

LNG-FPSO에의 적용을 위한 Hamworthy Mark I Cycle의 최적 운전 조건 결정

차주환¹ · 이준채² · 노명일^{3,†} · 이규열⁴

서울대학교 공학연구소¹

서울대학교 조선해양공학과 대학원²

울산대학교 조선해양공학부³

서울대학교 조선해양공학과 및 해양시스템공학연구소⁴

Determination of the Optimal Operating Condition of the Hamworthy Mark I Cycle for LNG-FPSO

Ju-Hwan Cha¹ · Joon-Chae Lee² · Myung-Il Roh^{3,†} · Kyu-Yeul Lee⁴

Engineering Research Center, Seoul National University¹

Department of the Naval Architecture & Ocean Engineering, Seoul National University²

School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan³

Department of the Naval Architecture & Ocean Engineering, Seoul National University and Research Institute of Marine Systems Engineering, Seoul National University⁴

Abstract

In this study, optimization was performed to improve the conventional liquefaction process of offshore plants, such as a LNG-FPSO(Liquefied Natural Gas-Floating, Production, Storage, and Offloading unit) by maximizing the energy efficiency of the process. The major equipments of the liquefaction process are compressors, expanders, and heat exchangers. These are connected by stream which has some thermodynamic properties, such as the temperature, pressure, enthalpy or specific volume, and entropy. For this, a process design problem for the liquefaction process of offshore plants was mathematically formulated as an optimization problem. The minimization of the total energy requirement of the liquefaction process was used as an objective function. Governing equations and other equations derived from thermodynamic laws acted as constraints. To solve this problem, the sequential quadratic programming(SQP) method was used.

To evaluate the proposed method in this study, it was applied to the natural gas liquefaction process of the LNG-FPSO. The result showed that the proposed method could present the improved liquefaction process minimizing the total energy requirement as compared to conventional process.

Keywords : Offshore plant(해양 플랜트), Optimization(최적화), Liquefaction process(액화 공정), Brayton cycle(브레이튼 사이클), Natural gas(천연 가스)

1. 서론

1.1 연구 배경

대표적 해양 자원인 오일(에) 및 가스(gas)의 수요 증가로 경제성이 있는 해역이 확대되면서 해양 플랜트의 설치 해역이 점차 심해역으로 이동하고 있다(Jung, et al., 2006). 특히 세계 LNG 수요는 2004년 기준 131[MTPA](Million Tons Per Annum)에 달했으며, 2010년에는 190[MTPA]로 증가할 전망이다. 이에 따라

새로운 개념의 LNG-FPSO(Liquefied Natural Gas-Floating, Production, Storage, and Offloading unit)의 수요가 발생하고 있다.

LNG-FPSO는 유정(well, 오일과 가스가 존재하는 심해 광구)에서 올라오는 오일, 가스, 물의 혼합물 중 가스(light hydrocarbon 성분)를 분리한 후 불순물(H₂O, N₂, CO₂, H₂S)을 허용 기준 이하로 제거하여 저장한다. 이때 천연 가스(NG: Natural Gas)를 액화하여 부피가 약 1/600인 액화 천연 가스(LNG: Liquefied Natural Gas) 상태로 저장한다. 따라서 LNG-FPSO에서는 액화 공정(liquefaction process)이 중요하며, 가격 면에서도 전체 건조가의 30~40%를 차지한다(Shukri, 2004). LNG-FPSO의 액화 공정은 육

상 플랜트에서 요구되는 생산 효율 외에 추가로 공정의 간결성(compactness) 및 경량성(lightness), 고유 안전성(inherent safety), 해상 환경의 고려(marine environmental consideration)가 요구된다.

본 연구에서는 먼저 LNG-FPSO의 주요 공정을 소개하였고, 해양 플랜트에 적합하다고 알려진 액화 공정(Hamworthy Mark I cycle)을 수학적 최적화 모델로 정립하였다. 그리고 최적화 기법을 이용, 정립된 최적화 모델로부터 전체 에너지 사용량을 최소화 하는 액화 공정의 운전 조건(operating condition)을 결정하였다.

1.2 관련 연구 현황

해양 플랜트 등을 포함하여 여러 분야에서 사용되고 있는 대부분의 액화 공정은 Brayton cycle을 기반으로 한다. Brayton cycle은 대표적인 터빈 기반 액화 공정으로서 2개의 압축기(compressor), 1개의 팽창기(expander) 및 1개의 열 교환기(heat exchanger, brazed aluminum heat exchangers(BAHX))로 구성된다. 현재까지 터빈 기반 액화 공정(turbine or expander based process)의 최적화와 관련된 연구는 Brayton cycle 전체에 대한 것이라기 보다는 사이클 내에서 사용되는 터빈 또는 열 교환기 등 내부 구성 요소의 부분적 최적화에 대한 것이 상당 부분을 차지하고 있다. Xia(1987), Rance(1989), Howard(1988), Merri(1990), R-Abadi(1993) 등은 유한 요소법을 이용하여 유동 및 열전달 해석을 수행함으로써 터빈의 최적 운전 조건을 수치적으로 구하였다.

Chung, et al.(2009)은 헬륨 기체를 냉매로 사용하는 Brayton cycle 기반의 냉각 시스템을 설계하였다. 이들은 냉각 시스템의 효율을 최대로 낼 수 있는 압력비와 냉매의 유량을 간단한 열역학적 상태 방정식으로부터 개략적으로 선정하였고, 공정 내의 열 교환기의 형상에 대한 최적 설계를 수행하였다.

이상과 같이 지금까지의 터빈 기반 액화 공정에 관한 대부분의 연구는 액화 공정 전체의 최적 운전 조건의 도출 보다는 해석 또는 실험을 통한 공정 내 터빈, 열 교환기 등의 최적 형상 설계에 초점이 맞춰져 있었다.

