

동력 공급 장치 선택을 통한 C3MR 공정의 순수냉매 사이클 설계 분석

이인규 · 탁경재 · 임원섭 · [†]문 일 · 김학성* · 최광호*

연세대학교 화공생명공학과, GS 건설*

(2013년 3월 19일 투고, 2013년 6월 26일 수정, 2013년 6월 26일 채택)

Analysis of Pure Refrigerant Cycle Design on C3MR Process through Driver Selection

Inkyu Lee · Kyungjae Tak · Wonsub Lim · [†]Il Moon

Haksung Kim* · Kwangho Choi*

*Dept. of Chemical and Biomolecular Engineering, Yonsei University, Seoul 120-749, Korea**

GS E&C, Seoul 135-916, Korea

(Received March 19, 2013; Revised June 26, 2013; Accepted June 26, 2013)

요약

극저온에서 운전되는 천연가스 액화공정은 에너지 소모가 매우 크다. 천연가스 액화공정 내 대부분의 에너지는 압축기에서 소모되기 때문에 압축기에 소모되는 총 에너지 소모량을 최소화시키는 것이 공정 설계 및 운전 시 중요한 요소가 된다. 다양한 천연가스 액화공정 중 C3MR (Propane Pre-cooled Mixed Refrigerant) 공정은 혼합냉매와 순수냉매 사이클로 구성된다. 본 연구에서는 C3MR 공정 내 순수냉매 사이클의 최적의 설계를 찾기 위해 압력의 수를 다르게 하여 모사하였다. 이를 통해 압력 단계에 따라 압축기에서 필요로 하는 에너지양을 비교하였다. 또한, 장치 수에 따른 공정의 비용 분석을 위해 동력 공급 장치 선택 모델을 적용하였다. 결론적으로 장치를 많이 사용하는 설계일수록 더 적은 에너지를 필요로 한다는 결과를 얻을 수 있었으며, 이를 비용적인 측면으로 전환하여 평가할 수 있는 기준을 제시하였다.

Abstract - Natural gas liquefaction process which is operated under cryogenic condition spends large amount of energy. Most of energy in the natural gas liquefaction process is consumed by compressors. Therefore, minimizing energy consumption of compressors is an important issue in process design and operation. Among various natural gas liquefaction processes, propane pre-cooled mixed refrigerant (C3MR) process consists of mixed refrigerant system and pure refrigerant system. In this study, to find the optimal design of pure refrigerant system, pure refrigerant cycle is simulated on different number of pressure levels and the necessary energy of each design is compared. After that, the driver selection model is applied to analyse each processes, which has different number of equipments, in terms of cost. As the result, the design using many equipments spends lower energy. Using this result, this study suggests standard of process design selection by the cost term.

Key words : LNG, natural gas liquefaction process, C3MR, propane pre-cooled mixed refrigerant process, pure refrigerant cycle, driver selection

[†]Corresponding author: ilmoon@yonsei.ac.kr

Copyright © 2013 by The Korean Institute of Gas

I. 서론

전 세계적인 에너지 소모는 매년 1.3% 증가하고 있으며, 화석 연료는 여전히 가장 큰 에너지원으로 기대된다[1]. 이러한 상황에서 가장 깨끗한 화석연료인 천연가스(natural gas, NG)의 역할은 전 세계적인 에너지 고갈 및 온실가스 규제와 함께 점점 커지고 있다[2]. 또한 최근에는 LNG 플랜트의 수주 또한 활발해 지면서 천연가스 액화공정에 대한 관심이 급증하고 있는 추세이다[3].

천연가스는 파이프라인을 통하거나 액화시켜 수송하게 된다. 천연가스를 상온에서 약 -160°C 까지 냉각시키게 되면 액체상태가 되는데, 이때 전체 부피가 약 1/600로 감소하게 된다. 따라서 장거리 수송 시 천연가스를 액화시키게 된다. [4]. 이렇듯 천연가스 액화공정은 극저온에서 운전되기 때문에 많은 양의 에너지를 필요로 한다. 때문에 에너지 효율은 LNG 플랜트의 설계 및 운전 시 가장 중요하게 고려되어야 하는 요소 중 하나이다. 또한 에너지 효율 최적화를 위해 많은 연구들이 활발히 진행되고 있다[5].

