



## 저작자표시 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.
- 이차적 저작물을 작성할 수 있습니다.
- 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

- 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](#)

공 학 석 사 학 위 논 문

**LNG-FPSO용 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub>  
천연가스 액화사이클 특성**



2011년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 원 재

공 학 석 사 학 위 논 문

**LNG-FPSO용 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub>  
천연가스 액화사이클 특성**

지도교수 윤 정 인

이 논문을 공학석사학위논문으로 제출함



2011년 2월

부경대학교 대학원

냉동공조공학과

최 원 재

# 최원재의 공학석사 학위논문을 인준함

2010년 12월



주	심	공학박사	금종수	인
위	원	공학박사	정석권	인
위	원	공학박사	윤정인	인

# 목 차

Abstract .....	iii
List of Figures and Tables .....	iv
Nomenclature .....	vi
<b>제 1 장 서 론</b> .....	<b>1</b>
1.1 연구 배경 .....	1
1.2 종래 연구 및 국내외 연구동향 .....	6
1.3 연구 목표 .....	8
<b>제 2 장 시뮬레이션을 위한 이론적 고찰</b> .....	<b>9</b>
2.1 시뮬레이션에 사용된 상태방정식 .....	9
2.2 사이클에 사용된 냉매들과 천연가스의 물성 데이터 .....	11
<b>제 3 장 시뮬레이션</b> .....	<b>14</b>
3.1 시뮬레이션 가정 조건 및 천연가스 조성비 .....	14
3.2 대표적인 기존 액화 사이클 시뮬레이션 .....	15
3.3 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> -N <sub>2</sub> O-N <sub>2</sub> 사이클 시뮬레이션 .....	25

3.4 CO <sub>2</sub> -N <sub>2</sub> O-N <sub>2</sub> 사이클 시뮬레이션 .....	28
3.5 다단 압축 다단 팽창 사이클 압축비 선정 .....	33
<b>제 4 장 시뮬레이션 결과 및 고찰 .....</b>	<b>36</b>
4.1 C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> -N <sub>2</sub> O-N <sub>2</sub> 사이클 .....	36
4.2 CO <sub>2</sub> -N <sub>2</sub> O-N <sub>2</sub> 사이클 .....	43
4.3 LNG 액화 사이클별 성능 특성 비교 .....	50
<b>제 5 장 결 론 .....</b>	<b>58</b>
참고문헌 .....	60
감사의 글 .....	62



# Characteristics of Natural Gas Liquefaction Cycle Using CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> for LNG-FPSO

Won-Jae Choi

Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering,  
The Graduate School, Pukyong National University

## Abstract

This paper presents a new natural gas liquefaction cycle which utilizes carbon dioxide(CO<sub>2</sub>), nitrogen monoxide (N<sub>2</sub>O), and nitrogengas(N<sub>2</sub>) cycles. A liquefaction cycle with staged compression was designed and simulated using HYSYS software for improving cycle efficiency. This included a cascade cycle with a three-stage compression consisting of a CO<sub>2</sub>, a N<sub>2</sub>O and a N<sub>2</sub> cycle. These cycles were compared with an optimized staged compression process. The Compressor work, specific energy, and COP (Coefficient of Performance) of the cascade cycles were compared and analyzed. The new CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O and N<sub>2</sub> liquefaction cycle is also compared to other natural gas liquefaction cycles including the Phillips optimized cascade cycle and a multi-staged cascade cycle using a Propane, Ethylene and Methane. The specific energy of the new cascade cycle which utilizes a three-stage compression process is 26% lower than that of basic single-stage cycle. Also, the new liquefaction cycle requires less power for the same liquefied natural gas (LNG) quantity produced by other methods.

# LIST OF FIGURES AND TABLES

## List of Figure

Fig. 1.1 Prospect of LNG supply

Fig. 1.2 Composition of LNG- FPSO

Fig. 2.1 Usable refrigerants on variation temperature

Fig. 2.2 T-s diagram of Natural gas

Fig. 3.1 Schematic diagram of basic single stage cascade cycle

Fig. 3.2 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression direct expansion

Fig. 3.3 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression 2 stage expansion

Fig. 3.4 Cascade 4-4-5 stage cycleFig.

Fig. 3.5 Cascade 4-4-5 stage cycle using HYSYS

Fig. 3.6 Temp-Heat flow diagram on cascade 4-4-5 stage cycle

Fig. 3.7 Optimized cascade 3-3-3 stage cycle

Fig. 3.8. Optimized cascade 3-3-3 stage cycle using HYSYS

Fig. 3.9 Temp-Heat flow diagram on optimized cascade 3-3-3 stage cycle

Fig. 3.10 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> basic cycle

Fig. 3.11 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3)

Fig. 3.12 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3) using HYSYS

Fig. 3.13 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> basic cycle

Fig. 3.14 CO<sub>2</sub> cycle on P-h diagram

Fig. 3.15 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3)

Fig. 3.16 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3) using HYSYS

Fig. 3.17 Comparison of compressor work and compression ratio on variation of middle pressure

Fig. 3.18 Compressor work and compression ratio on variation of middle pressure in propane cycle

Fig. 4.1 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in propane cycle

Fig. 4.2 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen monoxide cycle

Fig. 4.3 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen gas cycle

Fig. 4.4 Comparison of compressor work

Fig. 4.5 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in carbon dioxide cycle

Fig. 4.6 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen monoxide cycle

Fig. 4.7 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen gas cycle

Fig. 4.8 Comparison of compressor work

Fig. 4.9 Comparison of performances

Fig. 4.10 Cascade 4-4-5 stage cycle

Fig. 4.11 Optimized Cascade 3-3-3 stage cycle

Fig. 4.12 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3 stage cycle

Fig. 4.13 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3 stage cycle



## Table List

Table. 2.1 Properties of refrigerants

Table. 3.1 Assumed condition

Table. 3.2 Composition of Feed gas

Table. 4.1 Comparison of performance



# NOMENCLATURE

C3	: Propane	[-]
C2	: Ethylene	[-]
C1	: Methane	[-]
P	: Pressure	[kPa]
V	: Volume	[m <sup>3</sup> ]
R	: Gas constant	[-]
T	: Temperature	[°C]
G	: Mass flow rate	[kg/s]
<i>h</i>	: Enthalpy	[kJ/kg]
$Q_e$	: Refrigeration capacity	[MW]
$W_c$	: Compressor work	[MW]
COP	: Coefficient of performance	[-]
<b>Subscripts</b>		
Eva	: Evaporator	
Comp	: Compressor	
i	: Inlet	
o	: Outlet	
m	: Middle	
H	: High	
L	: Low	

# 제 1 장 서 론

## 1.1 연구 배경

가스전에서 생산되는 LNG (Liquefied Natural Gas)는  $-162^{\circ}\text{C}$  정도로 메탄이 주성분으로 80%이상 이루어져 있으며 에탄, 프로판, 부탄 등의 화합물로 이루어져 있다. 이러한 천연가스는 우리나라의 1차 에너지원의 14%를 차지하고 있으며, 연간 약 26백만톤을 해외에서 LNG 상태로 수입되어 사용되고 있으며, 또한 천연가스는 무색, 무취, 무독성으로 오염물질이 없기에 청정연료에 대한 요구와 맞물려 대체연료로써 수요가 급증하고 있으며, 국제 유가 상승으로 인하여 세계적으로 천연가스의 수요가 급증하고 있다. 천연가스 액화 방식은 기존의 가스전 개발방식에 비해 다음과 같은 이점이 있다. 이와 같은 천연가스의 이송방법은 크게 파이프라인을 이용하여 기상의 천연가스를 이송하는 PNG(Pipeline Natural Gas) 방식과 산지에서 천연가스를 액화 시켜 액상의 천연가스를 이송하는 LNG(Liquefied Natural Gas) 방식으로 나누어진다. LNG 방식은 기존의 PNG 방식에 비해 취급이 용이한 액체(기상의 1/600)를 다룸으로써 원거리 수송 문제를 해결 할 수 있으며, 수요지로부터 멀리 떨어져 있는 한계 가스전의 활용이 가능하다는 이점들이 있다.

### 1.1.1 Liquefaction Process

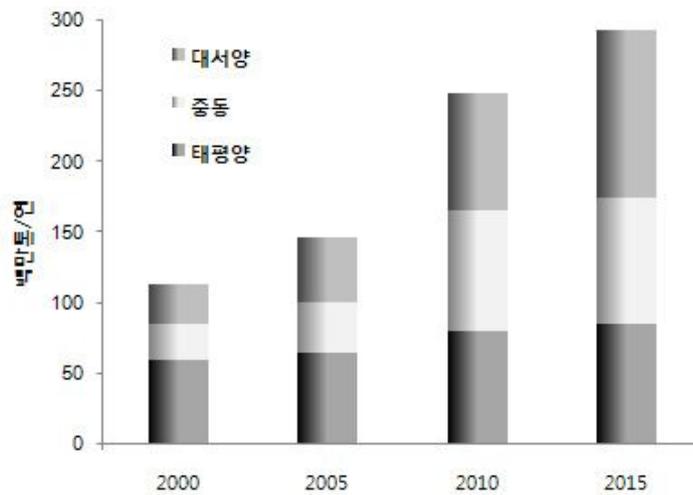
액화 공정은 크게 가스전에서 가스를 추출해 내는 추출 공정, 산성 가스 제거, 수은과 수분 제거, 중질의 가스를 제거하는 진처리 공정, 액화 공정, 저장 공정과 같이 4가지 공정으로 구성된다.

여기서 가장 핵심 기술인 액화 공정은 냉동장치를 이용하여 정제된 천연가스를  $-162^{\circ}\text{C}$ 이하로 냉각 시켜 액화 시키는 기술을 말하며, 본 연구에서는 이 액화 공정에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 액화 시키면서 생성된 플레쉬 가스는 압축기를 구동하기 위한 가스터빈의 연료 또는 재 액화에 이용되며, 저장탱크에서 생기는 BOG 또한 배의 연료로 사용하거나 재 액화에 이용된다.



### 1.1.2 Trend of LNG Market

천연가스 수송 방식의 한 방식인 LNG는 점증하는 천연가스 수요와 함께 PNG 방식으로 접근이 용이 하지 않거나 에너지 다변화 정책에 따라 일부 국가들도 도입되기 시작했다. 또한 LNG는 천연가스를 액화하는 공정상 특성으로 인해 고비용의 액화설비와 특수하게 제작된 수송선, 저장탱크, 기화설비 등이 필요하게 된다. 최근 원자재 가격 상승과 전문 인력 부족 등으로 LNG 부문 투자비가 급격히 상승하고 있지만, 일반적으로 연간 4백만톤 정도를 생산하여 해당 소비처까지 수송하는 체인상의 투자비는 50~100억 달러 정도가 소요되는 것으로 알려지고 있다. 이러한 이유로 인해 2007년 세계적으로 거래된 천연가스는 천연가스 소비량 2922BCM (Billion Cubic Meter)의 26.6%인 776BCM으로 이중 22.9%인 226BCM이 LNG 형태로 거래되어 세계 LNG 소비량의 7.7% 만을 충족시키는데 그쳤다. 하지만 2007년이후 기존 생산국 이외에 적도기니와 노르웨이가 LNG 생산을 개시함에 따라 15개국이 LNG를 생산하고 있으며, 약 20개국이 171만 톤의 LNG를 도입하였으며, PNG에 대한 접근이 용이하지 않은 동아시아 3개국(일본, 한국, 대만)을 중심으로 한 아시아 지역이 전체 도입의 66%를 차지하고 있으며, 이중 중동과 태평양 지역으로 부터의 공급이 65%를 차지하고 있다. 향후 카타르와 같은 중동의 스윙 생산지들의 등장과 북미 지역과 같은 LNG 공급지들의 등장은 LNG 생산지들을 중심으로 한 재정거래 및 단기 거래의 활성화를 촉진함으로써 LNG 시장의



**Fig. 1.1 Prospect of LNG supply**

글로벌화를 진전 시킬 것으로 정망되고 있다. 세계 LNG 공급 능력전망을 Fig. 1.1 에 나타내었다. Wood Mackenzie에 따르면 현재가동 중이거나 건설 중인 LNG 공급 프로젝트들의 공급 능력은 2007년 177백만 톤에서 2012년 2억7천육백만 톤으로 1억 톤 가량 급속하게 증가할 전망이다, 3개 지역(태평양, 중동, 대서양)이 각각 1/3정도씩 공급 능력을 갖추게 될 전망이다. 태평양 지역에서는 2008년 이후로 새로운 액화 플랜트들이 가동되고 있으며, 대형프로젝트들의 건설에 따라 공급능력이 30%이상 증가할 전망이다, 대서양 지역 또한, 이집트, 적도기니, 노르웨이 등 신규 LNG 생산국이 등장하면서 꾸준히 공급능력이 증가하고 있다.

### 1.1.3 Trend of LNG Plant Market

현재 고부가 가치 산업으로써 각광받고 있는 LNG 플랜트 산업에서 가장 핵심 기술인 액화 공정 기술을 보유하고 있는 몇몇의 선진 업체들이 독점하여, 시장 카르텔을 형성하여 후발 업체의 시장 진입이 어려운 상황이다. LNG 플랜트 시장은 일본과 미국이 97%정도를 차지하고 있으며, Bechtel사는 Phillips사와, Chiyoda 화공은 Shell사와, JGC와 KBR사는 APCI사와 카르텔을 형성하여 플랜트 시장을 독점하고 있다는 것을 알 수 있다. 특허에서 미국이 대부분인 80%를 차지하고 있으며, 우리나라도 1.1% 차지하고 있는 것을 알 수 있지만, 이는 아주 낮은 경쟁력을 나타낸다. 특허 동향을 살펴본 결과로 미국은 액화공정 기술에 주력하고 있으며, 일본과 프랑스는 전처리 공정에, 한국과 독일은 저장기술에 주력하고 있는 것을 알 수 있다. 또한, 미국은 미국 내 특허의 65%, 유럽 내 특허의 40%, 한국 내 특허의 20%를 차지하고 있으며, 이중 APCI사의 특허 점유율이 가장 높게 나타났다.

## 1.2 종래 연구 및 국내외 연구동향

LNG FPSO는 원거리 해안에 있는 가스전을 개발하여 해상에서 LNG를 생산, 저장 및 출하할 수 있는 플랜트로 조선소에서 건조 후 해상 가스전이 있는 현지로 이동 설치하고, 가스전의 생산이 끝나면 다른 가스전으로 이동하여 재사용 가능하며, 육상 LNG 액화플랜트로 개발해 온 대형 가스전 보다는 중규모 가스전 개발에 적합하다.

Fig. 1.2에 나타낸 LNG FPSO는 선체부(Hull)에는 LNG, LPG, 부탄, 컨덴세이트(Condensate) 등의 생산물을 저장하는 저장시설(Storage Tank)이 설치되며, 선상부(Topside)에는 천연가스 전처리, 액화, 출하설비, 발전설비 및 유틸리티 설비가 설치되어 있는 플랜트이며, 제한된 면적과 높이, 육상과 해상조건을 반영한 안전설계와 선체요동(Ship Motion)에 대응하는 기술을 적용해야 하는 고난이도의 종합플랜트이다.

