LNG Boil-Off Gas"

(6) Dongil Yeo, "Propulsion Alternatives for Modern LNG carriers, Samsung heavy industries", Gastech(2007)

(7) Peter G.Noble, "The next generation of Large LNG carriers for long distance and harsh environments", ConocoPhilips, Gastech(2007).

(8) 백종훈,장호명, "터보팽창기를 이용한 2단 팽창 Claude 냉동사이클 해석", 공기조화*냉동공학 논문집 제6권 제2호, pp.130~139(1994)

(9) 전영욱,문정우,이윤표,장호명, "LNG 증발기체의 재액화 사이클에 대한 열역학 해석"

(10) 송성옥, "Membrane Type LNG선의 냉각 및 적화 과정에서의 비정상 열해석에 관한 연구", 한국해양대학교 기관공학과 박사학위 논문, pp.15~20 (2000.2).

(11) 전현필, "멤브레인 방식 액화천연가스 운반선의 공선 항해시 열해

석에 관한 연구", 한국해양대학교 기관공학과 박사학위 논문, pp.1~4 (2000)
(12) Pierre Jean, Henri Petit, "Methane by Sea, a history of french methane carrier techniques"
(13) 이용훈, "초 저온 액화가스 기화기의 열설계에 관한 연구", 경상대학교 정밀기계 공학과 박사학위 논문 (2007)
(14) 산업자원부, "LNG선용 탱크의 열설계 및 제작기술", pp.1~4 , (1998)
(15) http://www.lngplants.com/LNGships.html
(16) http://www.shipbuildinghistory.com/world/highvalue.htm
(17) http://www.coltoncompany.com