

LNG FPSO Topside의 액화 공정에 대한 이중 혼합 냉매 사이클의 최적 운전 조건 결정

이준채¹·차주환²·노명일^{3,†}·황지현¹·이규열⁴
서울대학교 조선해양공학과 대학원¹
목포대학교 해양시스템공학과²
울산대학교 조선해양공학부³
서울대학교 조선해양공학과 및 해양시스템공학연구소⁴

Determination of the Optimal Operating Condition of Dual Mixed Refrigerant Cycle of LNG FPSO Topside Liquefaction Process

Joon-Chae Lee¹·Ju-Hwan Cha²·Myung-Il Roh^{3,†}·Ji-Hyun Hwang¹·Kyu-Yeul Lee⁴
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University¹
Department of Ocean Engineering, Mokpo National University²
School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan³
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Research Institute of Marine Systems Engineering, Seoul National University⁴

Abstract

In this study, the optimal operating conditions for the dual mixed refrigerant(DMR) cycle were determined by considering the power efficiency. The DMR cycle consists of compressors, heat exchangers, seawater coolers, valves, phase separators, tees, and common headers, and the operating conditions include the equipment's flow rate, pressure, temperature, and refrigerant composition per flow. First, a mathematical model of the DMR cycle was formulated in this study by referring to the results of a past study that formulated a mathematical model of the single mixed refrigerant(SMR) cycle, which consists of compressors, heat exchangers, seawater coolers, and valves, and by considering as well the tees, phase separators, and common headers. Finally, in this study, the optimal operating conditions from the formulated mathematical model was obtained using a hybrid optimization method that consists of the genetic algorithm(GA) and sequential quadratic programming(SQP). Moreover, the required power at the obtained conditions was decreased by 1.4% compared with the corresponding value from the past relevant study of Venkatarathnam.

Keywords : LNG FPSO(부유식 LNG 생산, 저장, 하역 장치), Topside liquefaction process(Topside 액화 공정), Dual mixed refrigerant cycle (이중 혼합 냉매 사이클), Optimization(최적화)

1. 서론

1.1 연구 배경

LNG수요량의 증가에 따라 새로운 개념의 LNG-FPSO(Liquefied Natural Gas-Floating, Production, Storage and Offloading unit)의 수요가 발생하고 있다(Lee, et al., 2010). LNG FPSO는 크게 hull과 topside로 구성되어 있으며, topside는 process system과 utility system으로 나뉜다. 이 중 process system에는 분리 공정(separation process), 전처리 공정(pretreatment process) 그리고 액화 공정(liquefaction process)이 있다(Hwang, et al., 2009, 2010).

이러한 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 1/600 인 액화 천연 가스(LNG: Liquefied Natural Gas) 상태로 저장한다(Cha, et al., 2010). 따라서 LNG-FPSO topside process system 중에서 액화 공정이 중요하며, 액화 공정은 LNG FPSO topside process system 건조 비용의 70%, 전체 건조 비용의 30~40%를 차지한다(Shukri, 2004). LNG-FPSO의 액화 공정은 육상 플랜트에서 요구되는 생산 효율 외에도 공정의 간결성(compactness) 및 경량성(lightness), 고유 안전성(inherent safety), 해상 환경의 고려(marine environmental consideration)가 요구된다.

본 연구에서는 먼저 천연 가스 액화 공정 사이클의 분류를 소개하였고, 그 중 최근 LNG FPSO 적용에 검토되고 있는 액화 공정 사이클인 Dual Mixed Refrigerant(DMR) 사이클을 수학적 최적화 모델로 정식화 하였다. 그리고 최적화 기법을 이용, 정립된 최적화 모델로부터 DMR 사이클의 연간 운전 비용, 즉 사이클에서 요구되는 총 에너지를 최소로 하는 액화 공정의 운전 조건 (operating condition)을 도출 하였다.

1.2 관련 연구 현황

현재까지 진행된 액화 공정 사이클의 최적화 또는 최적 운전 조건 결정과 관련된 연구에서는 주로 상용 시뮬레이션 프로그램과 연동하여 최적화를 수행하였다. Kim, et al.(2010)은 Propane Pre-cooler Mixed Refrigerant(C3MR) 사이클에 대해 최적 운전 조건 결정을 위한 목적 함수를 도출 하였고 AspenTech사의 HYSYS라는 상용 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 최적화를 수행 하였다. 그리고 Jensen (2008)은 Process Systems Enterprise사의 gPROMs를 이용하여 간단한 액화 공정 사이클 중 하나인 Single Mixed Refrigerant(SMR) 사이클의 최적화를 수행하였으며, Venkatarathnam (2008)은 AspenTech사의 Aspen Plus를 이용하여 여러 액화 공정 사이클(cascade liquefaction process cycle, mixed refrigerant process cycle, turbine-based process cycle)에 대해 최적화를 수행하였다. 그 외 Lee, et al.(2010)은 상용 시뮬레이션 프로그램인 Honeywell사의 Unisim을 이용하여 N2 확장(expansion) 사이클과 C3MR 사이클의 성능을 비교하였다.