이러한 이유로, 기존의 LNG 액화 플랜트 세계시장을 선점하고 있는 액화공정 라이선스사에서도 LNG FPSO에 적합한 공정을 명확히 제시하지 못하고 있으며, LNG FPSO 도입기인 현재, 안전에 유리한 N<sub>2</sub> 사이클을 기반으로 한 액화공정이 제시되었으나, 경제성과 직결되는 용량과 효율에 문제가 있어 혼합냉매(Mixed Refrigerant)를 적용한 초저온 액화공정을 중심으로 연구개발이 활발하다.

기발주 된 Flex LNG, SBM Offshore, Shell Project등의 LNG FPSO를 이미

국내의 조선사에서 수주하였으나, 선상부의 액화공정, 기본설계 등의 독자기술이 없는 관계로 해외 선진사에 종속되어 있는 실정이다.



Fig. 1.2 Composition of LNG- FPSO

### 1.3 연구 목표

이러한 고부가 가치 사업인 LNG 플랜트 시장에 진입을 하기 위해서는 독자적인 액화공정 라이선스와 EPC (Engineering Procurement and Construction) 기술 개발이 요구된다. 본 연구에서는 LNG 플랜트 시장 진입을 위한 액화 공정 기술 개발의 기초 자료를 제공하고자 액화 공정 사이클중 하나인 Cascade 공정에 여러 가지 변형방법을 적용하여 이에 따른 성능 특성을 밝히는데 목적이 있다.



## 제 2 장 시뮬레이션을 위한 이론적 고찰

### 2.1 시뮬레이션에 사용된 상태방정식

천연가스는 메탄, 에탄, 프로판, 부탄 등과 같이 여러 가지 성분들이 혼합되어 있기 때문에 혼합물에 대한 상평형을 계산하기 위하여 각 성분간의 상호작용에 대한 관계가 포함되어있는 Peng-Robinson 식(2.1), (2.2)를 사용하였으며, 혼합물의 엔탈피와 엔트로피를 계산하기 위해서 Lee-Kesler-Plocker 식(2.3)을 사용하였다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \quad (2.1)$$

$$a = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$$

$$b = \sum_{i=1}^N x_i b_i$$

위 식은 (2.2)와 같이 다시 나타낼 수 있다.

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0 \quad (2.2)$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad B = \frac{bP}{RT}$$

$Z$ 는 압축계수이며,  $A$ 와  $B$ 는 기체의 상태와 관련되는 계수들이다.

LKP 식은 극성을 띠지 않는 혼합물에 관련되어 사용될 수 있는 식이며, 혼합물에서의 엔탈피와 엔트로피를 계산할 수 있는 식이다.

$$Z = Z^{(0)} + \frac{w}{w^{(r)}}(Z^{(r)} - Z^{(0)}) \quad (2.3)$$



## 2.2 사이클에 사용된 냉매들과 천연가스 물성 데이터

LNG 액화사이클에 사용되는 대표적인 냉매들의 적용가능 온도 범위와 물성치 값을 Fig. 2.1과 Table 2.1에 나타내었다.

Fig. 2.2는 천연가스의 T-s선도이며, 등압선을 통해 각 압력별 천연가스의 응축과정을 확인할 수 있다.

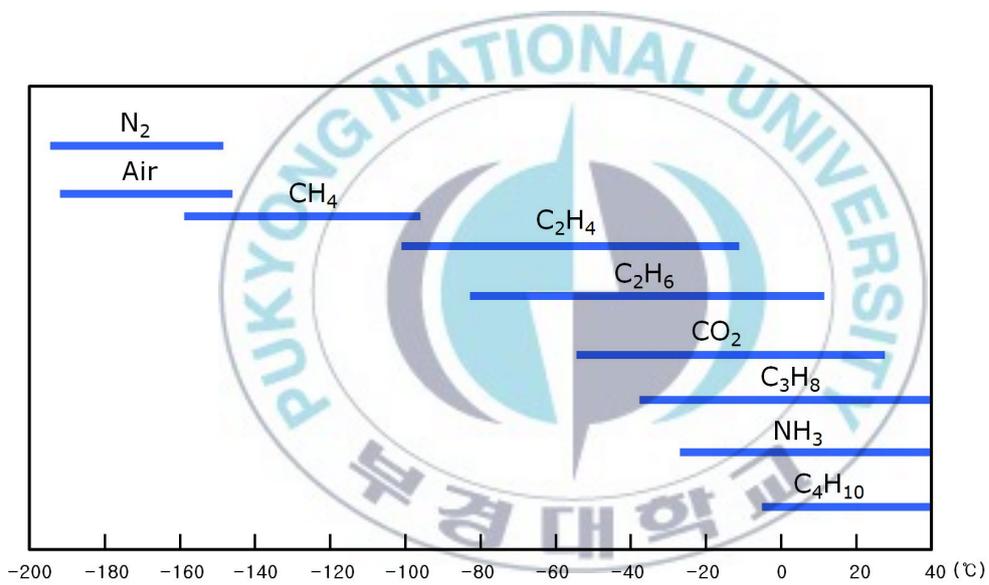
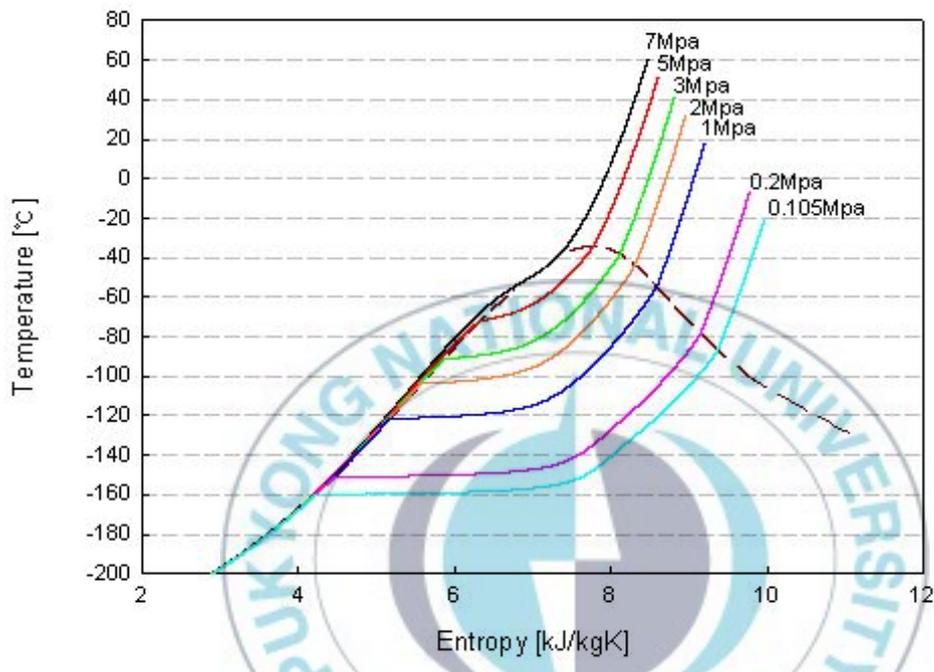


Fig. 2.1 Usable refrigerants on variation temperature

**Table. 2.1 Properties of refrigerants**

Properties		Normal boiling point [ °C ]	Critical temperature [ °C ]	Critical pressure [ KPa ]	Freezing point [ °C ]
Refrigerants	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	-41.89	96.83	4,248	-187.53
	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	-88.45	32.32	4,872	-182.65
	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	-103.7	9.3	5114	-169
	CH <sub>4</sub>	-161.34	-82.44	4,599	-182.31
	CO <sub>2</sub>	-78.33	31.21	7,383	-56.42
	N <sub>2</sub> O	-89.5	36.5	7221	-102
	N <sub>2</sub>	-195.7	-146.8	3,400	-209.8



**Fig. 2.2 T-s diagram of Natural gas**

## 제 3 장 시뮬레이션

### 3.1 시뮬레이션 가정 조건 및 천연가스 조성비

시뮬레이션 가정 조건은 Table. 3.1에 나타내었다. 또한, Feed gas는 전처리 공정을 거친 천연가스로 가정하였으며, 실제 나이지리아 가스전에서 생산되는 천연가스, 5000kPa, 32°C의 조성비를 사용하였다. 조성비는 Table. 3.2에 나타내었다.

Table. 3.1 Assumed condition

Feed gas mass flow rate	[kg/s]	158.5
Liquefaction ratio	[%]	92
Liquefaction temperature	[°C]	-157.9
Air cooler outlet temperature	[°C]	40
Evaporator pressure drop	[kPa]	50
Air cooler pressure drop	[kPa]	25

Table. 3.2 Composition of Feed gas

Composition	Mole fraction [%]
Nitrogen	0.007
Methane	0.820
Ethane	0.112
Propane	0.040
i-Butane	0.012
n-Butane	0.009
Total	1

### 3.2 대표적인 기존 액화 사이클 시뮬레이션

#### 3.2.1 Cascade 액화 사이클

본 연구에서는 액화 공정 플랜트에서 시초라고 할 수 있는 케스케이드 공정에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 3.1은 기본 케스케이드 공정의 공정도를 나타낸 것이다. 이 공정은 세 가지 순수 냉매 (메탄, 에탄 혹은 에틸렌, 프로판)을 이용하며, 각 사이클의 냉각기는 공냉식 냉각기를 사용하여 고온 고압의 냉매를 약 40℃까지 냉각시키고 프로판 증발기가 에틸렌의 응축기 역할을, 에틸렌 증발기가 메탄의 응축기 역할을 한다. 각각의 LNG Exchanger (주 열교환기)에서 단계적으로 프로판 사이클에서 약 -40℃까지, 에탄 혹은 에틸렌 사이클에서 약 -95℃까지, 최종 메탄 사이클에서 천연가스를 약 -160℃까지 냉각시켜 액화시키는 공정이다.

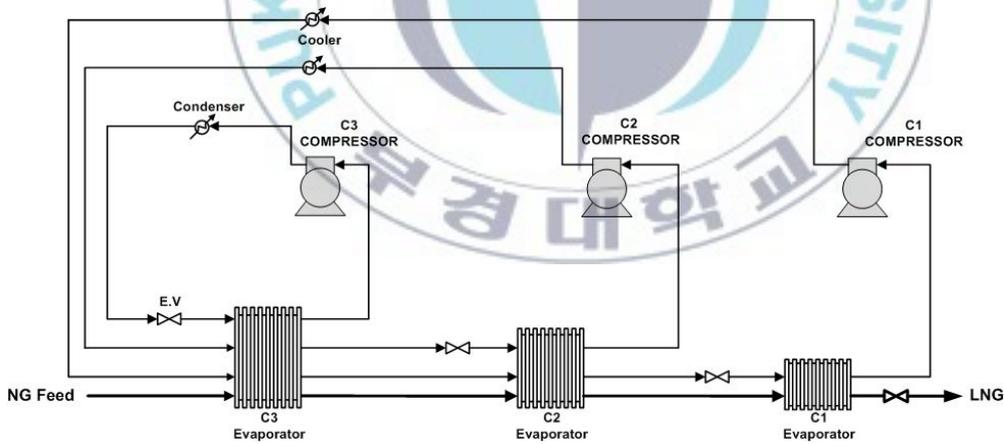
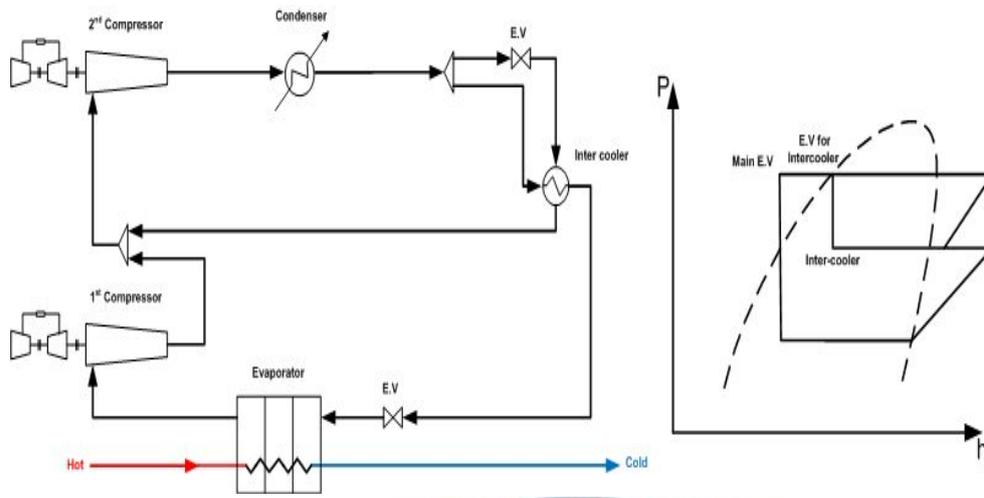


Fig. 3.1 Schematic diagram of basic single stage cascade cycle

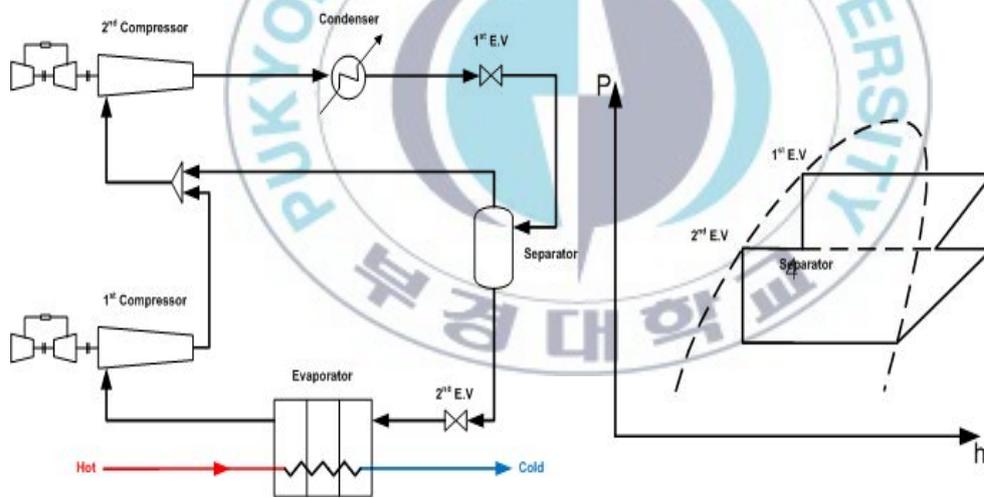
### 3.2.2 Basic Concept of Research

본 연구에서는 기본 케스케이드 공정에 다단 압축방식을 적용하여 기존 사이클을 시뮬레이션 하였다. 다단 압축 방식에는 2단 압축 1단 팽창방식과 2단 압축 2단 팽창방식이 있다. Fig. 3.2와 3.3에 2단 압축방식의 기본 개념도를 나타내었다. 2단 압축 1단 팽창의 경우 중간 냉각기가 있어 응축기를 통과한 액상의 냉매 일부를 바이패스 시켜 주 냉매를 과냉각 시킨다. 중간 냉각기에서 주 냉매를 과냉각 시키고 증발한 저온저압의 기 냉매는 1단 압축기 토출 gas와 혼합되어 2단 압축기로 유입되고 과열압축을 방지한다. 과냉각으로 인해 증발기로 유입되는 팽창밸브 출구 측의 건도가 감소하게 되어 냉동효과가 증가한다. 2단 압축 2단 팽창의 경우는 2기의 팽창 밸브를 사용하며, 1단 팽창후의 저온저압의 기 냉매는 1단 압축기 토출 gas와 혼합되어 2단 압축기로 유입되고 과열압축을 방지한다. 1단 팽창 밸브를 지난 주냉매는 다시 2단 팽창 밸브에서 팽창되어 증발기로 유입된다. 이 또한 냉매를 나누어 2단으로 팽창시킴으로써 팽창밸브 출구 냉매의 건도가 감소하게 되어 냉동효과가 증가하게 된다.

