



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

LNG 냉열을 활용한 LNG 연료추진
냉동운반선의 냉동 및 발전시스템에 관한 연구

Study on Refrigeration and Power Generation System
for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier using
LNG Cold Energy



지도교수 강 호 근

2019 년 2 월

한국해양대학교 대학원

기관시스템공학과

이 윤 혁

본 논문을 이윤혁의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 공학박사 임 태 우



위원 공학박사 김 기 평



위원 공학박사 강 호 근



2018년 12월 21일

한국해양대학교 대학원

목 차

Abbreviation & Acronym	iii
List of Tables	iv
List of Figures	v
Abstract	vii

1. 서 론

1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	3

2. LNG 생산 및 LNG 냉열의 활용과 LNG 연료추진선박의 연료공급시스템

2.1 액화천연가스(LNG) 생산과정	5
2.1.1 천연가스의 특성	5
2.1.2 액화천연가스의 정의	7
2.1.3 액화천연가스의 생산과정	7
2.1.3.1 전처리 공정	8
2.1.3.2 천연가스액 제거 공정	9
2.1.3.3 액화공정	9
2.2 LNG 냉열의 개요 및 활용현황	15
2.2.1 LNG 냉열의 개요	15
2.2.2 LNG 냉열의 활용현황	16
2.2.2.1 LNG 냉열을 활용한 공기액화 분리산업	16
2.2.2.2 LNG 냉열을 활용한 발전 산업	17
2.2.2.3 LNG 냉열을 활용한 냉동·냉장창고 산업	18
2.2.2.4 LNG 냉열을 활용한 액화탄산 및 드라이아이스 제조산업 ..	19

2.3 LNG 연료추진선박의 연료공급 시스템	20
2.3.1 LNG 연료추진선박의 개요	20
2.3.2 LNG 연료추진선박의 연료공급시스템	22
2.3.2.1 LNG 연료탱크	23
2.3.2.2 이중연료엔진	25
2.3.2.3 연료공급시스템	26
3. LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템	
3.1 냉동운반선	31
3.2 초저온냉동운반선	31
3.3 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전 시스템	31
3.3.1 압축식 냉동시스템과 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템	32
3.3.1.1 압축식 냉동시스템	32
3.3.1.2 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템	33
3.3.1.3 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템의 공정해석	37
3.3.1.4 소요동력 비교	43
3.3.2 LNG 냉열을 활용한 발전시스템	49
3.3.2.1 개요	49
3.3.2.2 유기랭킨사이클	49
3.3.2.3 시스템설계 및 유기랭킨 사이클의 성능분석	51
3.3.2.4 사이클의 성능분석 결과 및 공정해석	68
4. 결론 및 고찰	71
참고문헌	73
감사의 글	76

Abbreviation & Acronym

BOG	: Boil Off Gas, 증발가스
CW	: Cooling Water, 냉각수
DFDE	: Dual Fuel Diesel Electric, 저압 이중 연료 엔진
ECA	: Emission Control Area, 배출 규제 지역
EGR	: Exhaust Gas Recirculation, 배기가스 재순환 장치
FEED	: Front End Engineering Design, 선행 설계
FGSS	: Fuel Gas Supply System, 가스 연료 공급 장치
GVT	: Gas Valve Train, 고압가스 엔진 유량 조절 밸브
GVU	: Gas Valve Unit, 저압가스 엔진 유량 조절 밸브
HC	: Heavy Carbon, 중질탄화수소
HFO	: Heavy Fuel Oil, 선박용 중유
IHM	: Intermediate Heating Medium, 중간 열매체
IMO	: International Maritime Organization, 국제 해사 기구
LNG	: Liquefied Natural Gas, 액화 천연 가스
LSFO	: Low Sulfur Fuel Oil, 저유황 연료
NG	: Nature Gas, 천연 가스
NOx	: Nitrogen Oxides, 질소 산화물
MARPOL	: International Convention for the Prevention of Pollution from Ships , 국제해양오염방지협약
ME-GI	: Main Engine Electronic Control Gas Injection, 고압 이중 연료 엔진
MGO	: Marine Gas Oil, 선박용 경유
MN	: Methane Number, 메탄가
PM	: Particulate Matter, 입자상 물질
SCR	: Selective Catalytic Reduction, 선택적 환원 촉매
SOx	: Sulfur Oxides, 황 산화물
SW	: Sea Water, 해수
X-DF	: Extra Long Stroke Dual Fuel, 중압 이중 연료 엔진

List of Tables

Table 1 Typical Composition of Natural Gas	6
Table 2 Classification of Refrigerant in Liquefaction Process	10
Table 3 Comparison of LNG Tank type	25
Table 4 Comparison of Engine type	25
Table 5 Main Equipment List of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier	34
Table 6 Characteristics of Brine refrigerant	35
Table 7 Calculation of Required Heat	37
Table 8 Initial Conditions for Process Analysis	38
Table 9 Heat & Material Balance for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier ·	41
Table 10 Boiling Point of LNG Compositions	42
Table 11 Initial Conditions for Process Analysis of R22 Refrigeration Cycle	44
Table 12 Heat & Material Balance for R22 Refrigeration Cycle	46
Table 13 Properties of working fluids for LNG Cold Energy at 1atm	52
Table 14 Saturation Temperature with Different Pressure	61
Table 15 Variation of Superheat Temperature with R245fa & R235ea	65
Table 16 Analysis of Cycle Performance for Working Fluids with Superheat	66
Table 17 Initial Conditions for Process Analysis with	68
Table 18 Heat & Material Balance for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier	70

List of Figures

Fig. 1 Anticline Petroleum Trap	5
Fig. 2 Offshore Plant FLNG Process Unit Schematic	8
Fig. 3 Schematic Diagram of Typical Cascade Liquefaction Process	11
Fig. 4 Schematic Diagram of Typical Single-Expander N ₂ Process	12
Fig. 5 Schematic Diagram of Typical SMR Liquefaction Process	13
Fig. 6 Schematic Diagram of Typical C ₃ MR Liquefaction Process	14
Fig. 7 Schematic Diagram of Typical DMR Liquefaction Process	14
Fig. 8 Schematic Diagram of Typical Air Liquefaction Process	16
Fig. 9 Schematic Diagram of Generation System from Osaka Gas	17
Fig. 10 Schematic Diagram of Cold Storage using LNG Cold Energy ..	18
Fig. 11 Schematic Diagram of Product LCO ₂ using LNG Cold Energy	19
Fig. 12 Natural Gas Fuelled Ferry 'GLUTRA'	20
Fig. 13 LNG Fuelled Fleet from DNV-GL	21
Fig. 14 Schematic Diagram of Steam Turbine System	22
Fig. 15 Schematic Diagram of LNG Fuelled Ship	23
Fig. 16 IMO Classification of Cargo Tanks in LNG Vessel	24
Fig. 17 Fuel Gas Supply System for ME-GI Engine	27
Fig. 18 Fuel Gas Supply System for X-DF Engine	29
Fig. 19 Fuel Gas Supply System for DFDE Engine	30
Fig. 20 General Process of Refrigerated Cargo Carrier	32
Fig. 21 Schematic Diagram of Refrigeration System using LNG Cold Energy	33

Fig. 22 Refrigerated Cargo Carrier General Arrange	36
Fig. 23 Process Simulation of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier	40
Fig. 24 Process Simulation of R22 Refrigeration Cycle	45
Fig. 25 Heat and Material Balance of R22 Cycle	47
Fig. 26 Heat and Material Balance using LNG Cold Energy	47
Fig. 27 Global 20 Ports Average Price of MGO	48
Fig. 28 General Organic Rankine Cycle	50
Fig. 29 Schematic Diagram of Concept Design for Power Generation	51
Fig. 30 Variation of Mass Flow Rate with Condensation Temperature ..	53
Fig. 31 Variation of NG Temperature with Condensation Temperature ..	54
Fig. 32 Variation of Net Power Output with Condensation Temperature ...	55
Fig. 33 Variation of Thermal Efficiency with Condensation Temperature ...	56
Fig. 34 Variation of Exergy Efficiency with Condensation Temperature ..	57
Fig. 35 Variation of Net Power Output with Turbine Inlet Pressure	58
Fig. 36 Variation of Thermal Efficiency with Turbine Inlet Pressure	59
Fig. 37 Variation of Exergy Efficiency with Turbine Inlet Pressure	59
Fig. 38 Variation of Net Power Output with Degree of Superheat	62
Fig. 39 Variation of Thermal Efficiency with Degree of Superheat	63
Fig. 40 Variation of Exergy Efficiency with Degree of Superheat	63
Fig. 41 Variation of Temperature of NG with Degree of Superheat	64
Fig. 42 Variation of Steam Mass Flow Rate with Degree of Superheat ...	64
Fig. 43 Process Simulation of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier ·	69

A Study on Refrigeration and Power Generation System for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier using LNG Cold Energy

Lee, Yoon Hyeok

Department of Marine Systems Engineering

Graduate School of Korea Maritime and Ocean University



Abstract

As a part of environment regulation reinforcements to deal with the worldwide issue of climate change, environment regulations for marine transportation are fundamentally getting strengthened without exceptions. In the 70th MEPC meeting which took place in October of 2016, the International Maritime Organization (IMO) decided to lower the Sulphur Oxide(SOx) content limit for the ship fuel oil from 3.5% to 0.5%, starting from January 1st of 2020. Also, in the 72nd general meeting that took place on April of 2018, it was decided to reduce the vessels' greenhouse gas emission to approximately 50% of 2008's figure by 2050. Due to such strengthening of environmental regulations, LNG-fueled vessels that use LNG as fuels are taking the spotlight. However, when the types of LNG-fueled vessels that are currently in existence or being constructed are classified, they are mostly passenger ships, LNG carrier and oil/chemical tankers. Accelerations are taking place for merchant vessels as well, but constructions and researches on refrigerated cargo carriers are non-existent.

Refrigerated cargo carriers are used mostly to load groceries and conduct mass transportation from the places of origin to the demand areas, and they have refrigerating systems installed in order to transport refrigerated cargos inside of cargo hold to maintain the freshness of payload.

According to the statistics from Clarksons, the U.K. firm that specializes in analyzing the market conditions for shipbuilding and marine transportation, 342 carriers(42%) out of 799 global refrigerated cargo carriers are more than 30 years old, and only 30 carriers are less than 10 years old. Also, while there are only 30 refrigerated cargo carriers that were constructed during the past 10 years, 390 carriers were either dismantled or lost due to deterioration, which shows precipitous decline. Also, since such carriers are classified as cargo carriers, countermeasures are urgent in order to satisfy the Sulphur Oxide(SOx) emission regulation which goes into effect starting from January of 2020.

In order to deal with deteriorating refrigerated cargo carriers and upcoming Sulphur Oxide emission regulation, this study proposes using the liquefied natural gas(LNG) as fuel, and efficiently utilizing LNG cold energy that was previously not used in existing LNG-fueled vessels for cooling refrigerated cargo carrier's cargo hold and applying the power generating system that uses organic rankine cycle to LNG-fueled refrigerated cargo carriers.

Also, in regard to the required power and generation system compared to the cooling system's existing compression cooling method, this study aims to select 5 types of organic fluids, analyze the cycle's performance depending on the changes in the condensing temperature, pressure and degree of superheat and apply the most optimal refrigerant.

KEY WORDS: LNG, LNG Fuelled Vessel, Refrigerated Cargo Carrier, LNG Cold Energy, Organic Rankine Cycle

LNG 냉열을 활용한 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템에 관한 연구

이 윤 혁

기관시스템공학과

한국해양대학교대학원

초록

전 세계적으로 이슈가 되고 있는 기후 변화에 따른 환경규제 강화로 조선 산업 또한 예외 없이 해상운송에 대한 환경규제가 근원적으로 강화되고 있다. 국제해사기구(IMO)에서는 지난 2016년 10월 해양환경보호위원회(MEPC) 70차 회의에서 2020년 1월 1일부로 선박연료유에 대한 황(SOx) 함유량 허용치를 기존 3.5%에서 2020년부터 0.5%로 강화하기로 결정한 바 있으며 2018년 4월에 개최된 72차 총회에서는 선박에기인한 온실가스 배출량을 2008년 대비 2050년 까지 50%가량 감소시키기로 결정한바 있다.

또한, 발틱해, 북해, 미국의 일부 해역에 배출가스 통제구역(ECA)을 설정하여 황 함유량이 적은 연료를 사용하도록 규제 하고 있으며, 청정 해역에 대한 요청 증가로 대상 지역이 확대될 전망이다. 이처럼 강화되고 있는 환경규제에 대한 대표적인 대응방안으로는 황산화물후처리장치(SOx Scrubber)적용 또는 저유황유사용, LNG를 연료로 하는 LNG 연료추진선이 조명되고 있다.

저유황유를 사용할 경우, 기존 시스템에서 추가적인 설비를 요구 하지 않아 규제를 만족하기 위한 가장 간단한 대안이지만, 현재 연료유 대비 상당히 값비싼 연료라 선박 운영비용 측면에서, 타 방식에 비해 크게 증가하게 되므로, 후처리 방법과 LNG 연료추진선박이 각광받고 있다.

특히 액화천연가스(LNG)를 선박의 연료로 사용하는 선박의 경우 기존 HFO에 비해 황산화물(SOx), 입자상물질(PM)은 거의 배출되지 않으며, 이산화탄소(CO₂) 약 25%, 질소산화물(NOx)약 85%저감 가능하여 차세대 청정연료로 각광받고 있다. 실제로 2018년 4월 기준 전 세계 액화천연가스(LNG) 연료 추진선은 약 121척이 바다를 항해하고 있으며 약 126척이 건조 중으로 2014년 64척 대비 약 309% 증가되어 그 보급이 빠르게 진행되고 있는 상황이다.

현존하고 건조 중에 있는 LNG 연료추진선의 선종을 분류하면 대부분 여객선과 LNG 수송선 및 오일/화학 탱커이며 최근 상선 부문에도 가속화가 이뤄지고 있지만, 냉동운반선에 대한 건조 및 연구개발은 수행된바가 없다.

냉동운반선은 주로 식품을 적재하고 원산지로부터 수요지로 대량 수송하기 위한 선박으로 적재물의 신선도 유지를 위해 화물창 내 냉장화물을 운송하도록 냉동장치를 설비한 선박이다. 영국 조선·해운시황 분석기관 클락슨(Clarksons) 통계자료에 따르면 전 세계 냉동운반선 799척중 약 42%인 342척 가량이 선령 30년 이상 노후선박이며 10년 이하의 선령을 보유한 선박들은 단 30척에 불과하며 최근 10년간 건조된 냉동운반선은 30척인 반면, 노후화로 인하여 해체 및 손실된 냉동운반선은 약 390척으로 가파르게 감소하고 있는 실정이다. 또한, 해당선박의 경우 화물선으로 분류되어 2020년 1월부터 시행되는 황산화물(SOx) 배출규제를 만족하기 위한 대응책 모색이 시급하다.

본 연구에서는 현존하는 노후화된 냉동운반선 그리고 다가오는 황산화물 배출규제를 만족하기 위한 대응의 일환으로 액화천연가스(LNG)를 연료 사용하고 기존의 LNG 연료추진 선박에서 활용하지 못한 LNG 냉열을 효과적으로 활용하여 냉동운반선의 화물창 냉각뿐만 아니라 유기랭킨사이클을 이용한 발전시스템을 LNG 연료 추진 냉동운반선에 적용하는 것을 제안하며, 냉동시스템에 있어 기존 압축식 냉각 방식대비 소요동력 비교와 발전시스템에 있어 5종류의 유기냉매를 선정하여 응축온도, 압력, 과열도 변화에 따른 사이클의 성능을 분석을 통해 최적 냉매를 선정하여 적용 하고자 한다.

KEY WORDS: LNG, LNG 연료추진선박, 냉동운반선, LNG 냉열, 유기랭킨사이클

제 1 장 서 론

1.1 연구배경

선박의 연료가 석탄에서 석유로 전환된 시점은 디젤엔진이 사용된 1912년부터이며, 그로부터 100여년이 지난 현재 친환경 선박연료로서 LNG가 부상하고 있다.

국제해사기구(IMO)는 지난 2012년부터 선박 연료의 황산화물(SOx)과 질소산화물(NOx)의 배출량 규제 강화의 일환으로 발틱해, 북해, 미국의 일부 해역에 배출가스 통제구역(ECA)을 설정하여 기존 선박 연료인 중유(HFO)보다 황 함유량이 적은 청정 연료를 사용하도록 규제하였다.

2016년 10월 IMO의 해양환경보호위원회(MEPC) 70차 회의에서 2020년 1월 1일부로 선박연료유에 대한 황(SOx) 함유량 허용치를 기존 3.5%에서 2020년부터 0.5%로 강화하기로 결정한 바 있으며 2018년 4월에 개최된 72차 총회에서는 선박에 기인한 온실가스 배출량을 2008년 대비 2050년까지 50%가량 감소시키기로 결정한 바 있다.

이처럼 강화되고 있는 환경규제에 대한 대표적인 대응 방안으로는 황산화물 후처리장치(SOx Scrubber)적용 또는 저유황유 사용, LNG를 연료로 하는 LNG 연료추진선이 조명되고 있다.

저유황유를 사용할 경우, 기존 시스템에서 추가적인 설비를 요구하지 않아 규제를 만족하기 위한 가장 간단한 대안이지만, 현재 연료유 대비 상당히 값비싼 연료라 선박 운영비용 측면에서, 타 방식에 비해 크게 증가하게 되므로, 현재는 후처리 방법과 LNG 연료추진선박이 각광받고 있다. 황산화물 후처리장치(SOx Scrubber) 적용의 경우 수용성이 강하므로 해수와 청수를 분무하여 배기가스와의 접촉면적을 넓혀 황산화물을 포집, 부산물을 처리한 후 선외로 배출하는 방식으로 황산으로 인한 산성도를 알칼리성 해수를 이용하여 수산화나트륨으로 중화시키는 장치로 기존 선박의 연료유인 값싼 중유(HFO)를 사용하므로 운영상의 문제 가능성이 낮다는 장점을 가지고 있는 반면, 초기설치 비용이 높고

50~80톤(Ton)의 과도한 무게와 설치 공간을 확보하는 과정에서 기존의 화물적재 공간이 줄어들게 되며, 공간 효율성이 낮은 현존 노후선박들은 대대적인 개조를 해야만 설치가 가능하다는 단점이 있다(윤상득, 2018).

액화천연가스(LNG)를 선박의 연료로 사용할 경우 기존 중유(HFO)에 비해 황산화물(SOx), 입자상물질(PM)은 거의 배출되지 않으며, 이산화탄소(CO₂) 약 25%, 질소산화물(NOx) 약 85% 저감 가능하여 차세대 청정연료로 각광받고 있다.

LNG 연료추진 선박의 경우, 2000년 노르웨이 국적의 Fjordl 해운선사에서 운영중인 소형 페리선 'Gluta' 호를 시작으로 2018년 4월 기준 전 세계 LNG를 연료로 운항중인 선박과 건조중인 선박은 각각 약 121척, 126척으로 2014년 64척 대비 약 309% 증가되어 그 보급이 빠르게 진행되고 있는 상황이다.

현존하는 선박의 대부분은 여객선과 LNG 수송선이며 최근 선사들은 대형 상선 위주로 'LNG 레디(LNG Ready)' 형태의 발주를 이어가고 있는 추세이다. LNG 레디선박이라 함은, 추후 LNG 연료추진선으로 개조 가능한 선박으로 향후 LNG 가격이 유류비에 비해 충분히 경제적인 시점이 도래하면 즉각 LNG 연료추진선으로 개조 및 운항할 수 있는 선박이다.

이처럼 전 세계적으로 기후변화에 따른 환경 규제의 필요성에 대한 인식 공유의 확대로 세계 물동량의 90% 이상을 책임지고 있는 해운 산업의 최대 화두는 오는 2020년 황산화물 환경규제에 대한 대응일 것이다. 또한, 2018년 4월에 개최된 MEPC 72차 총회에서 2050년까지 2008년 대비 온실가스 50% 감축 목표가 제시되면서 이산화탄소(CO₂) 규제가 더욱 강화될 수 있다는 우려에 따라 황산화물 후처리 장치(SOx Scrubber) 사용은 중장기적 해법이 되기는 어려울 것으로 판단되며 환경규제에 따른 현실적 대응방안으로 친환경 연료인 LNG를 연료로 사용하는 LNG 연료추진선박 도입이 활성화 될 것으로 판단된다(IMO, 2018).

1.2 연구목적

현존하고 건조중인 LNG 연료추진선의 선종을 분류하면 대부분 여객선과 LNG 수송선 및 오일/화학 탱커이며 최근 상선 부문에도 가속화가 이뤄지고 있지만, 냉동운반선에 대한 건조 및 연구개발은 수행된 수행된바가 없다.

냉동운반선은 주로 식품을 적재하고 원산지로부터 수요지로 대량 수송하기 위한 선박으로 적재물의 신선도 유지를 위해 화물창 내 냉장화물을 운송하도록 냉동장치를 설비한 선박이다. 영국 조선·해운시황 분석기관 클락슨(Clarksons) 통계자료에 따르면 전 세계 냉동운반선 799척 중 약 42%인 342척 가량이 선령 30년 이상 노후선박이며 10년 이하의 선령을 보유한 선박들은 단 30척에 불과하며 최근 10년간 건조된 냉동운반선은 30척인 반면, 노후화로 인하여 해체 및 손실된 냉동운반선은 약 390척으로 가파르게 감소하고 있는 실정이다. 또한, 냉동운반선은 화물선으로 분류되며 대부분 중유(HFO)를 연료로한 디젤엔진 추진선박 임으로 2020년 1월부터 시행되는 황산화물(SOx) 배출규제를 만족하기 위한 대응책 모색이 시급한 실정이다.

본 연구에서는 현존하는 노후화된 냉동운반선 그리고 다가오는 황산화물 배출 규제를 만족하기 위한 대응의 일환으로 액화천연가스(LNG)를 연료로 사용하는 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템에 대한 연구를 목표로 향후 냉동운반선을 LNG 연료 추진선 으로 적용 시 참고자료가 되기를 희망한다. 화물창 냉동시스템에 있어 기존 방식대비 소요동력 비교와 발전시스템에 있어 5종류의 유기냉매를 선정하여 응축온도, 터빈입구 압력, 과열도 변화에 따른 사이클의 성능을 분석을 통해 최적 냉매를 선정하여 본 시스템에 적용 하고자 한다.

본 시스템을 적용 시 기대효과로는 첫째, 기존 LNG 연료추진 선박에서 단순히 주기관(Main Engine) 또는 보조기관(Auxiliary Engine)에 천연가스를 공급하기 위해 보일러에서 생산된 스팀 또는 에틸렌글리콜과 LNG를 열교환시 기화 과정에서 소산되는 LNG 냉열을 효과적으로 활용하여 기존의 냉동화물창 온도 유지를 위해 필수적으로 장착되어야 하는 압축 냉각설비의 불필요로 인해 초기 투자비용 및 복잡한 기계설비의 유지보수 비용을 절감하는 효과를 기대할 수 있다.

둘째, 기존 시스템의 작동유체인 프레온냉매(R22)를 활용한 냉동시스템의 경우 압축 및 팽창 시 누설에 대한 위험과 누설로 인해 발생할 수 있는 오존층 파괴로 지구온난화를 야기시키는 문제가 있었지만 상변화가 없는 2차 냉매를 간접 냉각 매체로 활용하므로 누출에 인한 위험 및 환경오염 문제를 해소할 수 있다.

마지막으로, 압축 냉각설비의 구동을 위한 압축동력이 불필요하고 냉열을 운반하기 위한 펌프동력만 필요하므로 기존 압축식 냉동방식에 비해 구동을 위한 소요동력이 상당히 줄어들 뿐만 아니라 유기랭킨사이클을 이용한 발전시스템을 적용하여 선박에 추가 전력 확보가 가능하다.



제 2 장 LNG 생산 및 LNG 냉열의 활용과

LNG 연료추진선박의 연료공급시스템

2.1 액화천연가스(LNG) 생산과정

2.1.1 천연가스의 특성

천연가스(Natural gas)는 일반적으로 땅과 바다의 동식물이 장기간 썩어서 생성된다는 의견과 땅 속의 수소와 탄소가 고온, 고압으로 합성되어 생성된다는 의견이 있는데, 이중 첫 번째 가설이 설득력이 높은 것으로 받아들여지고 있다.

즉, 유기물 퇴적물로 석유, 천연가스 등의 화석연료는 동물성 또는 식물성 플랑크톤, 바다생물 등의 유기물질이 지하에서 수백만 년 이상 120~225℃의 고온과 200기압 이상의 고압에 의해서 유기물에서 산소, 불순물 등이 제거되어 탄소와 수소만 남아 저류암에 스며들어 생성된 것이다. 일반적으로 1.5~3km 깊이의 심층 퇴적물에서는 순수 메탄이 매장되어 있는 천연가스전이 되고, 그 이하는 얕은 퇴적물로 상대적으로 저온, 저압 및 낮은 깊이에서 존재하는 석유 및 석유가스전이 된다.

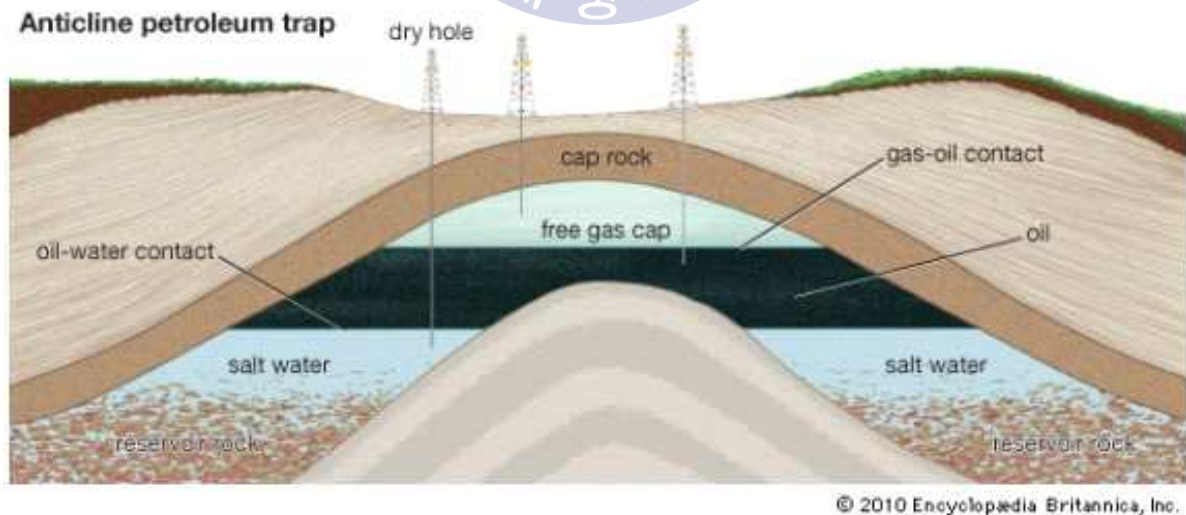


Fig. 1 Anticline Petroleum Trap

(<https://kids.britannica.com/students/assembly/view/53783>)

천연가스는 지하에서 발생하는 탄화수소를 주성분으로 하는 가연성가스이며 Table 1에서 나타난 바와 같이 메탄(Methane), 에탄(Ethane), 프로판(Propane), 부탄(Butane) 등 탄화수소 화합물이 주성분이다. 특히 메탄(Methane) 성분이 가장 많이 포함되어 있으며, 산지에 따라 조성비는 상이하다.

Table 1 Typical Composition of Natural Gas (김용웅, 2002)

Composition	Code	Percentage(%)
Methane	CH ₄	70 ~ 90
Ethane	C ₂ H ₆	0 ~ 20
Propane	C ₃ H ₈	
Butane	C ₄ H ₁₀	
Hydrogen	H ₂	Non
Carbon dioxide	CO ₂	0 ~ 8
Nitrogen	N ₂	0 ~ 5
Oxygen	O ₂	0 ~ 0.2
Hydrogen sulfide	H ₂ S	0 ~ 5
Other gases	A, He, Ne, Xe	Low

탄화수소 이외 이산화탄소(CO₂), 질소(N₂) 및 황화수소(H₂S)가 각각 최대 8%, 5% 포함되어 있으며, 산소(O₂) 및 헬륨(He) 등의 가스도 미량 포함되어 있다.