2. LNG-FPSO의 주요 공정

Fig. 1은 전형적인 LNG-FPSO의 선체(hull)와 상부(topside) 시스템을 나타낸다. LNG-FPSO의 선체는 LNG 탱크(Fig. 1의 H), LPG 탱크(Fig. 1의 F), condensate 탱크(Fig. 1의 G) 등으로 이용되며, 상부 시스템은 각종 장비 및 계기들의 설치 장소가 된다. 선미부의 거주주(living quarter, Fig. 1의 C) 인근에 유틸리티 시스템(utility system, Fig. 1의 B)이 배치되어 있고, 이를 제외한 갑판의 전 구역에 걸쳐 프로세스 시스템(process system, Fig. 1의 A)이 배치되어 있다. 프로세스 시스템은 LNG의 생산에 직접적으로 관여하며 가스 분리 공정(separating process)과 천연 가스 액화 공정(liquefaction process)으로 이루어져 있다. 유틸리티 시스템은 프로세스 시스템에 필요한 전력, 물 등을 공급한다(Hwang, et al., 2009).

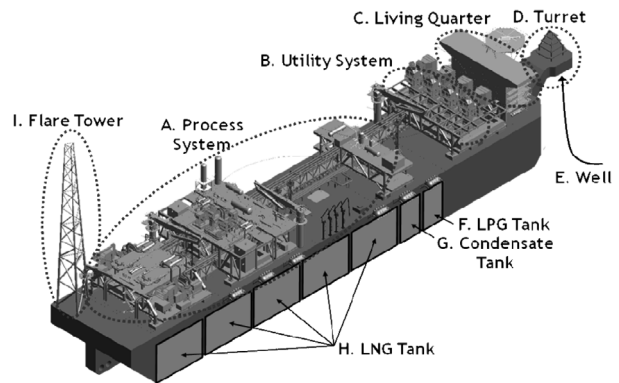


Fig. 1 Conventional arrangement of a LNG-FPSO

프로세스 시스템은 Fig. 2와 같이 분리 공정 부분(field specific part, Fig. 2의 A)와 액화 공정 부분(liquefaction part, Fig. 2의 B)로 구성된다. 유정에서 올라온 오일, 가스, 물은 액체와 기체가 각각 덩어리져서 흐르는 슬러그 흐름(slug flow)을 형성하는데, 이 상태로 'Gas/Liquid Separator'(Fig. 2의 A2)로 들어갈 경우 분리기(separator)의 분리 효율이 떨어지게 된다. 이를 방지하기 위해 분리 공정 부분의 가장 첫 단계인 'Slug Catcher'(Fig. 2의 A1)에서 슬러그 흐름을 안정시키게 된다. 다음으로 'Gas/Liquid Separator'(Fig. 2의 A2)에서는 슬러그 흐름을 메탄(methane, CH₄), 에탄(ethane, C₂H₆), 프로판(propane, C₃H₈), 부탄(butane, C₄H₁₀)으로 분리하여 후속의 액화 공정 부분(Fig. 2의 B)로 보내게 된다. 'Stabilizer'(Fig. 2의 A3)에서 분리된 펜탄(pentane, C₅H₁₂)과 헥산(hexane, C₆H₁₄)은 condensate라 불리며, 따로 condensate 탱크(Fig. 2의 T3)에 저장된다.

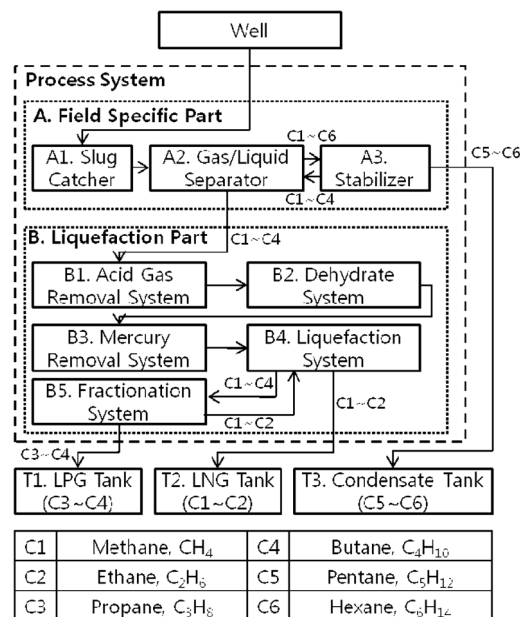


Fig. 2 Process system of a LNG-FPSO

액화 공정 부분(Fig. 2의 B)의 첫 단계는 'Acid Gas Removal System'(Fig. 2의 B1)으로 파이프 내부를 부식시킬 위험이 있는 H₂S와 하이드레이트(hydrate)를 형성하여 파이프 내부를 막히게

할 수 있는 CO₂를 제거한다. 수분 역시 CO₂와 마찬가지로 하이 드레이트를 형성할 수 있기 때문에 'Dehydrate System'(Fig. 2의 B2)에서 제거한다. 그리고 'Mercury Removal System'(Fig. 2의 B3)을 거침으로써 알루미늄 재질의 파이프를 손상시킬 가능성이 있는 수은(Hg)를 제거한다.

불순물이 제거된 메탄, 에탄, 프로판, 부탄은 천연 가스(natural gas, 메탄과 에탄)와 석유 가스(petroleum gas, 프로판과 부탄)로 분리 및 액화되어 각각 LNG 탱크(Fig. 2의 T2), LPG 탱크(Fig. 2의 T1)에 저장된다.

3. 해양 플랜트의 천연 가스 액화 공정

천연 가스의 액화 공정은 그 방식에 따라 크게 세 가지로 분류 할 수 있다(Venkatarathnam, 2008).

- 다단계 액화 공정(cascade liquefaction process)
- 혼합 냉각 공정(mixed refrigerant process)
- 터빈 기반 액화 공정(turbine or expander based process)

이 중 해양 플랜트의 천연 가스 액화 공정에 요구되는 공정의 간결성 및 경량성, 고유 안전성, 해상 환경의 고려 측면에서 터빈 기반 액화 공정이 타 공정에 비해 뛰어나다고 평가되고 있다 (Venkatarathnam, 2008).

Brayton cycle은 대표적인 터빈 기반 액화 공정으로서 Fig. 3에 나타나 있듯이 2개의 압축기(compressor), 1개의 팽창기(expander) 및 1개의 열 교환기(heat exchanger, brazed aluminum heat exchangers(BAHX))로 구성된다. 냉매 가스인 질소가 순환 과정을 거치고 열 교환기를 통해 천연 가스를 LNG로 액화시킨다.

한편, 액화 공정의 효율을 높이기 위해 기존의 Brayton cycle을 변형시킨 것이 나왔는데 대표적인 것이 Hamworthy Mark I (이하 간략히 HM) cycle이다. Fig. 4에 나타나 있듯이 HM 공정은 3개의 압축기, 1개의 팽창기 및 4개의 열 교환기로 구성된다.