본 연구에서는 프로판 사이클과 에틸렌 사이클에서는 4단 압축 3단 팽창 방식, 메탄 사이클에서는 5단 압축 4단 팽창 방식을 적용하여 중간 냉각기 역할을 하는 인터쿨러를 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.



**Fig. 3.2 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression direct expansion**



**Fig. 3.3 Schematic and P-h diagram of 2 stage compression 2 stage expansion**

Fig. 3.4에 케스케이드 4-4-5단 사이클의 개략도를 나타내었다.

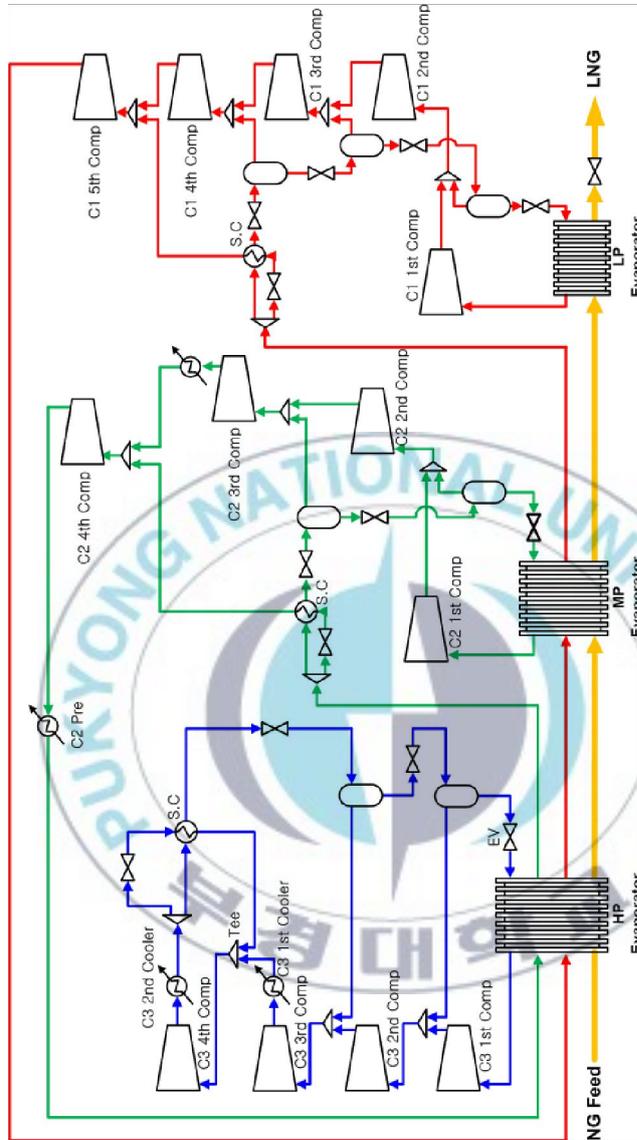
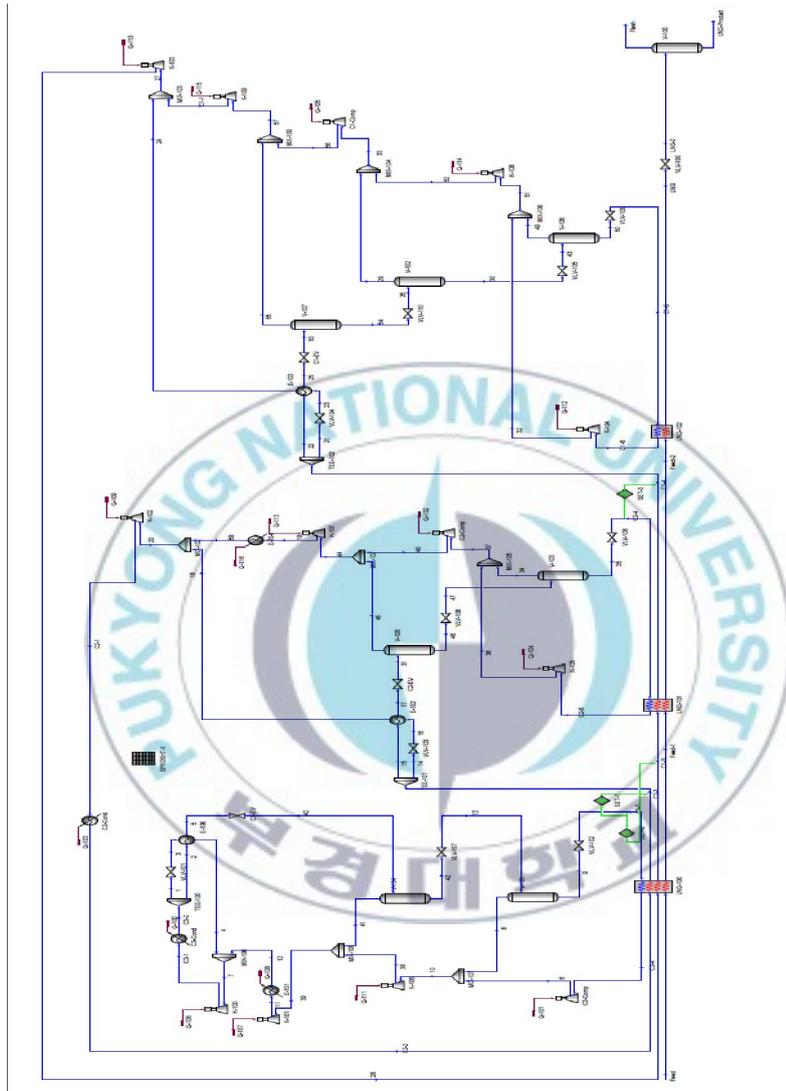


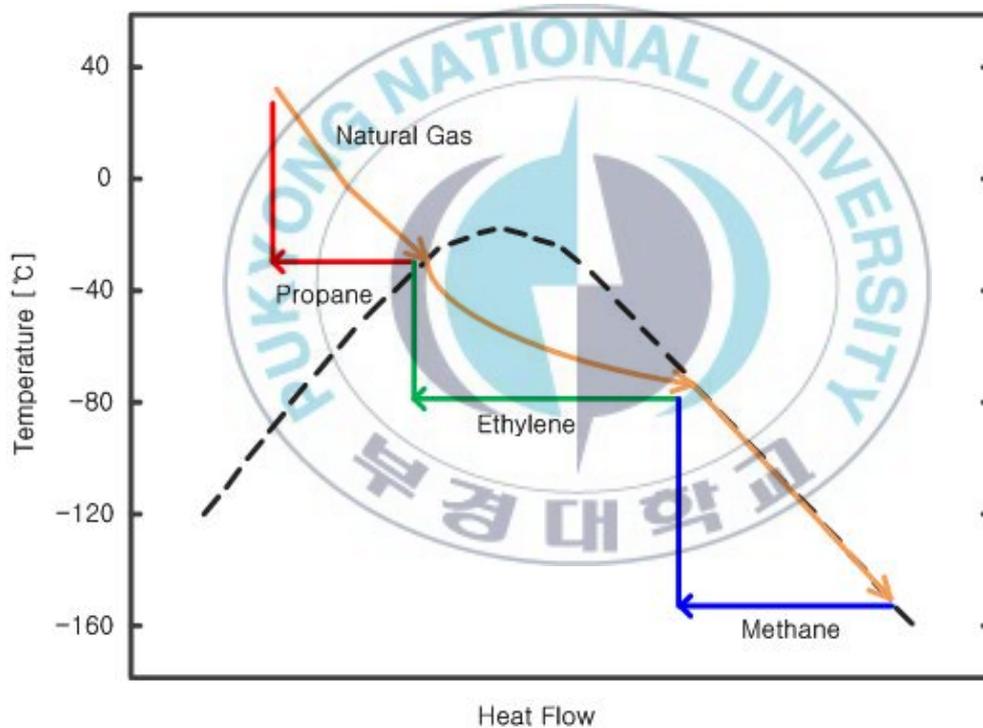
Fig. 3.4 Cascade 4-4-5 stage cycle

Fig. 3.5는 Hysys를 이용하여 시뮬레이션을 완성한 Cascade 4-4-5 사이클의 화면을 캡처한 것이다.



**Fig. 3.5 Cascade 4-4-5 stage cycle using HYSYS**

Fig. 3.6은 케스케이드 4-4-5단 사이클의 천연가스와 냉매간의 온도와 열유속 관계를 나타낸 그림이다. 3가지의 순수냉매를 사용하여 3개의 열교환기에서 열교환이 이루어진다. 냉매의 잠열만을 이용하기 때문에 냉각되는 천연가스와 냉매와의 온도차이가 커지게 되고 열역학적으로 천연가스와 냉매사이의 면적은 열손실으로 작용하게 된다.



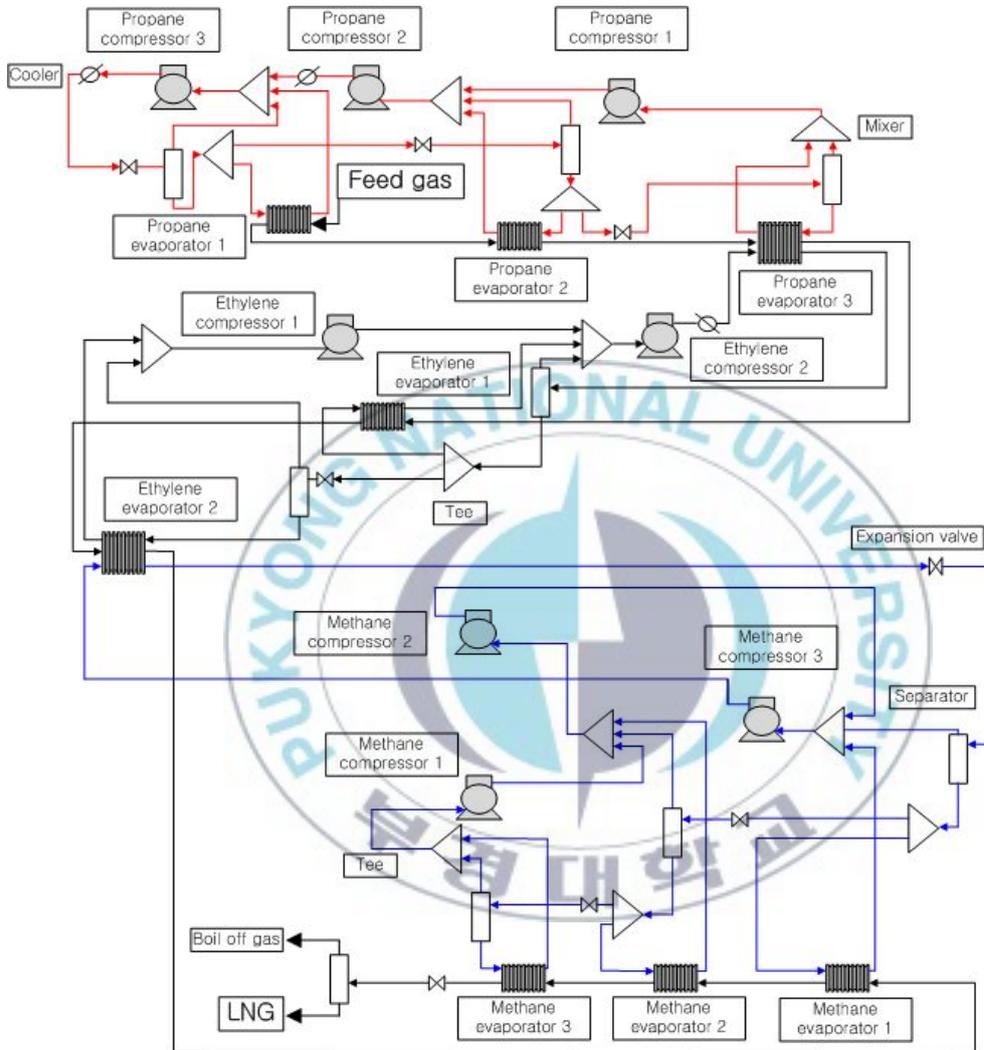
**Fig. 3.6 Temp-Heat flow diagram on cascade 4-4-5 stage cycle**

### 3.2.3 Optimized cascade 액화 사이클

Optimized cascade 액화 사이클은 세 가지 순수 냉매 (메탄, 에탄 혹은 에틸렌, 프로판)을 사용한다는 점에서 기본 케스케이드 공정과 매우 흡사 하다. Fig. 3.4와 같이 기본 케스케이드 사이클은 각 냉매의 열교환기 하나에 다단 압축 다단 팽창을 하는 방식이지만 Optimized cascade 액화 사이클은 각 냉매별 열교환기의 개수를 늘려 즉, 천연가스가 냉각되는 온도 구간을 세분화하여 열손실을 줄이는 방식이라고 할 수 있다. 본 연구에서는 프로판 열교환기 3개, 에틸렌 열교환기 3개, 메탄 열교환기 3개로 나누어 각각의 온도 범위 내에서 세분화 하였다. 현재 순수냉매만을 사용하여 천연가스를 액화 시키는 사이클 중 가장 많이 사용되고 있으며 효율도 높은 편인 사이클이다.

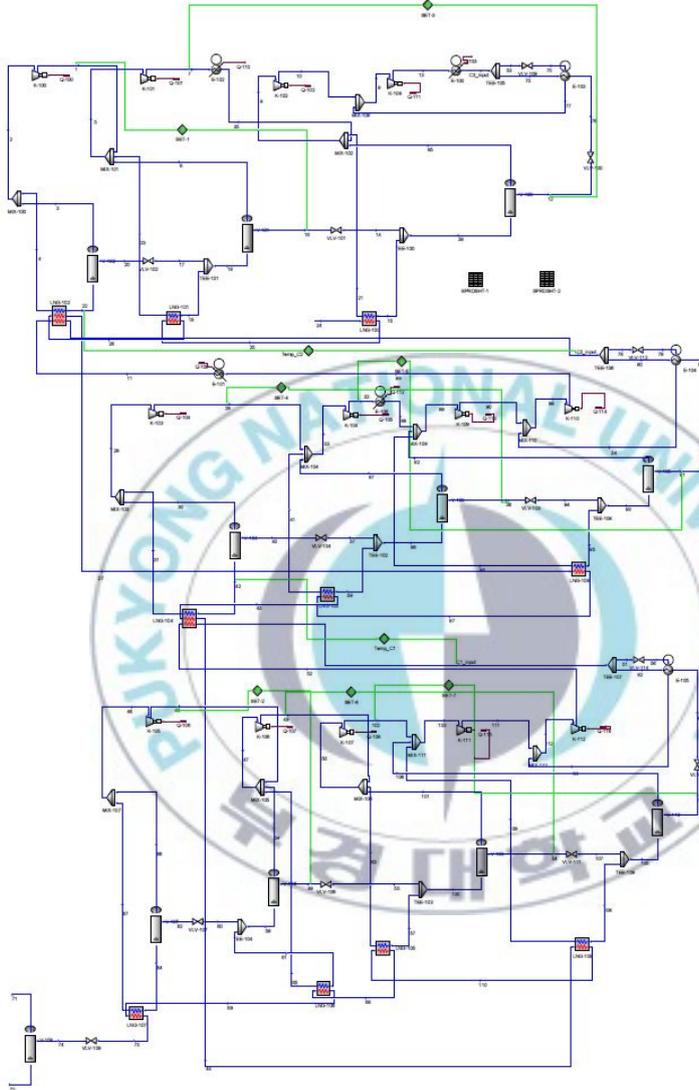


Fig. 3.7에 Optimized cascade 3-3-3 stage cycle의 개략도를 나타내었다.