가장 널리 상용화된 천연가스 액화공정인 C3MR 공정은 프로판을 냉매로 사용하는 1개의 순수 냉매 사이클과 1개의 혼합 냉매 사이클로 구성되어 있다 [6]. 본 연구에서는 공정 설계에 따른 에너지 소모량 분석을 위해 C3MR 공정 내 프로판 사이클을 압력 레벨이 다르게 하여 3가지로 설계하였다. 또한 각각의 설계에 필요한 동력을 가격적으로 분석하기 위해 동력 공급 장치 선택 모델을 적용하였다.

II. C3MR 공정의 구성 및 특징

Fig. 1에서처럼 C3MR 공정은 프로판을 냉매로 하는 순수냉매를 이용하여 혼합냉매와 천연가스를 예비냉각 시킨다. 그 이후에는 혼합냉매를 통해 천연가스를 액화시킨다.

순수냉매 사이클은 다음과 같은 특징을 가진다. 즉, 기체상태의 순수냉매를 압축시킨 후 액체상태가 되도록 바닷물 또는 냉각수를 통해 냉각시킨다. 그 이후에는 온도를 더 낮추기 위해 밸브를 통해 팽창시킨다. 팽창된 순수냉매는 천연가스 및 혼합냉매를 냉각시키며 기화한다. 기화된 기체 상태의 순수냉매는 다시 압축기를 통해 압축되며, 일련의 과정이 반복된다. 이때, 다단으로 압축과 팽창 과정을 설계하게 되는데, 압력의 단계를 몇 단계로 설계하는지에 따라 압축기에 소모되는 에너지가 달라진다. 순수냉매 사이클의 모식도를 Fig. 2에 나타내었다.

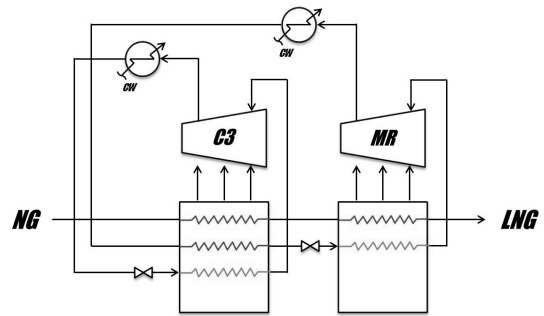


Fig. 1. scheme of C3MR process.

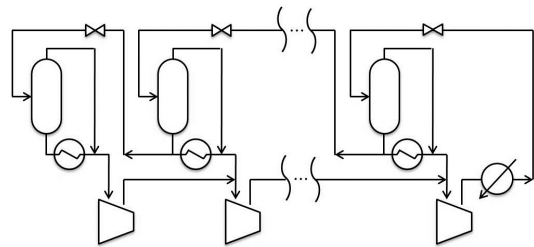


Fig. 2. C3 cycle flow sheet[2].

III. 설계 모사 및 동력 공급 장치 선택모델

3.1. 순수냉매 사이클 모사

압력 단계에 따라 압축기에 소모되는 에너지를 비교하기 위해 5MTPA(million ton per annum) C3MR 플랜트를 기준으로, 다음과 같은 모사조건을 설정하였다.

- 혼합냉매 사이클은 순수냉매 사이클 설계 변화에 상관없이 같은 조건으로 운전된다.
- 순수냉매 사이클에 들어오고 나가는 혼합냉매와 천연가스의 조성, 온도, 압력 및 유량은 순수냉매의 압력단계에 상관없이 일정하다.
- 액체상태의 순수냉매는 혼합냉매와 천연가스를 목표 온도까지 냉각시키는 과정에서 100% 기화 되도록 유량이 결정된다.
- 열교환기 내에서의 최소 온도 차는 3°C 이다.

본 연구에서는 순수냉매 사이클의 모사를 위해 Peng-Robinson 상태방정식을 선택하였으며, Aspen HYSYS v7.3을 통해 모사하였다. 압력단계를 4단계로 구성하기 위해 3개의 압축기를, 압력 단계를 5단

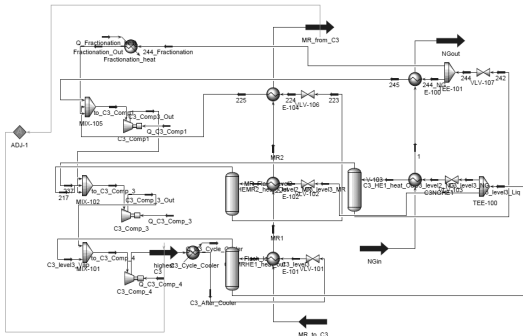


Fig. 3. 4 pressure stage C3 cycle.