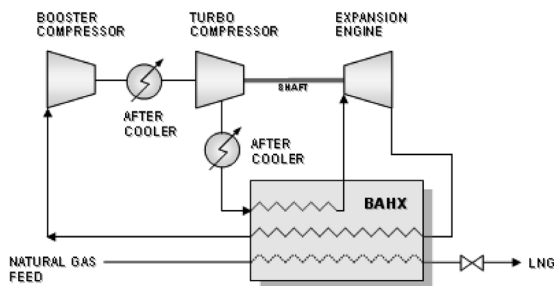


Fig. 3 Configuration of a Brayton cycle

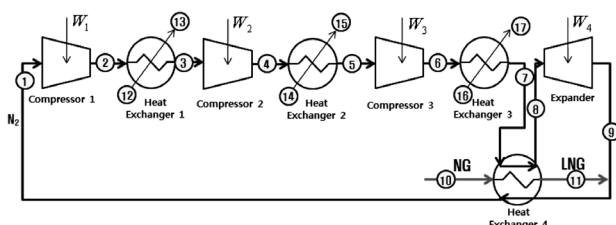


Fig. 4 Configuration of a Hamworthy Mark I cycle

역시 냉매 가스인 질소가 순환 과정을 거치고 열 교환기를 통해 천연 가스를 LNG로 액화시킨다.

냉매인 질소는 흐름 1(Fig. 4의 ①)에서 시작해서 'Compressor 1'을 통과하며 고압, 고온 상태가 된다. 그 후 해수를 냉매로 사용하는 'Heat Exchanger 1'을 지나면서 온도가 낮춰진다. 이어서 'Compressor 2'를 통과하며 다시 고압, 고온 상태가 된 후 'Heat Exchanger 2'를 지나면서 다시 저온 상태가 된다. 이후 'Compressor 3'를 지나면서 고압, 고온 상태가 된 후, 'Heat Exchanger 3'를 통과하면서 저온 상태가 되고, 'Heat Exchanger 4'를 지나면서 보다 낮은 온도를 가지게 된다. 마지막으로 'Expander'를 지나면서 저압, 저온 상태가 되고 'Heat Exchanger 4'를 다시 통과한 후, 흐름1(Fig. 4의 ①)이 되어 앞의 과정을 반복하게 된다.

한편 기체 상태의 천연 가스는 흐름 10(Fig. 4의 ⑩)에서 시작해서 'Heat Exchanger 4'를 통과하면서 저온의 질소로부터 열을 빼앗겨 액체 상태의 LNG(흐름 11, Fig. 4의 ⑪)가 된다.

4. Hamworthy Mark I cycle의 수학적 최적화 모델

본 장에서는 해양 플랜트의 천연 가스 액화 공정 중의 하나인 Hamworthy Mark I(이하 간략히 HM) cycle(Fig. 4 참조)을 수학적 최적화 모델로 정식화하였다. 먼저 전체 공정에서의 설계 변수를 정의한 후 등호 및 부등호 제약 조건, 목적 함수를 도출하여 HM cycle의 최적 프로세스 설계, 즉 최적 운전 조건을 찾는 것을 하나의 최적화 문제로서 정식화하였다.

4.1 설계 변수(design variables)

HM cycle에서 설계 변수는 흐름 1~17(Fig. 4의 ①~⑰)에서의 프로세스 정보, 즉 압력(pressure, [bar]), 온도(temperature, [K]) 그리고 유량(flow rate, [kg/h])을 포함한다. 따라서 이 공정의 수학적 모델링을 위해서는 총 51개의 설계 변수가 필요하다. 이를 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1 Design variables for the mathematical optimization model of the Hamworthy Mark I cycle

Streams	1	2	...	17
Pressure(bar)	P_1	P_2	...	P_{17}
Temperature(K)	T_1	T_2	...	T_{17}
Flow rate(kg/h)	f_1	f_2	...	f_{17}

4.2 제약 조건(constraints)

4.2.1 등호(equality) 제약 조건

(1) 질량 보존(mass conservation) 법칙

압축기, 열 교환기 등과 같은 장비를 통과하는 흐름에서 질량의 손실이 없다고 가정하면, 장비에 입력되는 흐름과 출력되는 흐

름의 유량은 동일하다. 즉, 장비에 입력되는 흐름과 출력되는 흐름 사이에 질량 보존 법칙이 성립한다. 각 흐름에 대해 이를 정리하면 식 (1)~(12)과 같다.

- 흐름 ① = 흐름 ② : $f_1 = f_2$ (1)
- 흐름 ② = 흐름 ③ : $f_2 = f_3$ (2)
- 흐름 ③ = 흐름 ④ : $f_3 = f_4$ (3)
- 흐름 ④ = 흐름 ⑤ : $f_4 = f_5$ (4)
- 흐름 ⑤ = 흐름 ⑥ : $f_5 = f_6$ (5)
- 흐름 ⑥ = 흐름 ⑦ : $f_6 = f_7$ (6)
- 흐름 ⑦ = 흐름 ⑧ : $f_7 = f_8$ (7)
- 흐름 ⑧ = 흐름 ⑨ : $f_8 = f_9$ (8)
- 흐름 ⑩ = 흐름 ⑪ : $f_{10} = f_{11}$ (9)
- 흐름 ⑫ = 흐름 ⑬ : $f_{12} = f_{13}$ (10)
- 흐름 ⑭ = 흐름 ⑮ : $f_{14} = f_{15}$ (11)
- 흐름 ⑯ = 흐름 ⑰ : $f_{16} = f_{17}$ (12)

여기서 f_i 는 흐름 i 의 유량을 나타낸다. 따라서 질량 보존 법칙으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 식 (1)~(12)로 총 12개이다.

(2) 압력 변화(pressure change) 조건

열 교환기를 통과하는 흐름에서는 통과 전후 압력의 변화가 생기지 않는다(Venkatarathnam, 2008). 이러한 특성을 'Heat Exchanger 1'에 적용하면 식 (13), (14)와 같다.

흐름 ② = 흐름 ③ : $P_2 = P_3$ (13)

흐름 ⑫ = 흐름 ⑬ : $P_{12} = P_{13}$ (14)

마찬가지로 'Heat Exchanger 2'에 적용하면 식 (15), (16)과 같다.