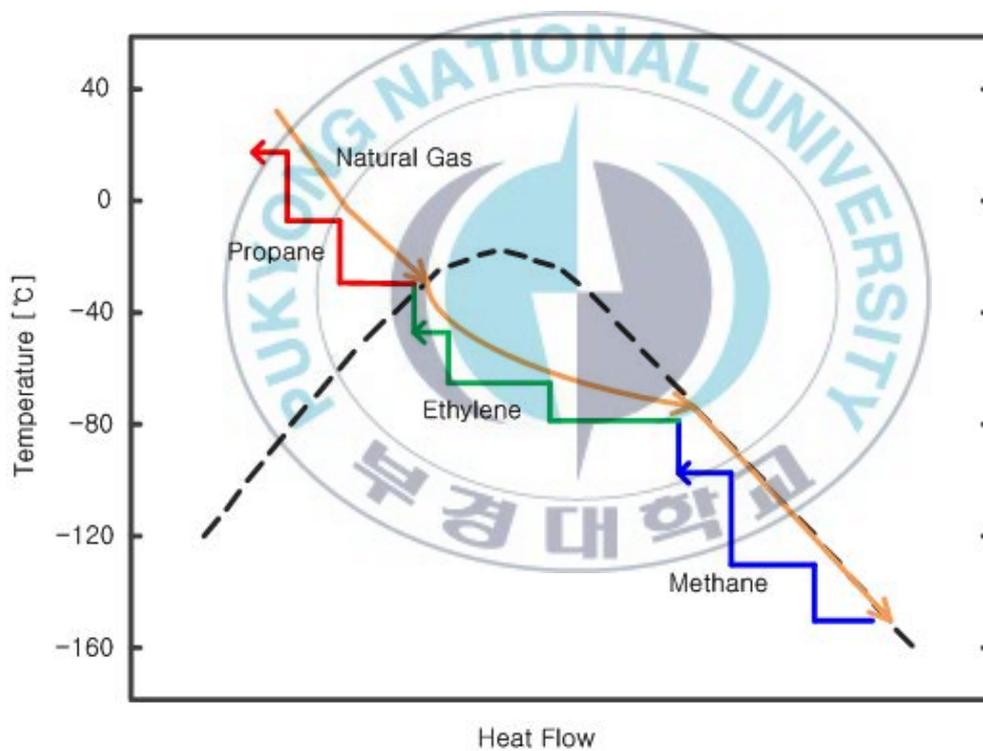
**Fig. 3.7 Optimized cascade 3-3-3 stage cycle**

Fig. 3.8은 Hysys를 이용하여 시뮬레이션을 완성한 Optimized cascade 3-3-3 단 사이클의 화면을 캡처한 것이다.



**Fig. 3.8. Optimized cascade 3-3-3 stage cycle using HYSYS**

Fig. 3.9는 Optimized cascade 3-3-3단 사이클의 천연가스와 냉매의 온도와 열 유속의 관계를 나타낸 그림이다. 기본 캐스케이드 공정에 비해 냉각되는 천연가스와 냉매사이의 온도 차이가 작으므로 열역학적으로 열손실이 더 작을 것으로 예상된다.



**Fig. 3.9 Temp-Heat flow diagram on optimized cascade 3-3-3 stage cycle**

### 3.3 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클 시뮬레이션

Fig. 3.10과 같이 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클은 3개의 순수냉매와 3개의 열교환기를 사용하는 점에서 기본 캐스케이드 사이클과 흡사하다. 하지만 중간온도 구간을 담당하던 에틸렌 대신 새로운 냉매 N<sub>2</sub>O를 사용하였으며 최저단 부분을 메탄이 아닌 질소가스를 사용하여 현열변화로써 열교환을 할 수 있도록 설계하였다. 질소가스의 현열변화는 냉각되는 천연가스와의 온도차를 줄이므로써 열역학적 열손실을 줄일 수 있으나 냉매량이 증가 할 수 있는 단점이 있다.

본연구에서는 Optimized cascade 액화 사이클과의 특성비교를 위해 압축단수를 각 냉매별 3-3-3 단으로 구성하였다. 개략도를 Fig. 3.11에 나타내었다.

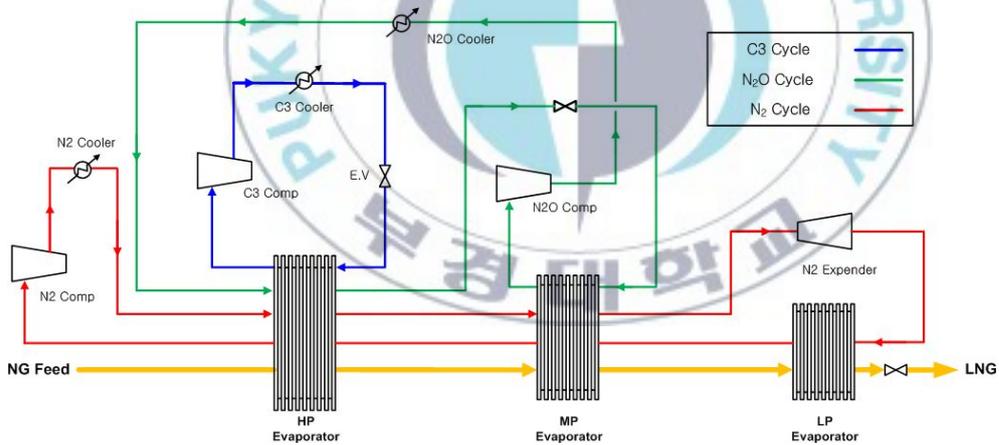


Fig. 3.10 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> basic cycle

Fig. 3.11에  $C_3H_8-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클의 개략도를 나타내었다.

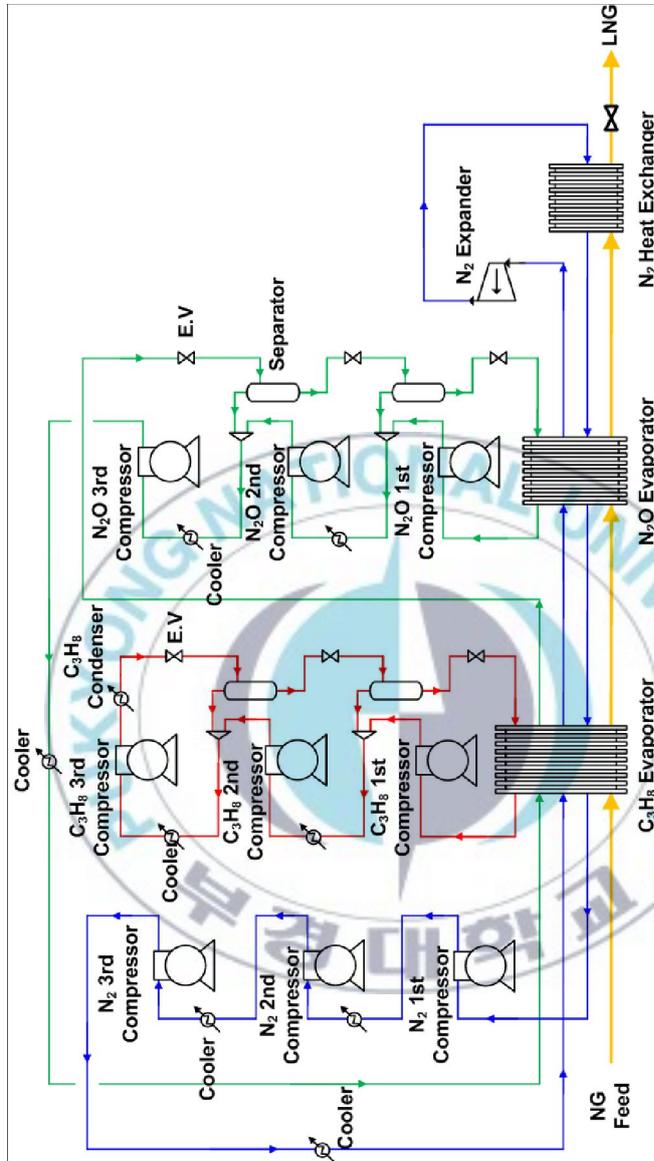
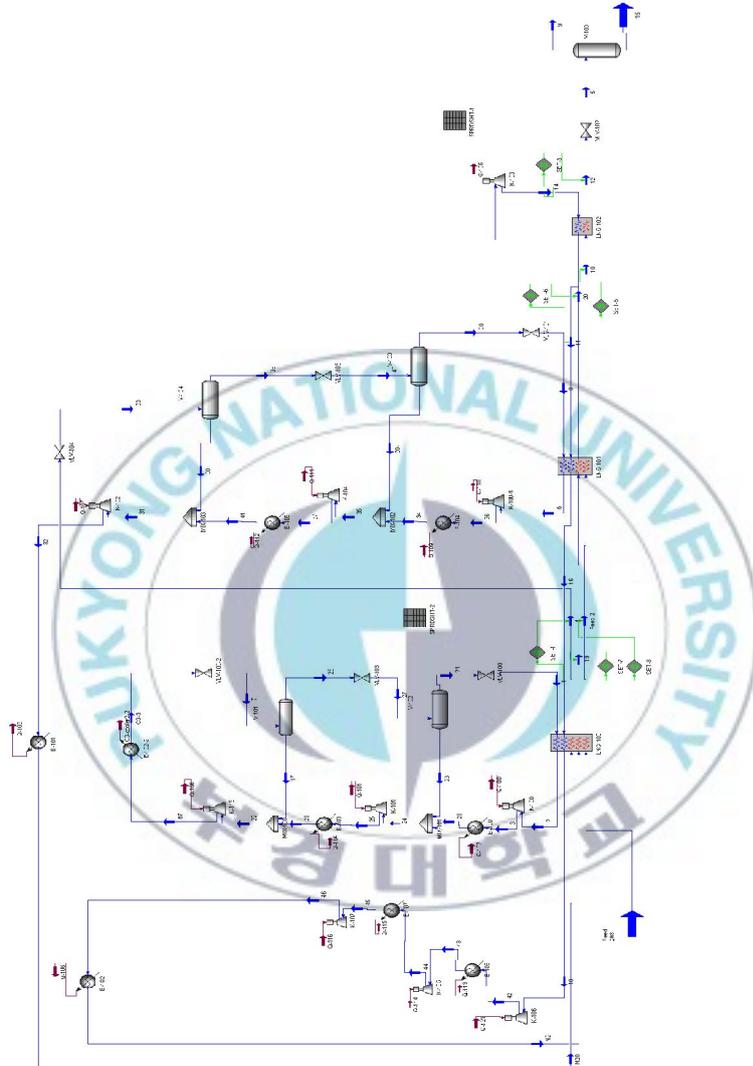


Fig. 3.11  $C_3H_8-N_2O-N_2$  cycle(3-3-3)

Fig. 3.12는 Hysys를 이용하여 시뮬레이션을 완성한  $C_3H_8-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클의 화면을 캡처한 것이다.



**Fig. 3.12  $C_3H_8-N_2O-N_2$  cycle(3-3-3) using HYSYS**

### 3.4 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클 시뮬레이션

Fig. 3.13과 같이 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클은 3개의 순수냉매와 3개의 열교환기를 사용하는 점에서 기본 캐스케이드 사이클과 흡사하다. 하지만 프로판 대신 이산화탄소를 사용하였으며 중간온도 구간을 담당하던 에틸렌 대신 새로운 냉매 N<sub>2</sub>O를 사용하였다. 최저단 부분을 메탄이 아닌 질소가스를 사용하여 현열변화로써 열교환을 할 수 있도록 설계하였다. 질소가스의 현열변화는 냉각되는 천연가스와의 온도차를 줄임으로써 열역학적 열손실을 줄일 수 있으나 냉매량이 증가 할 수 있는 단점이 있다. 이 사이클은 세가지 냉매모두 불활성 냉매로서 안정성과 사이클의 단순함으로 최근 각광을 받고 있는 LNG 해상 플랜트에 적용 가능할 것으로 생각된다.

본연구에서는 Optimized cascade 액화 사이클과의 특성비교를 위해 압축단수를 각 냉매별 3-3-3 단으로 구성하였다. 개략도를 Fig. 3.11에 나타내었다.