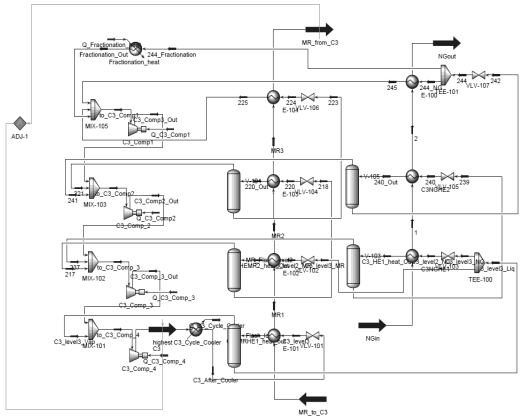


Fig. 4. 5 pressure stage C3 cycle.

Table 1. Inlet and Outlet Conditions of natural gas and mixed refrigerant

	NG In	NG Out	MR In	MR Out
Temperature (°C)	15.0	-32.8	45.0	-32.9
Pressure (kPa)	6300	6150	6150	6000
Flow rate (kmol/h)	1200257	1200257	681301	681301

계로 구성하기 위해 4개의 압축기를, 6단계로 구성하기 위해 5개의 압축기를 사용하였다. 압력단계가

4단계 및 5단계인 순수냉매 사이클의 공정모식도를 Fig. 3과 Fig. 4에 각각 나타내었다.

순수냉매 사이클의 압력단계와 압축기에서 소모되는 에너지 소모량에 대한 관계를 파악하기 위해 천연가스와 혼합냉매의 유입 및 유출 조건들은 모두 일정하게 하였다. 압력단계의 수 다른 위 3가지 설계안에 대해 순수냉매 사이클에 들어오고 나가는 천연가스 및 혼합냉매의 온도, 압력, 유량 조건은 Table 1에 나타내었다. 또한 순수냉매의 최저 압력은 130 kPa로, 최고 압력은 1680 kPa로 하였다.

3.2. 동력 공급 장치 선택모델

위 순수냉매 사이클 모사를 통해 압축기에서 소모되는 총 에너지 양을 알 수 있다. 그러나 3가지 설계안은 각각 포함하는 장치의 수가 다르기 때문에 비용적인 측면에서 비교·분석하여야 한다[2]. 이를 위하여 본 연구에서는 압축기에서 필요로 하는 에너지를 공급하는 동력 공급 장치 선택모델을 추가하였다. 동력 공급 장치 선택모델은 최소의 비용으로 압축기에 필요한 에너지를 공급하도록 구성하였다. 모델에 사용된 동력 공급 장치는 가스터빈, 모터, 헬퍼 모터 및 헬퍼 제너레이터이며, 모델은 연간 총 비용이 최소가 되도록 MINLP (Mixed-Integer Non-Linear Programming)를 사용하였다. 각 압축기는 가스터빈 또는 모터로부터 에너지를 공급 받을 수 있다. 가스터빈은 제조사에 의해 용량이 정해져 있는 경우가 대부분이므로, 압축기가 요구하는 에너지양을 정확히 맞추지 못하고 부족하거나 남게 된다. 터빈에서 제공하는 에너지가 부족할 경우 헬퍼 모터를 붙여서 부족한 에너지를 추가적으로 공급할 수 있도록, 반대의 경우에는 헬퍼 제너레이터를 붙여서 남는 에너지를 전기 에너지로 전환할 수 있도록 모델을 구성하였다. 헬퍼 모터 및 헬퍼 제너레이터 또한 가격적인 부분에서 이익을 볼 수 없으면 선택하지 않는다. 가스터빈은 General Electric사에서 제공하는 터빈을 적용하였으며, 이에 대한 용량 및 가격정보를 Table 2에 나타내었다. 또한 에너지를 공급하는 동력 공급 장치의 제약조건을 Table 3에 나타내었다.