흐름 ④ = 흐름 ⑤ : $P_4 = P_5$ (15)

흐름 ⑭ = 흐름 ⑮ : $P_{14} = P_{15}$ (16)

이를 'Heat Exchanger 3'에 적용하면 식 (17), (18)과 같다.

흐름 ⑥ = 흐름 ⑦ : $P_6 = P_7$ (17)

흐름 ⑯ = 흐름 ⑰ : $P_{16} = P_{17}$ (18)

'Heat Exchanger 4'를 통과하는 3개의 흐름에 대해서도 역시 식 (19)~(21)이 성립한다.

흐름 ⑦ = 흐름 ⑧ : $P_7 = P_8$ (19)

흐름 ⑩ = 흐름 ⑪ : $P_{10} = P_{11}$ (20)

흐름 ⑨ = 흐름 ① : $P_9 = P_1$ (21)

따라서 압력 변화 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 식 (13)~(22)로 총 9개이다.

(3) 에너지 보존(energy conservation) 법칙

압축기에는 유체를 고압 상태로 만들기 위해 일을 공급해 주어야 한다. 이와 반대로 팽창기에서는 유체가 저압 상태로 되면서 일을 얻을 수 있다. 먼저 'Compressor 1'에 공급해야 하는 일률은 다음과 같이 나타낼 수 있다 (Smith, 2005).

$$W_1 = f_1 \left(\int_{T_1}^{T_2} C_p^{ig} dT + H_2^R - H_1^R \right) \quad (22)$$

여기서 첫 번째 항의 C_p^{ig} 는 물질을 이상 기체(ideal gas)로 가정했을 때의 정압 몰비열(molar specific heat at constant pressure)을 나타낸다. 따라서 첫 번째 적분식은 물질을 이상 기체로 간주하였을 때 온도 변화에 따른 내부 에너지의 변화를 나타내며, 식 (23)와 같이 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$\int_{T_1}^{T_2} D_p^{ig} dt = R \times \left[A \cdot (T_2 - T_1) + \frac{B}{2} (T_2^2 - T_1^2) + \frac{C}{3} (T_2^3 - T_1^3) + D \left(\frac{1}{T_2} - \frac{1}{T_1} \right) \right] \quad (23)$$

여기서 R 은 기체 상수로서 $83.14472 \times 10^{-6} [\text{m}^3 \cdot \text{bar}/\text{K}]$ 의 일정한 값을 가진다. 그리고 A, B, C, D는 물질의 온도 의존성에 대한 상수로, 물질의 종류에 따라 실험으로부터 정해지는 값이다. HM cycle에서 사용되는 물질인 질소, 메탄, 물에 대한 이들의 값은 Table 2와 같다.

Table 2 Coefficients of the heat capacity for nitrogen, methane, and water

	A	B	C	D
Nitrogen	3.280	5.930×10^{-4}	0	4,000
Methane	1.702	9.081×10^{-3}	-2.164×10^{-6}	0
Water	15.133	6.73×10^{-3}	16.35×10^{-6}	0

한편 식 (22)의 두 번째와 세 번째 항은 각각의 흐름 ②(Fig. 4의 ②)와 흐름 ①(Fig. 4의 ①)에서의 잔류 엔탈피(residual enthalpy)를 나타내며, 이상 기체와 실제 기체와의 차이를 보정하는 역할을 수행한다. 잔류 엔탈피는 식 (24)로부터 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$H^R = H^R(P, T) = R \cdot T_C \cdot \frac{P}{P_C} \left[\left(0.083 - \frac{0.0422}{(T/T_C)^{1.6}} \right) - \frac{T}{T_C} \cdot \frac{0.675}{(T/T_C)^{2.6}} \right] + \omega \left[\left(0.136 - \frac{0.172}{(T/T_C)^{4.2}} \right) - \frac{T}{T_C} \cdot \frac{0.722}{(T/T_C)^{5.2}} \right] \quad (24)$$

여기서 R 은 기체 상수이며, T_C 는 임계 온도(critical temperature), P_C 는 임계 압력(critical pressure)이다. 임계 온도와 임계 압력은 물질의 상태가 액체인지 기체인지 구분할 수 없어지는 점인 임계 점(critical point)에서의 온도와 압력을 말하며, 물질의 종류에 따라 실험으로부터 정해지는 값이다. 그리고 ω 는 물질의 분자 구조의 특징을 나타내는 이심 인자(acentric factor)이다. Dual independent expander refrigeration cycles에서 사용되는 물질인 methane과 nitrogen에 대한 이들에 대한 값은 Table 3과 같다.

Table 3 Critical temperature/pressure and acentric factor for nitrogen, methane, and water

	T_c [K]	P_c [bar]	ω
Nitrogen	126.2	34.00	0.038
Methane	190.6	45.99	0.012
Water	647.1	220.48	0.344

위와 동일한 방법으로 'Compressor 2', 'Compressor 3', 그리고 'Expander'에서의 단위 시간당 일률(요구 또는 발생)을 각각 계산하면 식 (25)~(27)과 같다.

$$W_2 = f_3 \left(\int_{T_3}^{T_4} C_p^{ig} dT + H_4^R - H_3^R \right) \quad (25)$$

$$W_3 = f_5 \left(\int_{T_5}^{T_6} C_p^{ig} dT + H_6^R - H_5^R \right) \quad (26)$$

$$W_4 = f_8 \left(\int_{T_8}^{T_9} C_p^{ig} dT + H_9^R - H_8^R \right) \quad (27)$$

한편, 열 교환기에서는 물질이 직접적으로 만나지는 않지만, 물질간의 열 에너지 교환이 일어난다. 이때 에너지 보존 법칙에 따라 각각의 흐름에서의 에너지 변화의 총합은 0으로 일정하다(Cengel, 2008). 먼저 'Heat Exchanger 1'에서의 에너지 보존 법칙을 수식으로 나타내면 식 (28)과 같다.

$$f_2 \left(\int_{T_2}^{T_3} C_p^{ig} dT + H_3^R - H_2^R \right) + f_{12} \left(\int_{T_{12}}^{T_{13}} C_p^{ig} dT + H_{13}^R - H_{12}^R \right) = 0 \quad (28)$$