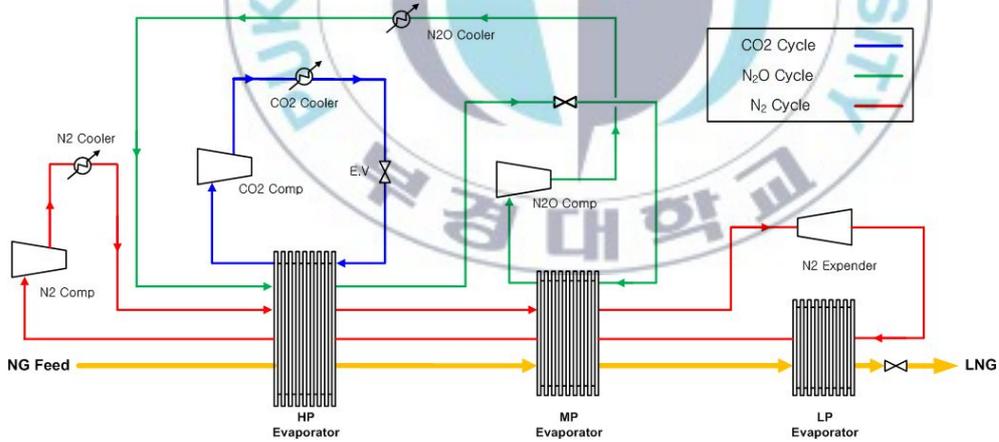
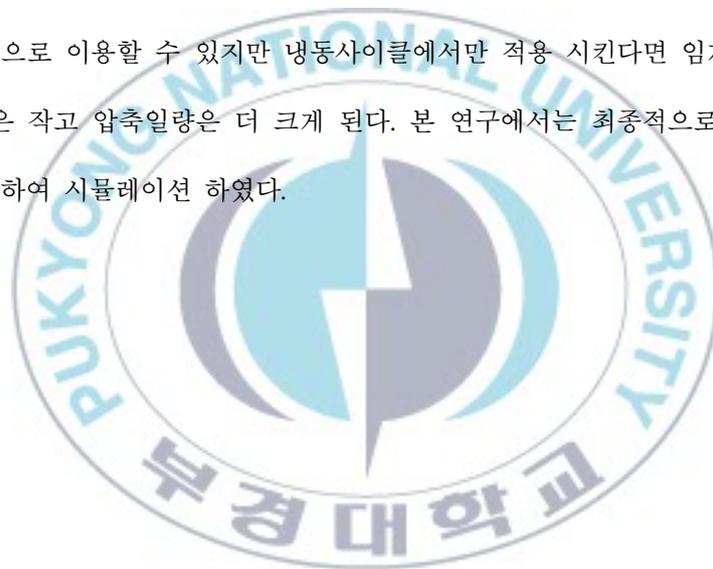
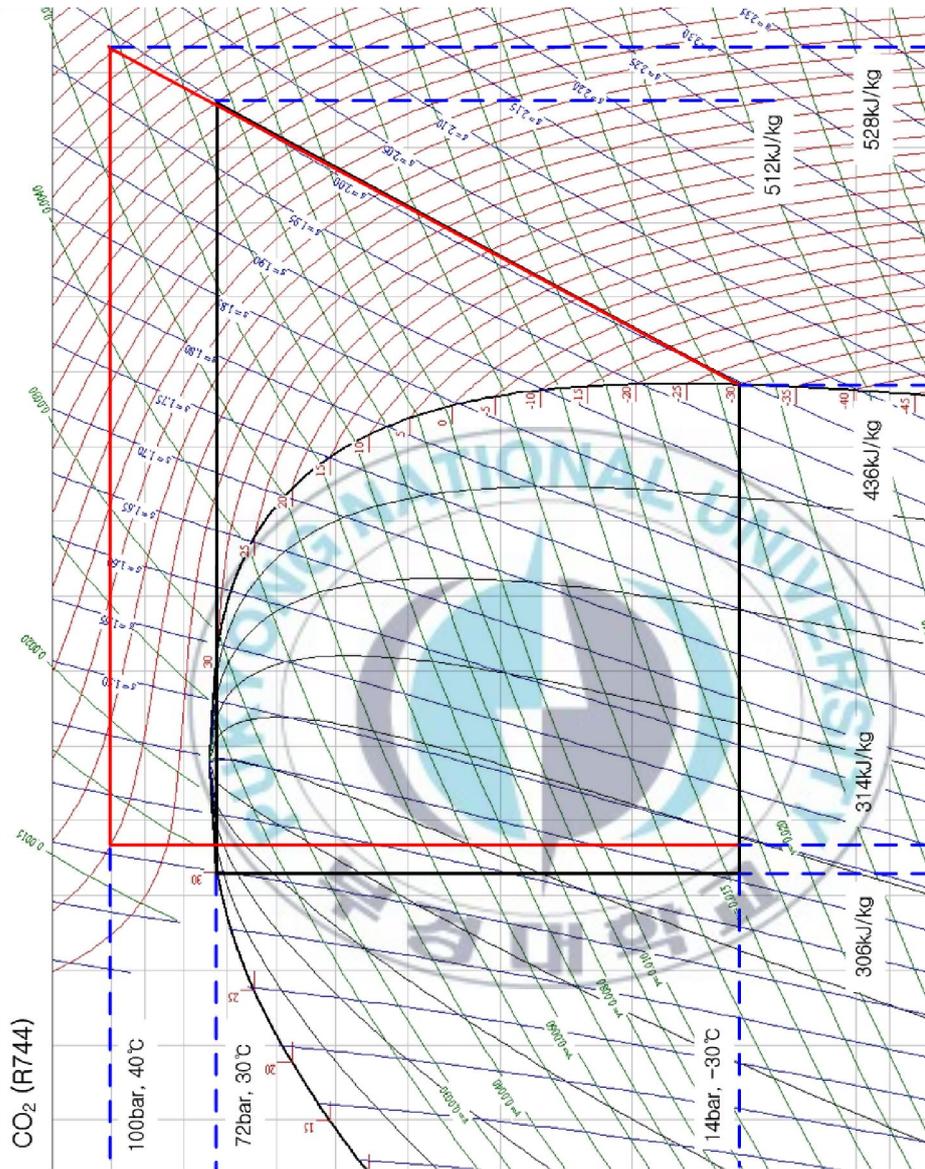


Fig. 3.13 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> basic cycle

시뮬레이션 기본조건에서 각 사이클의 응축온도는 Ai-cooler를 사용한다는 가정하에 40℃로 정하였다. 하지만 CO<sub>2</sub>냉매의 물성 특성상 외기온도가 40℃일 경우 초임계 상태로 들어가게 된다. 하지만 시뮬레이션 프로그램으로 사용한 HYSYS에서의 Peng-Robinson 상관식은 임계상태에서만 적용 가능하여 정확한 CO<sub>2</sub>냉매의 상태값을 구할 수 없었다. 하지만 해상플랜트에 적용한다면 해수를 이용하여 CO<sub>2</sub>를 응축시킬 수 있다. 해수를 이용한다고 가정하여 응축온도 30℃로 정하고 사이클을 형성시켜 보았다. Fig. 3.14은 응축온도 40℃와 30℃ 두 가지의 경우를 선도 상에 작도해본 것이다. CO<sub>2</sub> 냉매를 히트펌프 사이클에 이용하게 되면 초임계 사이클에서의 높은 온도를 열원으로 이용할 수 있지만 냉동사이클에서만 적용 시킨다면 임계사이클보다 냉동능력은 작고 압축일량은 더 크게 된다. 본 연구에서는 최종적으로 응축온도 30℃로 가정하여 시뮬레이션 하였다.





**Fig. 3.14 CO<sub>2</sub> cycle on P-h diagram**

Fig. 3.15에 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3단 사이클의 개략도를 나타내었다.

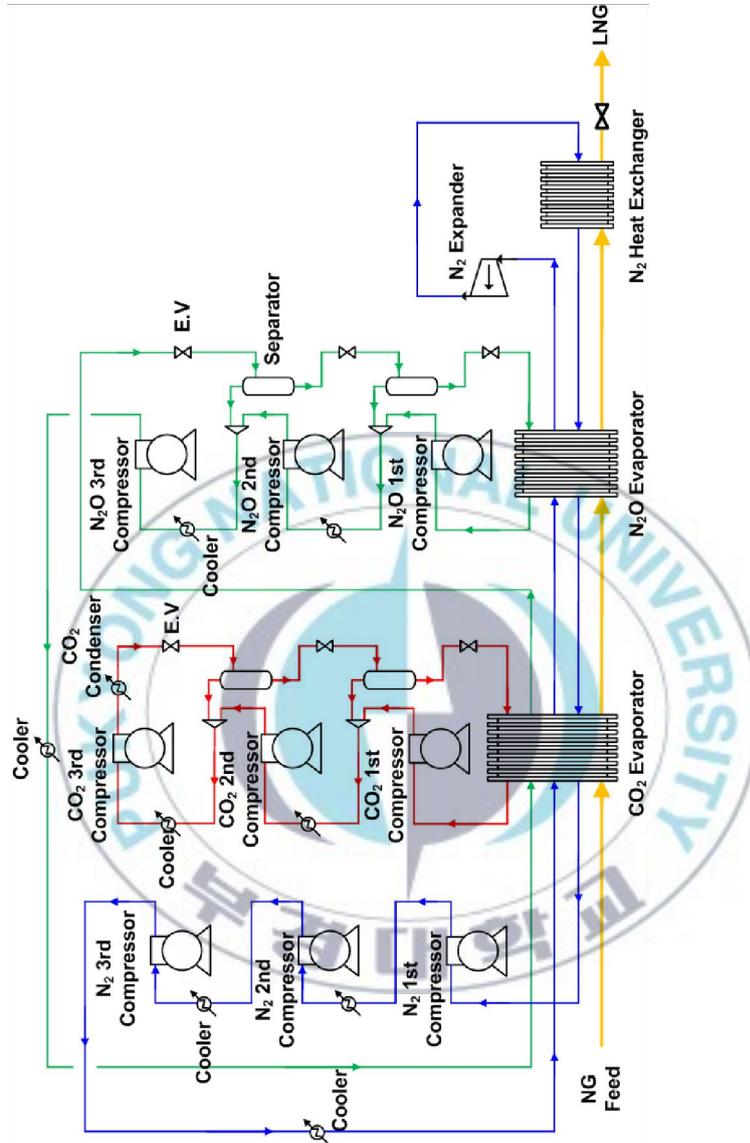
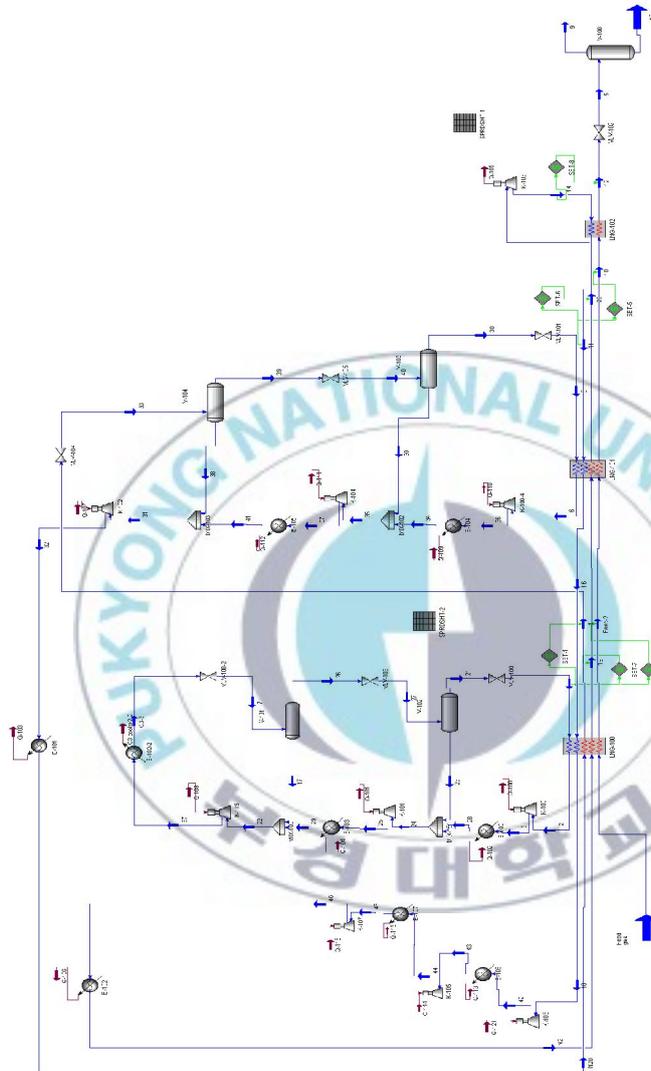


Fig. 3.15 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3)

Fig. 3.16은 Hysys를 이용하여 시뮬레이션을 완성한 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3단 사이클의 화면을 캡처한 것이다.



**Fig. 3.16 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> cycle(3-3-3) using HYSYS**

### 3.5 다단 압축 다단 팽창 사이클 압축비 선정

고저단 압축기의 압축비는 일반적으로 서로 같게 하고 있다. 이렇게 압축비를 선택할 경우 고저단측 냉매 순환량에 큰 차이가 없기 때문에 장치의 성적계수도 대략 최대치를 얻을 수 있게 된다.

따라서 중간압력은  $P_m$ 은 일반적으로 아래와 같이 계산한다.

$$P_m = \sqrt{P_H \cdot P_L} \quad (3-1)$$

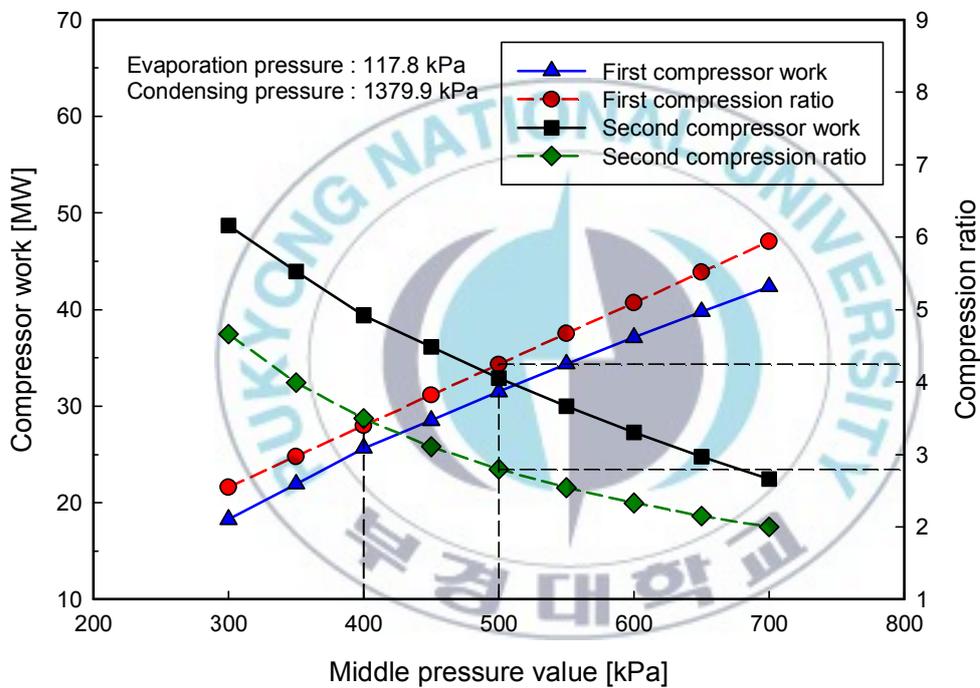
하지만 실제 프로판 사이클에 위의 식을 이용하여 중간압력을 계산하여 시뮬레이션한 결과 아래의 그래프와 같은 결과를 보여주었다.

Fig. 3.17에 중간압력 변화에 따른 프로판 사이클에서의 각 단의 압축비와 압축일량의 관계를 나타내었다.

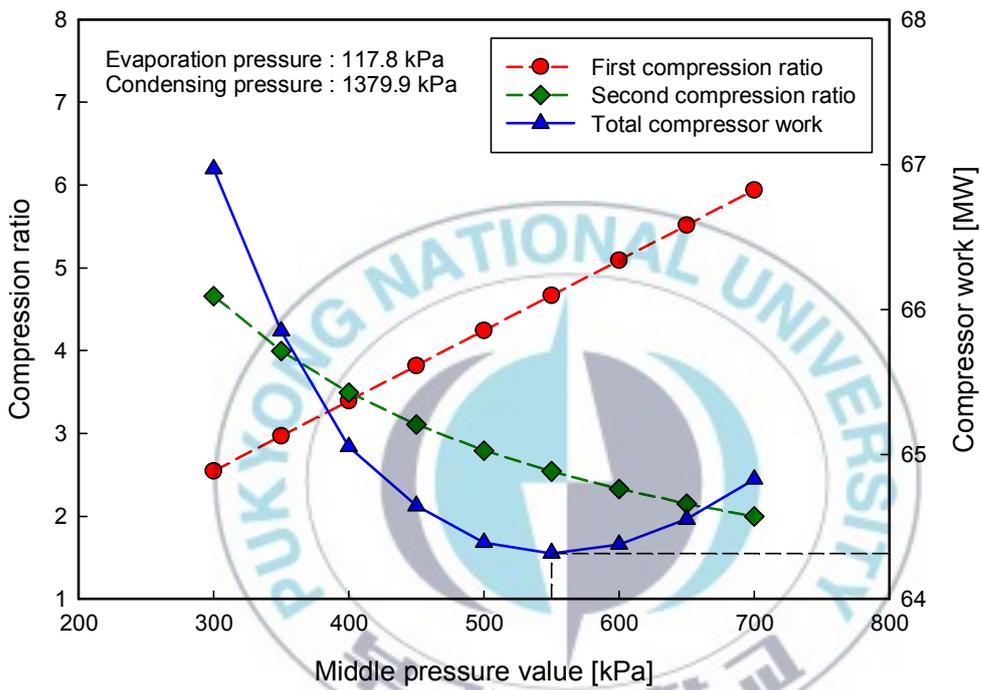
식 3-1으로 프로판 사이클의 이론적인 중간압력을 계산하면 증발압은 117.8kPa이고 응축압은 1379.9kPa이므로 대략 400kPa이다. 하지만 500kPa일 때 고단측과 저단측의 압축일량이 같아 지는 것을 알 수있다. 이때의 압축비는 저단측이 4.3 고단측이 2.8이다.