황화수소는 독성이 있고 부식성이 강하며 연소에 의해 유해한 이산화황(SO₂)을 생성하기 때문에 탈황공정을 필요로 한다. 이산화탄소(CO₂)는 수분과 함께 있으면 배관을 부식시키기 때문에 탈산공정으로 제거해야한다. 또한 수분은 천연가스와 결합된 설상(Snow)의 고체물질인 메탄 하이드레이트(Methane Hydrate)를 생성하기 때문에 수분 제거도 매우 중요하다.

2.1.2 액화천연가스의 정의

액화천연가스(LNG, Liquefied Natural Gas)란, 가스전(田)에서 채취한 천연가스를 정제하고 저장과 수송이 편리하도록 약 -162°C 상태에서 액화시킨 것으로 주 성분은 메탄(Methane)이며 무색·투명한 액체로 LPG와 같이 공해물질이 거의 없어 기존 화석연료보다 온실가스 배출이 적은 우수한 청정연료로써 그 수요가 증가하고 있는 추세다.

일반적으로 기체의 부피는 압력에 반비례하므로 부피를 1/100로 줄이려면 100기압(약, 100bar)으로 압축되어야 하므로, 1/600로 줄이기 위해 천연가스를 600기압(약, 600bar)으로 압축해야한다. 하지만 실제 100~600기압의 대용량 저장 탱크 제작은 불가능하다.

천연가스의 주성분인 메탄(CH_4)은 표준상태(0°C , 1 bar)에서 비중(SG, Specific Gravity) 0.555(공기=1.0) 비체적(Specific Volume) $1.394\text{m}^3/\text{kg}$ 비점(Boiling Point) -161.5°C 의 기체이므로 1기압에서 -161.5°C 로 냉각시키면 액화되어 비중 0.415, 비체적 $2.41\text{l}/\text{kg}$ ($0.00241\text{m}^3/\text{kg}$)의 액체가 되어 부피가 0°C 의 기체에 비해 1/578, 20°C 의 기체에 비해 1/621로 대략 600분의 1로 감소하게 된다. 따라서 동일한 부피에서 많은 양의 천연가스를 저장할 수 있고 원거리·장시간에 걸쳐 수송할 수 있는 현실적인 방안으로 천연가스를 액화하여 수송한다.

2.1.3 액화천연가스의 생산과정

액화천연가스의 생산과정은 Fig. 2 LNG 생산 플랜트 공정모식도에서 확인 할 수 있다시피 가스전(田)에서 올라온 천연가스는 1차적으로 Slug Catcher를 통해 물, Condensate, 가스로 분리된다. 이렇게 분리된 물은 Water Treatment System을 거쳐 정화된 상태로 버려지며 Condensate는 Stabilizer를 거쳐 저장탱크에 저장된다. 이때 발생한 가스는 Slug Catcher를 통해 나온 천연가스와 합쳐지게 되는데 해당 가스는 천연가스뿐만 아니라 여러 불순물이 섞여 있어 바로 사용하기엔 부적절하기에 액화하기 전 일반적으로 전처리 공정을 통해 불순물을 제거한 후 액화 공정을 거치게 된다(강구용, 2016).

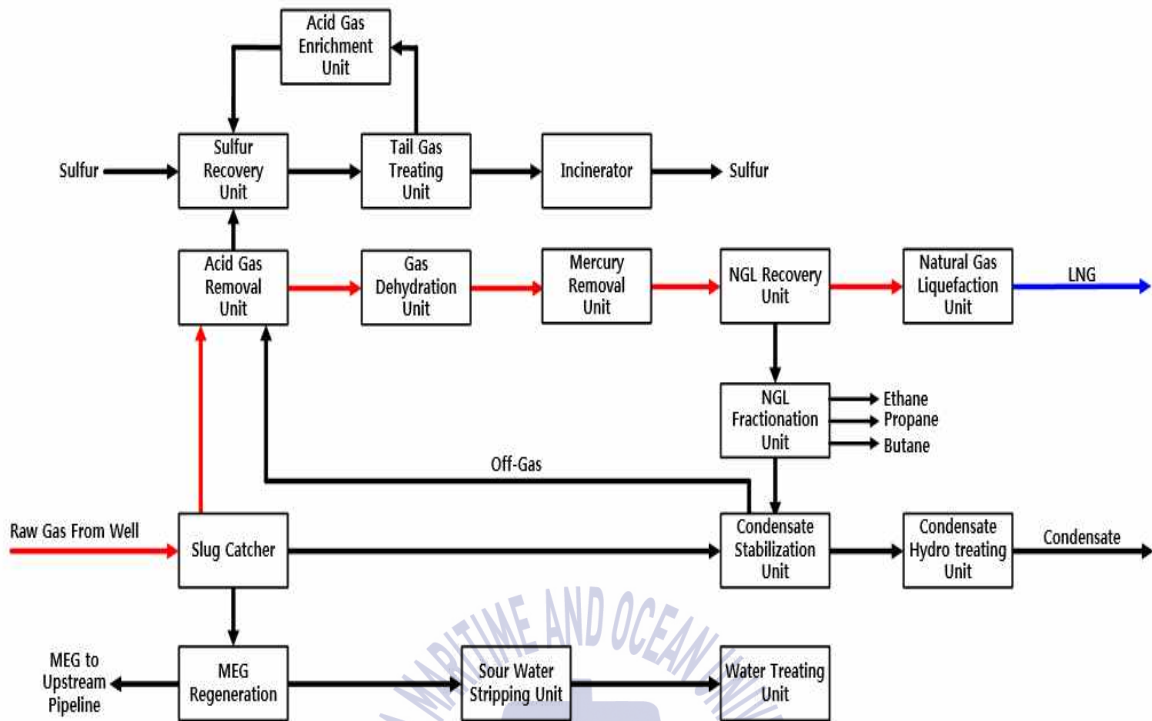


Fig. 2 Offshore Plant FLNG Process Unit Schematic

2.1.3.1 전처리 공정

전처리 공정이란 앞서 언급한바와 같이 Slug Catcher를 거친 천연가스를 액화하기 전 수용 가능한 수준으로 천연가스에 포함된 여러 불순물을 정제하는 공정으로 이산화탄소(CO₂), 황화수소(H₂S)등을 제거하는 산성가스제거유닛(Acid Gas Removal Unit)과 수분을 제거하는 Dehydration Unit, 그리고 수은을 제거하는 Mercury Removal Unit으로 구성되어있다. 첫 번째로 산성가스제거유닛(Acid Gas Removal Unit)에서 이산화탄소(CO₂), 황화수소(H₂S)등을 제거하는데 해당 물질은 산성 물질로 배관의 부식을 야기할 수 있으며 특히 이산화탄소(CO₂)의 경우 어는점(Freezing Point)이 1기압 기준 -78.5℃로 천연가스의 주성분인 메탄(CH₄)의 비점(Boiling Point)보다 상당히 낮아 액화과정에서 결빙이 생길 수 있으며 이는 열교환기 효율을 저하시킬 뿐만 아니라 LNG의 열량 품질 또한 저하시키므로 반드시 제거해야한다. 또한, 황화수소(H₂S)는 낮은 농도에서도 독성이

강한 위험물질이며 산화 시 환경규제물질인 이산화황(SO₂)을 생성하므로 제거한다. 다음으로 수분제거장치(Dehydration Unit)에서는 앞서 설명한 산성가스제거 과정에서 추가로 발생된 수분과 초기 가스에 포함되어 있는 수분을 제거하는 공정으로 배관의 부식과 액화시 결빙을 현상을 사전에 방지하는 공정이다. 마지막으로, 수은제거장치(Mercury Removal Unit)에서는 상온에서 액체금속으로 존재하는 수은을 제거하는 공정이며 수은은 알루미늄재질에 닿으면 아말감을 형성하는 물질로 LNG 탱크 및 LNG 관련설비 그리고 열교환기 등에 많이 사용되는 알루미늄합금에 급속한 부식을 야기 시키므로 반드시 제거되어야 한다.

2.1.3.2 천연가스액 제거 공정

천연가스(NG)의 주성분은 메탄(CH₄)외 에탄(C₂H₆), 프로판(C₃H₈), 부탄(C₄H₁₀), 펜탄(C₅H₁₂)등 혼합가스이며 이중 탄소(C)가 3개 이상인 탄화수소를 중질탄화수소(HHC, Heavy Hydro Carbon)이라 한다. 특히 프로판(C₃H₈), 부탄(C₄H₁₀)은 상온에서 기체 상태로 존재하며 펜탄(C₅H₁₂) 이상의 탄화수소는 상온에서 액체 상태로 존재하게 되는데 이를 천연가스액(NGL)이라 한다.

천연가스액을 제거해야 하는 이유로는 극저온의 액화공정에서 배관 내부에서 발생할 수 있는 응축현상과 열교환기에서 왁스(Wax)를 발생시키는 것을 미연에 방지하고 LNG의 품질 향상을 위해 제거 되어야 한다. 이때 제거된 NGL은 LPG 탱크에 저장되어 액화공정의 냉매로 사용되기도 한다.

2.1.3.3 액화공정

액화공정은 전처리공정과 천연가스액 제거공정 이후 천연가스 속에 포함된 불필요한 물질과 산성가스, 탄산가스, 수은 그리고 수분과 천연가스액을 제거한 기체 상태의 천연가스를 약 -162℃로 냉각하여 액화시키는 공정으로 천연가스의 체적을 약 1/600로 줄여 저장과 수송을 용이하게 하는 공정이다. 액화공정의 냉매로는 주로 메탄(CH₄), 에탄(C₂H₆), 프로판(C₃H₈) 등의 탄화수소류와 질소(N₂) 등이 사용되며, 혼합냉매를 사용하는 액화공정의 경우 이들을 섞은 혼합물을 냉매로 사용한다.

가스전(田)에서 생성된 천연가스는 보통 상온에 약 60~200bar 정도의 고압 상태이다. 이러한 상온고압 상태의 천연가스를 약 -160°C 정도 온도를 낮추기 위해서는 긴 여정이 필요하다. 천연가스가 32°C에서 -150°C까지 온도를 낮추는 과정에서 -32°C부터 일부 천연가스가 액화되며, -74°C부터는 모두 액체 상태인 액화천연가스가 된다. 하지만, 50bar의 액화천연가스를 상압으로 감압 시 약 70%정도가 기화되며 잔여 액 또한 LNG로 보기 힘든 조성성분으로 남아있기 때문에 액화천연가스라 보기 어렵다. 이러한 이유로 액화천연가스를 과냉각하여 상압으로 팽창하는 액화공정을 사용한다(이상규, 2017).

천연가스를 약 200°C 낮추는 데는 냉매가 필요한데, 냉매는 한 가지 성분인 단일냉매일수도 있고, 여러 가지 성분이 혼합된 혼합냉매일 수도 있다. 천연가스를 액화하기 위한 냉매는 아래 Table 2와 같이 분류할 수 있다.

Table 2 Classification of Refrigerant in Liquefaction Process

Classification	Single Refrigerant	Mixed Refrigerant
Purity of Refrigerant	N ₂ Expende	SMR
	Cascade Cycle	C3MR, DMR, MFC
Combustibility of Refrigerant	N ₂ , CO ₂	C ₁ , C ₂ , C ₃ , C ₄

액화공정은 냉매의 종류와 사이클 수, 혼합냉매 사용 유무, 액화효율에 따라 여러 가지로 나눌 수 있다. 액화공정은 주로 질소(N₂)와 메탄(CH₄), 에탄(C₂H₆), 에틸렌(C₂H₄), 프로판(C₃H₈), 부탄(C₄H₁₀), 펜탄(C₅H₁₂)을 냉매로 사용하며 어떠한 냉매가 사용되는지는 각각의 액화공정에 맞게 결정된다. 일반적으로, 천연가스를 액화시키는 액화공정으로는 크게 캐스케이드(Cascade), 질소팽창기 기반 공정(N₂ Expende-Based Process), 혼합냉매 액화공정(Mixed-Refrigerant Process) 3가지 공정방법이 있다.

첫째로, 냉매를 혼합하지 않고 여러 가지 단일냉매를 다중 사이클을 구성하여 천연가스를 액화시키는 공정인 캐스케이드 사이클(Cascade Cycle)의 경우 3개의 분리된 순수냉매 사이클로 구성되어 있으며 순수냉매를 이용한 대표적인 천연가스 액화공정이라 할 수 있다.

이는 3가지 단일냉매 프로판(C_3H_8), 에틸렌(C_2H_4), 메탄(CH_4)을 냉매로 사용하며 1차적으로 프로판 냉각 사이클을 거쳐 정제된 천연가스를 약 $-30^{\circ}C$ 정도 냉각 후 에틸렌냉각 사이클에서 약 $-100^{\circ}C$ 냉각하고 세 번째 사이클에 사용되는 메탄냉매를 응축시킨다. 마지막으로 메탄을 냉매로 활용한 세 번째 사이클에서 고압의 메탄냉매가 팽창하면서 천연가스를 약 $-162^{\circ}C$ 까지 냉각하여 액화천연가스(LNG)로 액화하는 공정이다.

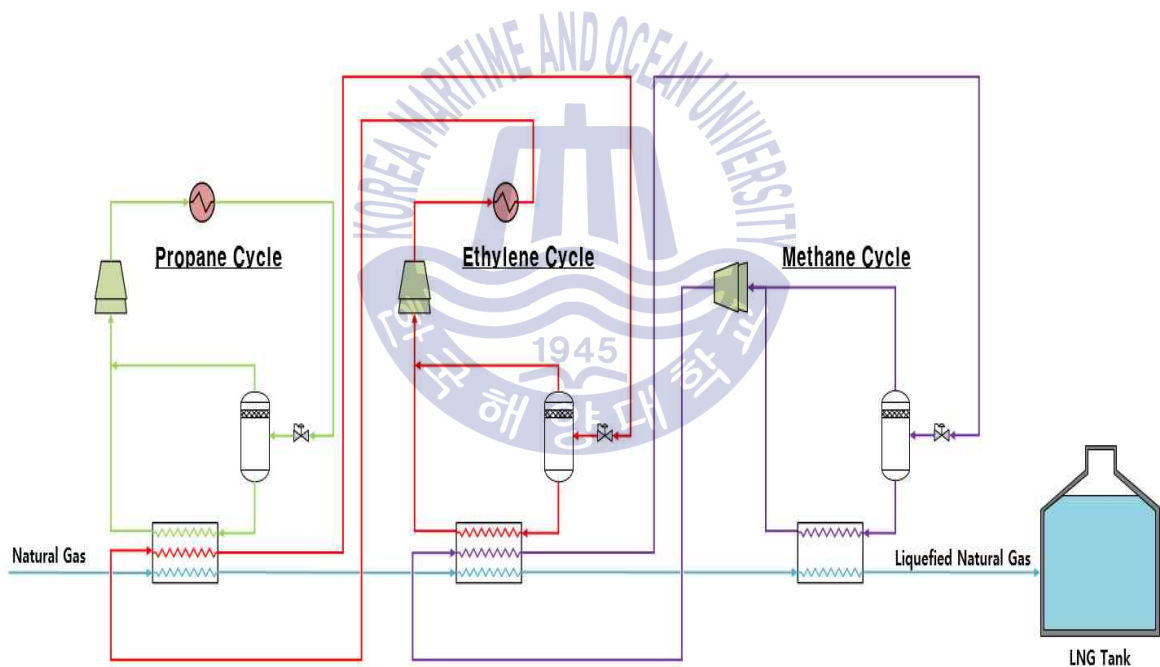


Fig. 3 Schematic Diagram of Typical Cascade Liquefaction Process

둘째로, 단일냉매 질소 하나만을 단일냉매로 사용하는 액화공정인 질소팽창기 기반 공정(N₂ Expander-Based Process)의 경우 앞서 언급한 캐스케이드(Cascade) 공정만큼 규모를 확장할 수는 없지만, 단순하고 강력한 소형설비로 소규모 기지, 해상, 그리고 피크부하저감 장비로 적당하다. 질소압축기에서 발생한 고압의 질소증기를 수냉각 후 요구온도와 압력에 이를 수 있도록 일련의 팽창기(Expander)를 거치게 된다. 팽창기(Expander)는 고압의 질소가스를 감압하게 되는데 이때, 등엔트로피 팽창 과정으로 압력이 강하하면서 온도가 떨어지며 이후 열교환기를 통해 천연가스를 냉각 후 다시 압축기로 재순환하며 압축-방열-팽창-흡열과정을 반복한다(He, T. et al. 2018).

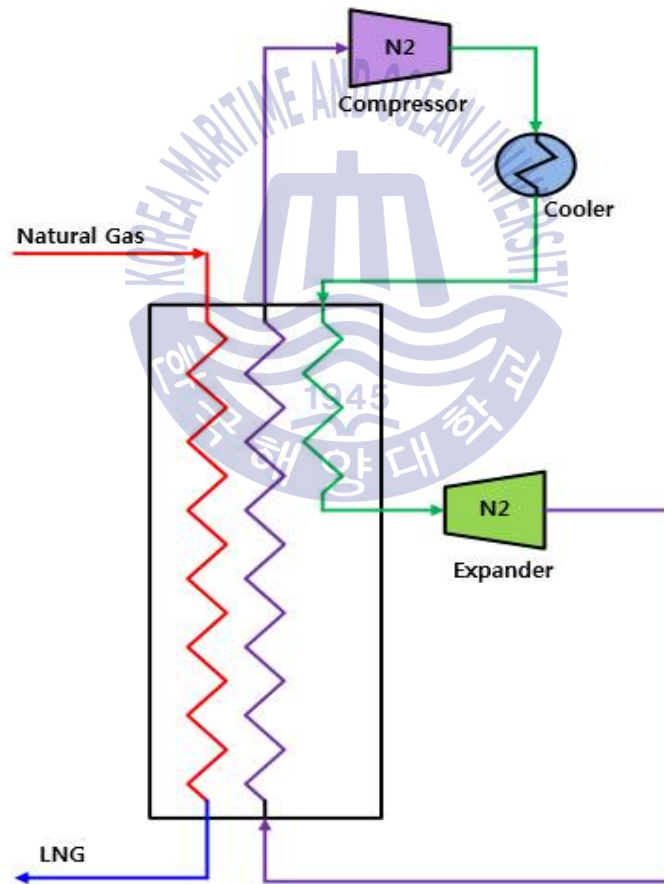


Fig. 4 Schematic Diagram of Typical Single-Expander N₂ Process

셋째로, 여러 냉매들을 혼합하여 냉매로 사용하는 혼합냉매 액화공정으로는 단일 사이클을 사용하는 액화공정인 SMR(Single Mixed Refrigerant)액화공정과 다중 사이클을 사용하는 액화공정인 C3MR(C3-Mixed Refrigerant), DMR(Dual Mixed Refrigerant)공정이 대표적이다.

이러한 액화공정은 천연가스 냉각구간에 따라 예냉, 액화, 과냉각 구간으로 구분할 수 있으며 예냉 구간에서는 전처리 공정 이후 천연가스를 약 -35°C 범위로 냉각되는 구간으로 혼합냉매의 조성성분은 프로판(C_3H_8), 부탄(C_4H_{10}), 펜탄(C_5H_{12})로 구성된다. 이후, 액화구간에서 주로 에탄(C_2H_6), 프로판(C_3H_8)으로 혼합된 냉매를 사용하여 천연가스를 액화 후 과냉각구간에서 질소(N_2) 메탄(CH_4)에 의해 LNG생산 온도까지 냉각되고 감압밸브(Reducing valve)를 통해 감압되어 최종적으로 LNG탱크에 저장된다(Khan, M.S. et al. 2017).

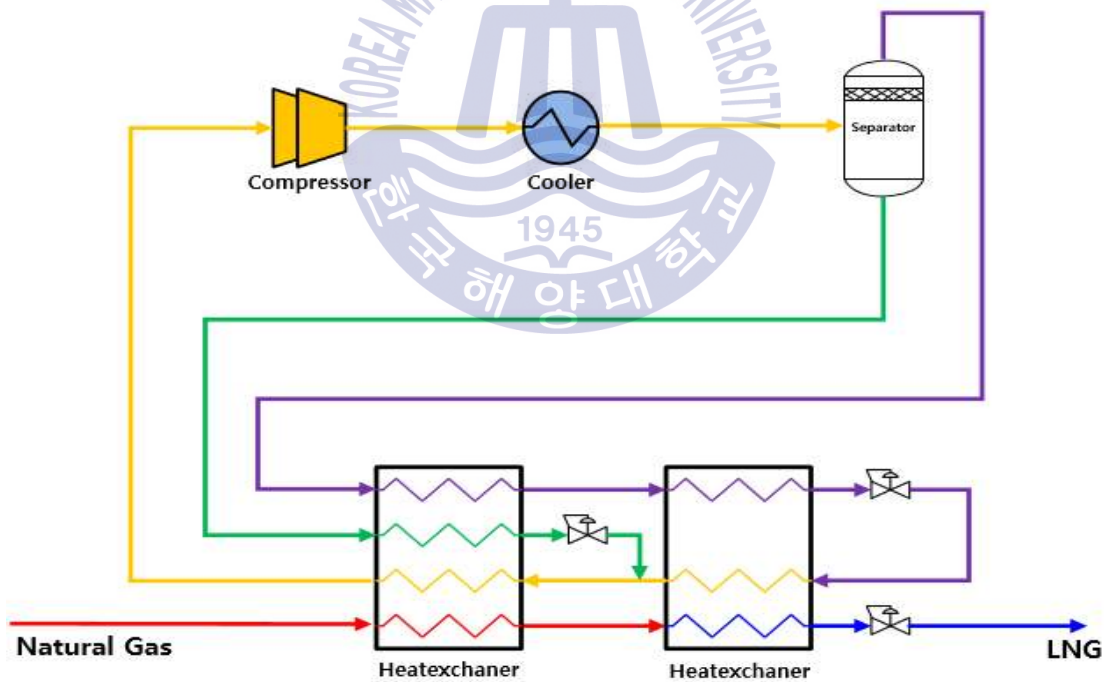


Fig. 5 Schematic Diagram of Typical SMR Liquefaction Process

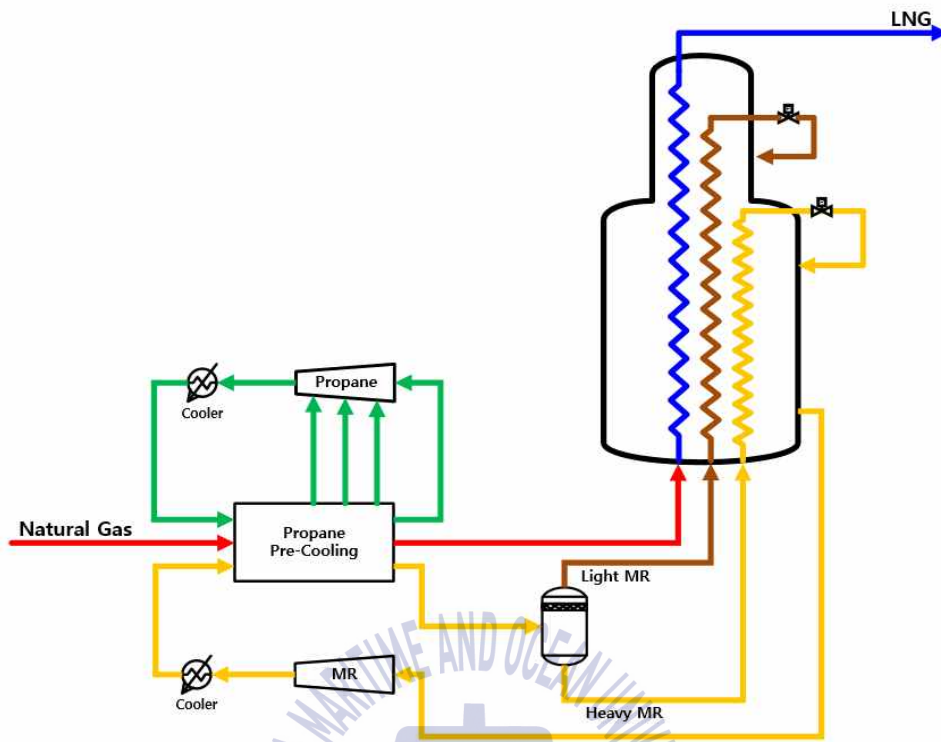


Fig. 6 Schematic Diagram of Typical C3MR Liquefaction Process

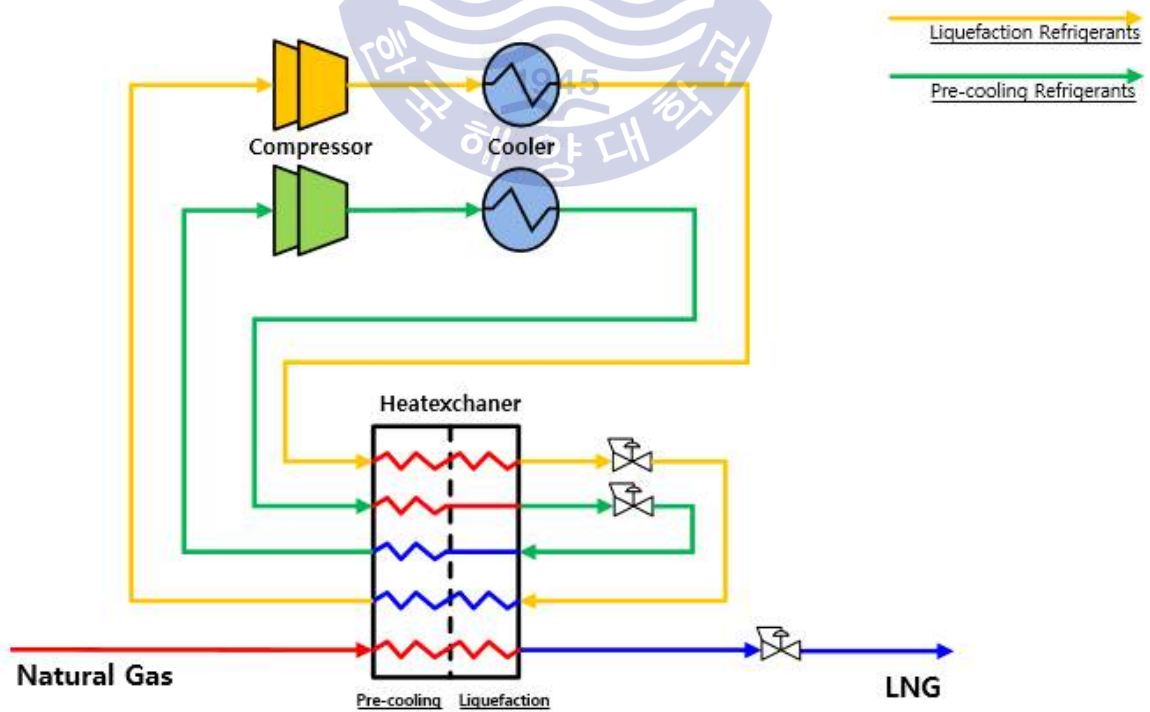


Fig. 7 Schematic Diagram of Typical DMR Liquefaction Process

2.2 LNG 냉열의 개요 및 활용현황

2.2.1 LNG 냉열의 개요

LNG 냉열은 약 -163°C 의 LNG가 보유하고 있는 저온에너지로 LNG가 저온의 에너지를 갖게 되는 이유는 앞서 2.1 액화천연가스(LNG) 생산과정에서 다루었던 가스전(田)에서 올라온 천연가스에 포함된 여러 불순물을 정제하는 전처리 공정, 탄소(C)가 5개(펜탄(C_5H_{12})) 이상인 탄화수소를 제거하는 천연가스액 제거 공정, 그리고 액화공정을 통해 약 -162°C 로 액화하여 기체 상태의 천연가스를 액체 상태로 바꾸면서 냉열 에너지를 가지게 된다.