마찬가지 방법으로 'Heat Exchanger 2'에 대해 적용하면 식 (29)와 같다.

$$f_4 \left(\int_{T_4}^{T_5} C_p^{ig} dT + H_5^R - H_4^R \right) + f_{14} \left(\int_{T_{14}}^{T_{15}} C_p^{ig} dT + H_{14}^R - H_{15}^R \right) = 0 \quad (29)$$

그리고 'Heat Exchanger 3'에 대해 적용하면 식 (30)과 같다.

$$f_6 \left(\int_{T_6}^{T_7} C_p^{ig} dT + H_7^R - H_6^R \right) + f_{16} \left(\int_{T_{16}}^{T_{17}} C_p^{ig} dT + H_{17}^R - H_{16}^R \right) = 0 \quad (30)$$

식 (31)은 3개의 흐름이 있는 'Heat Exchanger 4'에서의 에너지 보존 법칙을 수식으로 나타낸 것이다.

$$f_7 \left(\int_{T_7}^{T_8} C_p^{ig} dT + H_8^R - H_7^R \right) + f_9 \left(\int_{T_9}^{T_{11}} C_p^{ig} dT + H_{11}^R - H_9^R \right) + f_{10} \left(\int_{T_{10}}^{T_{11}} C_p^{ig} dT + H_{11}^R - H_{10}^R \right) = 0 \quad (31)$$

따라서 에너지 보존 법칙으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 식 (28)~(31)로 총 4개이다.

(4) 엔트로피 변화(entropy change) 조건

압축기와 팽창기에서 유체가 이상적인 가역 과정(reversible process)을 거치고, 외부와의 열 출입이 없는 단열 과정(isothermal process)을 거친다면, 등엔트로피 과정(isentropic process)이라 볼 수 있다(Smith, 2005).

한편, 'Compressor 1'에 대해 엔트로피 변화는 식 (32)와 같다(Smith, 2005).

$$\Delta S_{c,1} = \int_{T_1}^{T_2} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} + (S_{c,2}^R - S_{c,1}^R) \quad (32)$$

'Compressor 1'에서 등엔트로피 과정이 일어난다면 엔트로피

의 변화는 식 (33)와 같이 0의 값을 가진다.

$$\Delta S_{c,1} = 0 \tag{33}$$

따라서 식 (32)와 (33)에 의해, 'Compressor 1'에서 엔트로피의 변화가 없다는 것을 식 (34)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1} + (S_2^R - S_1^R) = 0 \tag{34}$$

식 (34)에서 첫 번째 항은 물질을 이상 기체로 가정했을 때 온도 변화에 따른 엔트로피의 변화를 나타낸 것으로, 식 (35)와 같이 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \times \left[A \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + \left\{ B \cdot T_1 + \left(C \cdot T_1^2 + \frac{D}{T_1^2} \right) \left(\frac{T_2/T_1 + 1}{2} \right) \right\} \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) \right] \tag{35}$$

여기서 R은 기체 상수이며, A, B, C, D는 물질의 온도 의존성에 대한 상수로 Table 2에 나타나 있다.

식 (35)의 두 번째 항은 물질의 압력 변화에 따른 엔트로피를 나타낸다(Smith, 2005). 세 번째와 네 번째 항은 각각 흐름 ②(Fig. 4의 ②)와 흐름 ①(Fig. 4의 ①)에서의 잔류 엔트로피를 나타내며, 이상 기체와 실제 기체와의 차이를 보정하는 역할을 수행한다. 잔류 엔트로피는 식 (36)으로부터 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$S^R = S^R(P, T) = R \cdot \left[- \frac{P}{P_C} \times \left(\frac{0.675}{(T/T_C)^{2.6}} + \omega \times \frac{0.722}{(T/T_C)^{5.2}} \right) \right] \tag{36}$$

여기서 R은 기체 상수이며, 임계 온도 T_C와 임계 압력 P_C, 그리고 이심 인자 ω는 Table 3에 나타나 있다.

마찬가지 방법으로 'Compressor 2', 'Compressor 3', 그리고 'Expander'에서 등엔트로피 과정이 일어난다면 식 (37)~(39)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_{T_3}^{T_4} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_4}{P_3} + (S_4^R - S_3^R) = 0 \tag{37}$$

$$\int_{T_5}^{T_6} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_6}{P_5} + (S_6^R - S_5^R) = 0 \tag{38}$$

$$\int_{T_8}^{T_9} C_p^{ig} \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_9}{P_8} + (S_9^R - S_8^R) = 0 \tag{39}$$

따라서 엔트로피 변화 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약

조건은 식 (34), (37)~(39)로 총 4개이다.

4.2.2 부등호(inequality) 제약 조건

(1) 각 흐름의 온도 제약 조건

각 흐름의 온도는 열역학 제 3법칙에 따라, 절대영도(0K) 보다 는 커야 하며, 일반적으로 3K보다는 크다는 조건을 적용하게 된다(Venkatarathnam, 2008).

$$T_i \geq 3, (i = 1, \dots, 17) \tag{40}$$

따라서 식 (40)으로부터 얻어지는 부등호 제약조건은 총 17개이다.

(2) 압축기 및 팽창기의 작동을 위한 제약 조건

압축기의 경우 유입되는 흐름의 온도와 압축 비율, 그리고 유출 되는 흐름의 한계 압력에 대한 제약 조건이 있다(Venkatarathnam, 2008). 이를 'Compressor 1'에 대해 표현하면 식 (41)~(43)과 같다.

$$T_1 \leq 40 [^\circ\text{C}] = 313.15 [K] \tag{41}$$

$$P_2/P_1 \leq 4 \tag{42}$$

$$P_2 \leq 500 [bar] \tag{43}$$

이를 'Compressor 2'에 대해 적용하면 식 (44)~(46)과 같다.

$$T_3 \leq 40 [^\circ\text{C}] = 313.15 [K] \tag{44}$$

$$P_4/P_3 \leq 4 \tag{45}$$

$$P_4 \leq 500 [bar] \tag{46}$$

마찬가지로 'Compressor 3'에 대해 적용하면 식 (47)~(49)와 같다.