동력 공급 장치의 연간 총 비용은 연간 운전비용과 연간 설치비용의 합으로 나타내었다. 연간 설치비용은 총 설치비용을 플랜트 수명으로 나누어 계산하였다. 이에 대한 목적함수를 식 (1)에 나타내었다.

$$Min. AC = OC + CC/PL \quad (1)$$

총 설치비용, 총 운전비용, 가스터빈에 의해 공급받는 에너지 및 모터에 의해 공급받는 에너지에 대

Table 2. Capacity and capital cost of gas turbine[7]

model name	capacity(kW)	cost(\$/kW)
LM500	3880	489.69
LM1600	13430	513.78
LM2500PH	19700	522.84
5271RA	20260	281.34
LM2500	22216	427.62
5371PA	26785	280.01
M5382C	28337	271.73
LM5000PD	33350	407.80
LM5000PC	33700	409.50
6541B	39325	267.01
LM6 50HZ	40410	311.80
LM6000PA	41020	294.98
LM5-ST80	46300	317.49
LM5-ST120	51500	297.09
6101FA	71750	257.84

한 제약조건을 식 (2)~식(5)에 나타내었다.

$$CC = \sum_i (Y_T(i) \times C_T(i) + Y_{HM}(i) \times C_{HM}(i)) + \sum_j (Y_M(j) \times C_M(j)) + Y_P \times C_P \quad (2)$$

$$OC = \sum_i (X_T(i) \times O_T(i) + X_{HM}(i) \times O_{HM}(i)) + \sum_j (X_M(j) \times O_M(j)) + X_P \times O_P + X_I \times O_I \quad (3)$$

$$\sum_k (Y_{TC}(i,k) \times X_{Comp}(k)) = (Y_T(i) \times X_T(i) + X_{HM}(i) \times Eff_{HM}) \times (1 - L_{Mech}) \quad (4)$$

$$\sum_k (Y_{MC}(j,k) \times X_{Comp}(k)) = (X_M(j) \times Eff_M) \times (1 - L_{Mech}) \quad (5)$$

각 압축기는 가스터빈 또는 독립된 모터 중 하나의 동력 공급 장치로부터만 에너지를 공급 받을 수 있으며, 이에 따른 제약조건을 식 (6)에 나타내었다. 또한 식 (7)을 통해 발전소와 전기 공급에서 일어나는 에너지 손실률을 전기를 사용하는 동력 공급 장치에 적용하였다.

Table 3. Constraints and conditions of driver

gas turbine fuel cost (\$/GJ)	3.70×10^{-3}
electricity cost (\$/GJ)	2.78×10^{-2}
annual power house investment cost (\$/GJ)	7.92×10^{-3}
annual power house operating cost (\$/GJ)	9.24×10^{-3}
maximum motor capacity (MW)	40.0
helper motor efficiency	95%
maximum helper motor capacity	25% of gas turbine
maximum helper generator capacity	25% of gas turbine
mechanical transmission loss	1.5%
electricity distribution loss	2.0 %
maximum power import (MW)	10.0
plant life (year)	24
gas turbine life (year)	12

$$\sum_i Y_{TC}(i,k) + \sum_j Y_{MC}(j,k) = 1 \quad (6)$$

$$\sum_i X_{HM}(i) + \sum_j X_M(j) = (X_E + X_P) \times (1 - L_E) \quad (7)$$

식 (8)은 헬퍼 모터와 헬퍼 제너레이터의 최대 용량은 가스 터빈의 25%임을 정해주는 제약조건이며, 식 (9)는 모터의 최대 용량을 정해주는 제약조건이다. 또한 식 (10)은 최대 사용 가능한 외부 전기량을 나타낸다.

$$X_{HM}(i) - F_{HM} \times X_T(i) \leq 0 \quad (8)$$

$$X_M(j) - X_{Mmax} \times Y(j) \leq 0 \quad (9)$$

$$X_I - X_{Imax} \leq 0 \quad (10)$$

동력 공급 장치의 선택 관련 여부는 선택 변수 (binary variable)로 나타내었다. 또한 같은 종류의 가스터빈을 최대 압축기 개수인 8개 까지 중복해서 선택 할 수 있도록 구성하였다.