국내의 경우 카타르, 호주, 오만 등 16개국으로부터 LNG 수송선을 통해 액화천연가스를 도입하여 평택, 인천, 통영, 삼척 전국 4개의 LNG 터미널로 이동하여 하역하게 된다.

하역 받은 LNG는 수요처인 발전소와 도시가스社에 공급되기 전 다시 천연가스 상태로 기화시켜 배관망으로 보내지게 되는데, 이때 해수를 이용하여 상온의 천연가스로 기화 시키는 과정에서 발생하는 냉열이 해수와 공기 중으로 발산되어 약 202kcal/kg 이 버려 진다.

LNG는 액화 과정에서 불순물이 제거되어 연소 시 공해물질이 거의 발생되지 않으며, 발화온도가 높고 누출 시 대기 중에 쉽게 확산되어 매우 안전하므로 버려지는 유효한 에너지원인 냉열을 이용한 다양한 산업이 가능하다(이동건, 2015).

2.2.2 LNG 냉열의 활용현황

2.2.2.1 LNG 냉열을 활용한 공기액화 분리산업

공기액화 분리란 공기 중 산소와 질소의 액화온도 차를 이용하여 액체질소 및 액체산소를 생산하는 것을 말한다. 산소와 질소는 각각 -183°C , -196°C 에서 액화 되므로 LNG 냉열을 이용하지 않고 전기구동으로 생산할 경우 압축기와 팽창 터빈을 사용하여 액화에 필요한 냉열을 공급 하게 되는데 이때 생산량의 10배 정도의 순환질소량이 필요하기에 압축동력이 커지게 된다. 하지만 LNG 냉열을 이용할 경우, LNG와 순환질소가 직접 열교환하여 냉열을 획득하기 때문에 순환질소량이 감소되어 압축기용량이 소형화 되며 소요동력 또한 약 60% 절감된다(윤정인,2001). 아래 Fig. 8은 LNG 냉열을 활용한 공기액화 분리산업의 일반적인 흐름도를 나타낸다.

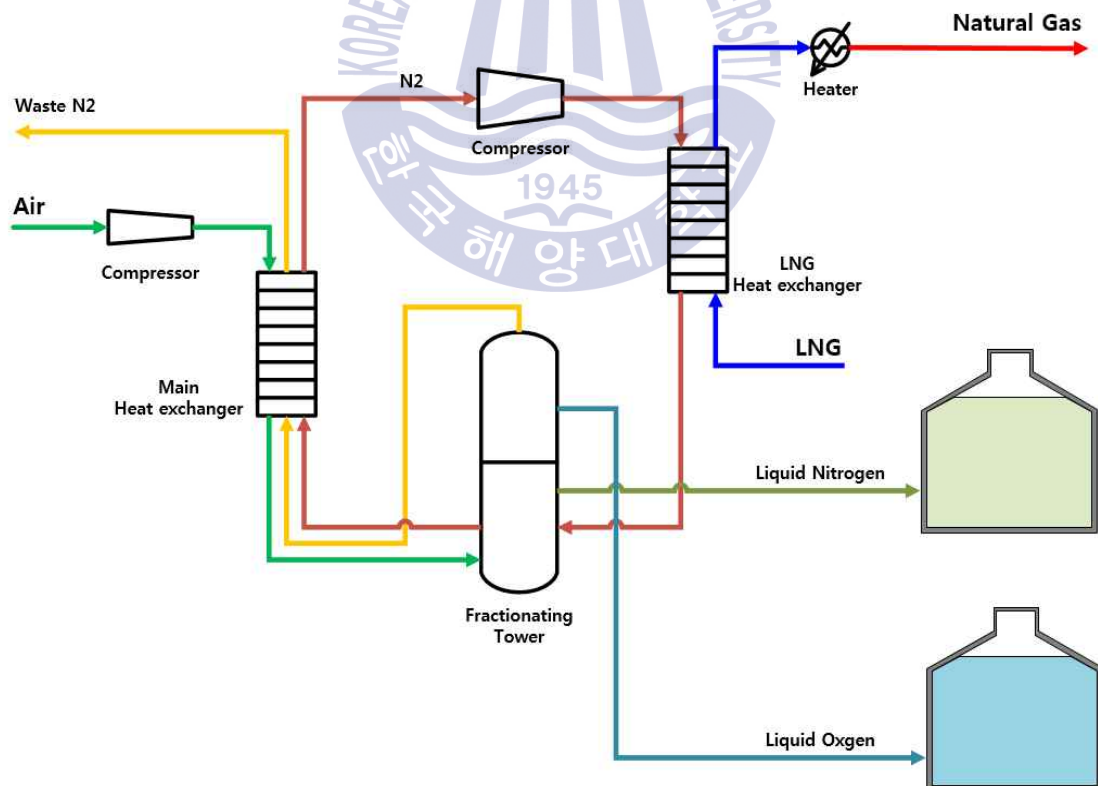


Fig. 8 Schematic Diagram of Typical Air Liquefaction Process

2.2.2.2 LNG 냉열을 활용한 발전 산업

LNG 냉열 발전 산업은 최근 “세계 최대 LNG 수입국”이라는 타이틀을 중국에 넘겨줬지만, 전 세계적으로 LNG를 많이 수입함과 동시에 LNG 냉열을 가장 활발히 사용하는 국가인 일본은 1974년 시험 발전소를 건설하여 세계 최초의 냉열발전에 성공한 것에 이어 2018년 기준 16개의 냉열발전소를 가동하고 있다.

LNG 냉열 발전의 기본적인 원리로는 LNG를 기화시키는 과정에서 발생하는 냉열을 열침(Heat Sink)으로 그리고 해수를 열원(Heat Source)으로 사용하는 랭킨사이클 방식의 발전시스템으로 주로 작동유체는 프로판을 사용하고 있다.

Fig. 9는 일본의 Osaka Gas에서 적용하고 있는 랭킨사이클 방식의 흐름도를 나타낸다.

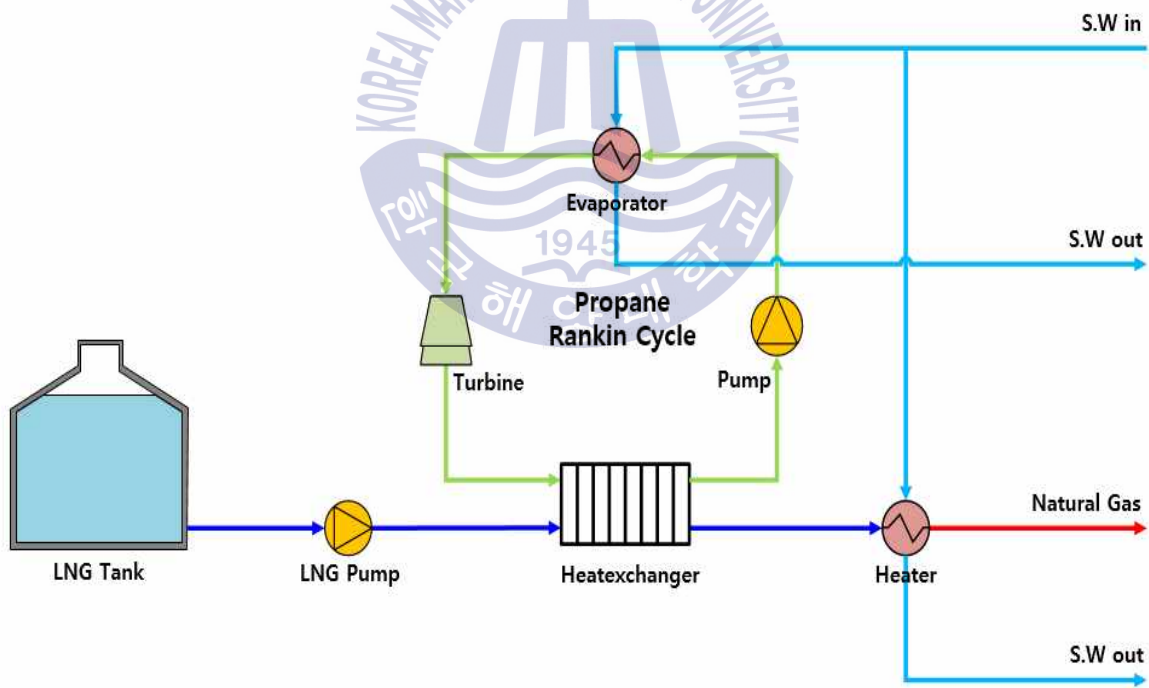


Fig. 9 Schematic Diagram of Generation System from Osaka Gas

2.2.2.3 LNG 냉열을 활용한 냉동·냉장창고 산업

냉동·냉장창고에 LNG를 이용하는 방식은 냉매를 직접 열 교환시켜 이용하는 방식과 액화질소를 이용하는 간접방식이 있다. 전 세계적으로 LNG 냉열을 이용한 냉동창고 시스템은 일본의 도쿄가스(Tokyogas)의 요코하마 터미널에서 일본초저온(주)의 12,000톤 규모의 냉동창고를 1974년부터 운영하고 있으며, 1997년 완공한 일본의 후쿠오카 세이부 가스 LNG 기지에서는 LNG 5ton/h로 -30°C 냉동창고 27,600톤 규모를 서부가스엔지니어링이 운영하고 있다(한단비,2017).

Fig. 10은 LNG 냉열을 활용한 냉동창고 시스템의 일반적인 흐름도를 나타낸다.

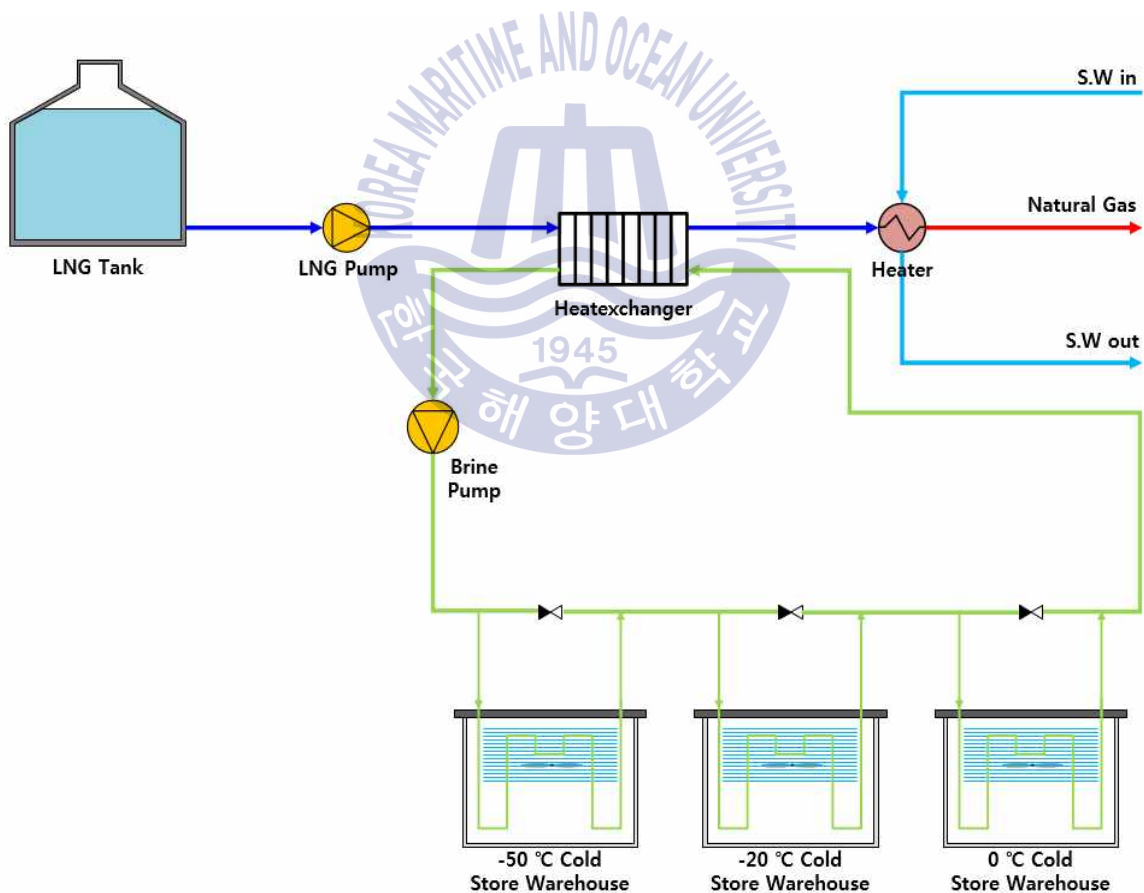


Fig. 10 Schematic Diagram of Cold Storage using LNG Cold Energy

2.2.2.4 LNG 냉열을 활용한 액화탄산 및 드라이아이스 제조 산업

액화탄산 및 드라이아이스는 청량음료, 주물공업, 탄산가스용접, 식품냉동, 화학연료 및 제약 등으로 활용되고 있다. 일본의 경우 도쿄가스의 니기시지, 오사카가스의 센보쿠지, 토호가스의 치타지 3곳에서 LNG 냉열을 이용하여 액화탄산을 제조하고 있으며 액화탄산가스의 경우 화재진압용 소화기로 사용되고 드라이아이스는 냉각제로 사용되고 있다(이명호,2017).

Fig. 11은 LNG 냉열을 활용한 액화탄산 및 드라이아이스 제조시스템의 일반적인 흐름도를 나타낸다.

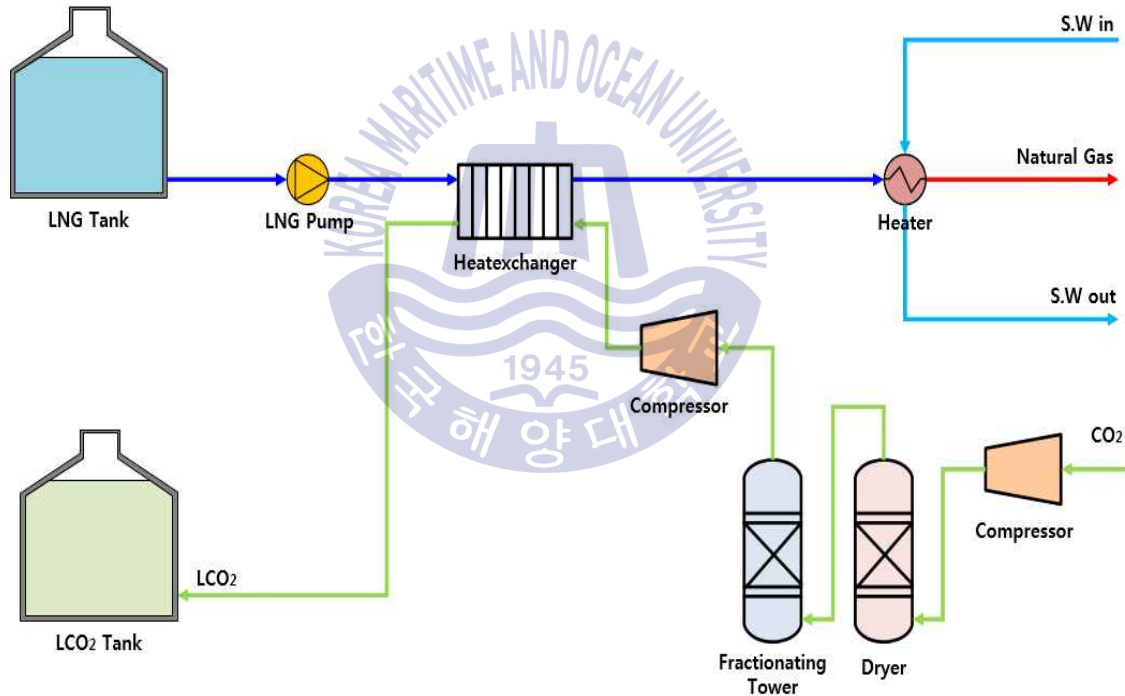


Fig. 11 Schematic Diagram of Product LCO₂ using LNG Cold Energy

2.3 LNG 연료추진선박의 연료공급시스템

2.3.1 LNG 연료추진선박의 개요

LNG 연료추진선박이란 선박의 연료로서 중유(HFO)가 아닌 액화천연가스(LNG) 혹은 중유를 모두 사용하는 선박을 의미한다. 이는 노르웨이 국적의 Fjord 해운선사가 2000년 소형 페리선 ‘Glutra’ 호를 LNG 추진선박으로 운행하면서부터 시작되었다. 당시 노르웨이의 자연경관이 아름다운 피요르드(Fjord) 지역에서는 사람이 많이 주거하지 않고 공장이 없음에도 불구하고 스모그 현상이 자주 발생하였다.

이러한 현상에 대하여 조사한 결과 여객선, 화물선 등으로부터 배출되는 유해한 배기가스에 의한 현상임을 밝혔고 이에 대응책으로 노르웨이 정부에서는 선박에 기인한 유해 배출가스를 획기적으로 줄일 수 있는 LNG 연료추진 선박 보급을 정부주도로 진행하게 되었다.



Fig. 12 Natural Gas Fuelled Ferry ‘GLUTRA’

이후, 2018년 4월 기준 전 세계 LNG를 연료로 운항중인 선박과 건조중인 선박은 약 121척, 126척으로 그 보급이 빠르게 진행되고 있다. 실제로, LNG를 선박의 연료로 사용할 경우 기존 중유(HFO)에 비해 황산화물(SOx), 입자상물질(PM)은 거의 배출되지 않으며, 이산화탄소(CO2) 약 25%, 질소산화물(NOx) 약 85% 저감 가능하여 차세대 청정연료로 각광받고 있다(Cheenkachorn, K. et al. 2013). 또한, 최근 저유가 추세가 지속되고 있으나 중·장기 유가상승, 셰일가스 공급확대, LNG 연료추진선 추가투자비 감소 등을 고려할 때 향후 선박의 연료로써 LNG에 대한 수요가 더욱 확산될 것으로 판단된다.



Fig. 13 LNG Fuelled Fleet from DNV · GL

2.3.2 LNG 연료추진선박의 연료공급시스템

LNG연료 적용기술은 1960년 이후 오랫동안 액화천연가스(LNG) 운송선의 자연증발가스(BOG, Boil Off Gas)를 처리 및 활용하기 위해 이미 적용되어 왔다. 자연증발가스(BOG)란 LNG 화물탱크에서 자연적으로 증발 및 기화하는 천연가스를 의미한다. 이는 일종의 외부 침투 열에 대한 LNG 손실로서 LNG의 수송 효율 및 안전상 중요한 문제다. 저장탱크 내에 증발가스가 축적되면 탱크내부 압력이 과도하게 상승하여 파손위험이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 보일러-스팀터빈 방식의 추진시스템을 적용하였고, 해당 보일러의 경우 중유(HFO)와 천연가스 모두 연료로 사용할 수 있어 BOG 발생량에 따라 중유, 천연가스 그리고 중유와 천연가스를 함께 사용하여 터빈에 증기를 공급한다(정훈경,2005).

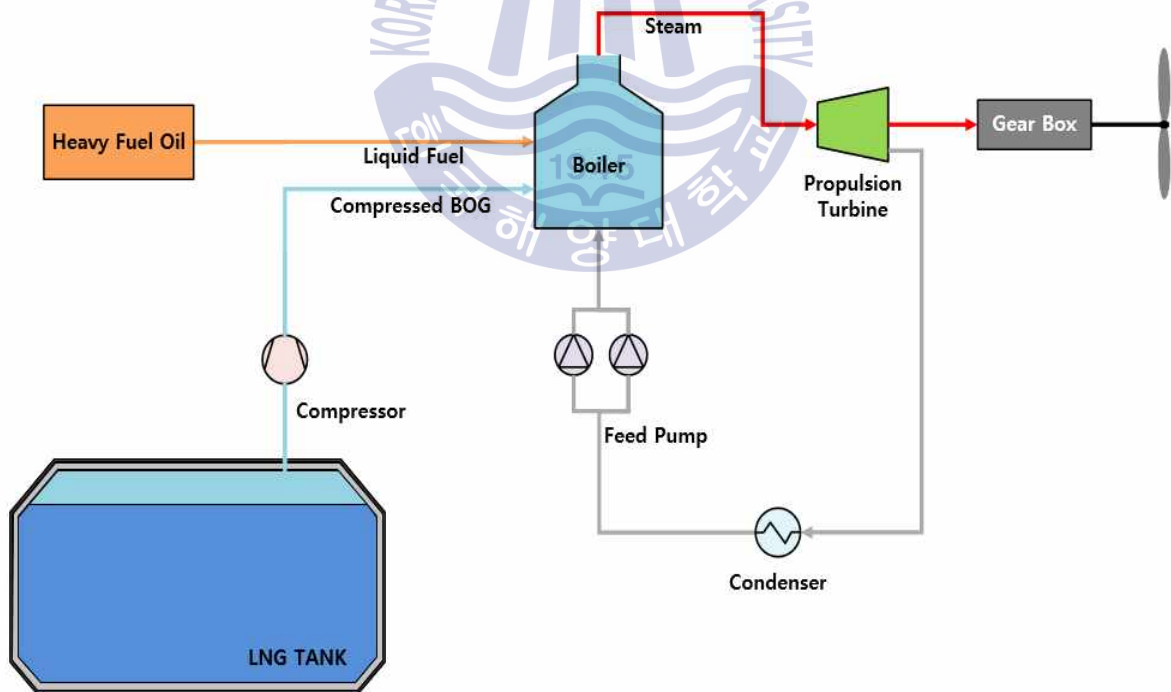


Fig. 14 Schematic Diagram of Steam Turbine System

LNG 연료추진선박의 연료공급시스템은 LNG 연료탱크에서 엔진에 이르는 LNG 연료공급시스템으로 개념적인 계통도는 Fig. 15와 같다.

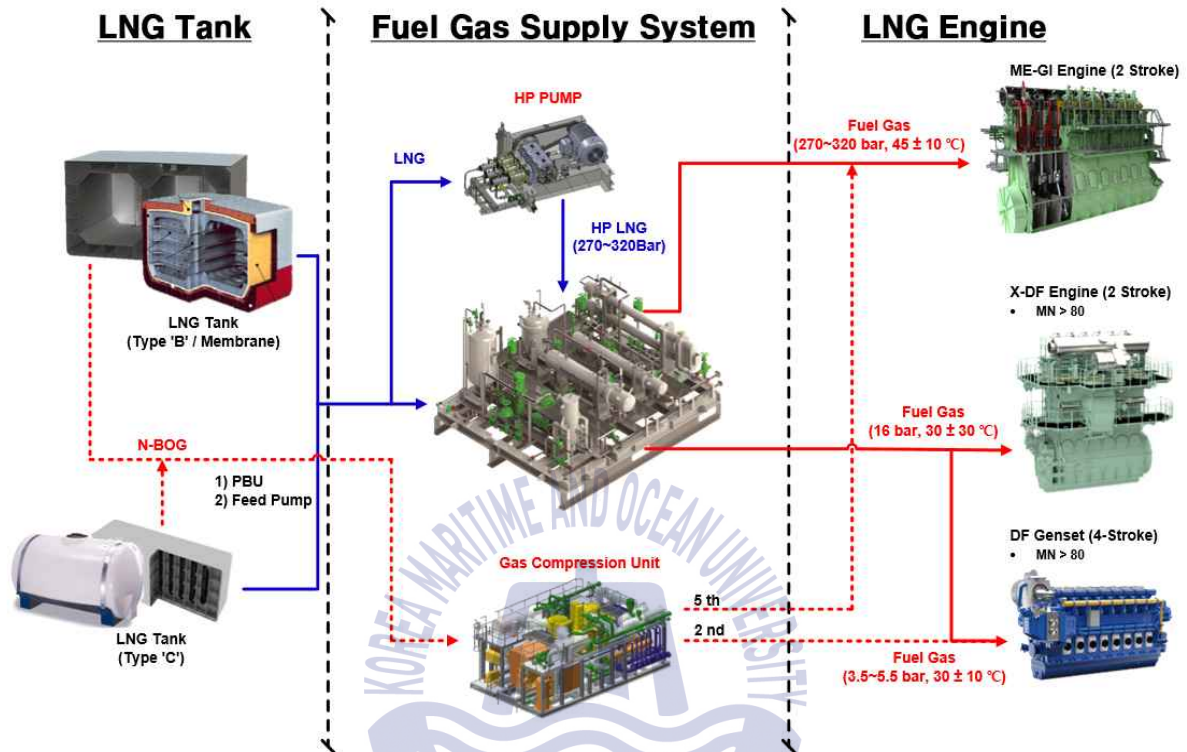


Fig. 15 Schematic Diagram of LNG Fuelled Ship

LNG 연료추진시스템은 크게 LNG를 공급받고 저장하는 LNG연료탱크, 저장된 LNG를 천연가스로 변환하여 엔진에 공급하는 연료공급시스템(FGSS, Fuel Gas Supply System), 천연가스를 연료로 선박을 추진하기 위한 엔진으로 구성되며 해당 선박의 크기, 추력, 항로, 운항거리 등에 따라 구성요소가 달라진다.

2.3.2.1 LNG 연료탱크

LNG 연료탱크는 국제해사기구(IMO)에서 크게 독립형과 일체형으로 구분하고 있으며 독립형의 경우 선체 구조와 분리된 형태로 액화가스의 누출방지 방법에 대한 설치 개수 및 사용 압력에 따라 Type A, Type B, Type C 등 3가지 형식으로 구분하고 있다. Type A/B는 0.7 Bar 이하의 설계압을 유지하도록 하고, Type C의 경우 2.0 Bar 이상의 설계압을 유지하도록 구분하고 있다.

일체형연료탱크의 경우 선박의 구조와 일체화되어 열 수축과 팽창에 의한 변형을 신속적으로 흡수하는 멤브레인 형식이 있으며 현재 프랑스, 한국, 일본 등 3개국이 고유 형상에 대한 특허권을 가지고 있다.

LNG선을 비롯한 대형 상선에서는 일체형인 멤브레인 방식을 주로 적용하고 있고 독립형 탱크중 특히 Type C의 경우 소형선의 LNG 연료추진선박에 주로 탑재 되고 있다.