$$T_5 \leq 40 [^\circ\text{C}] = 313.15 [K] \tag{47}$$

$$P_7/P_6 \leq 4 \tag{48}$$

$$P_6 \leq 500 [bar] \tag{49}$$

이와 유사하게 팽창기의 경우, 유입되는 흐름에 대한 제약 조건이 있다(Venkatarathnam, 2008). 이를 'Expander'에 대해 표현하면 식 (50)과 같다.

$$T_8 \leq 40 [^\circ\text{C}] = 313.15 [K] \tag{50}$$

(3) 열 교환기의 작동을 위한 유체의 온도 제약 조건

팬창기와 유사하게 열 교환기의 경우, 원활한 작동을 위해 유입되는 흐름의 온도에 대한 제약 조건이 있다(Venkatarathnam, 2008). 이를 'Heat Exchanger 1' ~ 'Heat Exchanger 4'에서 유입되는 흐름에 대해 적용하면 식 (51)~(54)와 같다.

$$T_2 \leq 150^\circ\text{C} = 423.15\text{K} \tag{51}$$

$$T_4 \leq 150^\circ\text{C} = 423.15\text{K} \tag{52}$$

$$T_6 \leq 150^\circ\text{C} = 423.15\text{K} \tag{53}$$

$$T_7 \leq 150^\circ\text{C} = 423.15\text{K} \tag{54}$$

'Heat Exchanger 1' ~ 'Heat Exchanger 3'에서 해수가 유입되는 흐름 12(Fig. 4의 ㉓), 흐름 14(Fig. 4의 ㉔), 그리고 흐름 16(Fig. 4의)의 경우 해수가 들어가기 때문에 위와 같은 조건이 필요 없고, 'Heat Exchanger 4'의 흐름 10(Fig. 4의 ㉕)의 경우 천연 가스가 들어가는 곳으로 보통 20°C의 온도를 가지므로 역시 위와 같은 조건이 필요 없으며, 흐름 9(Fig. 4의 ㉑)의 경우 극저온 냉매가 흐르는 구간이므로 역시 위와 같은 제약 조건이 필요 없다.

이상과 같이 각 흐름의 온도 제약 조건(17개), 압축기 및 팬창기의 작동을 위한 제약 조건(10개), 열 교환기의 작동을 위한 유체의 온도 제약 조건(4개)으로부터 얻을 수 있는 부등호 제약 조건은 총 31개이다.

4.3 목적 함수(objective function)

본 수학적 최적화 모델에서는 액화에 소요되는 총 에너지(정확히 말하면, 일률)의 최소화를 목적 함수로 선정하였다. 일반적으로 압축기의 구동을 위해서는 외부로부터의 일이 필요하며, 팬창기에서는 외부로 일이 발생하게 된다. 'Compressor 1', 'Compressor 2', 'Compressor 3', 'Expander'에서의 일률을 각각 W_1 , W_2 , W_3 , W_4 라고 가정하면, 목적 함수는 식 (55)와 같이 이들의 합이다.

$$W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \tag{55}$$

여기서, W_1 은 식 (22), W_2 는 식 (25), W_3 는 식 (26), 그리고 W_4 는 식 (27)로부터 구할 수 있다.

4.4 Hamworthy Mark I cycle의 수학적 최적화모델 요약

이상과 같이 HM cycle의 수학적 최적화 모델을 요약하면 다음과 같다() 안의 숫자는 해당 조건의 개수).

Minimize $W(X)$

Subject to

(Equality constraints) [29]

- Mass conservation [12]
- Pressure change [9]
- Energy conservation [4]
- Entropy change [4]

(Inequality constraints) [31]

- Temperature for flows [17]
- Constraints for compressors and expanders [10]
- Constraints for heat exchangers [4]

Where, $X = \{P_i, T_i, f_i, i=1, \dots, 17\}$ is design variables.

즉, HM cycle의 최적 운전 조건을 구하는 최적화 문제는 51개의 설계 변수, 29개의 등호 제약 조건, 31개의 부등호 제약 조건을 가진 최적화 문제임을 알 수 있다.

5. 상용 시스템을 이용한 Hamworthy Mark I cycle의 수학적 최적화 모델의 검증

본 연구에서는 앞서 정식화된 수학적 최적화 모델의 검증, 특히 등호 제약 조건들의 유효성 및 정확성을 검증하기 위해 해양 플랜트의 프로세스 설계를 위해 가장 많이 활용되고 있는 AspenTech사의 HYSYS 시스템(AspenTech, 2010)과의 결과 비교를 수행하였다. HYSYS는 특정 공정을 모델링 한 후 일부 흐름에서의 압력, 온도, 유량 등을 정의해 주면 미정의 앞서 소개한 열역학적 상태 방정식을 통해 미정의 흐름에서의 압력, 온도, 유량 등을 계산해주는 상용 프로그램이다. 즉, HYSYS는 온도, 압력, 유량 등 상태 변수로 구성된 식들의 해를 풀어주는 연립 방정식 풀이 프로그램이라고 볼 수 있다.

일반적으로 설계 변수(미지수)의 수가 등호 제약 조건(등식) 보다 많은 문제를 최적화 문제, 설계 변수의 수가 등호 제약 조건과 같은 문제를 연립 방정식이라고 한다. 본 연구에서는 HYSYS와의 결과 비교를 위해 HM cycle에 대한 최적화 문제를 연립 방정식으로 변환시켰다. 즉, 설계 변수의 수(51개)와 등호 제약 조건의 수(29개) 차이만큼 추가적인 등호 제약 조건(예, $P_2=22[\text{bar}]$)와 같은 형태를 51-29=22개를 부여하여 원래의 최적화 문제를 51개의 식으로 구성된 연립 방정식으로 표현한 후, 이들의 해($P_i, T_i, f_i, i=1, \dots, 17$, 총 51개)를 구했으며, 그 결과를 HYSYS의 결과와 비교하였다. Table 4는 본 연구에서 정식화된 수학적 최적화 모델에 의한 결과와 HYSYS에 의한 결과를 비교한 것이다.