IV. 모사 결과 및 고찰

본 연구에서는 순수냉매 시스템의 중간단계 압력을 설정하는데 있어서 압력간의 온도가 등온도차가 되도록 조건을 설정하였다[2]. 모사를 통해 계산된 각 압축기에서의 에너지 요구량을 Table 4에 나타내

Table 4. Energy demand of compressors

	4 pressure stage	5 pressure stage	6 pressure stage
MR compressor 1	62.92 MW		
MR compressor 2	27.74 MW		
MR compressor 3	25.54 MW		
PR compressor 1	10.56 MW	4.65 MW	2.70 MW
PR compressor 2	20.40 MW	9.06 MW	5.06 MW
PR compressor 3	33.32 MW	13.08 MW	7.54 MW
PR compressor 4	N/A	32.67 MW	9.63 MW
PR compressor 5	N/A	N/A	32.38 MW
Total	64.28 MW	59.46 MW	57.31 MW

Table 5. Annual capital and operation cost of driver

	annual capital cost (\$/year)	annual operation cost (\$/year)	total annual cost (\$/year)
4 pressure stage	4,184,500	21,551,500	25,736,000
5 pressure stage	3,956,400	20,876,600	24,833,000
6 pressure stage	3,942,200	20,694,800	24,637,000

었다. 또한, 각 설계안에 동력 공급 장치 선택 모델을 적용하여 얻은 연간 총 비용을 Table 5에, 장치 선택 결과를 Table 6에 나타내었다.

공정 모사 후 동력 장치 선택모델을 적용한 결과, 4단계 압력 설계안의 경우 압축기에서 총 64.28 MW를 필요로 하고 5단계 압력 설계안의 경우 59.46 MW, 6단계 압력 설계안의 경우 57.31 MW를 필요로 하였다. 결론적으로 공정 내 장치수가 많아지면 총 에너지 소모량은 줄어들지만 추가 장치에 대한 설치비용 및 운전비용이 필요하게 된다. 따라서 장치를 추가적으로 구성함으로 감소시킬 수 있는 에너지가 일

Table 6. Driver selection result

design	driver	compressor
4 pre- pressure stage	LM6000PA + helper generator	PR compressor 3
	6101FA + helper motor	MR compressor 2
		MR compressor 3
	6101FA + helper motor	PR compressor 2
MR compressor 1		
5 pre- pressure stage	M5382C + helper generator	MR compressor 2
	6541B + helper motor	MR compressor 3
		PR compressor 3
	6541B + helper motor	PR compressor 1
		PR compressor 4
	6101FA + helper motor	MR compressor 2
PR compressor 2		
6 pre- pressure stage	5371PA	MR compressor 3
	6541B	MR compressor 2
		PR compressor 4
	6541B + helper generator	PR compressor 3
		PR compressor 5
	6101FA + helper motor	MR compressor 1
PR compressor 1		
PR compressor 2		

마나 되는지 같은 기준으로 분석할 필요가 있다. 동력 공급 장치 선택모델은 에너지 요구량을 비용으로 전환하여 보여준다. 이를 통해 에너지를 공급함에 있어서 4단계 압력 설계안에 대해 연간 약 2570 만\$이 필요하며, 5단계 압력 설계안에 대해 연간 약 2480 만\$이, 6단계 압력 설계안에 대하여 연간 약 2460 만\$의 비용이 필요하다는 결과를 얻을 수 있었다. 이를 총 플랜트 수명기간으로 환산하면 5단계 압력 설계안을 선택하면 4단계 압력 설계안을 선택하는 것보다 에너지 제공 비용을 연간 약 2100 만\$을 절감할 수 있다. 또한 6단계 압력 설계안을 선택하면 5단계 압력 설계안을 선택하는 것보다 에너지 제공 비용을 총 연간 약 470 만\$을 절감할 수 있다.