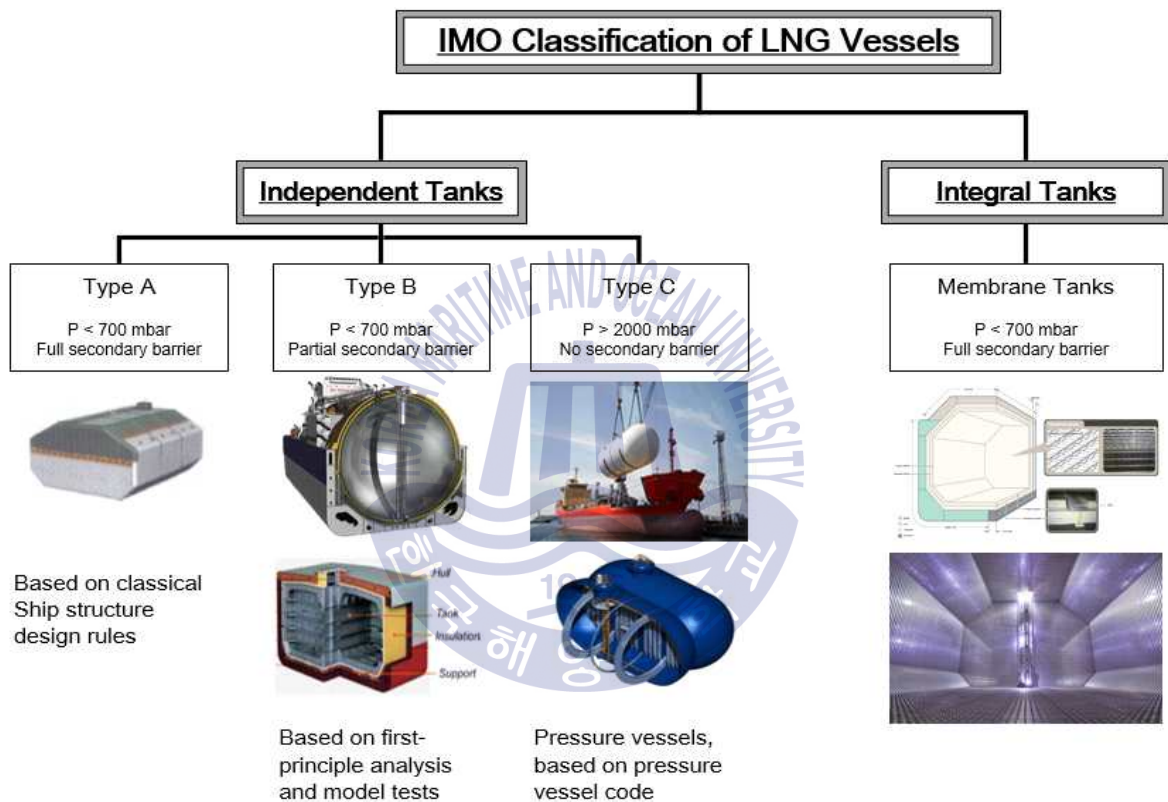


Fig. 16 IMO Classification of Cargo Tanks in LNG Vessel

Table 3 Comparison of LNG Tank type (정진원, 2018)

Tank Type	Independent Cylindrical	Independent Prismatic	
	Pressurized at ambient temperature or lower temperature	Fully Refrigerated at Atmospheric Pressure	
IMO Tank Type	Type C	Type A	Type B
Insulation	Vacuum + Perlite / Poly Urethane Foam	Poly Urethane Foam	Poly Urethane Foam
Secondary Barrier	No Requirements	Complete	Partial
Application	Small & Mid scaled vessel	Large scaled vessel	

2.3.2.2 이중연료 엔진

이중연료 엔진(Duel Fuel Engine)의 경우 LNG 연료공급시스템에서 공급되는 온도 및 압력에 따라 고압엔진, 중압엔진, 저압엔진으로 나눌 수 있으며, 엔진 종류에 따라 연료공급시스템(FGSS)의 구성이 달라진다. 고압엔진의 경우 MAN D&T社에서 개발한 ME-GI엔진이 대표적이며 해당엔진은 약 300 bar의 압력을 요하며 중압엔진의 경우 WinGD社의 X-DF 엔진이 해당되며 사용압력은 약 16 bar를 요구한다. 마지막으로 저압엔진의 경우 사용압력 약 6 bar를 요구하며 Wärtsila, Rolls-Royce등에서 제작한 DFDE엔진이 이에 해당된다.

Table 4 Comparison of Engine type (정진원, 2018)

	ME-GI	DFDE	RT-Flex
Maker	MAN	MAN/Wärtsila/RR	WinGD
Require Pressure	300 bar	6 bar	16 bar
FGS Component	HP Pump + HP Vaporizer	LP Vaporizer + HC Separator + LP Heater	Booster Pump + Vaporizer + HC Separator + Heater
Heating Medium	Glycol Water / Steam	Glycol Water / Steam	Glycol Water / Steam
Applicable	VLCC/Con/BC/PC/Cruise	Car Ferry/Ro-Ro/Tug	VLCC/Con/BC/PC/Cruise

2.3.2.3 연료공급시스템

LNG 연료추진선박의 연료공급시스템은 LNG연료탱크에서 엔진에 이르는 LNG 연료공급시스템으로 앞서 언급한바 같이 엔진의 종류(고압,중압,저압)에 따라 연료공급시스템의 구성이 달라진다.

1) 고압엔진의 연료공급시스템

고압이중연료엔진인 ME-GI 엔진의 경우 기존에 수많은 디젤기관에 적용된 전자기관(ME Engine)에 가스연료를 사용 가능하게 개조된 엔진이며 기체상태의 가스연료를 약 300 bar 고압으로 분사하기 위한 별도의 시스템이 필요하다(김경민, 정제현, 2013).

연료공급시스템(FGSS) 구성은 여러 가지 방법으로 구현이 가능하나 대표적인 구성은 Fig. 17의 예시와 같다.

LNG연료탱크 내부 저압펌프(LP Pump)에 의해 약 6~7 bar로 가압되어 연료공급시스템룸(FGSS Room)으로 이송 후 고압펌프(HP Pump)에 의해 ME-GI 엔진에서 요구하는 압력인 300 bar 까지 가압 된다. 이후, 가압된 LNG는 고압기화기(HP Vaporizer)를 통해 엔진의 운전에 필요한 적정 온도인 $45^{\circ}\text{C} \pm 10^{\circ}\text{C}$ 까지 가열 하게 된다. 엔진사양(Engine Specification)에 맞는 온도, 압력을 가지는 천연가스(Natural Gas)는 최종적으로 가스공급분사유닛(GVT, Gas Valve Train)으로 보내져 ME-GI Engine이 필요한 유량 및 압력과 온도를 조절 하여 Engine에 공급되게 된다. ME-GI Engine의 경우 4 Stroke Engine과 달리 Methane Number를 고려할 필요가 없다.

추가적으로, 해당엔진의 경우 디젤사이클(Diesel Cycle)을 적용한 고압엔진으로 효율은 타 엔진에 비해 높지만 연소시 실린더 내부 온도상승으로 인해 질소산화물(NOx) 배출량이 증가하여 2016년 1월 1일부터 시행된 MARPOL Tier III규정을 만족하기 위해 별도의 설비장치를 함께 적용해야만 한다.

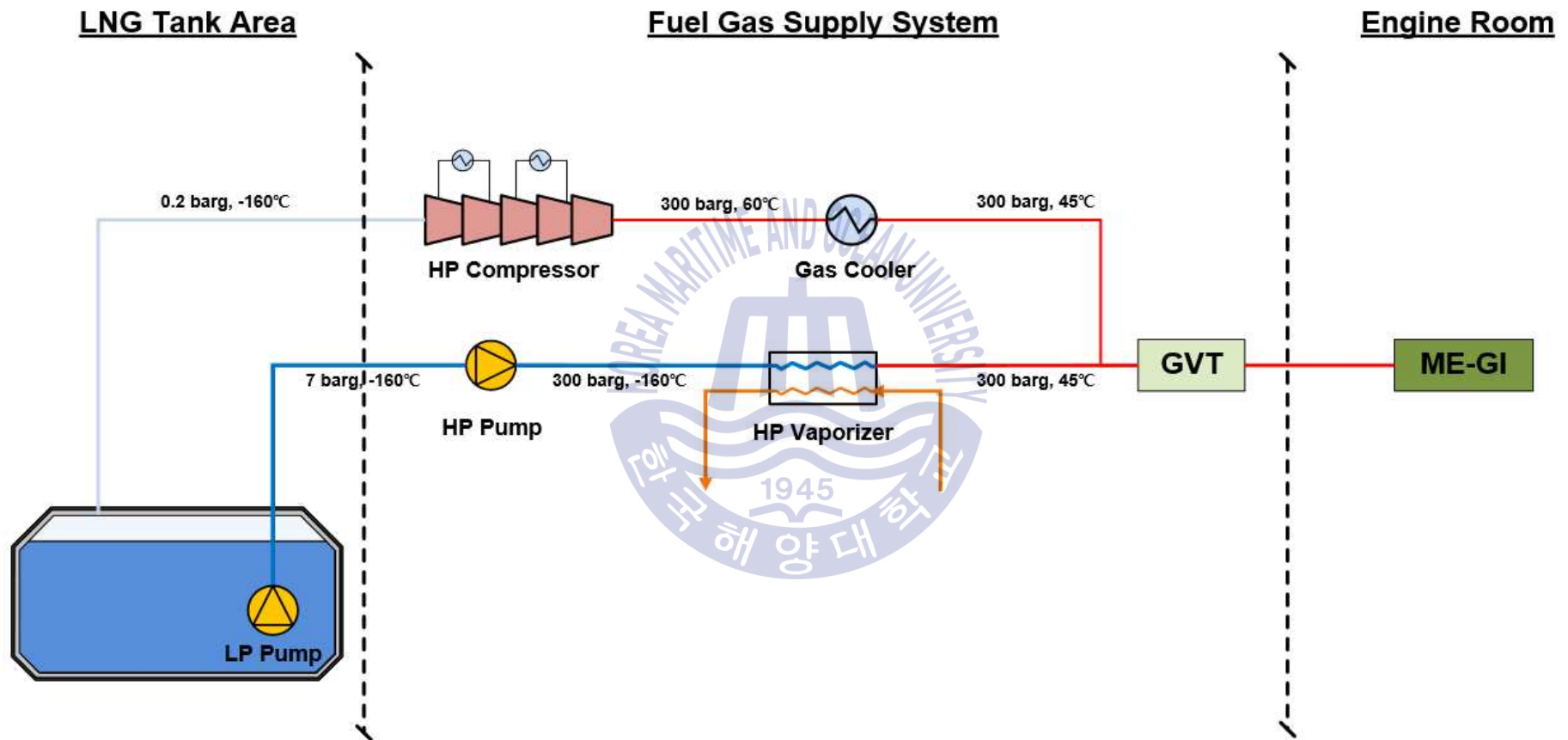


Fig. 17 Fuel Gas Supply System for ME-GI Engine

2) 중압엔진 및 저압엔진의 연료공급시스템

현재 선박에 적용된 중압 및 저압의 이중연료엔진은 Win GD社의 2행정(중압, 16 bar)인 X-DF엔진과 4행정(저압, 6bar)인 DFDE 엔진으로 나누어지며 이들은 가스를 연료로 사용할 경우(Gas Mode) 오토사이클(Otto cycle)이 적용되며 중유(HFO)를 사용할 경우 디젤사이클(Deisel cycle)이 적용되는 엔진이다. 해당 엔진의 경우 완전연소(Complete Combustion)에 필요한 양보다 많은 공기를 엔진 실린더에 공급하여 공기와 가스를 혼합한 희박연소(Lean Burn) 원리로 운전된다. 희박연소를 위해 소량의 점화오일(Pilot Oil)을 분사하게 되는데, Pilot Oil은 엔진의 가장 좋은 효율과 연소뒤 유해 배출가스의 농도를 최소화 하기위해 모든 실린더에 대해 정확한 양의 분사가 되도록 조절하여 분사된다.

중압엔진(2행정)과 저압엔진(4행정)은 공통적으로 가스모드(Gas Mode)시 오토사이클(Otto Cycle)이 적용되는데 이때 오토사이클의 연소특성상 노킹(Knocking) 현상을 수반하게 된다. 노킹현상은 천연가스의 조성 성분중 메탄외 에탄, 프로판, 부탄, 펜탄 등 복수의 탄화수소를 가진 탄화수소성분들과 질소, 이산화탄소 등의 불활성가스 성분들이 포함되어 있으며 그 조성비는 천연가스 생산지에 따라 다르며 이들의 연소시기 또한 상이하어 주성분인 메탄이 연소하기 전 타 성분들이 먼저 연소하는 현상이다. 이는, 엔진의 피스톤이 상사점까지 도달하기 전 이상착화가 발생하여 올라오던 피스톤을 강제로 아래로 밀어버리기 때문에 피스톤이 실린더 벽을 가격하게 되며 마치 “똑똑” 하는 노크음 같다하여 노킹(Knocking)현상이라 한다. 이러한 이상연소 현상으로 인해 피스톤의 마모를 초래할 수 있고, 엔진 효율 저하, 장치 고장 등의 문제를 야기할 수 있다.

노킹을 방지하기 위해 오토사이클을 적용하는 엔진들의 경우 제조사의 권고 사항으로 80이상의 메탄가(Methane Number)를 요구하며, 메탄가를 향상시키기 위해 중질탄화수소분리기를 설치하는데 이는 액화천연가스를 구성하는 주요 성분들의 비등(Boiling Point)차를 통해 탄소분자 함유량이 많은 에탄, 프로판, 부탄 등의 성분들을 분리하여 80이상의 메탄가를 충족시키는 역할을 한다.

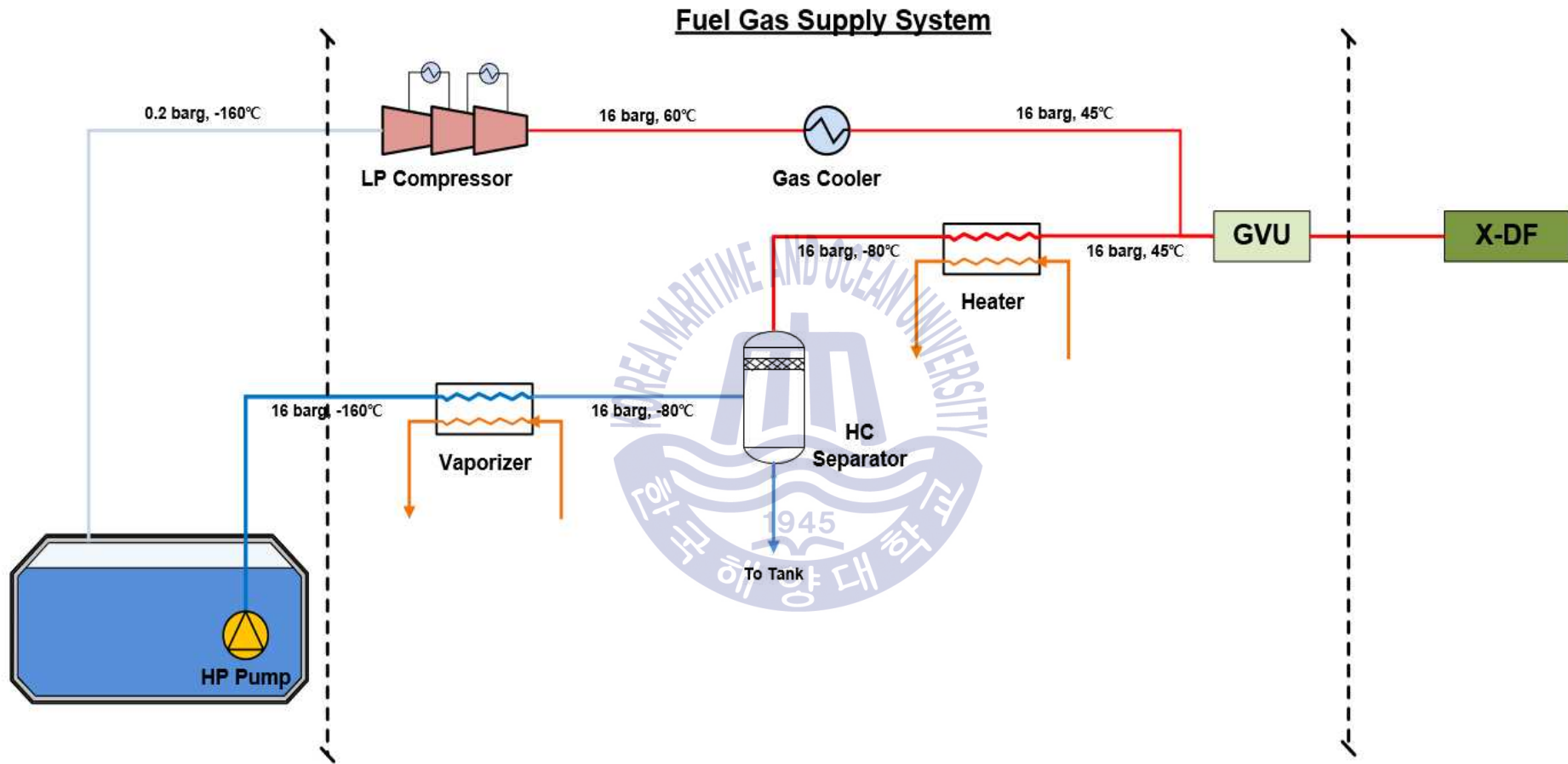


Fig. 18 Fuel Gas Supply System for X-DF Engine

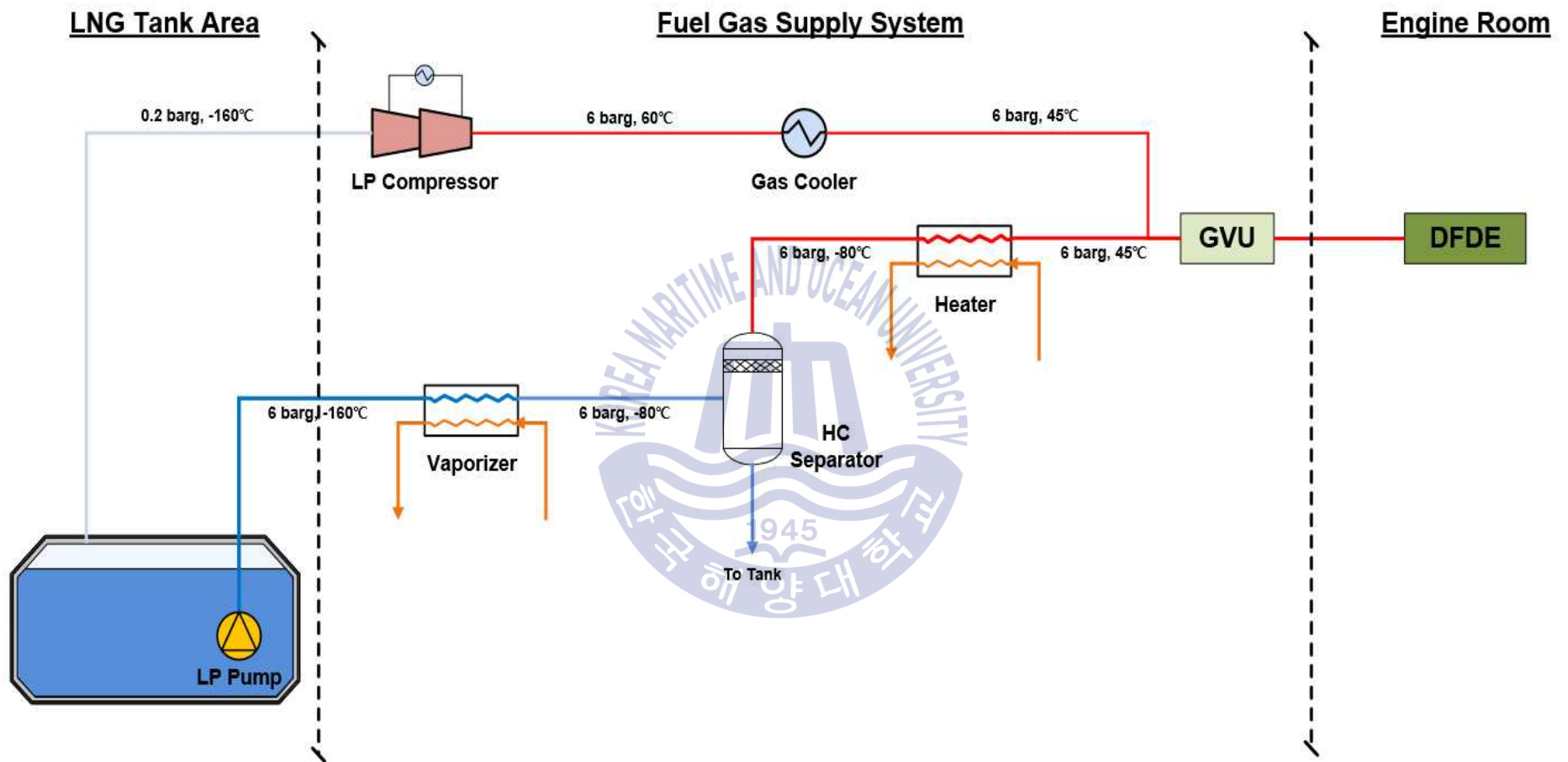


Fig. 19 Fuel Gas Supply System for DFDE Engine

제 3 장 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템

3.1 냉동운반선

식문화의 급격한 변화와 더불어 여러 가지 식품의 수출입이 빈번하여졌고, 이러한 수송의 상당 부분은 냉동운반선(Refrigerated Cargo Carrier)을 이용하게 되었다. 냉동운반선은 냉동품전용 운반선, 다목적운반선 등이 있는데 주로 식품을 적재하고 원산지로부터 수요지로 대량 수송하기 위한 선박으로 적재물을 안전하게 수송하기 위해 냉동장치를 설비한다(오후규,1991).

3.2 초저온 냉동운반선

초저온 냉동운반선은 원양 참치선망선 또는 연승선으로부터 어획한 참치를 신선도 유지를 위해 -60°C 이하의 초저온으로 냉각 및 가공된 상태로 선적하여 약 -55°C 로 보냉하여 소비지까지 운반하는 선박이다. 여기서 초저온이란 고압가스안전관리법 시행규칙 제 2조에서 “초저온 탱크라 함은 섭씨 영하 50도 이하의 액화가스를 저장하기 위한 저장탱크로서 단열재로 피복하거나 냉동설비로 냉각하는 등의 방법으로 저장탱크내의 가스 온도가 상용의 온도를 초과하지 아니하도록 한 것을 말한다” 로 규정하고 있음을 비추어 볼 때 영하 50도 이하의 온도라 정의할 수 있다.

3.3 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전 시스템

3장에서는 종래 초저온 냉동운반선에 적용된 압축 냉동시스템과 본 연구에서 수행하고자 하는 LNG 연료추진 냉동운반선에 대한 이해 및 공정해석을 통한 소요동력 비교뿐만 아니라 발전 시스템에 있어 5종류의 유기냉매를 선정하여 응축온도, 터빈입구압력, 과열도 변화에 따른 사이클의 성능 분석을 통해 친환경 연료인 LNG 냉열을 적극 활용한 냉동 및 발전시스템을 초저온 냉동운반선에 적용하는 것을 제안하고자 한다.

3.3.1 압축식 냉동시스템과 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템

3.3.1.1 압축식 냉동시스템

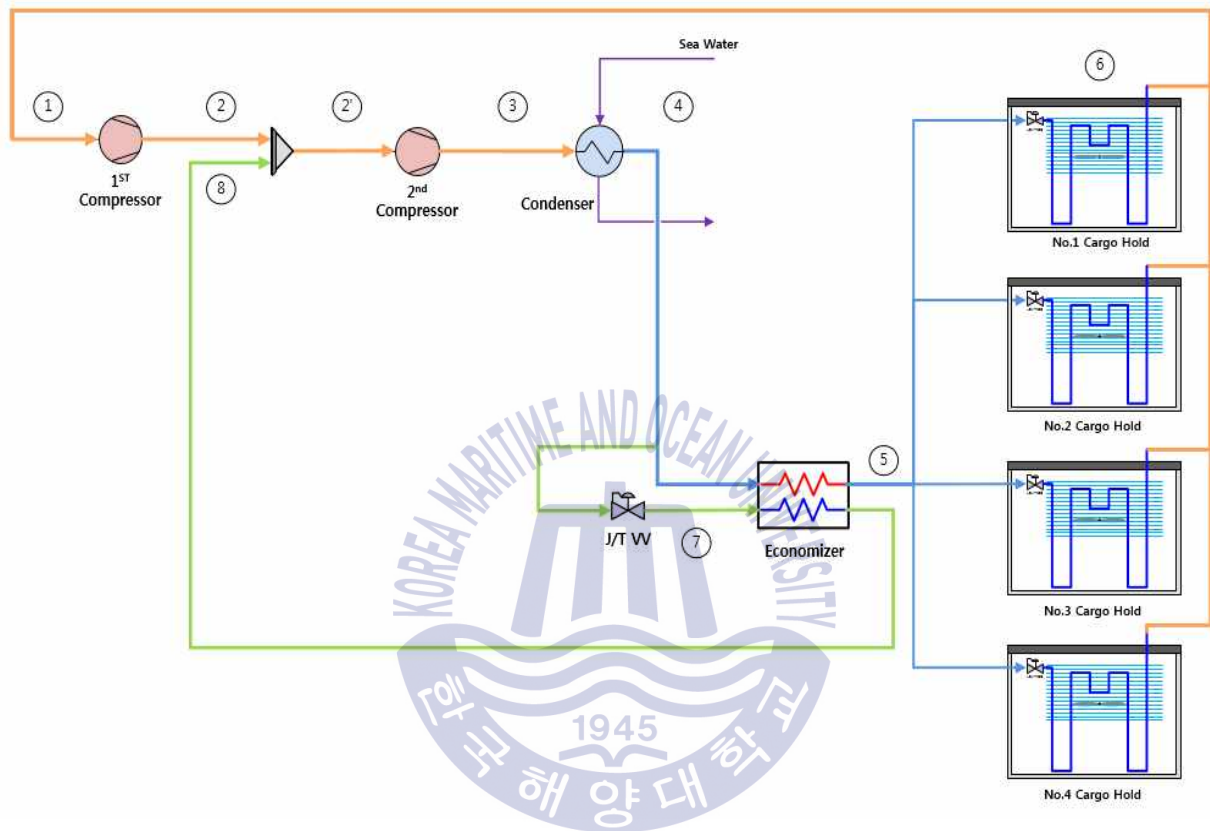


Fig. 20 General Process of Refrigerated Cargo Carrier

종래 초저온 냉동운반선의 경우 대부분 중유(HFO)를 연료로하는 디젤엔진선박이며 냉동보존에 이용되었던 압축식 냉동시스템은 Fig. 20과 같은 과정을 거친다. 대부분 초저온 영역에서 우수한 특성을 갖는 R22냉매를 이용하여 압축기에서 고온고압으로 압축된 가스냉매를 응축기에서 응축된 액체냉매를 열교환기를 통해 과냉각시켜 최종적으로 냉동창고내 팽창밸브에의해 팽창된 냉매가 기화되어 기화열을 흡수함으로써 냉동창고를 냉각시킨 후 다시 압축기의 흡입 측으로 되돌아 순환한다.

3.3.1.2 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템

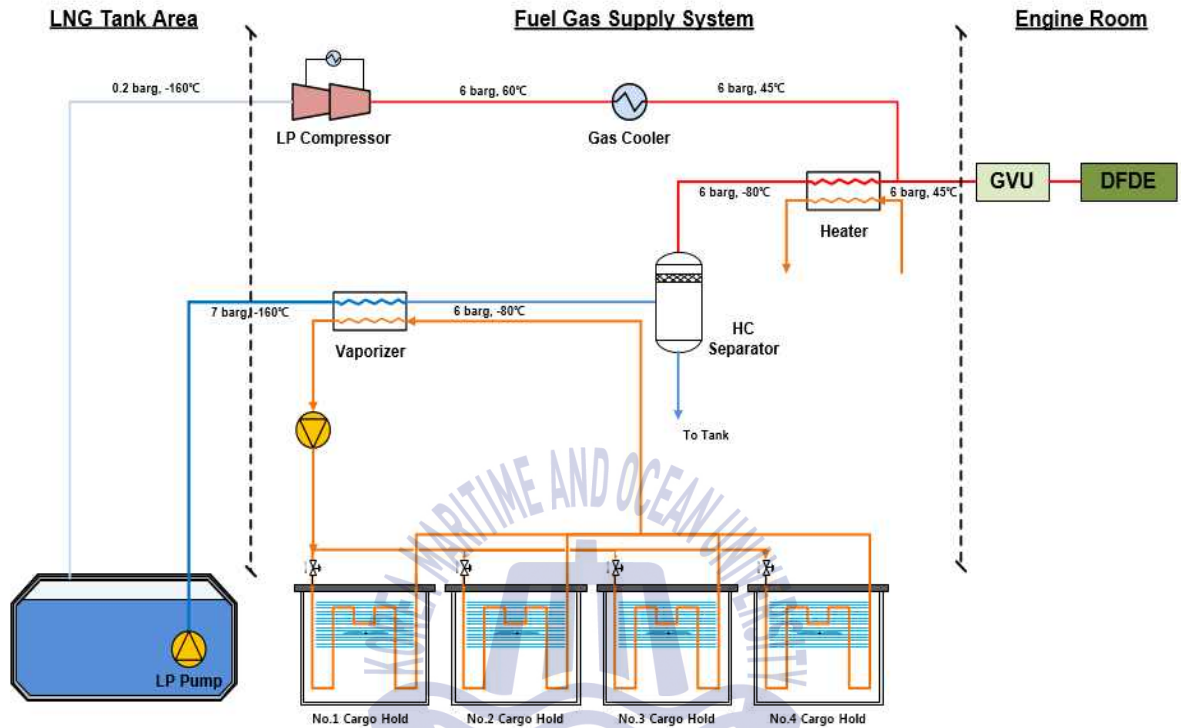


Fig. 21 Schematic Diagram of Refrigeration System using LNG Cold Energy

본 연구에서 수행하고자 하는 LNG 냉열을 활용한 초저온 냉동운반선의 화물창 냉각 시스템은 상기 Fig. 21과 같으며 국내선급에 등록되어있는 냉동운반선 41척을 조사한 결과 대부분 길이 150m 미만의 중소형선박이므로 적용엔진은 중소형 선박에 적용 가능한 4행정 저압엔진인 DFDE 엔진이 적합하다.