Table 4에 나타나 있듯이, 본 연구에 의한 결과와 HYSYS에 의한 결과가 거의 동일함을 알 수 있으며, 온도의 경우만 약 0.18°C의 오차가 존재했으며 이는 본 연구와 HYSYS에서 이용한

Table 4 Comparison of the process simulation result between this study and HYSYS

The result of this study						
	1	2	3	4	5	6
P_i [bar]	13.5	20	20	30	30	57
T_i [°C]	12.00	46.25	20.00	56.48	20.00	80.01
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5
	7	8	9	10	11	12
P_i [bar]	57	57	13.5	60	60	30
T_i [°C]	20.00	-110.00	-164.48	20.00	-160.07	10.00
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	6.0×10^3	6.0×10^3	2.23×10^4
	13	14	15	16	17	
P_i [bar]	30	30	30	30	30	
T_i [°C]	45.00	10.00	45.00	10.00	45.00	
f_i [kg/h]	2.23×10^4	3.19×10^4	3.19×10^4	5.43×10^4	5.43×10^4	
The result of HYSYS						
	1	2	3	4	5	6
P_i [bar]	13.5	20	20	30	30	57
T_i [°C]	12.00	46.21	20.00	56.40	20.00	79.83
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5
	7	8	9	10	11	12
P_i [bar]	57	57	13.5	60	60	30
T_i [°C]	20.00	-110.00	-164.58	20.00	-160.12	10.00
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	6.0×10^3	6.0×10^3	2.23×10^4
	13	14	15	16	17	
P_i [bar]	30	30	30	30	30	
T_i [°C]	45.00	10.00	45.00	10.00	45.00	
f_i [kg/h]	2.23×10^4	3.19×10^4	3.19×10^4	5.43×10^4	5.43×10^4	

물질별 특성치(Table 2, 3)의 차이에서 온 오차라고 예상된다. 참고로, HYSYS에서 이용하는 물질별 특성치는 알려져 있지 않다.

6. Hamworthy Mark I cycle의 최적 운전조건 결정

본 연구에서는 앞서 정식화 된 수학적 최적화 모델을 이용하여 HM cycle의 최적 운전 조건을 도출하고 이를 기존의 운전 조건 (Anderson, et al., 2009)과 비교하였다.

먼저, 최적화 효율성의 제고를 위해 앞서 정식화된 수학적 최적화 모델의 간략화 과정을 수행하였다. 일반적으로 하나의 등호 제약 조건으로부터 하나의 설계 변수의 수를 줄일 수 있다. 예컨대, 설계 변수가 X_1, X_2 이고 $X_1 + X_2 = 10$ 이라는 등호 제약 조건을 가진 문제의 경우, X_1 의 값만 구하면 X_2 는 $X_2 = 1 - X_1$ 이라는 등호 제약 조건을 변형시킨 식으로부터 구할 수 있기 때문에 X_1 하나만 설계 변수를 가진 문제로 변환할 수 있다. 따라서 주어진 최적화 문제에서 29개의 등호 제약 조건을 이용하면 51개의 설계 변수의 수를 22개(= 51 - 29)로 줄일 수 있어 보다 간단한 최적화 문제로 변환할 수 있다. 이상의 과정을 거쳐 간단화 된 최적화 문

제는 다음과 같다.

Minimize $W(X)$

Subject to

(Inequality constraints) [31]

- Temperature for flows [17]
- Constraints for compressors and expanders [10]
- Constraints for heat exchangers [4]

Where, $X = \{P_1, P_2, P_4, P_6, P_8, P_{10}, P_{12}, P_{14}, P_{16}, T_1, T_3, T_5, T_7, T_8, T_{10}, T_{12}, T_{13}, T_{14}, T_{15}, T_{16}, T_{17}, f_i\}$ is design variables.

이상과 같은 최적화 문제를 풀기 위해 본 연구에서는 국부 최적화 알고리즘 중의 하나인 SQP(Sequential Quadratic Programming) 방법을 활용하였으며, 본 저자들이 기존에 개발한 비선형

Table 5 Comparison of the operating condition for natural gas liquefaction between the existing condition and this study

Existing condition						
	1	2	3	4	5	6
P_i [bar]	13.5	20	20	30	30	57
T_i [°C]	12.00	46.25	20.00	56.48	20.00	80.01
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5
	7	8	9	10	11	12
P_i [bar]	57	57	13.5	60	60	30
T_i [°C]	20.00	-110.00	-164.48	20.00	-160.07	10.00
f_i [kg/h]	1.21×10^5	1.21×10^5	1.21×10^5	6.0×10^3	6.0×10^3	2.23×10^4
	13	14	15	16	17	
P_i [bar]	30	30	30	30	30	
T_i [°C]	45.00	10.00	45.00	10.00	45.00	
f_i [kg/h]	2.23×10^4	3.19×10^4	3.19×10^4	5.43×10^4	5.43×10^4	
W_1 [kJ/h]	4.31×10^6	W_2 [kJ/h]	4.59×10^6	W_3 [kJ/h]	7.57×10^6	
W_4 [kJ/h]	-7.55×10^6	W [kJ/h]	8.92×10^6			
Optimal condition of this study						
	1	2	3	4	5	6
P_i [bar]	15	20	20	26	26	63
T_i [°C]	12.95	39.72	20.00	44.07	20.00	105.21
f_i [kg/h]	1.14×10^5	1.14×10^5	1.14×10^5	1.14×10^5	1.14×10^5	1.14×10^5
	7	8	9	10	11	12
P_i [bar]	63	63	15	60	60	30
T_i [°C]	20.00	-104.93	-165.72	20.00	-169.30	10.00
f_i [kg/h]	1.14×10^5	1.14×10^5	1.14×10^5	6.0×10^3	6.0×10^3	1.57×10^4
	13	14	15	16	17	
P_i [bar]	30	30	30	30	30	
T_i [°C]	45.00	10.00	45.00	10.00	45.00	
f_i [kg/h]	1.57×10^4	1.93×10^4	1.93×10^4	7.12×10^4	7.12×10^4	
W_1 [kJ/h]	3.16×10^6	W_2 [kJ/h]	2.84×10^6	W_3 [kJ/h]	1.01×10^7	
W_4 [kJ/h]	-7.34×10^6	W [kJ/h]	8.76×10^6			

최적화 프로그램인 EzOptimizer(Lee, et al., 2002)에 내장된 SQP를 이용하였다. 이때 설계 변수들의 초기값은 각 설계 변수의 상하한값 내에서 임의로 선택되어 사용되었다.