저단측의 압축비가 고단측보다 크지만 압축일량이 동일하다는 것은 고단측의 압축비가 높아 질수록 일량이 커진다는 것을 나타낸다. 즉, 가장 효율적인 압축비는 냉매의 비열비와 같은 물성 특성에 따라 틀리며 저단측의 압축비가 고단측보다 커야 한다는 것을 의미한다.

Fig. 3.18은 중간압력 변화에 따른 프로판 사이클에서의 압축일량을 나타낸 그래프이다. 이론적인 중간압력인 400kPa일 때의 프로판 사이클의 전체 압축 일량보다 550kPa일 때의 압축일량이 작다는 것을 알 수 있다. 이때의 압축비는 저단은 4.8 고단은 2.5 인 것을 알 수 있다.



**Fig. 3.17 Comparison of compressor work and compression ratio on variation of middle pressure**



**Fig. 3.18 Compressor work and compression ratio on variation of middle pressure in propane cycle**

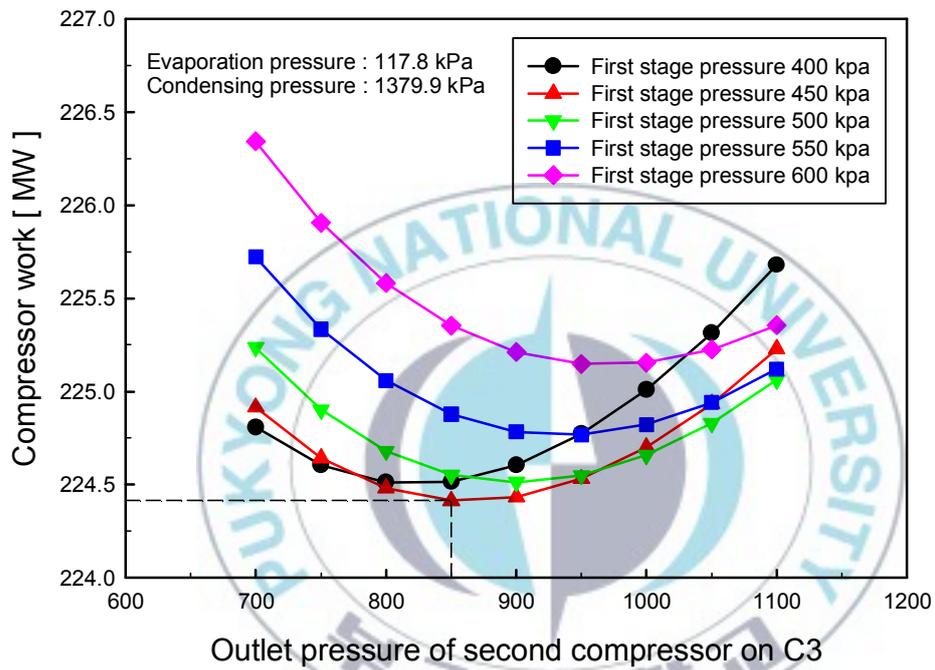
## 제 4 장 결과 및 고찰

### 4.1 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클

Fig. 4.1은 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> 사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>의 증발압은 117.8 kPa이며, 응축압은 1399.9kPa이다. First stage pressure 는 400 ~ 600 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure 는 600 ~ 1200 kPa 범위에서 분석하였다.

Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 450 kPa, Second stage pressure 850kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 222.4MW 이다.



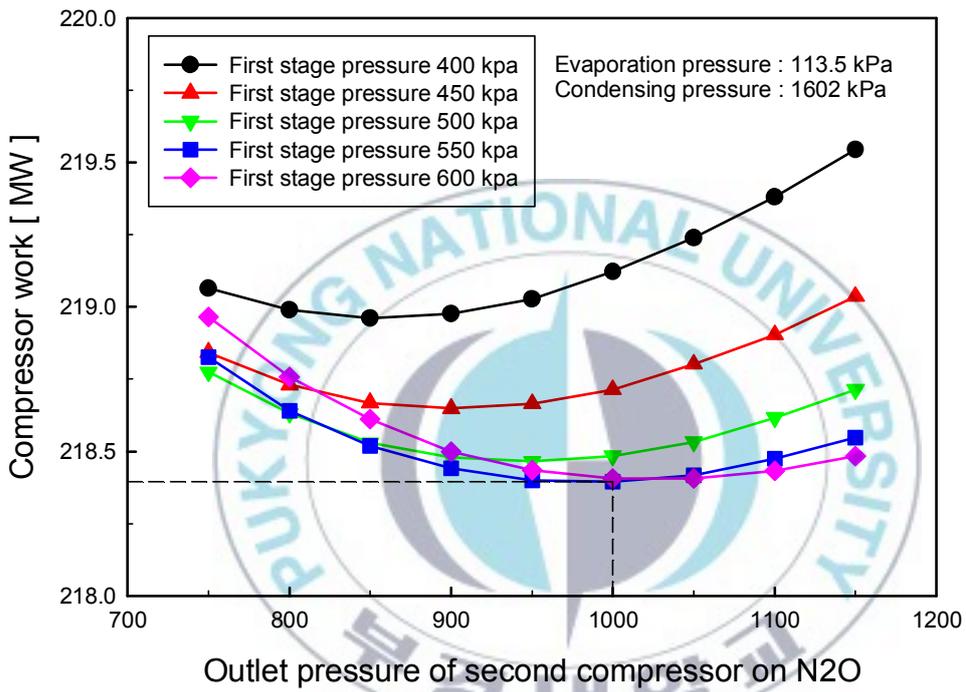
**Fig. 4.1 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in propane cycle**

Fig. 4.2는  $N_2O$  사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

$N_2O$ 의 증발압은 113.5 kPa이며, 응축압은 1,602kPa이다. First stage pressure 는 400 ~ 600 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure 는 750 ~ 1,150 kPa 범위에서 분석하였다.

Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 550 kPa, Second stage pressure 1,000kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 218.4MW 이다.





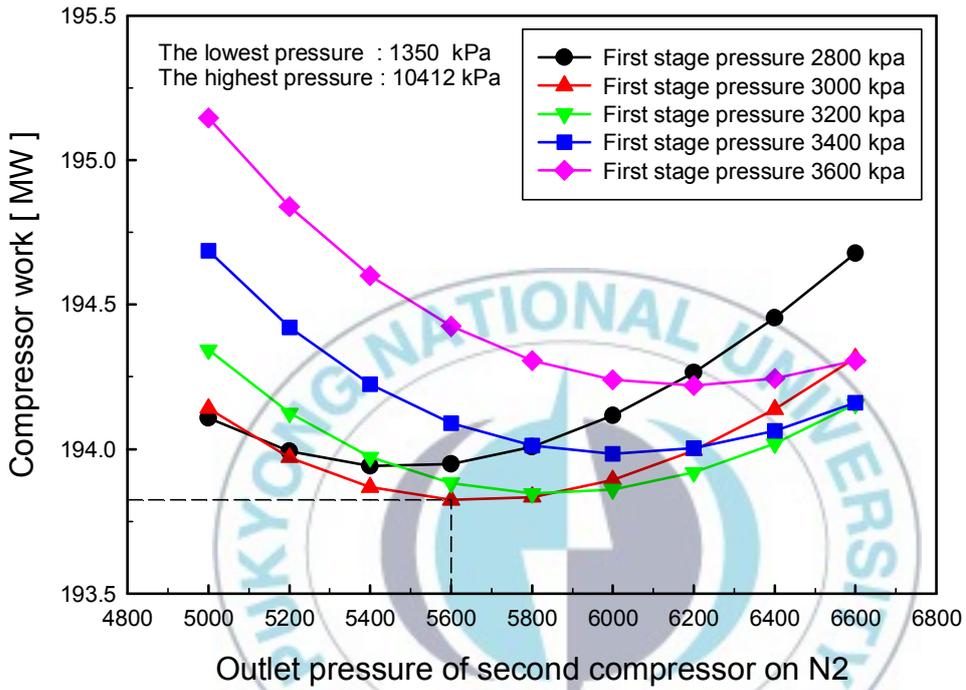
**Fig. 4.2 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen monoxide cycle**

Fig. 4.3은 N<sub>2</sub> 사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

N<sub>2</sub>의 최저단압은 1,350 kPa이며, 최고단압은 10,412kPa이다. First stage pressure 는 2,800 ~ 3,600 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure는 5,000 ~ 6,600 kPa 범위에서 분석하였다.

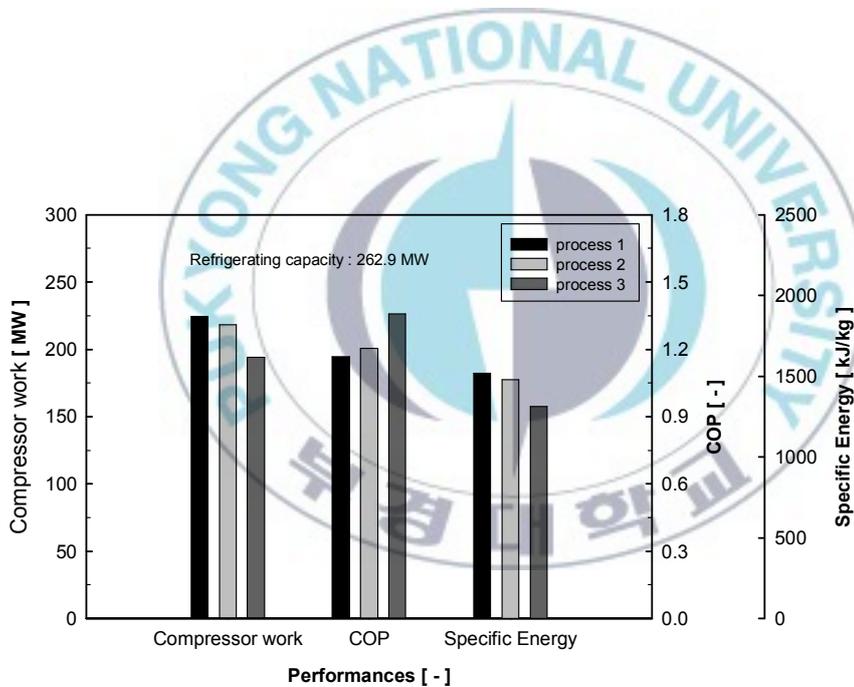
Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 3,000 kPa, Second stage pressure 5,600kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 193.82MW 이다.





**Fig. 4.3 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen gas cycle**

Fig. 4.4는  $C_3H_8$ ,  $N_2O$ ,  $N_2$  cycle에 3단 압축과정을 거쳤을 때의 Compressor work, COP, Specific energy 값을 나타낸 것이다. Process 1은  $C_3H_8$  사이클에만 3단 압축을 적용시킨 것이며, Process 2는  $C_3H_8$ 와  $N_2O$ , Process 3는 세 사이클 모두에 적용시킨 경우 이다. Single stage compression에 비해 process 1은 압축일량은 6.3 % 감소했으며 COP는 7.3% 향상 됐으며, 비에너지는 압축일량과 동일하게 6.3 % 감소한 것을 알 수 있다. process 2는 압축일량과 비에너지는 8.8 % 감소했으며 COP는 10% 향상 되었다. process 3는 COP는 25% 향상 되었고 압축일량과 비에너지는 19% 감소했다.



**Fig. 4.4 Comparison of compressor work**

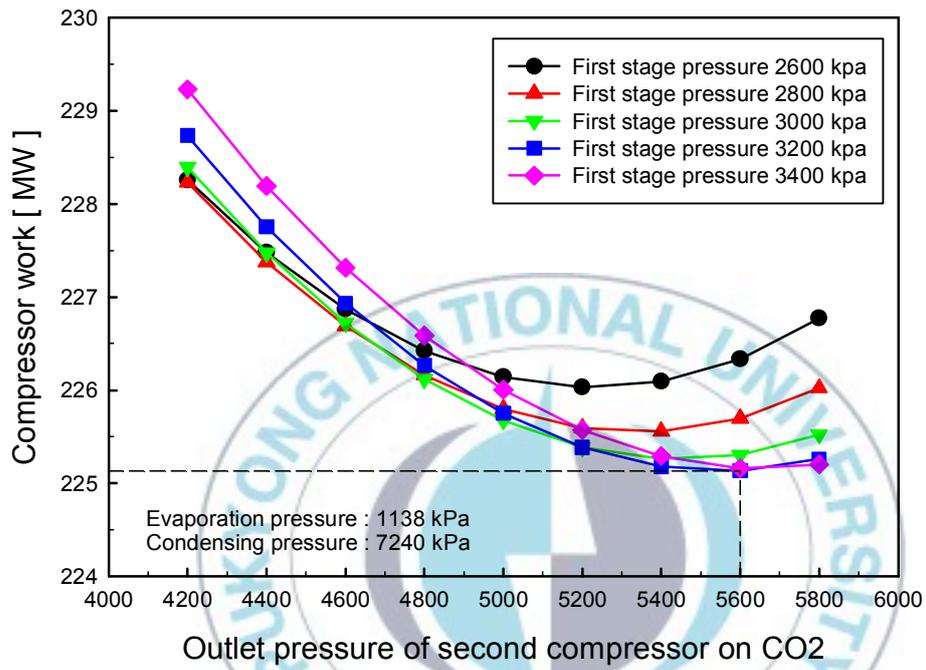
## 4.2 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클

Fig. 4.5는 CO<sub>2</sub> 사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

CO<sub>2</sub>의 증발압은 1138 kPa이며, 응축압은 7240 kPa이다. First stage pressure 는 2,600 ~ 3,400 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure는 4,200 ~ 5,800 kPa 범위에서 분석하였다.

Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 3,200 kPa, Second stage pressure 5,600kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 225.1MW 이다.