LNG 탱크의 경우 슬로싱에 대한 구조적 보강이 가능하고 압력용기(Pressure Vessel) 개념으로 설계된 “C” Type 탱크를 적용하며 탱크내부 발생하는 자연 증발가스를 엔진의 요구조건으로 맞추어 공급 가능한 다단압축기가 포함된다.

또한, 2장에서 언급한 4행정엔진에 권고사항인 80이상의 메탄가를 충족하기 위한 목적으로 중질탄화수소 분리가 적용되어야 하며 LNG의 기화과정에서 발생하는 초저온 열량을 화물창 전체에 냉각 매체로 활용하기 위해 상태변화에 따른 누설위험이 적은 2차 냉매를 작동 유체로 한 간접냉각방식이 적합하다.

Table 5 Main Equipment List of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier

Main Equipment of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier	
Main Engine	Wartsila 9L20DF 4 Stroke
LNG Tank	Type : IMO Type "C" / Design Pressure : 7 bar
FGSS	LNG Feed Pump, LNG Vaporizer, Heavy Carbon Separator, Heater IHM System, Brine Feed Pump, BOG Handling System, Gas Valve Unit

1) LNG 유량산정

일반적으로 LNG 유량의 경우 대상 선박의 선형 및 저항과 추력 그리고 부하 계산을 통한 마력 산출 값에 의해 적용 가능한 엔진을 선정 후 각 엔진별 연료 소모량에 의해 LNG 유량이 결정된다.

국내 냉동운반선의 경우 주로 남태평양, 인도양, 남빙양 등에서 참치선망선 또는 연승선으로부터 어획한 가다랑어, 황다랑어, 눈다랑어 등을 -60℃ 이하의 초저온으로 냉각 및 가공된 상태로 선적하여 약 -55℃를 유지하며 국내에서 유일하게 냉동어종 하역작업이 이루어지는 감천항으로 입항된다.

감천항으로 입항하는 냉동운반선중 전장 약 100m, 폭 16m , 흘수 9.8m 총톤수 3,300 ton급의 냉동운반선의 소요마력은 약 5,800PS(4,264kW)로, 유사 실적선 자료를 통해 해당 LNG 연료추진 냉동운반선에 적합한 엔진으로 Wärtsila社 9L20DF * 3sets (1,665kW×3=4,995kW)로 선정하였고 해당엔진의 연료가스소모량(SFGC, Specific Fuel Gas Consumption)은 약 1,421kg/h(473.6kg/h×3)로 산정할 수 있다.

2) 브라인 냉매선정

브라인 냉매란 증발 또는 응축의 상변화 과정을 통하여 열을 흡수 또는 방출하는 1차 냉매와 달리 단상상태에서 피 냉각물질로부터 감열에 의하여 열을 운반하는 2차 냉매로 간접냉각식 냉동장치에 사용하는 액상냉각 열매체를 의미한다.

간접냉각방식은 직접냉각방식에 비해 구비할 장비가 작아 시스템이 단순하여 관리에 용이하고 투자비용이 적게들 뿐만 아니라 압축 및 팽창과정에서 누설될 우려가 없어 냉동창고 내부에 적재된 식품에 접촉할 우려가 없어 신선도 유지와 안정성이 높은 장점을 가진다.

브라인냉매의 구비조건은 비열이 커야하며 점도와 비중 그리고 응고점이 낮고 금속에 대한 부식성이 낮아야한다.

브라인냉매는 무기질 브라인과 유기질 브라인으로 구분할 수 있으며, 그 특성은 Table 6과 같다.

Table 6 Characteristics of Brine Refrigerant

Inorganic Brine		Organic Brine	
CaCl ₂	<ul style="list-style-type: none"> Industrial Refrigeration Eutectic Point : -55°C 	C ₂ H ₆ O ₂	<ul style="list-style-type: none"> Anti-freezing Sloution Freezing Point : -13°C Eutectic Point : -64°C
NaCl	<ul style="list-style-type: none"> Food Refrigeration Eutectic Point : -21°C 	C ₃ H ₈ O ₂	<ul style="list-style-type: none"> Food Refrigeration Freezing Point : -59°C
MgCl ₂	<ul style="list-style-type: none"> Anti-freezing Eutectic Point : -33.6°C 	C ₂ H ₅ OH	<ul style="list-style-type: none"> Food Cryogenic Freezing Point : -114.5°C

본 연구에서는 이명호, (2017)의 연구를 참조하여 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동창고 냉각용인 2차 냉매 브라인을 에틸알코올(C₂H₅OH)으로 선정하였다.

3) 브라인 유량산정

냉동창고 냉각용 에틸알코올 브라인 냉매의 유량산정에 앞서 국내 감천항으로 입항하는 3,300 ton급 냉동운반선의 대략적인 배치도는 Fig. 22와 유사하다.

총 4개의 홀드 11개의 냉동창고를 구비하고 있으며 이는 약 4,370m³의 체적을 가진다.

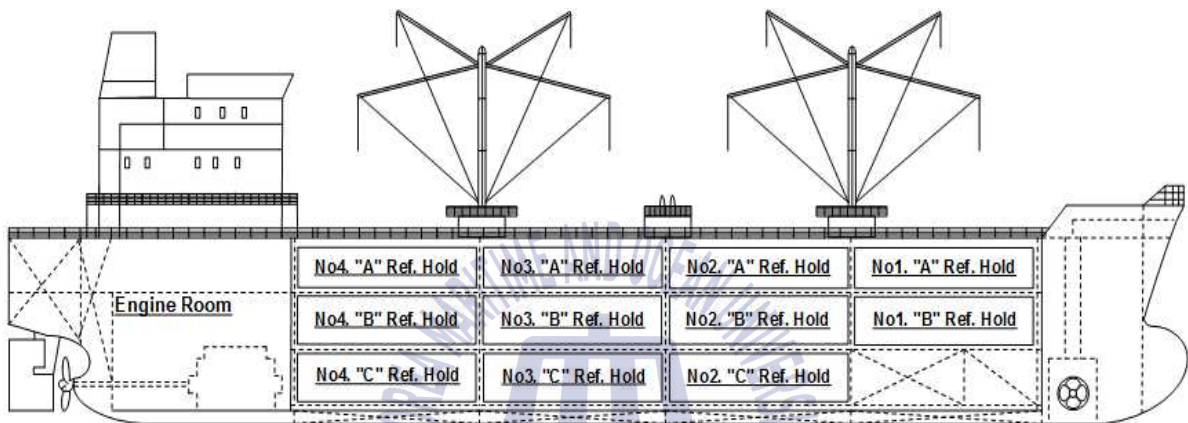


Fig. 22 Refrigerated Cargo Carrier General Arrange

해당 4,370m³의 체적에 선적되는 약 -55℃의 동결참치를 -60℃로 유지하며 하역지까지 이송하기 위한 브라인유량(Q)은 냉동창고 냉각에 필요한 총 냉열량과 작동유체의 밀도와 비열 그리고 작동유체의 온도변화로 인해 산정가능하며 이는 식(1)과 같다.

$$Q_{m^3} = \frac{\text{Quantity of heat (Kcal/h)}}{\text{Density (kg/m}^3\text{)} \times \text{Specific heat (kcal/kg}^\circ\text{C)} \times \Delta T} \quad (1)$$

1kg의 참치를 약 -55℃로 급속냉각된 상태로 선적하여 약 -60℃로 유지하기 위한 냉동열량은 식(b)와 같이 산정할 수 있다.

$$1\text{kg} \times \Delta t \times \text{Specific heat (kcal/kg}^\circ\text{C)} = 2\text{ kcal} \quad (2)$$

해당 4,370m³의 체적에 선적되는 약 -55℃의 동결참지를 하역지까지 이송하기 위해 4개의 홀드 11개의 화물창에 필요한 총 냉열량은 화물창 내에 화물(참치)을 선적시, 냉동화물인 참치 1톤이 차지하는 선창용적을 ft³ 단위로 표시한 수치인 적화계수(Stowage Factor)가 약 72인 것을 감안하여 Table 7과 같이 산정할 수 있다.

Table 7 Calculation of Required Heat

Quantity of heat for Reefer Carrier	
Reefer Cargo Tank Capacity(m ³)	4,370
Reefer Cargo Tank Capacity(ft ³)	154,362
Stowage Factor of Tuna(ft ³ /ton)	72
Gross Tonnages of Tuna(kg)	2,143,403
Quantity of Heat(Kcal)	4,393,976
Quantity of Heat(Kcal/h)	183,082
Quantity of Heat(KJ/h)	766,016
Quantity of Heat(KW)	212

필요한 총 냉열량은 약 183,082Kcal/h며 에틸알코올브라인의 밀도 및 비열은 각각 789kg/m³, 0.5Kcal/kg℃ 그리고 열교환기에서 브라인 입구온도 -50℃ 출구온도 -70℃로 토출시 열정산(Heat Balance)의한 브라인의 순환량은 상기 식(1)에 의해 약 23 m³/h(18,310 kg/h)로 산정할 수 있다.

3.3.1.3 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템의 공정해석

1) 공정해석을 위한 초기조건 설정

이중연료엔진을 탑재한 초저온 냉동운반선의 연료공급시스템의 공정모사를 위해 고려되어야할 대상선박의 상세사양은 Table 8과 같다.

Table 8 Initial Conditions for Process Analysis

Unit of Name	Specification	
Type of Cargo	Tuna	
Cargo Hold Capacity	4,370 m ³	
Number of Cargo Holds	4 EA	
Main Engine	Model	Wärtsila 9L20DF
	Number of sets	3 EA
	Type	4 Stroke DFDE
	Output	4,995 kW (1,665 x 3 Sets)
	Fuel Gas Injection Pressure	6 bar
LNG Composition (Mole Fraction of Qatar Gas)	Methane(CH ₄)	90.91 %
	Ethane(C ₂ H ₆)	6.43 %
	Propane(C ₃ H ₈)	1.66 %
	I-Butane(C ₄ H ₁₀)	0.74 %
	Nitrogen(N ₂)	0.25 %
	Methane Number	75
Feed LNG	Mass Flow Rate of LNG	1522 kg/h
	Initial Temperature	-163 °C
	Initial Pressure	1.0 bar
	Pump Outlet Pressure	7.5 bar
	Vaporizer Outlet Temperature	-85 °C
	Engine inlet Temperature	45 °C
	Engine inlet Pressure	6.0 bar
Brine Circulation	Mass Flow Rate	18,308 kg/h
	Vaporizer inlet Temperature	abt. -50 °C
	Vaporizer outlet Temperature	abt. -70 °C
	Vaporizer inlet Pressure	3.0 bar
	Vaporizer Outlet Pressure	2.0 bar
	Pump Outlet Pressure	7.0 bar
Quantity of Heat	abt. 212 kW	

2) 상태방정식 선정

해당선박의 연료가스공급시스템의 공정모사(Process Simulation) 및 해석을 위해 범용성 화학공정모사 프로그램인 Aspen HYSYS (ver.10)를 사용하였다.

본 공정모사프로그램에는 약 1,700여개 이상의 순수성분에 대한 데이터베이스가 내장되어있고 60 여개의 열역학 모델식과 70 여개의 단위조작 장치를 모사할 수 있는 시스템이 내장되어 있다(Yeo, G. C., 2010).

천연가스의 열역학적 특성은 Peng-Robinson 상태방정식으로 나타낼 수 있다. 해당 식은 (3)와 같이 표현할 수 있으며 정량적인 액체상태의 부피계산이 가능하며 탄화수소 계열의 상평형 계산에 가장 많이 사용된다(Nasri, Z. & Binous, H., 2009).

$$p = \frac{RT}{V_m - b} - \frac{a(T)}{V_m(V_m + b) + b(V_m - b)} \quad (3)$$

$a(T)$ = molecular attraction parameter

b = molecular repulsion parameter

R = 일반기체상수

V_m = Molar volume

위 식에서 편심인자 α 함수는 식(4)와 같다.

$$\alpha = [1 + (0.37464 + 1.54226w - 0.26992w^2)(1.0 - T_r^{0.5})]^2 \quad (4)$$

현재 가장 정확한 결과를 도출 가능한 Peng Robinson 상태방정식을 연료공급시스템의 공정해석을 위한 기초 상태방정식으로 선정하였다.

3) LNG 연료추진 냉동운반선의 화물창 냉동시스템 공정해석

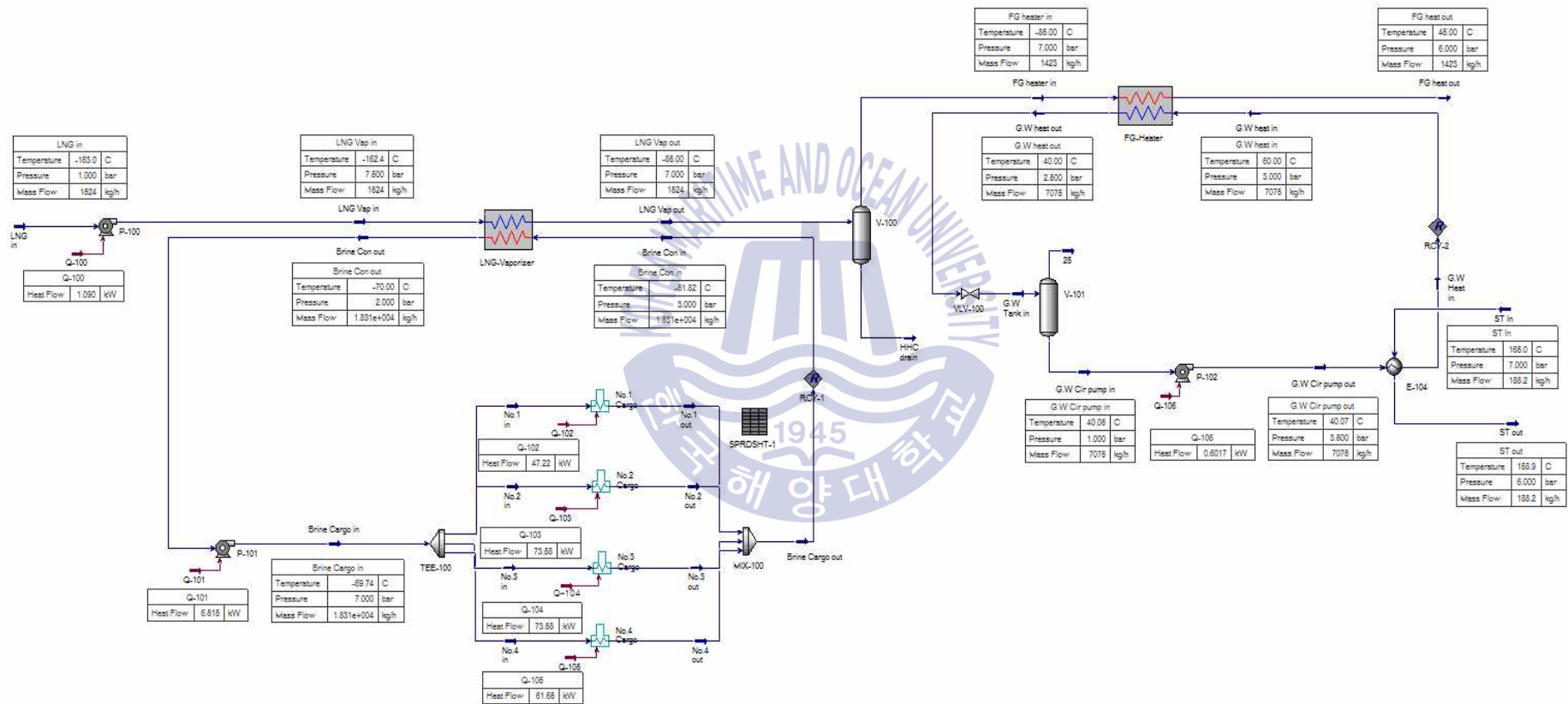


Fig. 23 Process Simulation of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier

Table 9 Heat & Material Balance for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier

STREAM NAME	LNG in	LNG vap in	LNG vap out	FG heater in	FG heat out	Brine Condenser in	Brine Condenser out	Brine Cargo in	Brine Cargo out
Vapour Fraction	0.00	0.00	0.96	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Temperature (°C)	-163.00	-162.70	-85.00	-85.00	45.00	-51.82	-70.00	-69.74	-51.82
Pressure(bar)	1.00	7.50	7.00	7.00	6.00	3.00	2.00	7.00	3.00
Molar Flow(MMSCFD)	1.721	1.721	1.721	1.669	1.669	7.97	7.97	7.97	7.979
Mass Flow(kg/h)	1522	1522	1522	1421	1421	18310	18310	18310	18310
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	4.84	4.84	4.84	4.61	4.61	23.00	23.00	23.00	23.00
Heat Flow(kW)	-2193	-2192	-1930	-1840	-1728	-31940	-32200	-32190	-31940
STREAM NAME	Separator in	HHC Drain	GW Heater in	GW Heater out	GW Cir Pump In	GW Cir Pump Out	Steam in	Steam out	
Vapour Fraction	0.96	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	
Temperature (°C)	-85.00	-85.00	60.00	40.00	40.05	40.07	165.00	158.90	
Pressure(bar)	7.00	7.00	3.00	2.50	1.00	3.50	7.00	6.00	
Molar Flow(MMSCFD)	1.721	0.05	3.19	3.19	3.19	3.19	0.2095	0.2095	
Mass Flow(kg/h)	1522	101	7068	7068	7068	7068	188	188	
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	4.84	0.22	6.48	6.48	6.48	6.48	0.18	0.18	
Heat Flow(kW)	-1930	-90.06	-16850	-16960	-16960	-16960	-688	-798	

4) 공정해석 결과

해당 선박의 경우 LNG연료탱크 내부 액화천연가스 조성을 국내 최대 액화천연가스 수입국인 카타르 산지의 조성(MN 75)으로 설정하고 저압이중연료엔진 3대를 적용하였다. 또한 앞서 2장에서 언급한 엔진 제조사 권고사항인 연료가스의 메탄가 80이상을 유지하기 위해 액화천연가스를 1차적으로 가열하여 주요성분들의 비등점 차로인해 비등점이 낮은 메탄과 일부 에탄을 비등시키고 탄소의 개수가 3개 이상인 프로판,부탄 등의 성분들을 분리하여 순수한 메탄의 비율을 높여 이중연료엔진에 공급하기 위해 1차 열교환기에서 약 -85℃로 가열하였다.

따라서 비등된 메탄과 에탄성분은 중질탄화수소분리기 상부로 비등되지 않은 프로판 부탄 성분은 액체 상태로 하부로 이동하여 다시 연료탱크로 이송된다. Table 10은 액화천연가스를 구성하는 주요 성분들의 비등점을 나타낸다(유형수, 2018).

Table 10 Boiling Point of LNG Compositions

	Methane	Ethane	Propane	Butane	Pentane	Nitrogen
Chemical formula	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂
Boiling point at 1 bar(a)	-161℃	-88.6℃	-42.1℃	-0.5℃	36.1℃	-195℃

메탄가 향상을 위해 1차 열교환기에서 열원을 통해 열을 공급 받아 메탄 및 에탄 성분을 비등시킨다. 종래 LNG 연료추진 선박의 경우 해당열원을 주로 보일러에서 생산된 스팀이나 해수를 이용하여 중간 열매체인 에틸렌글리콜 등을 가열하고 이 중간 열매체가 다시 LNG를 기화 시키는 시스템을 적용하고 있고 이때 열침으로서 유용한 LNG 냉열은 소산된다.

본 연구에서는 소산되는 냉열을 적극 이용하여 초저온 열량을 냉동화물창 전체에 간접냉각 매체로 활용하는 것이 핵심이라 할 수 있다.

3.3.1.4 소요동력 비교

기존 대부분의 초저온 냉동운반선의 냉동화물창 냉동시스템인 압축식냉동방식의 경우 초저온 영역에서 우수한 특성을 갖는 프레온(R22) 냉매를 이용한 냉동시스템의 경우 2단 압축기, 응축기, 이코너마이저, 팽창밸브로 구성되며 최종적으로 팽창밸브에 의해 팽창된 냉매가 기화되어 기화열을 흡수함으로써 냉동창고를 냉각후 다시 압축기의 흡입측으로 되돌아 순환한다. 이때 압축기 구동을 위해 필요한 전력이 상당하지만 LNG 냉열을 이용한 시스템은 냉각을 위한 압축동력이 불필요하며 메탄가 향상을 위한 1차 열교환기에서 메탄 및 에탄성분을 기화시킬 때 발생하는 냉열과 열교환한 2차냉매 브라인을 순환하기 위한 펌프 동력만 필요 하다.

본 장에서는 LNG 연료추진 냉동운반선의 공정해석을 위한 초기조건을 바탕으로 동일한 조건에서 기존 프레온(R22) 냉매를 이용한 압축식 냉동시스템에 대한 공정해석을 결과와 기 수행한 LNG 냉열을 활용한 냉동시스템의 공정해석 결과를 비교하여 각 시스템에 대한 소요 동력을 비교 분석 하고자 한다.

1) 압축식 냉동시스템의 소요동력 산출을 위한 공정해석

Table 7의 초기 조건 중 1kg의 참치를 약 -55°C 급속 냉각된 상태로 선적하여 약 -60°C 로 유지하기 위한 냉동운반선의 냉동창고 냉각을 위한 필요냉열량(Quantity of Heat)은 Table 8 결과 212 kW와 LNG 연료추진 냉동운반선의 화물창 냉동시스템 공정해석 결과 256 kW로 다소 차이가 있지만 범용 화학공정모사 프로그램 Aspen HYSYS 결과 값을 기준으로 프레온(R22) 냉매를 이용한 압축냉동 시스템의 공정해석을 진행하였다.

공정해석을 위한 초기조건은 Table 11과 같으며 해당 조건을 바탕으로 본 시스템에 대한 공정해석을 수행한 결과를 Fig. 24와 Table 12에 나타내었다.

Table 11 Initial Conditions for Process Analysis of R22 Refrigeration Cycle

Unit of Name	Specification	
1 st Compressor	Inlet Pressure	0.23 bar
	Inlet Temperature	- 69 °C
	Outlet Pressure	1.80 bar
	Outlet Temperature	29 °C
2 nd Compressor	Inlet Pressure	1.80 bar
	Inlet Temperature	18 °C
	Outlet Pressure	13.6 bar
	Outlet Temperature	124 °C
Condenser	Inlet Seawater Temperature	25 °C
	Inlet Seawater Pressure	3.50 bar
	Outlet Seawater Temperature	37 °C
	Outlet Seawater Pressure	2.50 bar
	Outlet R22 Temperature	35 °C
	Outlet R22 Pressure	13.6 bar
Economizer	Inlet Expansion R22 Pressure	2.20 bar
	Inlet Expansion R22 Temperature	- 23 °C
	Outlet R22 Temperature	- 4.0 °C
Delta Pressure of JT Valve	Inlet Pressure of 1 st JT Valve	11.4 bar
	Inlet Pressure of 2 nd JT Valve	13.3 bar
Quantity of Heat	256 kW	

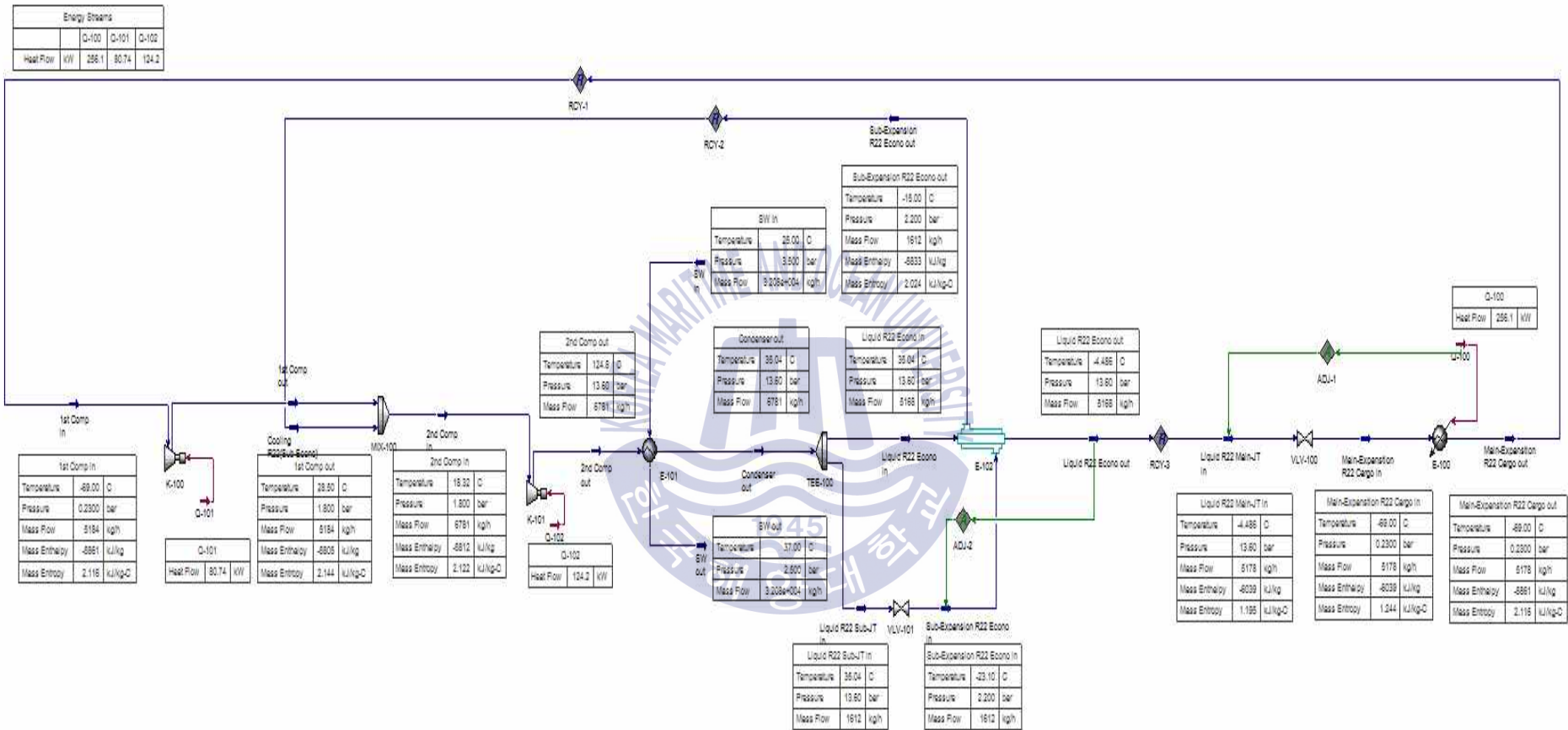


Fig. 24 Process Simulation of R22 Refrigeration Cycle

Table 12 Heat & Material Balance for R22 Refrigeration Cycle

STREAM NAME	1 st Comp in	1 st Comp out	2 nd Comp in	2 nd Comp out	Condenser out	Liquid R22 Econo in	Liquid R22 Econo out	Liquid R22 Sub-JT in	Sub-Expansion R22 Econo in
Vapour Fraction	1.00	1.00	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.31
Temperature (°C)	-69.00	28.50	18.32	124.8	35.04	35.04	-4.48	35.04	-23.10
Pressure(bar)	0.23	1.80	1.80	13.60	13.60	13.60	13.60	13.60	2.20
Molar Flow(MMSCFD)	1.204	1.204	1.574	1.574	1.574	1.200	1.200	0.3743	0.3743
Mass Flow(kg/h)	5184	5184	6781	6781	6781	5168	5168	1612	1612
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	4.222	4.222	5.522	5.522	5.522	4.209	4.209	1.313	1.313
Heat Flow(kW)	-8440	-8360	-10950	-10820	-11280	-8600	-8670	-2683	-2683
STREAM NAME	Sub-Expansion R22 Econo out	Cooling R22(Sub-Eco)	Liquid R22 Main-JT in	Main-Expansion R22 Cargo in	Main-Expansion R22 Cargo out	SW in	SW out		
Vapour Fraction	1.00	1.00	0.00	0.28	1.00	0.00	0.00		
Temperature (°C)	-15.00	-15.00	-4.48	-69.00	-69.00	25.00	37.00		
Pressure(bar)	2.20	2.20	13.60	0.23	0.23	3.50	2.50		
Molar Flow(MMSCFD)	0.3743	0.3707	1.202	1.202	1.202	35.75	35.75		
Mass Flow(kg/h)	1612	1596	5178	5178	5178	32080	32080		
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	1.313	1.300	4.217	4.217	4.217	32.15	32.15		
Heat Flow(kW)	-2612	-2587	-8687	-8687	-8431	-141600	-141100		