Table 5는 HM cycle에 의한 천연 가스의 액화 공정을 위한 기존의 운전 조건(Anderson, et al., 2009)과 본 연구에서 정식화된 수학적 최적화 모델로부터 얻어진 최적 운전 조건을 비교한 것이다. Table 5에 나타나 있듯이 기존의 운전 조건에 의한 천연 가스 액화를 위해 요구되는 일률은 8.921×10^6 [kJ/h]인 반면 최적 운전 조건에 의한 요구 일률은 8.756×10^6 [kJ/h]로서 최적화에 의해 약 1.8% (= $165,000$ [kJ/h] = 45.83 [kW])의 요구되는 일률의 감소가 가능함을 알 수 있다. 2010년 7월 현재, 산업용 전력(병)의 사용 비용이 5,730 [원/kW]라고 했을 때 최적 운전 조건의 적용을 통해 줄일 수 있는 단위 시간당 사용 비용은 45.83 [kW] × $5,730$ [원/kW] = 약 26만원임을 알 수 있다.

7. 결론 및 향후 연구 계획

LNG-FPSO와 같은 해양 플랜트는 LNG를 생산하기 위해 상부에 천연 가스 액화를 위한 공정을 가지고 있다. 본 연구에서는 Hamworthy Mark I cycle을 기반으로 하는 기존의 액화 공정을 개선하기 위해 최적의 운전 조건을 도출하고자 하였다. 이를 위해, 천연 가스의 액화를 위해 요구되는 다양한 열역학적 상태 방정식(제약 조건)을 만족시키면서 액화에 요구되는 일률을 최소화(목적 함수)하는 운전 조건(설계 변수)을 구하는 최적화 모델, 즉 최적화 문제를 정식화하였다. 정식화에 포함된 다양한 제약 조건의 적합성을 검증하기 위해 상용 시스템에 의한 결과와 비교하였다. 검증이 완료된 최적화 문제를 비선형 최적화 알고리즘의 하나인 SQP 방법으로 풀었으며 그 결과를 기존의 Hamworthy Mark I cycle의 운전 조건과 비교하였다. 그 결과, 기존의 운전 조건 대비 약 1.8%의 액화 요구 일률을 감소시킬 수 있는 최적 운전 조건을 도출하였다.

향후에는 Hamworthy Mark I cycle이 아닌 다른 형태의 액화 공정에도 본 연구의 최적화 모델을 적용하여 최적 운전 조건을 도출할 예정이다. 또한 본 연구에서와 같이 기존의 액화 공정에 대한 최적 운전 조건의 도출을 넘어서, 새로운 최적화 모델의 제안 또는 제안된 모델의 보안을 통해 기존의 액화 공정을 개선할 수 있는 새로운 액화 공정을 제안하고자 한다.

후 기

본 연구는 2009년도 정부 재원(교육 인적자원부 학술연구조성사업비)으로 한국연구재단의 지원을 받아 연구되었음(KRF-2008-314-D00494)을 밝히며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- AspenTech, 2010. *HYSYS official homepage*, [Online] Available at: <http://www.aspentech.com/core/aspens-hysys.cfm> [Accessed 1 February 2010].
- Anderson, T.N. et al., 2009. Shipboard Reliquefaction for Large LNG Carriers. *Proceeding of the 1st Annual Gas Processing Symposium*, Doha, Qatar, January 10-12, 2009, pp.317-322.
- Cengel, Y.A., 2008. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*, 2nd Ed. McGraw-Hill.
- Chung, M.J. Jung, W.S. & Chang, H.M., 2009. Thermal System Design of Brayton Refrigeration Cycle for Production of Subcooled Liquid Nitrogen at 65K. *Proceedings of the Annual Spring Meeting, The Korean Society of Mechanical Engineers*, Pusan, May 20-22, 2009, pp.231-234.
- Hwang, J.H. et al., 2009. Establishment of Offshore Process FEED(Front End Engineering Design) Method for Oil-based FPSO Topsides Systems. *Proceedings of ISOPE(International Society of Offshore and Polar Engineers)*, Osaka, June 21-26, 2009, pp.144-150.
- Howard, D., 1988. *Numerical Techniques for the Simulation of Three Dimensional Swirling Flow*, Ph.D. Thesis, University of Wales.
- Jung, H.C. Lim, S.W. & Kim, Y.H., 2006. An Demand Outlook of Offshore Oil Production Structures. *The Society of Naval Architects of Korea*, 43(1), pp. 49-57.
- Lee, K.Y. Cho, S.H. & Roh, M.I., 2002. An Efficient Global-Local Hybrid Optimization Method Using Design Sensitivity Analysis. *International Journal of Vehicle Design*, 28(4), pp. 300-317.
- Merri, A., 1990. *An Experimental Study of Heat Transfer in Smooth Circular Tubes Rotating in the Orthogonal Mode*, Ph.D. Thesis, University of Wales.
- Rance, J.M., 1989. *Flow and Heat Transfer in Rotating Channel*. Ph.D. Thesis, University of Wales.
- R-Abadi, K.F., 1993. *An Experimental Investigation of the Confined Effect of Rotation and Internal Ribbing on Heat Transfer in Turbine Rotor Blade Cooling Channels*. Ph.D. Thesis, University of Wales.
- Shukri, T., 2004. LNG Technology Selection. *Hydrocarbon Engineering*, 9(2), pp.71-76.
- Smith, J.M., 2005. *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*. 7th Ed. McGraw-Hill.
- Venkatarathnam, G., 2008. *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*. Springer.
- Xia, J.Y., 1987. *Numerical Modeling for Turbulent Flow and Heat Transfer in a Coupled Solid/Fluid Rotating System*. M.Sc. Thesis, University of Wales.



차 주 환

- 서울대학교 공학연구소 연구원
- 관심분야: 모델링 및 시뮬레이션, 시뮬레이션 기반 설계, 다물체계 동역학, CAD, 음함수 모델링



노 명 일

- 울산대학교 조선해양공학부 조교수
- 관심분야: 해양 구조물 프로세스 설계, Computer-Aided Ship Design and Manufacturing, Simulation-Based Design/Manufacturing, 최적 설계, CAD/CAM/CAE, CAGD



이 준 채

- 서울대학교 조선해양공학과 석사과정
- 관심분야: 해양 구조물 프로세스 설계, 최적 설계



이 규 열

- 서울대학교 공과대학 조선해양공학과 교수
- 관심 분야: CAD, CAGD, 선박 설계, 시뮬레이션, CALS