이후 동력 공급 장치 선택모델을 적용하여 압축 기에서 필요로 하는 에너지를 공급하는데 드는 비용을 계산하고 비교하였다. 공정 내 주요 장치의 설치 비용은 centrifugal, 1000 psi, 30 MW 용량의 압축기가 2007년 미국 기준으로 약 \$8,570,000 이며, 열교환 면적이 60 m²인 shell and tube, 스테인리스 스틸 재질의 열교환기는 약 \$141,400이다[8]. 이를 각 설계안에 고려하였을 때 5단계 압력 설계안을 선택하게 되면 4단계 압력 설계안 보다 총 \$12,919,200의 비용을 절감할 수 있다. 그러나 6단계 압력 설계안을 선택하게 되면 오히려 공정 내 추가 장치비용 때문에 5단계 압력 설계안 보다 총 \$4,048,800의 손실이 있게 된다. 따라서 5단계 압력 설계안이 가장 좋은 설계라는 결론을 얻을 수 있다.

V. 결 론

본 연구에서는 순수냉매 시스템의 압력단계를 다르게 하여 설계하고 동일 조건에서 모사하였다. 또한, 동력 공급 장치 선택모델을 통해 각 설계안별로 에너지 공급에 필요한 최소의 비용을 계산하고 비교하였다. 이후 공정 내 주요 장치의 설치비용을 비교하여 결론적으로 5단계의 압력 설계안이 가장 좋은 설계라는 결론을 얻었다. 보다 정확한 비교를 위해서는 각 설계안 마다 순수냉매 시스템과 혼합냉매 시스템의 통합적 최적화가 이루어져야 하며, 최적화된 에너지 소모량을 비용화 하는 동력 공급 장치 선택모델과 통합되어야 한다. 또한 압축기와 열교환기 등의 주요 장치들은 용량에 따라 그 가격을 달리 하므로, 플랜트 스케일에 따라 장치의 용량이 변하게 되며 이러한 정보를 역시 모델에 반영되어야 한다. 이런 방향으로 천연가스 액화공정의 냉매 및 에너지 시스템에 관한 연구가 추가적으로 진행될 필요가 있다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 가스플랜트사업단의 연구 지원에 의해 수행되었습니다.

사용기호

<i>AC</i>	: Total Annual Cost
<i>C</i>	: Capital Cost
<i>CC</i>	: Total Capital Cost
<i>Comp</i>	: Compressor
<i>E</i>	: Electricity
<i>F</i>	: Fraction

<i>HM</i>	: Helper Motor
<i>I</i>	: Electricity Import
<i>L</i>	: Lost
<i>M</i>	: Motor
<i>Mech</i>	: Mechanical
<i>O</i>	: Operating Cost
<i>OC</i>	: Operating Annual Cost
<i>P</i>	: Power House
<i>PL</i>	: Plant Life
<i>T</i>	: Turbine
<i>X</i>	: Power
<i>Y</i>	: Binary Variable

참고문헌

- [1] Satish Kumar, Hyouk-Tae Kwon, Kwang-Ho Choi, Jae Hyun Cho, Wonsub Lim, and Il Moon, "Current status and future projections of LNG demand and supplies: A global prospective", *Energy Policy*, **39**, 4097-4104, (2011)
- [2] Inkyu Lee, Kyungjae Tak, Wonsub Lim, and Il Moon, "Case Studies for Optimizing Energy Efficiency of Propane Cycle Pressure Levels on C3-MR Process", *Journal of the Korean Institute of Gas*, **15**, 6, 38-43, (2011)
- [3] Kyungjae Tak, Wonsub Lim, Daeho Ko, Kwang-ho Choi, and Il Moon, "Optimization of Mixed-Refrigerant System in LNG Liquefaction Process", May 30, ESCAPE 21, (2011)
- [4] L. Castillo, M. Majzoub Dahouk, S. Di Scipio, and C.A. Dorao, "Conceptual analysis of the pre-cooling stage for LNG processes", *Energy Conversion and Management*, **66**, 41-47, (2013)
- [5] Meiqian Wang, Jian Zhang, and Qiang Xu, "Optimal design and operation of a C3MR refrigeration system for natural gas liquefaction", *Computer and Chemical Engineering*, **39**, 84-95, (2012)
- [6] Abdullah Alabdulkarem, Amir Mortazavi, Yunho Hwang, Reinhard Radermacher, and Peter Rogers, "Optimization of propane pre-cooled mixed refrigerant LNG plant", *Applied Thermal Engineering*, **31**, 1091-1098, (2011)
- [7] Nye Thermodynamics Corporation, <http://www.nyethermodynamics.com/trader/manprice.htm>
- [8] Matches, <http://www.matche.com/EquipCost/index.htm>