2) 화물창 냉동시스템의 소요동력 비교결과

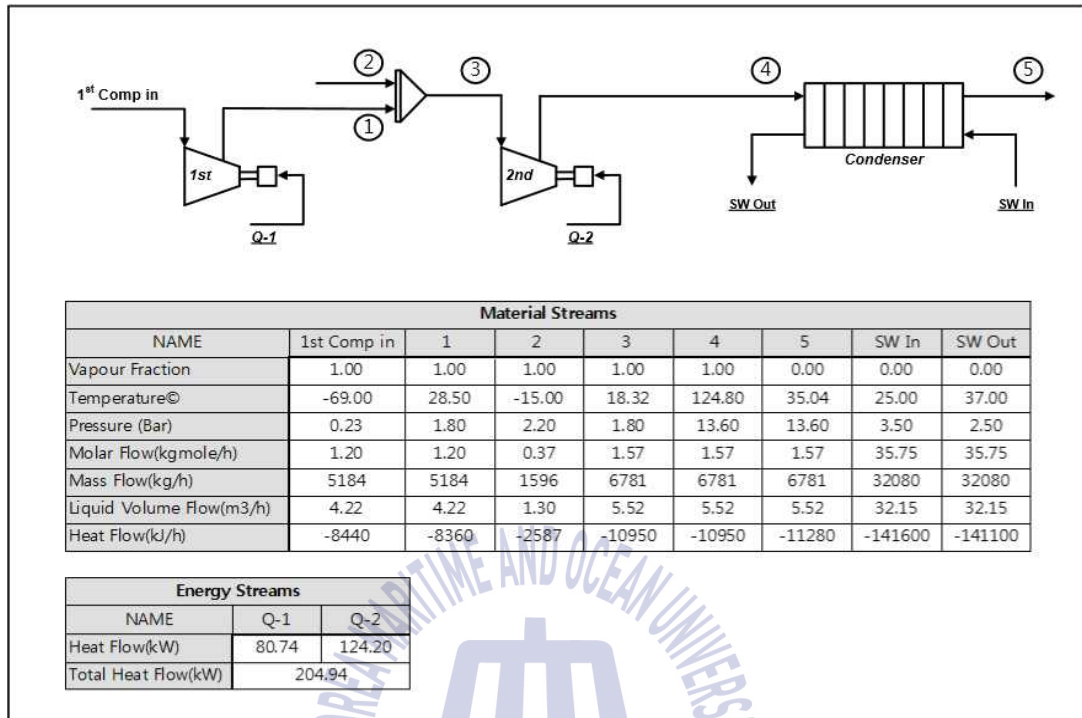


Fig. 25 Heat and Material Balance of R22 Refrigeration Cycle

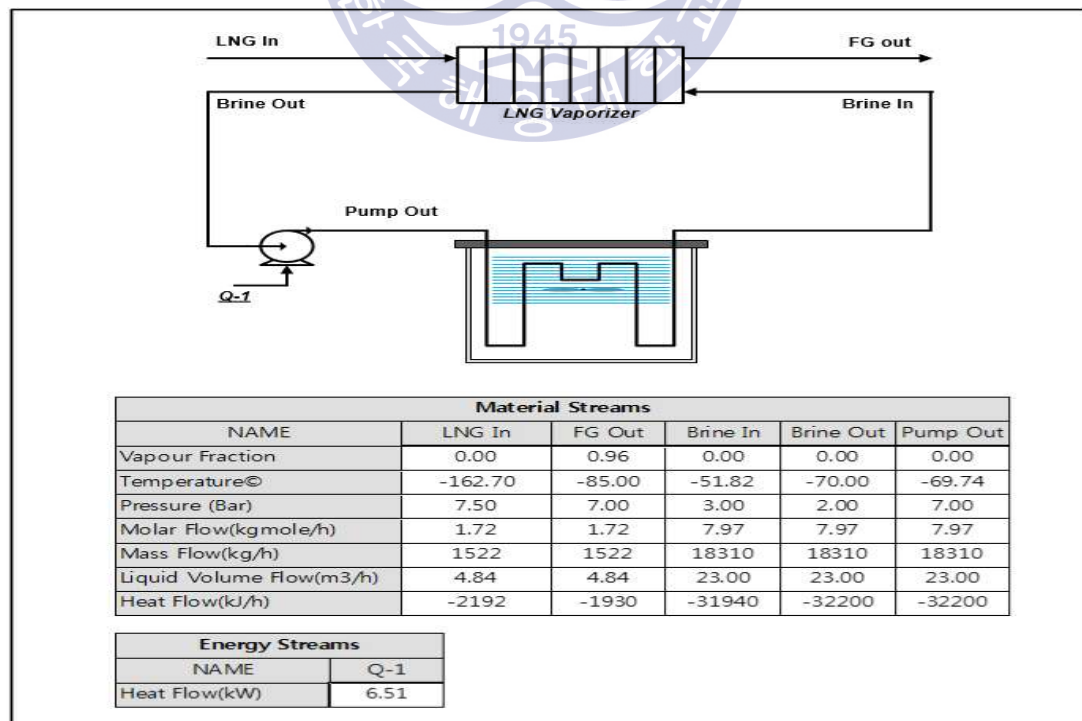


Fig. 26 Heat and Material Balance using LNG Cold Energy

화물창 냉동시스템의 소요동력을 비교한 결과 냉동운반선에서 냉동화물창의 온도유지를 위해 필수적으로 장착되어야 하는 압축식 냉동시스템의 다단압축기에 필요한 소요 동력은 약 205 kW로 산출되었다. 또한 LNG 냉열을 활용한 화물창냉각 시스템을 적용시 브라인냉매를 순환하기 위한 펌프에 소요 동력은 약 7 kW의 동력이 필요하다는 것을 확인할 수 있다.

따라서, LNG 냉열을 활용한 화물창 냉각시스템을 적용시 기존 압축식 냉동시스템 대비 약 193 kW정도의 동력을 저감할 수 있다. 이는 690 kW급 선박용 디젤 발전기(6H17/28_HYUNDAI)의 시간당 연료소모량 약 200g/kwh, 2018년 10월 16일 기준 Global 20 Ports Average of MGO 774 \$/MT 그리고 10월 20일 기준 환율(1 USD= 1,133.4₩)적용 시 연간 약 292,651(천원) 이상의 비용 절감효과를 낼 수 있다.



Fig. 27 Global 20 Ports Average Price of MGO

(<https://shipandbunker.com/prices#MGO>)

3.3.2 LNG 냉열을 활용한 발전시스템

3.3.2.1 개요

발전시스템의 구성은 3.3.1.2에서 수행했던 1차 열교환기에서 LNG 냉열을 활용한 냉동화물창 냉각매체인 브라인냉매와 열교환시 메탄넘버 증축을 위해 약 -85°C 로 가열하여 중질탄화수소분리기에서 프로판, 부탄 성분들을 분리한 메탄넘버 84이상의 비등된 천연가스를 보다 효과적으로 활용하기 위한 방안이다.

물에 비해 비등점이 매우 낮은 유기냉매를 작동유체로 이용한 유기랭킨사이클을 접목시켜 소산되는 냉열을 활용하여 발전시스템을 적용하는 것에 대해 고찰하고 범용 화학공정 모사프로그램 Aspen HYSYS를 이용하여 시스템을 설계한다.

즉, 중질탄화수소 분리기 이후 2차 열교환기에서 냉열을 이용하여 유기냉매를 응축후 보일러에서 생성된 약 6.5 bar의 162°C 스팀을 이용하여 냉매를 기화시켜 발생한 고압의 냉매가스로 터빈발전기를 구동하여 LNG 연료추진 냉동운반 선박의 에너지 효율을 높일 수 있는 방안을 제시하고자 한다.

3.3.2.2 유기랭킨사이클

일반적인 유기랭킨사이클 시스템은 중저온($70\sim 400^{\circ}\text{C}$) 범위에서 높은 에너지 변환효율을 얻기 위해 물보다 낮은 온도범위에서 증발이 일어나는 냉동기에 사용되는 냉매 또는 탄화수소 계통의 유기매체를 작동유체로 사용하는 저온 증기-열 동력사이클로 상대적으로 저온에서 고압의 증기가 얻어지므로 고효율의 동력을 발생시킬 수 있다(송영욱, 2018).

유기랭킨사이클을 구성하는 기본적인 요소로는 증기랭킨사이클과 동일한 펌프, 증발기, 팽창기, 응축기로 구성되며 Fig. 28은 랭킨사이클 시스템의 일반적인 구성도를 나타낸다.

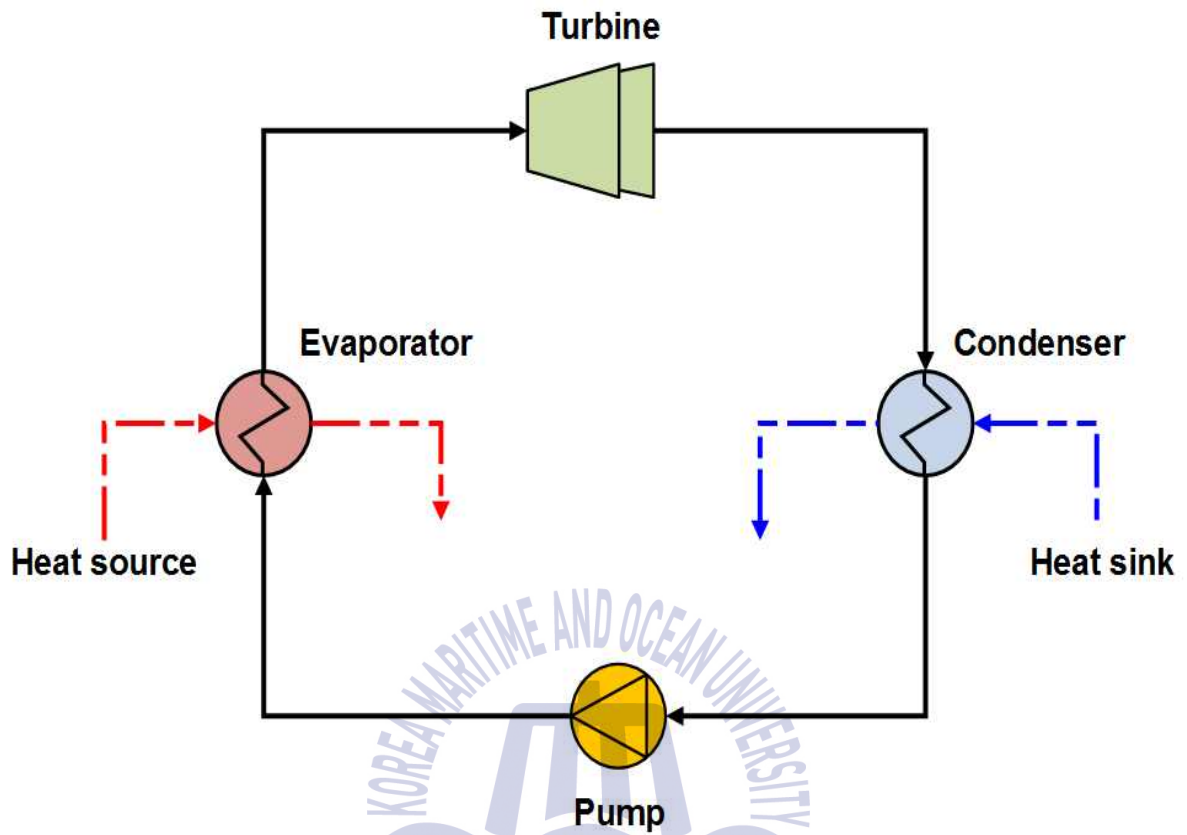


Fig. 28 General Organic Rankine Cycle

3.3.2.3 시스템설계 및 유기랭킨 사이클의 성능분석

1) LNG 냉열을 활용한 발전시스템 구성

발전시스템의 구성은 상기 3.3.2.1에서 언급한 1차 열교환기에서 냉동화물창 냉각매체 브라인냉매와 열교환후 약 -85°C , 메탄넘버 84이상의 천연가스를 엔진의 요구온도를 충족하기 위해 2차 열교환기에서 약 45°C 로 가열하기 위한 열원으로 유기랭킨사이클을 이용한 발전시스템에 접목시키는 방식으로 시스템의 구성은 Fig. 29와 같다.

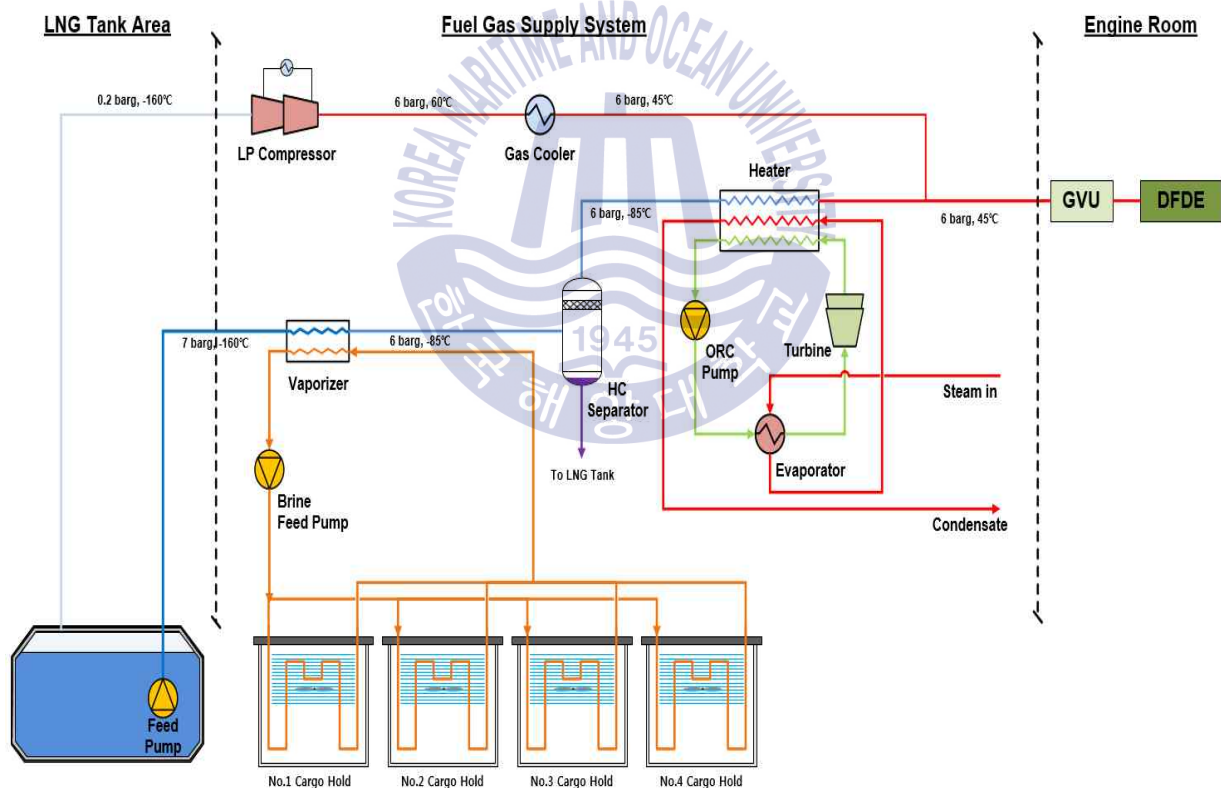


Fig. 29 Schematic Diagram of Concept Design for Power Generation

2) 작동유체 선정

작동유체의 선정은 발전시스템을 구성하는 유기랭킨사이클의 효율에 큰 영향을 미치는 요소이다. ORC에서 적용 가능한 작동유체를 선정하기 위해 우선적으로 고려되어야 할 사항으로는 친환경적이고, 사용하기에 안전하며, 효율이 높은 작동유체를 선정해야 한다(김준성, 2017).

작동유체의 선정에 있어 최용석, (2018)의 연구를 참조하여 친환경적인 측면에서 오존층파괴지수(ODP : Ozone layer Depletion Potential)가 0이고, 지구온난화지수(GWP; Global Warming Potential)가 2500 이하 그리고 대기잔류시간(ALT; Atmosphere Life Time)이 20 year 이하인 작동유체를 선별하였고, 안전성 측면에서 ASHRAE의 규정에 따라 독성과 가연성이 낮은 A1, A2 그룹의 작동유체를 선별하였다. 여기서 ASHRAE 안전등급이 알려지지 않은 R236ea는 무독성, 무가연성 유체로 간주하였으며 예외적으로, R245fa의 경우 ASHRAE 안전등급이 B1 이지만 Chen,H(2010), Qiu,G(2011) 연구에 따르면 해당 작동유체는 ORC 시스템의 작동유체로 널리 사용되는 냉매인 점을 고려하여 작동유체로 선정하였다. 상기 언급한 선정기준에 따라 본 연구에 적용한 5종의 작동유체는 특성은 아래 Table 13과 같다.

Table 13 Properties of Working fluids for LNG Cold Energy at 1atm

W.F	ODP	GWP	ALT	ASHRAE	Boiling T [°C]	Critical T [°C]	Critical P [bar]
R134a	0	1300	13.8	A1	-26.1	101.1	40.67
R142b	0	2400	19	A2	-9.0	131.1	41.23
R152a	0	124	1.4	A2	-14	113.0	45.17
R245fa	0	950	4.7	N.A	15.3	154.0	36.51
R236ea	0	1200	8	B1	-1.4	139.0	34.20

3) 유기랭킨사이클의 성능분석

3-1) 응축온도 변화에 따른 사이클의 성능분석

유기랭킨사이클의 설계 시 응축온도(Condensation Temperature)를 결정하는 것은 시스템 효율에 있어 매우 중요하다. 5 종류의 작동유체에 대해 터빈 입구 온도를 90°C로 고정 시 응축온도의 변화에 따른 작동유체별 사이클의 성능을 비교 분석하도록 하겠다.

Fig. 30은 터빈 입구온도를 90°C로 고정시, 응축온도를 -30°C에서 5°C 단위로 0°C까지 증가함에 따른 작동유체별 유량을 나타낸다.

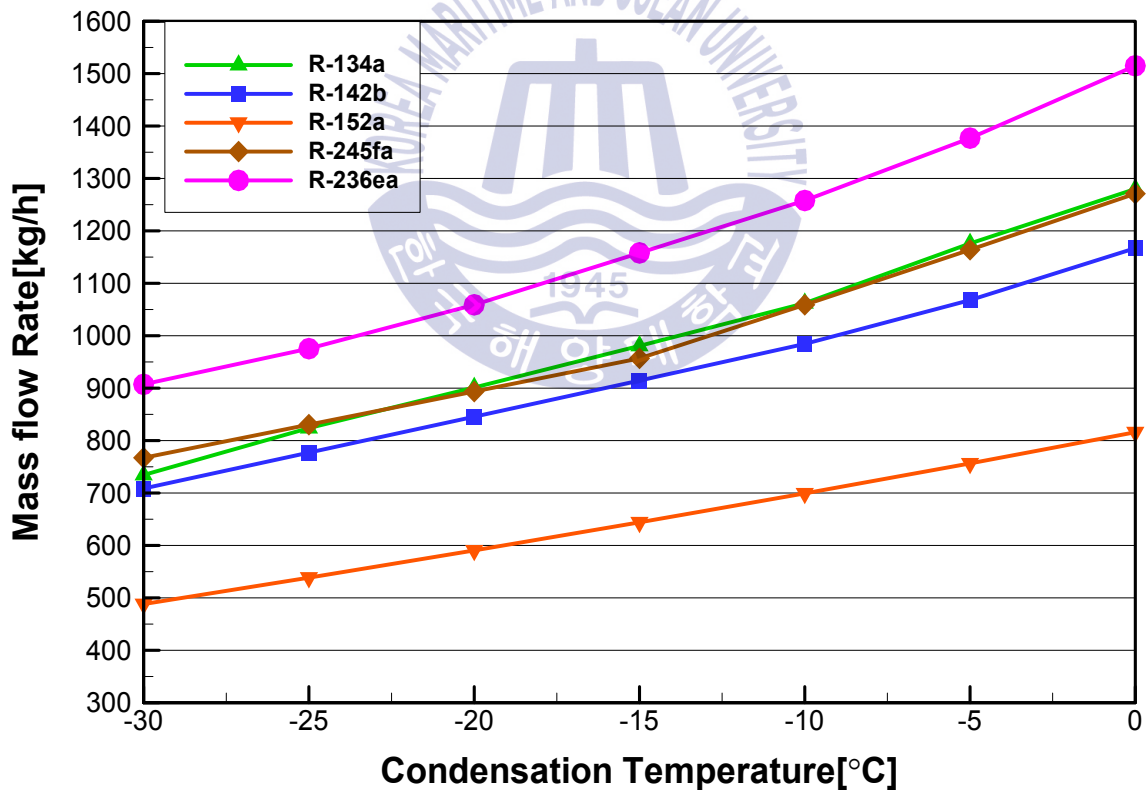


Fig. 30 Variation of Mass Flow Rate with Condensation Temperature

응축온도가 증가함에 따라 작동유체의 유량은 증가하며, 이는 약 -85°C의 NG가 더 높은 온도까지 가열된다는 것을 의미한다.

응축온도 변화에 따른 2차 열교환기(ORC의 응축기) 후단 NG의 온도변화는 Fig. 31과 같다.

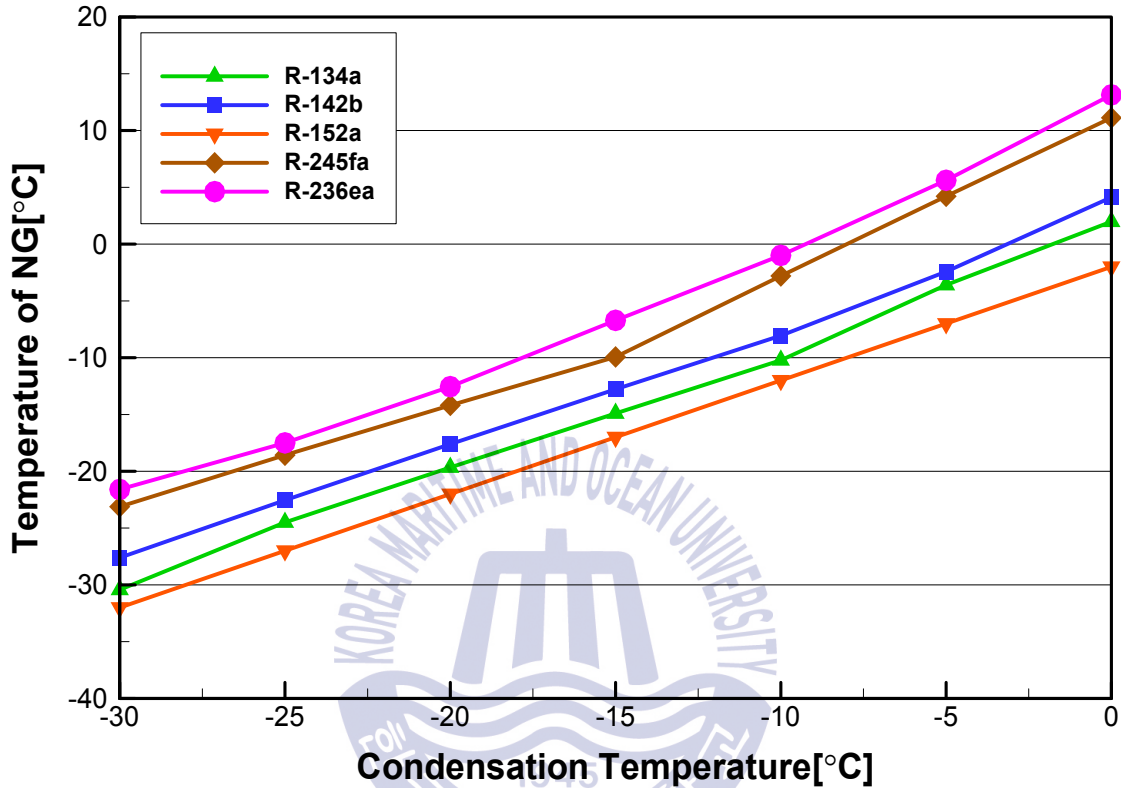


Fig. 31 Variation of NG Temperature with Condensation Temperature

응축온도가 증가함에 따라 2차 열교환기 후단의 NG의 온도 또한 증가하며 응축온도 0°C 기준으로 2차 열교환기 후단 NG의 온도는 대략 -5 ~ 15°C이다.

따라서, 적용엔진의 요구온도인 약 45°C를 충족하기 위해 ORC 증발기를 거친 스팀을 재사용하여 열 교환을 할 수 있도록 시스템을 구성하였다.

Fig. 32는 응축온도 변화에 따른 유기랭킨 사이클의 정미 출력 W_{net} 을 나타내며 정미 출력 W_{net} 은 아래 식(5)와 같다.

$$W_{net} = W_{turbine} - W_{pump_{ORC}} \quad (5)$$

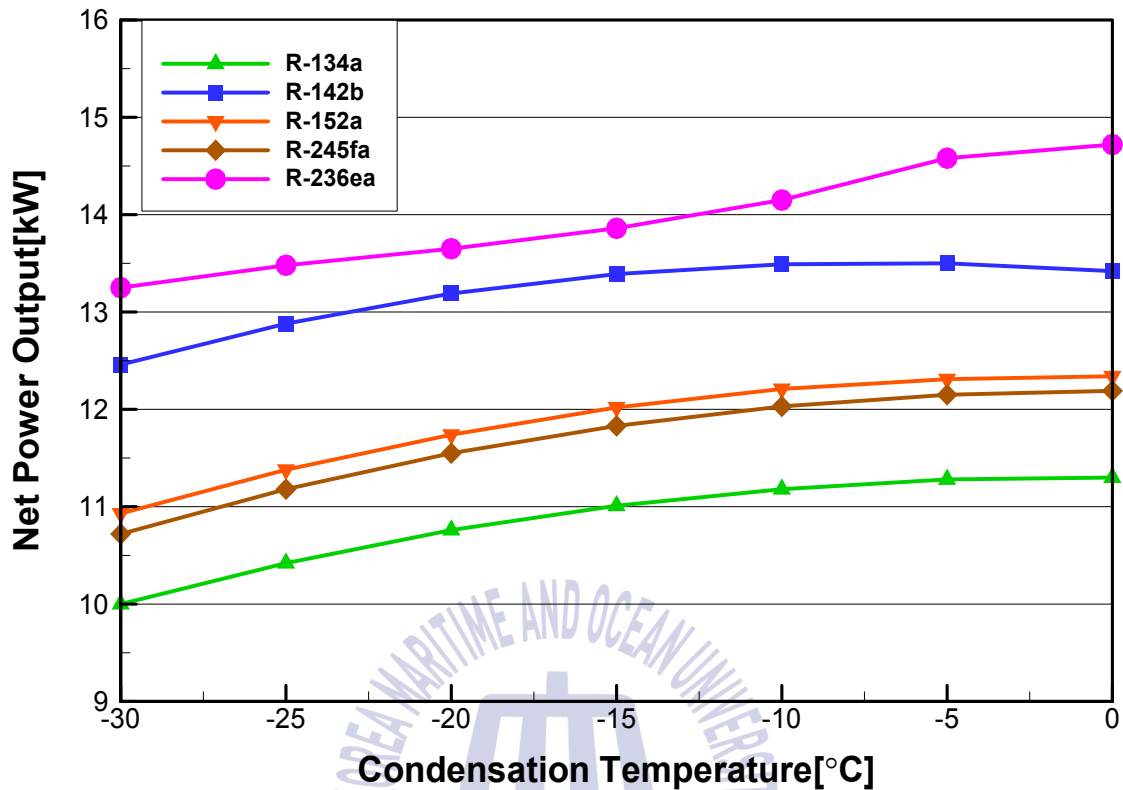


Fig. 32 Variation of Net Power Output with Condensation Temperature

응축온도가 증가함에 따라 유기랭킨 사이클의 정미출력 W_{net} 또한 증가하는 추이를 보이며 R142b를 제외한 대부분의 냉매들은 응축온도 0°C일 때 가장 높은 정미 출력 값을 나타낸다.