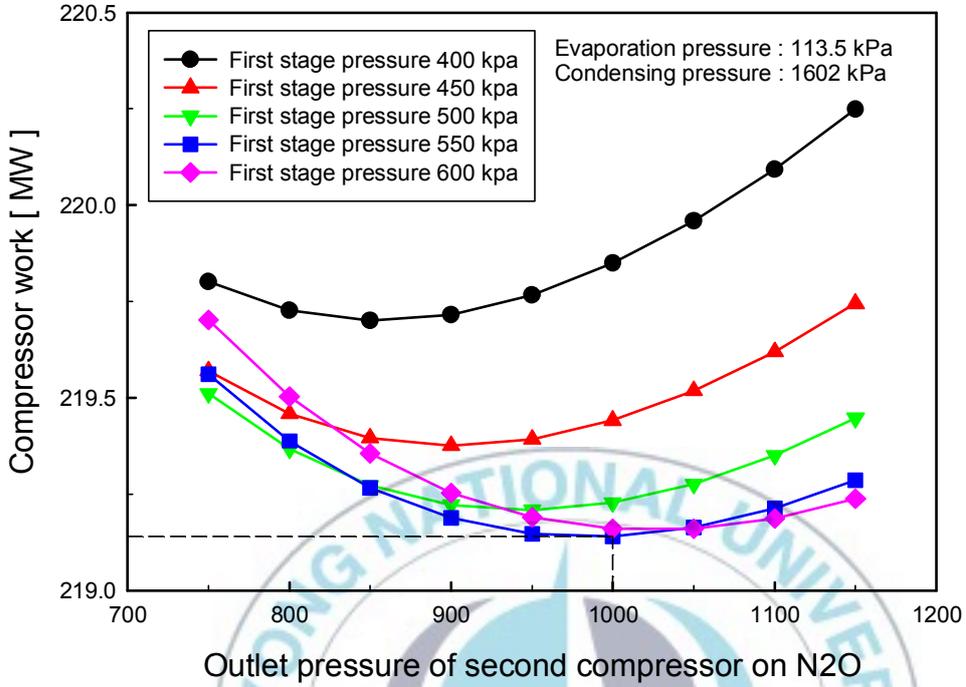
**Fig. 4.5 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in carbon dioxide cycle**

Fig. 4.6은  $N_2O$  사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

$N_2O$ 의 증발압은 113.5 kPa이며, 응축압은 1,602kPa이다. First stage pressure 는 400 ~ 600 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure 는 750 ~ 1,150 kPa 범위에서 분석하였다.

Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 550 kPa, Second stage pressure 1,000kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 219.1MW 이다.





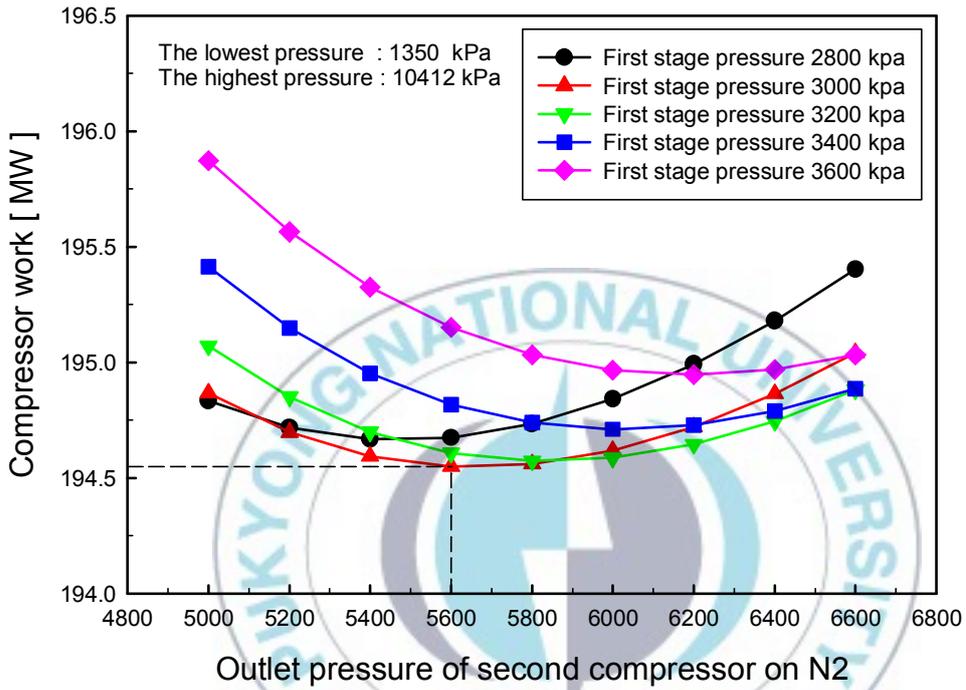
**Fig. 4.6 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen monoxide cycle**

Fig. 4.7은 N<sub>2</sub> 사이클의 다단 압축을 위한 First stage pressure와 Second stage pressure를 결정하기 위해 각각의 압력값에 따른 Compressor work의 변화를 나타낸 그래프이다.

N<sub>2</sub>의 최저단압은 1,350 kPa이며, 최고단압은 10,412kPa이다. First stage pressure 는 2,800 ~ 3,600 kPa의 범위에서 분석하였으며, Second stage pressure는 5,000 ~ 6,600 kPa 범위에서 분석하였다.

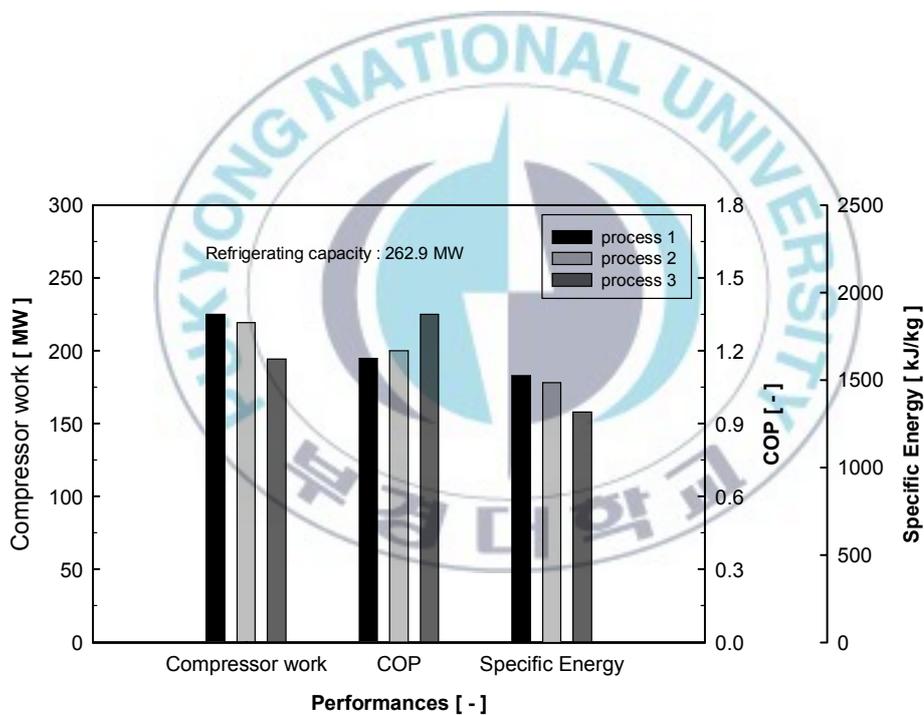
Compressor work가 가장 작을 때의 each stage pressure는 first stage pressure 3,000 kPa, Second stage pressure 5,600kPa이다. 그리고 그때의 Compressor work는 194.6MW 이다.





**Fig. 4.7 Comparison of compressor work on variation of each stage pressure in nitrogen gas cycle**

Fig. 4.8은 CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>O, N<sub>2</sub> cycle에 3단 압축과정을 거쳤을 때의 Compressor work, COP, Specific energy 값을 나타낸 것이다. Process 1은 CO<sub>2</sub> 사이클에 만 3단 압축을 적용시킨 것이며, Process 2는 CO<sub>2</sub>와 N<sub>2</sub>O, Process 3는 세 사이클 모두에 적용시킨 경우 이다. Single stage compression에 비해 process 1은 압축일량은 14.5% 감소했으며 COP는 16% 향상 됐으며, 비에너지는 압축일량과 동일하게 14.5% 감소한 것을 알 수 있다. process 2는 압축일량과 비에너지는 16.8% 감소했으며 COP는 20% 향상 되었다. process 3는 COP는 35% 향상 되었고 압축일량과 비에너지는 26% 감소했다.



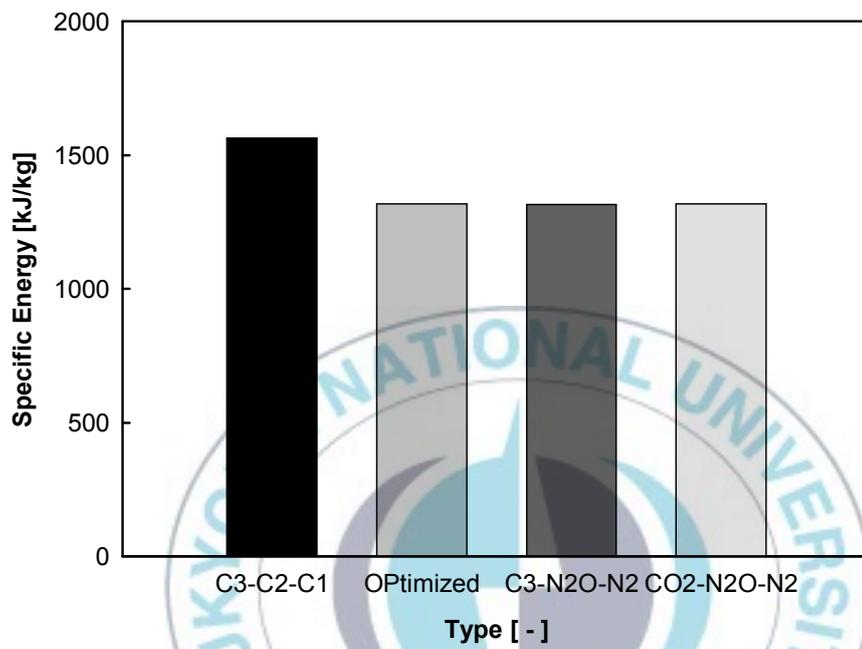
**Fig. 4.8 Comparison of compressor work**

### 4.3 LNG 액화 사이클별 성능 특성 비교

본 연구에서 시뮬레이션 하였던 4가지의 사이클들의 성능 특성을 비교하였다.

Fig. 4.9에 각 사이클별 비에너지를 나타내었다. 비에너지는 kJ/kg으로써 LNG 1kg을 생산하는데 발생하는 일량(kJ)을 의미한다. 압축단수 4-4-5단의 C3-C2-C1 cascade 사이클이 비에너지가 가장 높게 나타나 효율이 가장 낮았으며, 현재 순수냉매를 사용하는 LNG 액화 사이클 중 가장 높은 효율을 나타내는 Optimized cascade 액화 사이클과 새롭게 설계한 C3-N2O-N2 사이클과 CO2-N2O-N2 사이클이 비슷한 비에너지 값을 나타낸다.

Table. 4.1에 각 사이클의 성능과 장치 특성을 나타내었다. Optimized cascade 액화 사이클과 새롭게 설계한 C3-N2O-N2 사이클과 CO2-N2O-N2 사이클이 비슷한 비에너지 값을 나타내고 있지만 새로운 사이클의 열교환기의 개수가 Optimized cascade 액화 사이클은 9개인 것에 비해 3개로 사이클이 단순하다는 것을 알 수 있다. 즉, 해양플랜트의 적용 가능성이 높다고 생각할 수 있다.



**Fig. 4.9 Comparison of performances**

Table. 4.1 Comparison of performance

	<b>C3-C2-C1 Cascade (4-4-5)</b>	<b>Optimized Cascade (3-3-3)</b>	<b>C3-N2O-N2 Cascade (3-3-3)</b>	<b>CO2-N2O-N2 Cascade (3-3-3)</b>
<b>Refrigerant</b>	C3-C2-C1	C3-C2-C1	C3-N2O-N2	CO2-N2O-N2
<b>Heat exchanger</b>	3	9	3	3
<b>Compressor</b>	13	9	9	9
<b>Expander</b>			1	1
<b>Produced LNG [kg/s]</b>	147.7 (92%)	147.7 (92%)	147.7 (92%)	147.7 (92%)
<b>Total Power [MW]</b>	231.3	194.5	193.82	194.6
<b>Specific Power [kW/kg/h]</b>	0.43	0.37	0.36	0.37

Fig. 4.10은 4-4-5단 케스케이드 사이클에서의 엔탈피 변화에 따른 Hot stream과 Cold stream의 온도변화 관계와 천연가스와 냉매와의 관계를 나타낸 그래프이며, Fig. 4.11에서는 Optimized cascade 3-3-3단 사이클에서의 엔탈피 변화에 따른 Hot stream과 Cold stream의 온도변화 관계와 천연가스와 냉매와의 관계를 나타내었다.

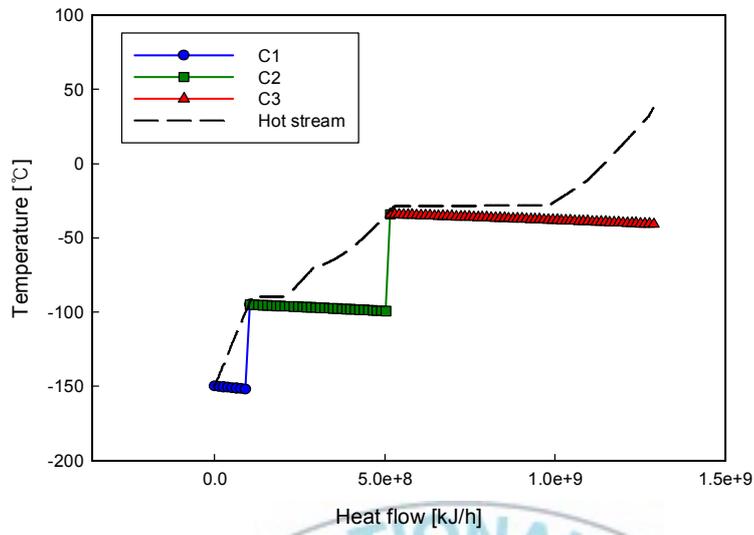
Fig. 4.12는  $C_3H_8-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클에서의 엔탈피 변화에 따른 Hot stream과 Cold stream의 온도변화 관계를 나타낸 그래프이며, Fig. 4.13는  $CO_2-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클에서의 엔탈피 변화에 따른 Hot stream과 Cold stream의 온도변화 관계를 나타낸 그래프이다

아래의 그래프에서 두 곡선 사이의 면적은 열역학적으로 열손실을 의미하게 된다. 4-4-5단 케스케이드 사이클의 경우 3개의 열교환기만을 사용하였으며 냉매의 잠열만을 이용하여 천연가스를 냉각 시켰기 때문에 두 곡선사이의 면적이 커지게 되었고 열교환기의 개수를 늘려 온도 구간을 세분화 시켜 두 곡선사이의 면적을 줄인 Optimized cascade 3-3-3단 사이클보다 동일 LNG를 생산하는데 필요한 일량이 더 크게 되는 것이다.

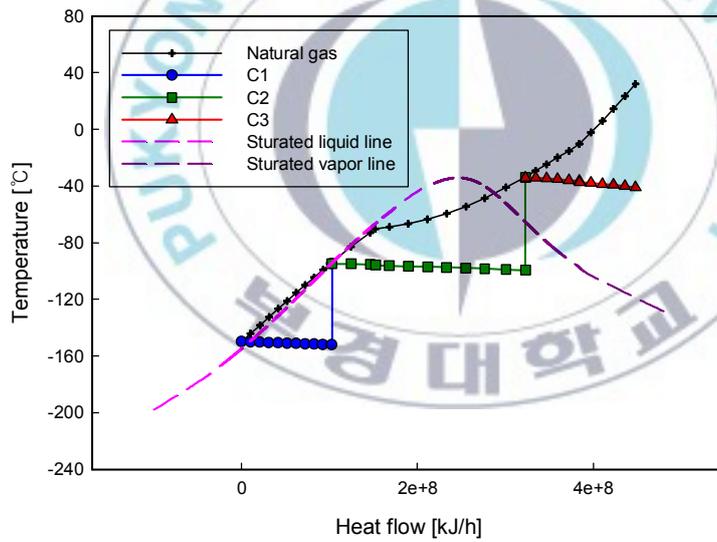
본 연구에서 설계한  $C_3H_8-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클과  $CO_2-N_2O-N_2$  3-3-3단 사이클의 경우 4-4-5단 케스케이드 사이클과 동일하게 3개의 열교환기를 사용하였지만 최저온 부분인 질소가스 구간이 현열변화 구간으로 냉각되는 천연가스와 온도 차이를 줄일 수 있어 열손실을 줄일 수 있었던 것으로 판단되며

열교환을 마친 초저온의 질소 가스를 각 부분의 열교환기로 다시 통과시켜 그 냉열을 이용한 것도 잠열을 이용하는 두 열교환기에서의 열손실을 줄일 수 있었던 요인으로 판단된다.