Fig. 33은 응축온도 변화에 따른 유기랭킨 사이클의 열역학적 효율을 나타내며 사이클의 효율은 아래 식(6)을 이용해 계산할 수 있다.

$$\eta_{th} = \frac{W_{net} (W_{turbine} - W_{Pump})}{Q_{evap}} \quad (6)$$

여기서, W_{net} 은 정미출력을 나타내며, Q_{evap} 는 증발기에서 회수되는 열량을 의미 한다.

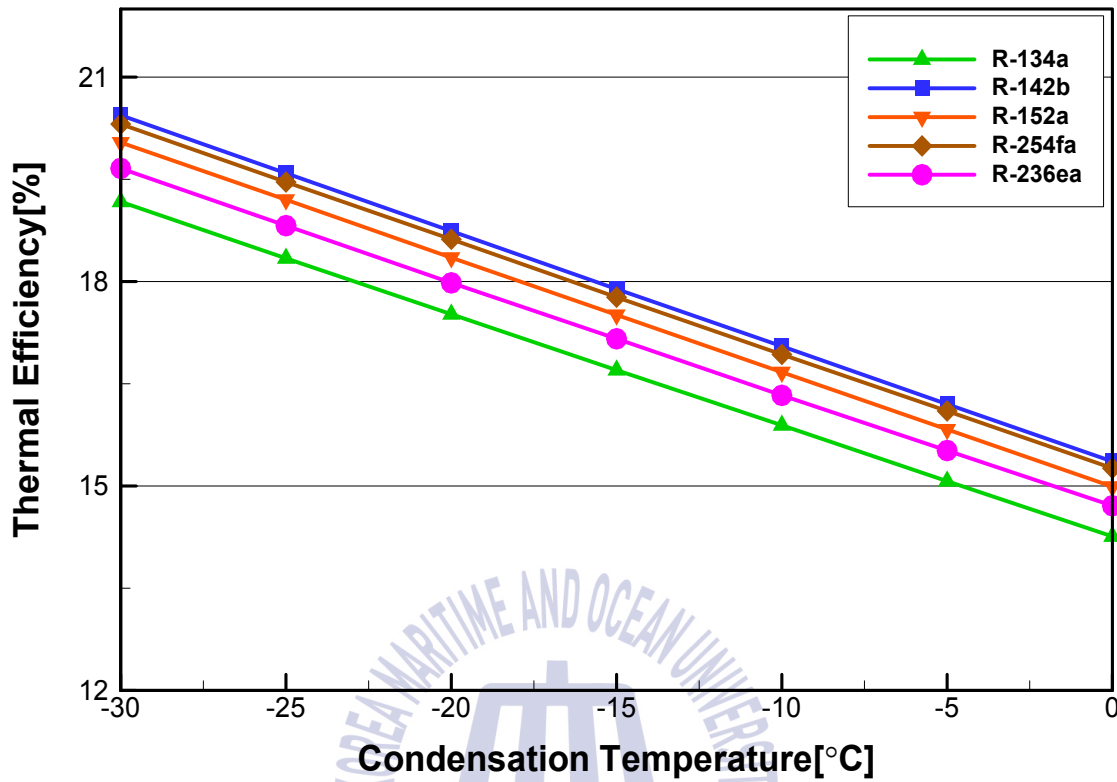


Fig. 33 Variation of Thermal Efficiency with Condensation Temperature

응축온도가 증가함에 따라 유기랭킨 사이클의 열역학 제 1법칙 효율은 감소하는 추이를 보이며 이는 응축온도가 증가함에 따라서 증발기에서 얻어지는 총 열량이 증가하기 때문이라 볼 수 있다.

Fig. 34는 응축온도 변화에 따른 유기랭킨 사이클의 엑서지효율을 나타낸다. 이는 제 2법칙 효율(Second law efficiency)라고도 불리며, 열역학 1법칙효율을 가역효율로 나눈 값이며 식 (7),(8),(9)를 이용해 계산할 수 있다(김준성, 2017).

$$\eta_{II} = \eta_{th} \left(1 - \frac{T_L}{T_H}\right)^{-1} \quad (7)$$

$$T_H = \frac{T_{steam_in} + T_{PP}}{2} \quad (8)$$

$$T_L = \frac{T_{NG_in} + T_{NG_out}}{2} \quad (9)$$

여기서, T_H 는 열원 온도, T_L 은 열침 온도를 나타내며 이는 식 (8),(9)로 정의되며 T_{PP} 는 증발기에서 열원과 작동유체의 최소온도차상대일 때 열원측 온도를 의미한다.

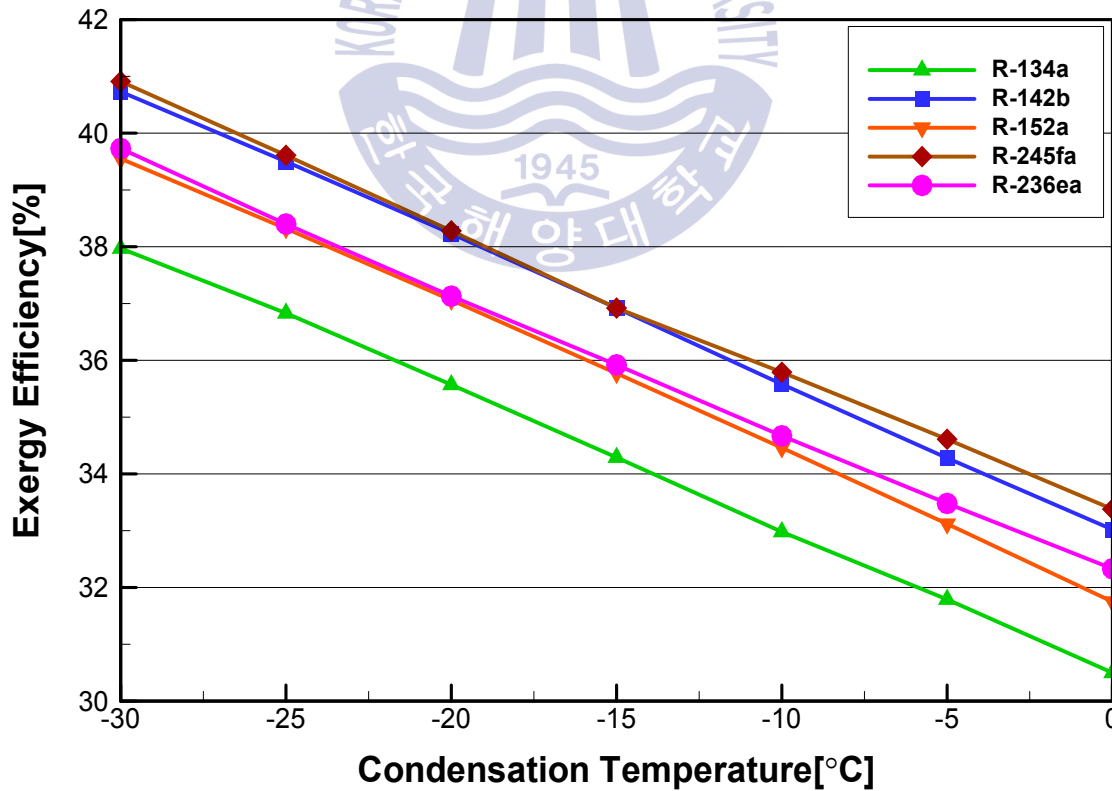


Fig. 34 Variation of Exergy Efficiency with Condensation Temperature

3-2) 터빈 입구 압력변화에 따른 사이클의 성능분석

앞서 응축온도 변화에 따른 사이클의 성능분석 결과 응축온도 -30°C 일 때 가장 높은 효율이 나타남으로 5 종류의 작동유체에 대해 응축온도 -30°C , 터빈입구 온도를 90°C 로 고정 시 터빈 입구의 압력변화에 따른 사이클의 성능을 분석한다.

Fig. 35, Fig. 36 및 Fig 37는 각각 응축온도 -30°C 터빈입구 온도를 90°C 로 고정 시, 터빈입구 압력을 10bar부터 5bar 단위로 30bar까지 증가함에 따른 정미출력, 1범칙효율 그리고 2범칙(엑서지) 효율을 나타낸다.

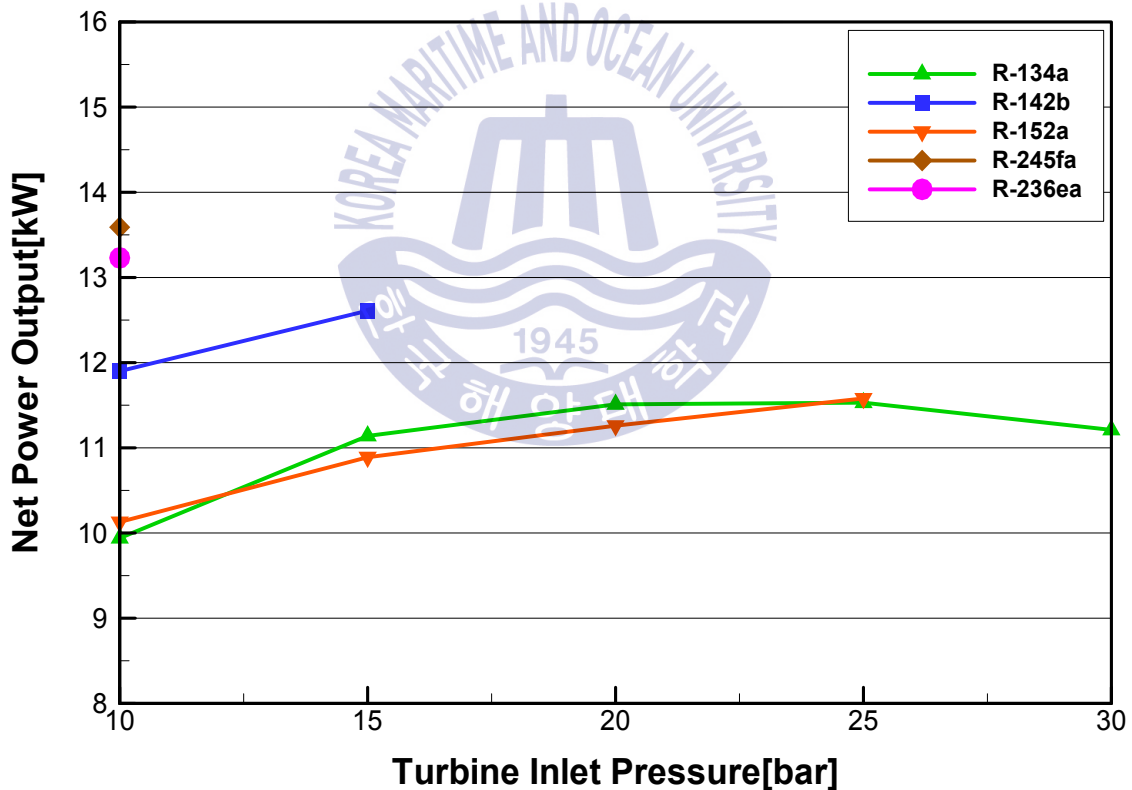


Fig. 35 Variation of Net Power Output with Turbine Inlet Pressure

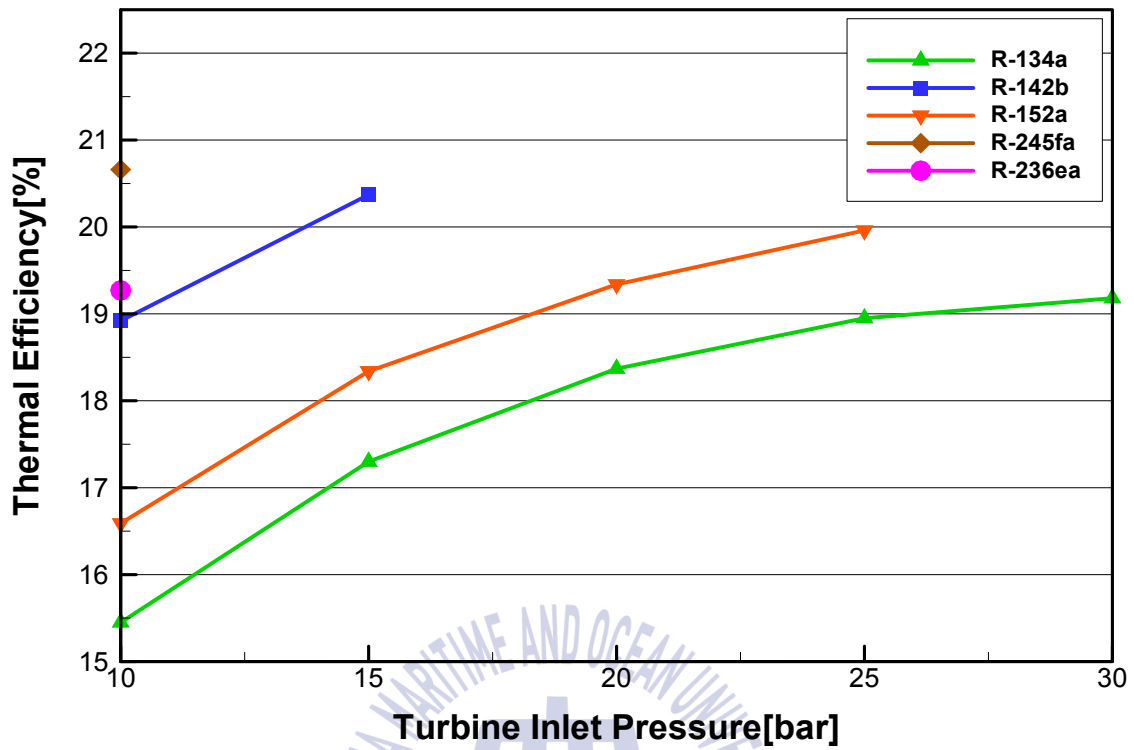


Fig. 36 Variation of Thermal Efficiency with Turbine Inlet Pressure

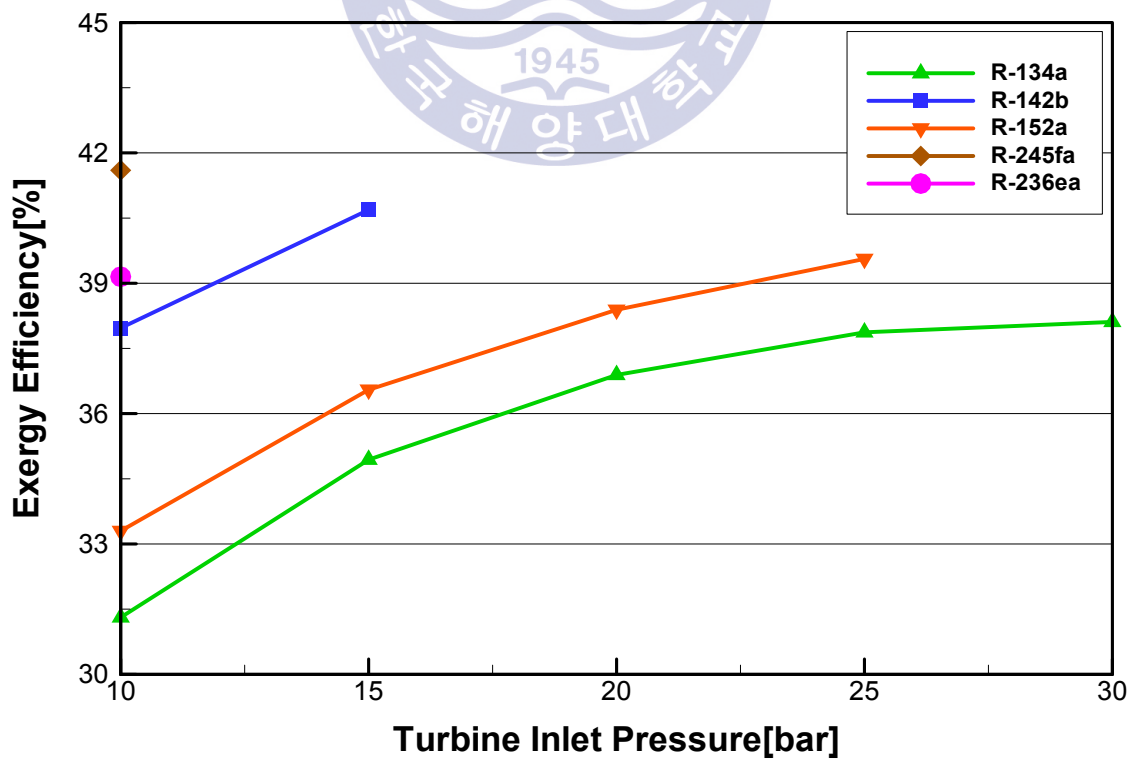


Fig. 37 Variation of Exergy Efficiency with Turbine Inlet Pressure

분석결과 터빈입구 압력이 증가함에 따라 유기랭킨 사이클의 정미출력 및 열역학 제 1 및 2법칙 효율은 증가하는 추이를 보이지만, R134a를 제외한 나머지 작동유체는 압력 증가에 따른 사이클 분석을 원활히 진행하기 어려운 것으로 나타났다.

이는 유체의 특성상 압력이 증가할수록 끓는점(Boiling Point) 또한 증가하게 되는데 터빈입구 온도를 90℃로 고정 시 해당 압력에 따른 포화온도(증발온도)가 90℃보다 높아 습증기(Wet Vapor) 상태이므로 터빈구동이 어려운 것으로 확인할 수 있다.

Table 14는 작동유체 5종의 압력변화에 따른 포화온도를 나타낸다.



Table 14 Saturation Temperature with Different Pressure

W.F	Pressure [bar]	Saturated T [°C]
R134a	10	39.388
	15	55.233
	20	67.481
	25	77.577
	30	86.203
R142b	10	65.579
	15	83.903
	20	98.121
	25	109.87
	30	119.92
R152a	10	43.606
	15	59.979
	20	72.649
	25	83.111
	30	92.073
R245fa	10	89.742
	15	107.85
	20	121.85
	25	133.38
	30	143.20
R236ea	10	79.915
	15	97.740
	20	111.48
	25	122.76
	30	132.35

3-3) 과열도 변화에 따른 사이클의 성능분석

압력변화에 따른 포화온도의 변화는 Table 14에서 알 수 있듯이 압력이 증가함에 따라 작동유체별 포화온도(증발온도) 또한 증가하므로 선정된 5종의 작동유체의 임계압력(Critical Pressure)을 고려하여 터빈입구 압력 30 bar, 응축온도 0°C로 고정 시 과열도(Superheat)에 따른 사이클의 성능을 분석한다.

아래의 Fig.38 ~ Fig.43은 각각 터빈입구 압력 30bar, 응축온도 0°C로 고정시, 터빈입구 온도를 각 작동유체별 포화온도에서 과열도를 5°C부터 5°C 단위로 35°C까지 증가함에 따른 정미 출력, 열역학적 1법칙 효율, 2법칙(엑서지) 효율, 2차 열교환기(ORC의 응축기) 후단 NG의 온도변화 그리고 본 사이클의 열원인 스팀의 유량 변화를 각각 나타낸다.

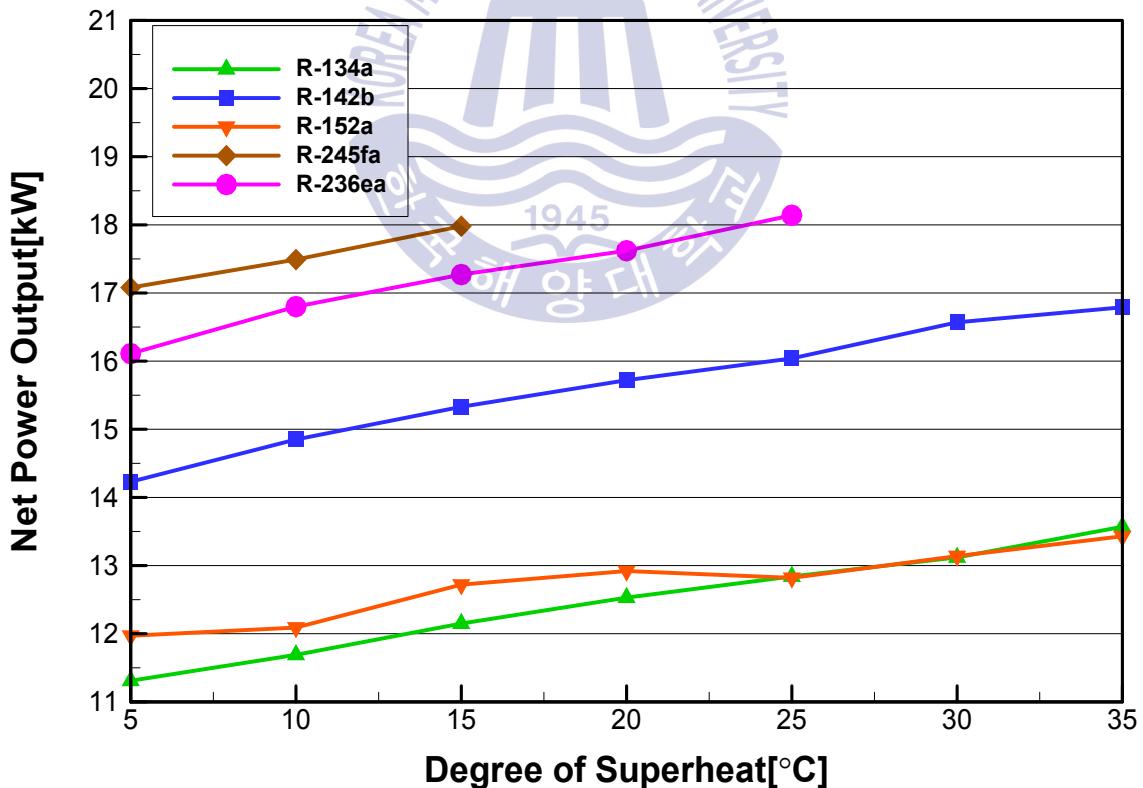


Fig. 38 Variation of Net Power Output with Degree of Superheat

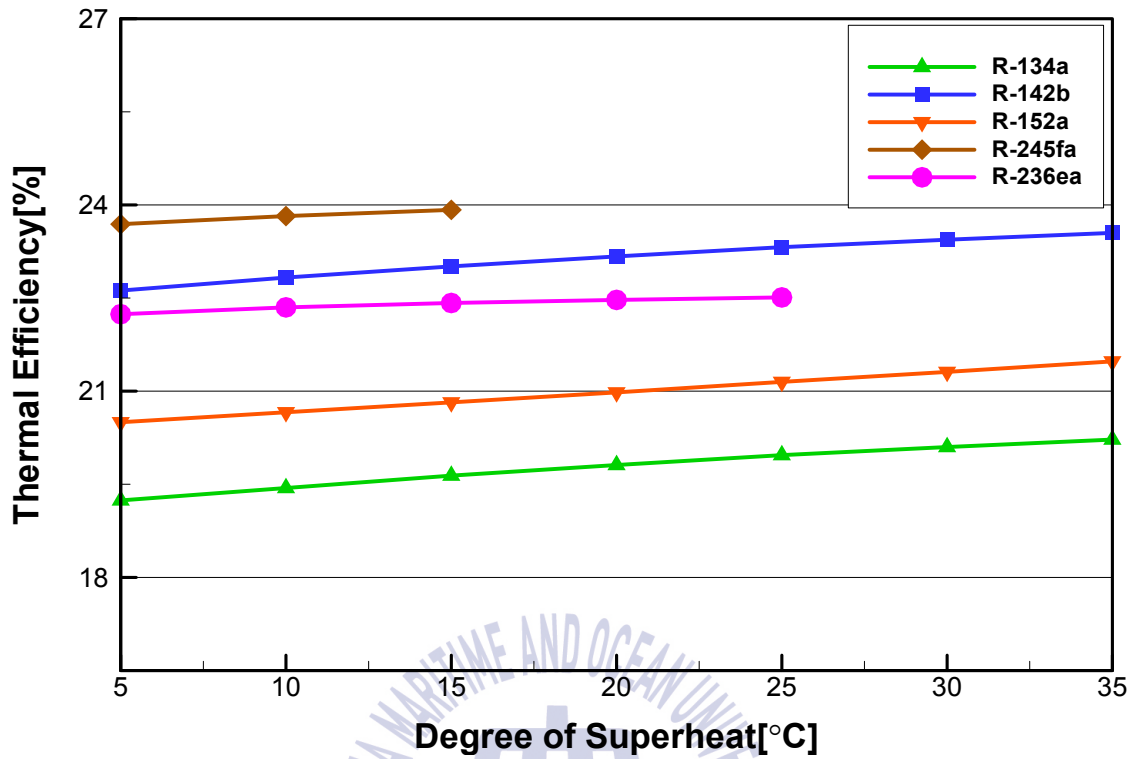


Fig. 39 Variation of Thermal Efficiency with Degree of Superheat

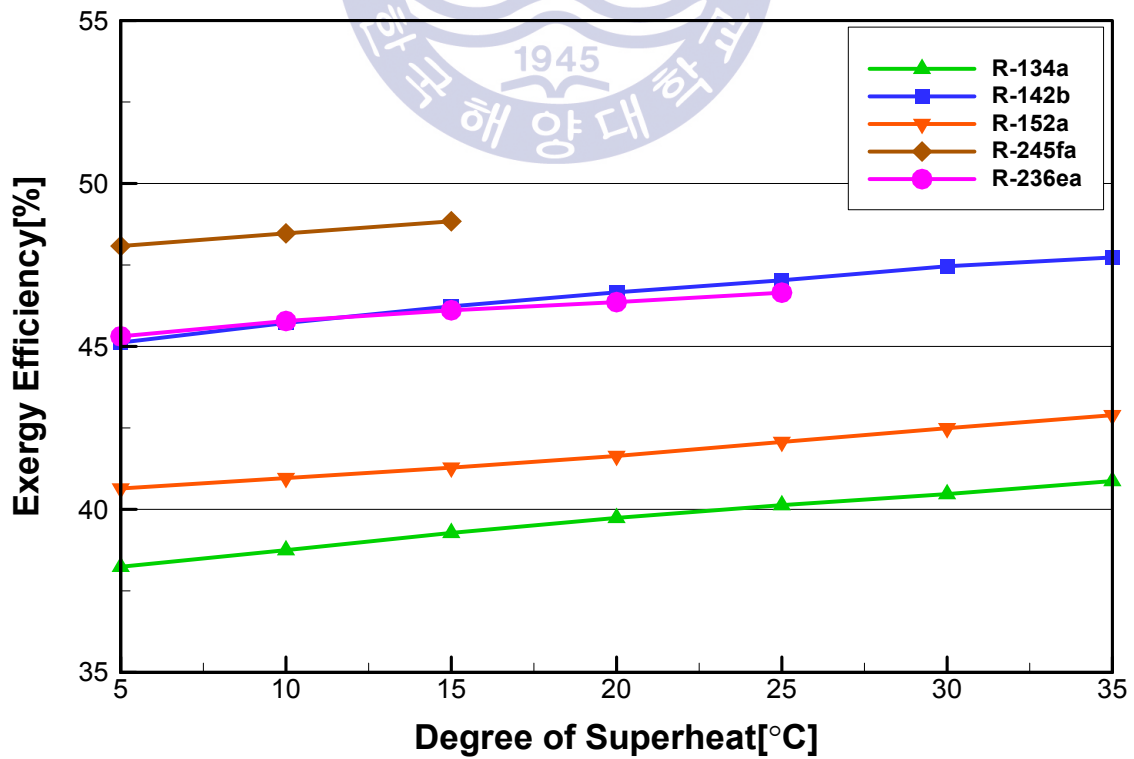


Fig. 40 Variation of Exergy Efficiency with Degree of Superheat

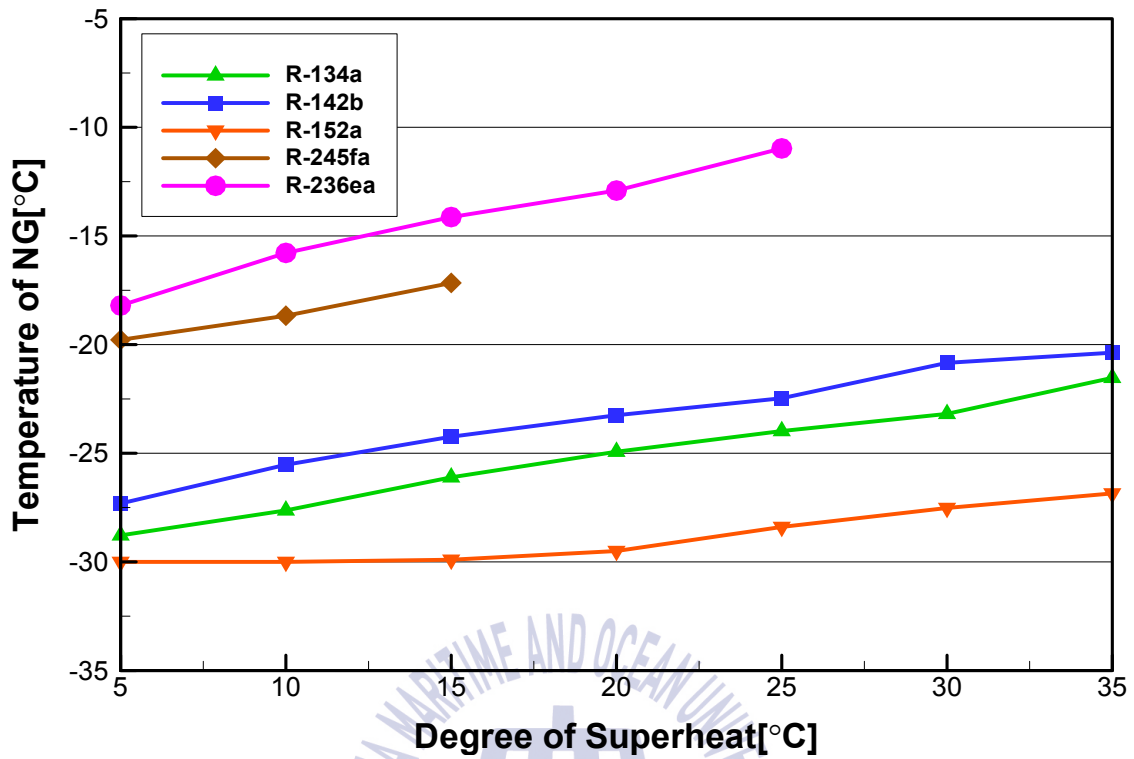


Fig. 41 Variation of Temperature of NG with Degree of Superheat

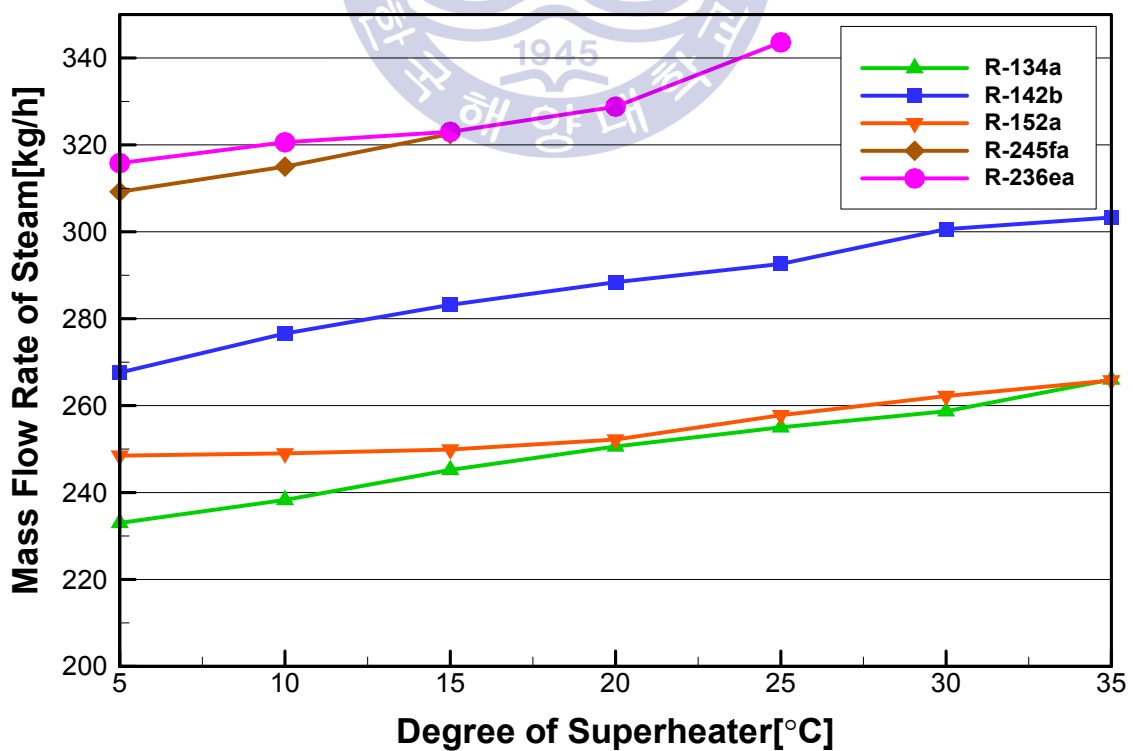


Fig. 42 Variation of Steam Mass Flow Rate with Degree of Superheat

분석결과 과열도가 증가할수록 정미출력, 열역학 1법칙 효율, 2법칙(엑서지) 효율, 2차 열교환기 후단 NG의 온도, 그리고 본 사이클의 열원인 스팀의 유량 모두 증가하는 것으로 나타났다.

특히, R245fa와 R235ea 의 경우 각각 과열도 20℃, 30℃ 이상의 온도에서는 분석이 어려운 것으로 확인된다. 이는 과열도를 증가시키기 위한 열원인 162℃의 스팀온도가 과열도 온도보다 낮아 과열도 변화에 만족하는 온도를 충족하기 어려운 것으로 분석된다.

Table 15는 작동유체 2종(R245fa 및 R235ea)의 과열도에 따른 온도를 나타내며, Table 16은 과열도 변화에 따른 작동유체 5종에 대한 사이클의 성능분석 결과를 나타낸다.

Table 15 Variation of Superheat Temperature with R245fa & R235ea

W.F	Saturated T at 30 bar [℃]	Superheat T [℃]	
R245fa	143.2	5	148.20
		10	153.20
		15	158.20
		20	163.20
		25	168.20
		30	173.20
		35	178.20
		R235ea	132.35
10	142.35		
15	147.35		
20	152.35		
25	157.35		
30	162.35		
35	167.35		

Table 16 Analysis of Cycle Performance for Working Fluids with Superheat

Working Fluid	Superheat [°C]	Mass flow_ORC [kg/h]	NG outlet T [°C]	W_{net} [kW]	η_{th} [%]	η_{II} [%]	Mass flow_Steam [kg/h]
R-134a	5	757.4	-28.78	11.31	19.24	38.24	233.0
	10	754.1	-27.63	11.69	19.44	38.75	238.3
	15	757.2	-26.11	12.15	19.64	39.28	245.2
	20	756.5	-24.93	12.53	19.81	39.74	250.6
	25	753.4	-23.98	12.84	19.97	40.13	255.0
	30	748.7	-23.19	13.12	20.10	40.47	258.7
	35	754.7	-21.53	13.57	20.22	40.87	266.0
R-142b	5	711.6	-27.31	14.23	22.62	45.12	267.6
	10	718.0	-25.53	14.85	22.83	45.72	276.6
	15	719.2	-24.24	15.33	23.01	46.23	283.2
	20	717.5	-23.25	15.72	23.17	46.66	288.4
	25	713.7	-22.47	16.04	23.32	47.03	292.6
	30	719.7	-20.84	16.57	23.44	47.46	300.6
	35	713.1	-20.37	16.79	23.55	47.73	303.3
R-152a	5	509.9	-30.00	11.97	20.50	40.64	248.5
	10	499.6	-30.00	12.09	20.66	40.96	249.0
	15	491.3	-29.90	12.72	20.82	41.28	249.9
	20	486.2	-29.50	12.92	20.98	41.64	252.2
	25	487.6	-28.39	12.82	21.15	42.07	257.8
	30	487.2	-27.52	13.14	21.31	42.49	262.2
	35	485.4	-26.85	13.43	21.48	42.89	265.8

Working Fluid	Superheat [°C]	Mass flow_ORC [kg/h]	NG outlet T [°C]	W_{net} [kW]	η_{th} [%]	η_{II} [%]	Mass flow_Steam [kg/h]
R-152a	5	775.3	-19.78	17.08	23.69	48.08	309.2
	10	770.0	-18.67	17.49	23.82	48.47	315
	15	770.6	-17.16	17.98	23.92	48.84	322.5
	20	Heat source temperature is not enough					
	25						
	30						
	35						
R-254fa	5	922.5	-18.20	16.11	22.24	45.31	303.8
	10	929.9	-15.78	16.80	22.35	45.78	320.6
	15	929.0	-14.13	17.27	22.42	46.11	323.0
	20	923.9	-12.91	17.62	22.47	46.36	328.8
	25	928.7	-10.97	18.14	22.51	46.65	343.6
	30	Heat source temperature is not enough					
	35						

3.3.2.4 사이클 성능분석 결과 및 공정해석

앞서 과열도 변화에 따른 사이클의 성능분석 결과 응축온도 -30°C 터빈 입구 압력 30bar 그리고 과열도 30°C 에서 본 사이클의 증발기 열원인 162°C 스팀온도를 충분히 만족하고 가장 우수한 열역학적 제 1법칙 및 2 법칙효율을 나타내는 유기냉매 R142b를 작동유체로 선정하여 아래 Table 17 공정해석을 위한 초기 조건을 기준으로 Aspen HYSYS를 이용하여 시스템 해석을 수행한 결과를 Fig. 45와 Table 18에 도출 하였다.

Table 17 Initial Conditions for Process Analysis of Feed NG

Unit of Name	Specification	
NG Composition of H.C Separator out (Mole fraction)	Methane(CH_4)	93.26 %
	Ethane(C_2H_6)	5.760 %
	Propane(C_3H_8)	0.063 %
	I-Butane(C_4H_{10})	0.008 %
	Nitrogen(N_2)	0.027 %
	Methane Number	84
Feed NG Conditions of H.C Separator out	Temperature	$- 85^{\circ}\text{C}$
	Pressure	7.0 bar
	Mass Flow Rate	1421 kg/h
Feed NG Conditions of 2 nd Heat Exchanger out	Temperature	45°C
	Pressure	6.0 bar
	Mass Flow Rate	1421 kg/h
ORC Conditions	Working Fluid	R-142b
	Condensate Temperature	$- 30^{\circ}\text{C}$
	Turbine Inlet Pressure	30 bar
	Turbine Inlet Temperature	154.9°C

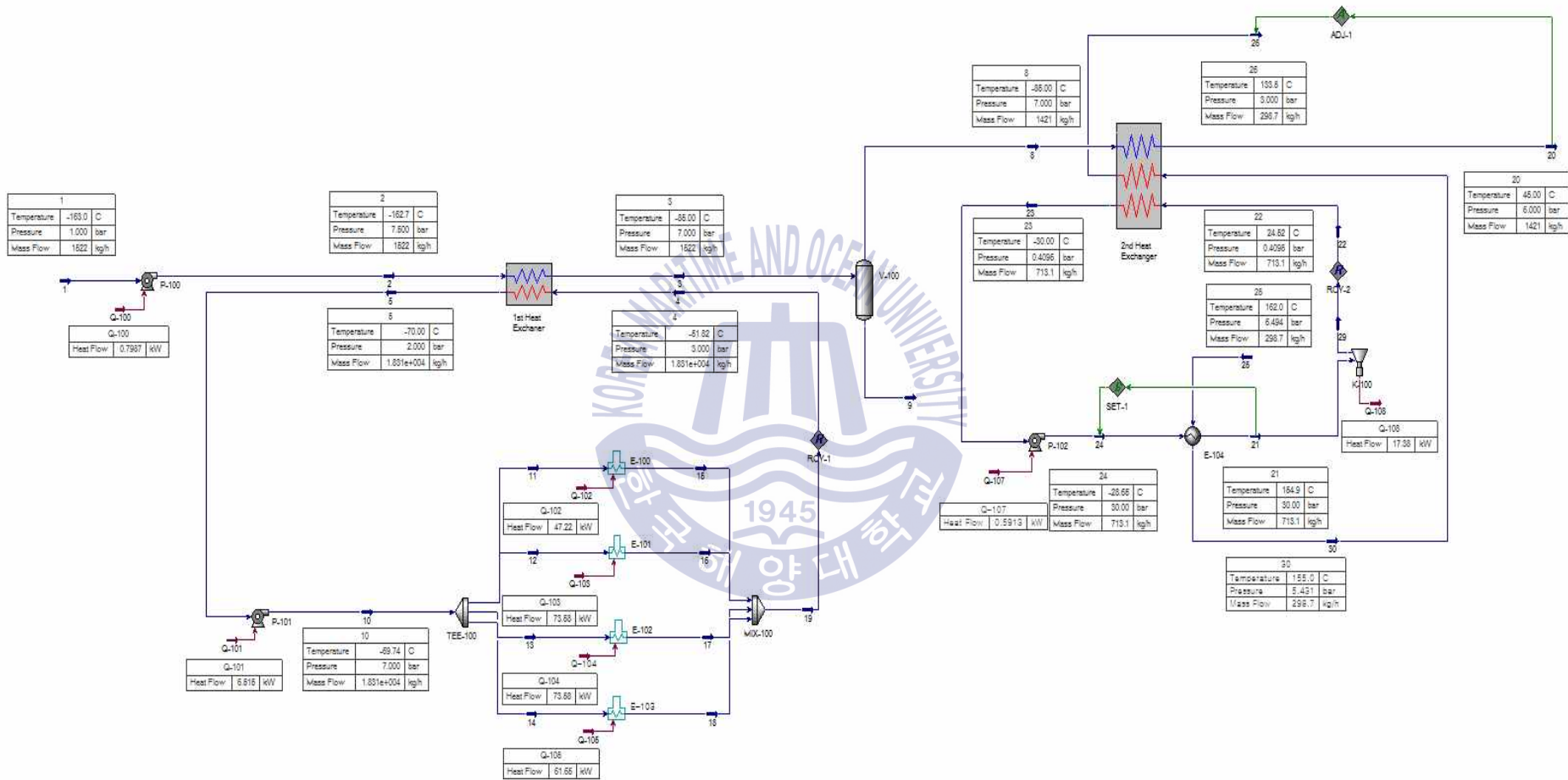


Fig. 43 Process Simulation of LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier

Table 18 Heat & Material Balance for LNG Fuelled Refrigerated Cargo Carrier

STREAM NAME	LNG in	LNG Vap in	LNG Vap out	NG Heater in	NG Heat out	Brine Condenser in	Brine Condenser out	Brine Cargo in	Brine Cargo out
Vapour Fraction	0.00	0.00	0.96	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Temperature (°C)	-163.00	-162.70	-85.00	-85.00	45.00	-51.82	-70.00	-69.74	-51.82
Pressure(bar)	1.00	7.50	7.00	7.00	6.00	3.00	2.00	7.00	3.00
Molar Flow(MMSCFD)	1.721	1.721	1.721	1.669	1.669	7.97	7.97	7.97	7.979
Mass Flow(kg/h)	1522	1522	1522	1421	1421	18310	18310	18310	18310
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	4.84	4.84	4.84	4.61	4.61	23.00	23.00	23.00	23.00
Heat Flow(kW)	-2193	-2192	-1930	-1840	-1728	-31940	-32200	-32190	-31940
STREAM NAME	Separator in	HHC Drain	ORC Condenser in	ORC Condenser out	ORC Pump out	ORC Turbine in	ORC Turbine out	Steam in	Steam out
Vapour Fraction	0.96	0.00	1.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.00	0.00
Temperature (°C)	-85.00	-85.00	24.52	-30.00	-28.65	154.9	24.52	162.0	133.5
Pressure(bar)	7.00	7.00	0.4095	0.409	30.00	30.00	0.4095	6.494	3.00
Molar Flow(MMSCFD)	1.721	0.05	0.1425	0.1425	0.1425	0.1425	0.1425	0.3329	0.3329
Mass Flow(kg/h)	1522	101	713.1	713.1	713.1	713.1	713.1	298.7	298.7
Liquid Volume Flow(m ³ /h)	4.84	0.22	0.6343	0.6343	0.6343	0.6343	0.6343	0.2993	0.2993
Heat Flow(kW)	-1930	-90.06	-988.3	-1043	-1042	-970.9	-988.3	-1094	-1222

제 4 장 결론 및 고찰

본 논문은 실제 운항 중인 냉동운반선의 기본적인 정보를 바탕으로 기존 중유(HFO)를 연료로 한 냉동운반선의 화물창 냉동시스템인 R22(프레온)냉매를 활용한 압축식 냉동사이클에 대한 구성에 대해 소개하고 이를 LNG 연료추진선으로 적용시 기존의 LNG 연료추진 선박에서 활용하지 못한 LNG 냉열을 효과적으로 활용하여 화물창 냉각뿐만이 아닌 유기랭킨 사이클을 이용한 발전시스템을 구비하여 선박에 필요한 추가전력을 확보하는 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템에 대한 연구로 다음과 같은 과정으로 결론을 얻었다.

1. 기존 냉동운반선박에 적용된 R22 냉동사이클

기존 냉동운반선의 경우 초저온 영역에서 우수한 특성을 갖는 R22냉매를 이용한 압축식 냉동사이클의 경우 4,370m³의 체적을 갖는 냉동운반선의 냉동 창고내 선적되는 약 -55℃의 동결참치를 -60℃로 유지하기 위한 필요열량 256kW를 충족하기 위해서는 압축기 구동에 약 205kW가 필요하다는 것을 확인했다.

2. LNG 냉열을 활용한 냉동시스템

LNG를 연료로 사용할 경우 LNG를 기화시킬 때 발생하는 냉열을 활용하여 냉동화물창 전체에 간접냉각 매체로 활용하는 냉동시스템에 대한 공정 해석 결과 기존의 냉동운반선에 적용된 냉동사이클의 소요동력 대비 약 193kW 저감가능하며 이는 연간 약 3억원 가량의 비용 절감 효과가 있다는 것을 확인했다. 또한, 압축 냉각설비가 불필요함으로 복잡한 기계설비 및 유지보수 비용 등이 획기적으로 줄어 들것으로 사료된다.

3. LNG 냉열을 활용한 발전시스템

해당 선박의 경우 LNG 연료탱크 내부 액화천연가스 조성을 국내 최대 액화 천연가스 수입국인 카타르 산지의 조성(MN 75)으로 설정하고 저압이중연료엔진(9L20DF) 3대를 적용하므로 메탄가 80이상을 유지하기 위해 1차 열교환기에서 약 -85°C 로 가열 후 중질탄화수소 분리기를 거친 메탄가 84이상의 초저온 천연가스의 냉열을 열침(Heat Sink)으로, 보일러에서 생산된 스팀을 열원(Heat Source)로 사용하는 발전시스템에 있어 5종의 작동유체에 대한 공정해석 시뮬레이션을 수행하였다.

그 결과 엑서지 효율은 유용일에 대한 회수된 일로써 냉열 회수 시스템에서는 열역학적 1법칙효율 보다는 2법칙 효율인 엑서지 효율을 기준으로 판단하는 것이 적절하며 유기랭킨사이클에 있어 효율은 응축온도 및 터빈입구 압력 그리고 과열도에 의존하는 것으로 나타났으며 최종적으로 R-142b냉매가 응축온도 -30°C , 터빈입구압력 30bar, 과열도 35°C 에서 가장 우수한 성능(정미출력 17kW, 엑서지효율 47%)을 발휘함을 확인하였다.

본 연구내용을 바탕으로 현존하는 노후화된 냉동운반선 그리고 다가오는 황산화물 배출규제를 만족하기 위한 대응의 일환인 액화천연가스(LNG)를 연료 사용하여 기존 LNG 연료추진선박에서 소산되는 LNG 냉열을 적극 활용한 LNG 연료추진 냉동운반선의 화물창 냉동 및 발전시스템을 적용 시 기계설비의 단순화 및 유지 보수비용 절감 그리고 획기적인 소요동력 저감 및 추가적인 전력 확보로 많은 비용이 절약되는 효과를 기대할 수 있다.

참고문헌

- 장구용, 2016. 동적 시뮬레이션을 이용한 혼합냉매 액화공정의 스타트업 방법론 연구, 공학석사학위논문. 서울: 서울대학교.
- 강호근, 이윤혁, 이진욱, 2018. *A Study on Optimal Utilization of Waste Cold Energy in LNG Fueled Vessel for Green Shipping*, 2018년도 한국가스학회 가을학술대회.
- 김경민, 정제현, 2013. *LNG Fuel Gas Supply System(FGSS®)*, 대한조선학회지. 50(4), pp.40-43.
- 김용웅, 2002. 천연가스 이야기. 설비저널, 31(9), pp.28-30.
- 김준성, 2017. 핀치포인트분석 및 초임계 사이클에 따른 해양온도차발전용 유기랭킨사이클의 특성에 관한 연구, 공학석사학위논문. 부산: 한국해양대학교.
- 김준성, 김도엽, 강호근, 김유택, 2016. 핀치포인트온도차에 따른 해양온도차 발전용 유기랭킨사이클의 성능분석. 한국마린엔지니어링학회지, 40(6), pp. 476-483.
- 송영욱, 2018. LNG 선박의 냉열과 해수를 이용한 Cryogenic ORC 적용에 대한 연구, 수산해양교육연구, 30(3), 839-849.
- 오후규, 1991. 냉동운반선, 설비저널, 20(4), pp.260-269.
- 유형수, 2018. LNGC 이중연료기관 가스연료 메탄가 향상을 위한 공정 해석 및 연료가스 가열온도 변화에 대한 연구, 공학석사학위논문. 부산: 한국해양대학교.
- 윤상득, 2018. X-DF 엔진 연료공급시스템용 LNG 연료 Tank 내부 LNG 에이징 현상에 대한 동적 공정모사, 공학석사학위논문. 부산: 한국해양대학교.
- 윤상득, 이윤혁, Yude Shao, 강호근, 2018. LNG Ageing 현상이 X-DF 저압연료공급시스템 성능에 미치는 영향, 2018년도 해양환경안전학회 공동국제학술발표회.
- 윤정인, 2001. LNG 냉열이용 기술개발 동향, 한국동력기계공학회지, 5(4), pp.5-10.
- 이동건, 2015. 미활용 LNG 냉열이용기술, 설비저널 44(2), pp.52-61.
- 이명호, 2017. LNG 냉열이용 부유식 냉동 및 발전 복합플랜트 설계에관한 연구, 공학박사학위논문. 부산: 한국해양대학교.

- 이상규, 2017. *HYSYS를 활용한 천연가스 액화공정 설계*. 아진출판사.
- 이윤희, Yu-De Shao, 김준성, 김유탉, 최용석, 강호근, 2018. *LNG 냉열을 활용한 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템의 초기 공정설계에 관한 연구*, 2018년도 해양환경안전학회 공동국제학술발표회.
- 이윤희, 소예덕, 장유라, 강호근, 2018. *LNG 냉열을 활용한 LNG 연료추진 냉동운반선의 냉동 및 발전시스템의 공정설계에 관한 연구*, 2018년도 한국마린엔지니어링학회 후기학술대회.
- 이윤희, 소예덕, 김유탉, 강호근, 2017. *소형 어선용 LNG 연료추진 시스템의 최적 개념설계에 관한 연구*, 2017년도 해양환경안전학회 추계학술발표회.
- 정진원, 2018. *LNG 추진 선박의 HAZID 사례를 통한 연료공급 시스템의 위험성 분석에 관한 연구*, 공학석사학위논문. 부산: 한국해양대학교.
- 정훈경, 2005. [3. 특집: LNG 선박의 최근 동향] *LNG 선박의 추진시스템*. 한국마린엔지니어링학회지, 29(4), pp.25-32.
- 최용석, 이윤희, 강호근, 임태우, 2018. *LNG 연료 추진선박의 LNG 냉열을 이용한 유기랭킨사이클의 성능 분석*, 한국마린엔지니어링학회지, 42(7), pp.524-530.
- 한단비, 김윤지, 염규인, 신재린, 백영순, 2017. *LNG 냉열을 이용한 냉장·냉동 창고 모사에 관한 연구*, 한국수소 및 신에너지학회지, 28(4), pp.401-406.
- Cheenkachorn, K., Poornpipatpong, C. and Ho, C. G., 2013. *Performance and emissions of a heavy-duty diesel engine fuelled with diesel and LNG (liquid natural gas)*, Energy. Elsevier Ltd, 53, pp. 52-57.
- Chen, H., Goswami, D. Y. and Stefanakos, E. K., 2010. *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*, Renewable and Sustainable Energy Reviews. Elsevier Ltd, 14(9), pp. 3059-3067.
- He, T., Karimi, I. A. and Ju, Y., 2018. *Review on the design and optimization of natural gas liquefaction processes for onshore and offshore applications*, Chemical Engineering Research and Design. Institution of Chemical Engineers, 132, pp. 89-114.

IMO Marine Environment Protection Committee, 72nd session, <http://www.imo.org>, Accessed April. 20, 2018.

Khan, M. S., Karimi, I. A. and Wood, D. A., 2017, *Retrospective and future perspective of natural gas liquefaction and optimization technologies contributing to efficient LNG supply: A review*, Journal of Natural Gas Science and Engineering. Elsevier B.V, 45, pp. 165–188.

Nasri, Z. and Binous, H., 2009, Applications of the Peng–Robinson Equation of State Using Matlab, Chemical Engineering Education, Vol. 43, No. 2, pp.1~10.

Pham, T. N. et al., 2017, *Enhancement of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process through process knowledge inspired optimization and modification*, Applied Thermal Engineering. Elsevier Ltd, 110, pp. 1230–1239.

Shao, Y.D., Lee, Y.H., Kim, Y.T., Kang, H.K., 2018, *Parametric Investigation of BOG Generation for Ship-to-Ship LNG Bunkering*, Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety. 24(3), pp. 352–359.

Qiu, G., Liu, H. and Riffat, S., 2011, *Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle*, Applied Thermal Engineering. Elsevier Ltd, 31(16), pp. 3301–3307.

Yeo, G. C., 2010, *Plant Modeling, Applications of an Engineering Model Under an Operating Environment*, NICE, Vol. 28, No. 1, pp. 32~36.