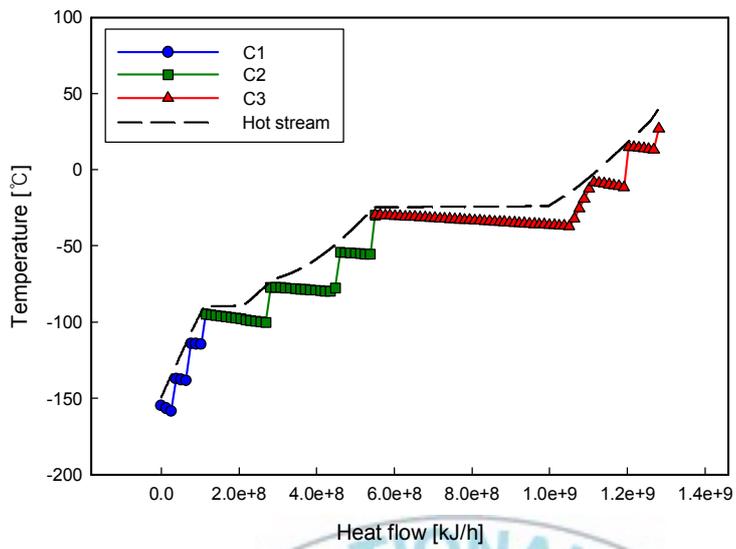


(a) Hot stream and refrigerants

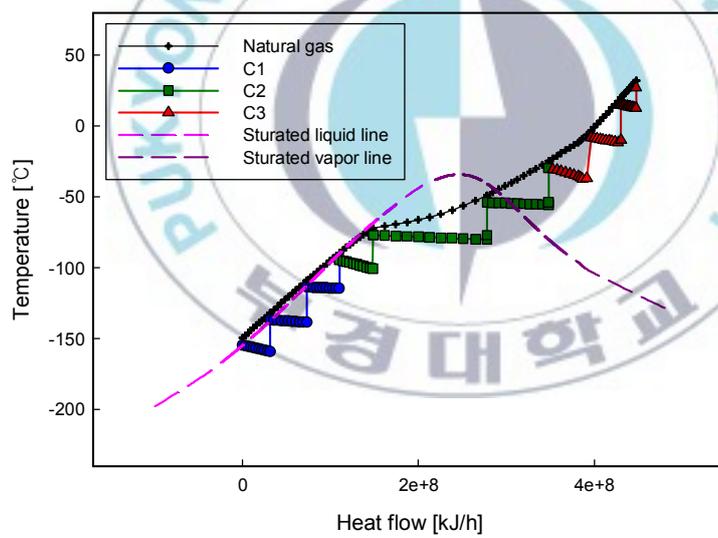


(b) Natural gas and refrigerants

**Fig. 4.10 Cascade 4-4-5 stage cycle**

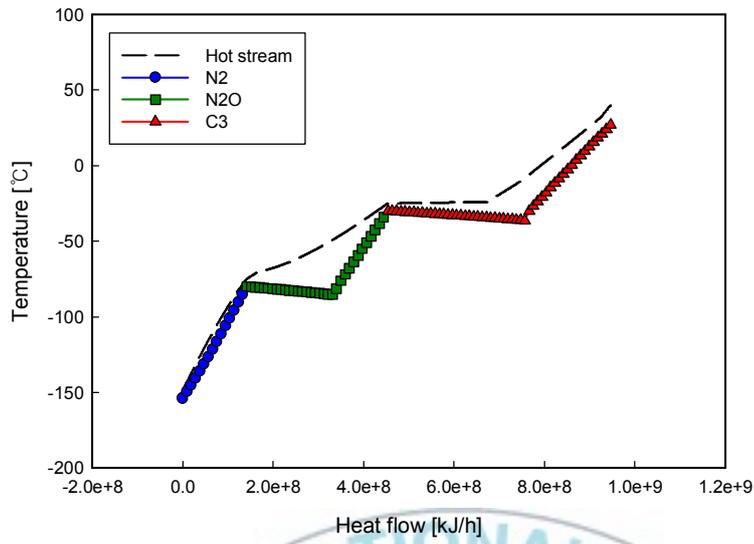


(a) Hot stream and refrigerants

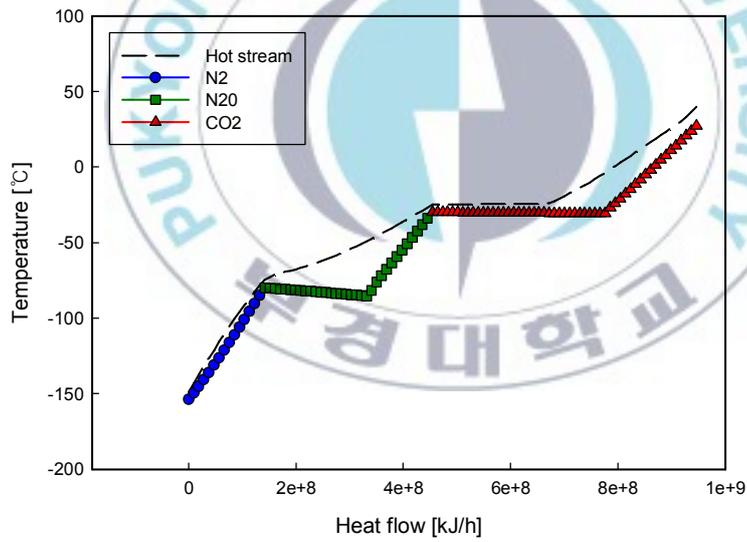


(b) Natural gas and refrigerants

**Fig. 4.11 Optimized Cascade 3-3-3 stage cycle**



**Fig. 4.12 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3 stage cycle**



**Fig. 4.13 CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 3-3-3 stage cycle**

## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 천연가스를 액화 하기 위한 새로운 냉동 사이클을 제안하였다. 새로운 냉동사이클을 설계하는 과정 중 냉매별 가장 효율적인 압축비를 찾는 방법과 기존 사이클과의 성능 비교를 하였으며, 각 사이클별 성능 특성에 대한 분석을 하였다. 연구 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 다단 압축 사이클에서 중간압력을 정할 때 저압일 때 보다 고압일 때 동일한 압축비라도 높은 일량을 보였으며 이는 저단축의 압축비가 고단축의 압축비보다 큰 것이 효율이 좋다는 것을 의미한다. 또한 사이클에 사용되는 냉매의 종류에 따라 비열비와 같은 물성치 값이 틀리기 때문에 각각 그에 맞는 중간 압력을 찾을 필요성이 있다. 본 연구에 사용된 냉매의 적합한 압력값은 프로판 사이클의 경우 1단압은 450kPa, 2단압은 850kPa 이었고 이산화 탄소 사이클의 경우 1단압은 3,200kPa, 2단압은 5,600kPa 이었다. 아산화 질소 사이클의 경우 1단압은 550kPa, 2단압은 1,000kPa 이었고 질소 사이클의 경우 1단압은 3,000kPa, 2단압은 5,600kPa 이었다. 그리고 다단화된 사이클의 비에너지는 1단일 때보다 C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클의 경우 19% 감소하였으며, CO<sub>2</sub>-N<sub>2</sub>O-N<sub>2</sub> 사이클의 경우 26% 감소하였다.

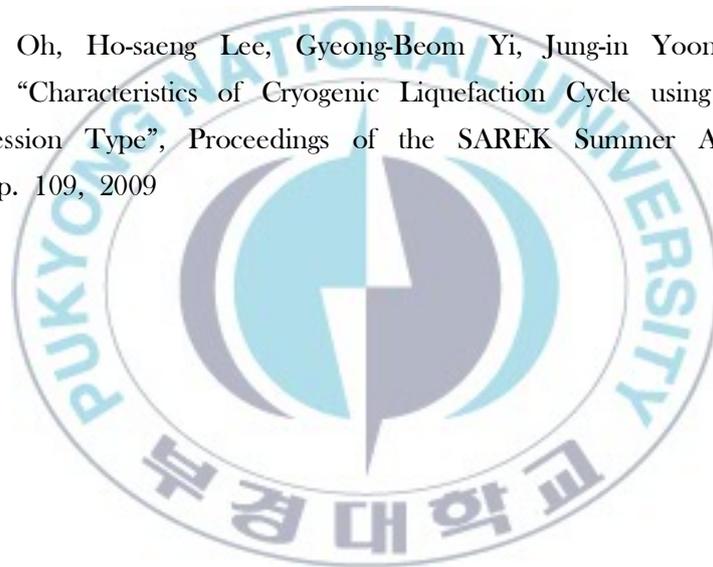
(2) 기존 사이클과의 성능 특성 비교에서는 압축단수 4-4-5단의 C3-C2-C1 cascade 사이클이 비에너지가 1,548kJ/kg으로 가장 높게 나타나 효율이 가장 낮았으며, 현재 순수냉매를 사용하는 LNG 액화 사이클 중 가장 높은 효율을 나타내는 Optimized cascade 액화 사이클과 새롭게 설계한 C3-N2O-N2 사이클과 CO2-N2O-N2 사이클이 1,300kJ/kg 정도의 비슷한 비에너지 값을 나타내었다. 이는 4-4-5단 캐스케이드 사이클의 경우 3개의 열교환기만을 사용하였으며 냉매의 잠열만을 이용하여 천연가스를 냉각 시켜 열손실이 크기 때문이며, 본 연구에서 설계한 C3H8-N2O-N2 3-3-3단 사이클과 CO2-N2O-N2 3-3-3단 사이클의 경우 4-4-5단 캐스케이드 사이클과 동일하게 3개의 열교환기를 사용하였지만 최저온 부분인 질소가스 구간이 현열변화 구간으로 냉각되는 천연가스와의 온도차이를 줄일 수 있어 열손실을 줄일 수 있었던 것으로 판단된다. 또한 열교환을 마친 초저온의 질소 가스를 각 부분의 열교환기로 다시 통과시켜 그 냉열을 이용한 것도 잠열을 이용하는 두 열교환기에서의 열손실을 줄일 수 있었던 요인으로 판단된다.

(3) 본 연구에서 설계한 사이클은 효율과 사이클의 단순성, 불활성 냉매로 이루어진 안정성 등 해상 LNG 플랜트인 LNG FPSO에 적합하다고 판단되며 육상 플랜트에 적용 시 열교환기의 개수를 늘려 규모가 커지는 대신 높은 효율을 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고문헌

- [1] Sang-gyu Lee, Kun-hyung Choi and Young-myung Yang, “The State of Art of LNG Liquefaction Plant Technology”, The 3rd Korean Congress of Refrigeration Vol. 3, pp. 65-68, 2009
- [2] B. C. Price: “Small-scale LNG Facility Development”, Hydrocarbon Processing, pp. 37-39, January, 2003
- [3] S.T. Oh, H.S. Lee, J.I. Yoon and S.G. Lee, “Development of LNG Liquefaction Process”, Journal of the SAREK Vol. 38, No. 3, pp. 13-17, 2009
- [4] Young-myung Yang and Sang-gyu Lee, “R&D Plan of Natural Gas Liquefaction Plant Technologies”, Proceedings of KIGAS Spring Conference, pp. 229-233, 2009
- [5] D. L. Andress, “The Phillips Optimized Cascade LNG Process a Quarter Century of Improvement”, The Permission of the Institute of Gas Technology, 1996
- [6] Yoshitugi Kikkawa, Moritaka Nakamura and Shigeru Sugiyama “Development of Liquefaction Process for Natural Gas”, Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 30, No. 4, pp. 625-630, 1997
- [7] L. Terry, “Comparison of Liquefaction Process”, LNG Journal 21, No. 3, pp. 28-33, 1998
- [8] Wen-sheng Cao, Xue-sheng Lu, Wen-sheng Lin and An-zhong Gu, “Parameter Comparison of Two Small-scale Natural Gas Liquefaction Process in Skid-mounted Packages”, Applies Thermal Engineering, No. 26, pp. 898-904, 2006

- [9] Seung Taek Oh, Hyun Woo Kim, Ho Saeng Lee, Gyeong Beom Yi, Jung In Yoon and Sang Gyu Lee, "Simulation of LNG Liquefaction Cycle using Two Stage Intercooler", Proceedings of KIGAS Spring Conference, pp. 225-228, 2009
- [10] H. S. Lee, S. T. Oh, H. W. Kim, J. I. Yoon, G. B. Yi and S. G. Lee, "Analysis of Cryogenic Refrigeration Cycle using Two Stage Intercooler", 5th International Conference on Diffusion in Solids and Liquids, pp. 40-41, 2009
- [11] H. S. Lee, S. T. Oh, H. W. Kim, W. J. Choi, J. I. Yoon and S. G. Lee, "Comparison of Performance of Cryogenic Liquefaction Process with Expander", Proceedings of the KSPSE Spring Conference, pp. 250-254, 2009
- [12] Seung-taek Oh, Ho-saeng Lee, Gyeong-Beom Yi, Jung-in Yoon and Sang-gyu Lee, "Characteristics of Cryogenic Liquefaction Cycle using Two Stage Compression Type", Proceedings of the SAREK Summer Annual Conference, pp. 109, 2009



## 감사의 글

먼저 본 논문이 완성되기까지 전 과정에 있어서 많은 조언과 공학도로서의 자질을 갖출 수 있도록 시종일관 지도 편달해 주신 윤정인 지도교수님께 깊은 감사의 마음을 드립니다.

또한, 이 석사학위 논문을 마무리하기 까지 많은 조언과 지도를 아끼지 않으신 오후규 교수님, 김종수 교수님, 금종수 교수님, 최광환 교수님, 정석권 교수님, 김은필 교수님께 진심으로 감사드립니다.

2년간 함께 의지하며 앞으로 나아갈 수 있도록 도와준 동기 현우, 함께 밤새워 일하며 도와주고, 앞으로 고생길이 열릴 진우, 연구실의 따뜻한 도시 남자 재훈, 재명, 성훈에게 즐겁게 대학원 생활을 할 수 있도록 해준 점 감사드립니다. 또한 항상 해박한 지식으로 도와주시고 독려해주신 문춘근 선배님, 연구실에서 힘든 일 있을 때 마다 도와주신 동훈형에게 감사드리며 모든 ENSYS 선배님들께도 감사의 마음을 전합니다. 함께 해 준 동기 우진이 형, 대훈이 형, 경민이, 현우, 길재, 종호 형, 현직이, 준성이 형, 병용이, 홍석이, 은영이에게도 감사의 마음을 전하고자 합니다.

마지막으로 항상 어려운 상황 속에서도 끝까지 믿고 기다려주신 부모님께 감사드리며, 이 논문을 바칩니다.