이와 달리 Cha, et al.(2010)은 상용 시뮬레이션 프로그램을 사용하지 않고, 대부분의 액화 공정 사이클의 기반이 되며 질소를 냉매로 사용하는 Brayton 사이클(Hamworthy Mark I에 적용된 사이클)에 대해 설계 변수, 제약 조건, 목적 함수를 도출하여 최적화 문제로 정식화 하였으며, 최적의 운전 조건을 결정하는 최적화를 수행하였다.

2. 천연 가스 액화 공정 사이클

Table 1은 천연 가스 액화 공정 사이클을 크게 3가지 기준에 따라 분류한 것이다. 3가지 분류 기준에는 크게 1) 사이클의 개수, 2) 터빈(turbine) 사용 유무, 3) 혼합 냉매(mixed refrigerant) 사용 유무가 있다. 우선, '1) 사이클의 개수'는 액화 공정 사이클에서 천연 가스를 예냉각(precooling), 액화(liquefaction), 과냉각(subcooling)할 때, 이들이 몇 개의 작동 냉매에 의해 수행되는지를 나타낸다. 즉, 3 사이클은 예냉각, 액화, 과냉각을 담당하는 각각의 서로 다른 작동 냉매가 있다는 것이고, 2 사이클은 예냉각이 한 작동 냉매에 의해 그리고 액화와 과냉각이 다른 작동 냉매에 의해 냉각되는 것으로 총 2개의 냉매가 있다는 것이다. 그리고 1 사이클은 예냉각, 액화, 과냉각이 하나의 작동 냉매에 의해 수행되는 것을 말한다(Barclay & Shukri, 2007). '2) 터빈 사용 유무'는 액화 공정 사이클에서 터빈, 즉 팽창기(expander)의

Table 1 Classification of the LNG liquefaction process cycles

1) No. of Cycle	2) Turbine	3) Mixed Refrigerant	Cycle Name
3 Cycles	With Turbine	None	-
		Precooling	-
		Liquefaction	-
		Subcooling	-
		Precooling, Liquefaction	-
		Precooling, Subcooling	-
	Without Turbine	None	Classical Cascade Cycle, Optimal Cascade Cycle
		Precooling	-
		Liquefaction	AP-X Cycle
		Subcooling	-
		Precooling, Liquefaction	-
		Precooling, Subcooling	-
2 Cycles	With Turbine	None	Dual Independent Expander Refrigerant Cycle
		Precooling	-
		Liquefaction, Subcooling	-
		Precooling, Liquefaction, Subcooling	-
	Without Turbine	None	-
		Precooling	-
		Liquefaction, Subcooling	Propane Precooled Mixed Refrigerant(C3MR) Cycle
		Precooling, Liquefaction, Subcooling	Dual Mixed Refrigerant(DMR) Cycle
		None	(Reverse)Brayton Cycle
		Precooling, Liquefaction, Subcooling	-
1 Cycle	With Turbine	None	-
	Without Turbine	Precooling, Liquefaction, Subcooling	Single Mixed Refrigerant Cycle

사용 유무를 나타내는 기준이다. 팽창기를 사용할 경우 작동을 멈춘 후 빠른 재시동이 가능하기 때문에 peak shaving plant에 적합하다(Venkatarathnam, 2008), 수용 가능 냉매 용량이 적고 액체 냉매를 팽창시키기에 적합하지 못하다는 단점이 있다. 따라서 액화 공정 사이클에서 액체 또는 대용량의 냉매를 다룰 경우 팽창기 대신 팽창 밸브를 사용하게 된다. '3) 혼합 냉매 사용 유무'는 액화 공정 사이클에서 순수 냉매(pure refrigerant)를 사용하는지 또는 혼합 냉매(mixed refrigerant)를 사용하는지에 대한 기준이다(Venkatarathnam, 2008). 특히, 혼합 냉매가 예냉각, 액화 또는 과냉각 중 어느 단계에서 사용되는 지에 따라 분류가 가능하다. 혼합 냉매를 사용할 경우 순수 냉매를 사용할 때 보다 액화 시 열역학적 효율은 높으나, 적절한 냉매의 조합 비율을 조절하기가 어려우며 혼합 시 메탄과 같은 탄소 화합물 냉매를 추가하기 때문에 폭발의 위험성이 존재한다(Finn, 2000).

3. DMR 사이클의 수학적 최적화 모델

본 장에서는 천연 가스 액화 공정 사이클 중 Fig. 1과 같이 최근 LNG FPSO에 적용이 검토되고 있는 액화 공정 사이클인 DMR

사이클을 수학적 최적화 모델로 정식화 하였다.

3.1 DMR(Dual Mixed Refrigerant) 사이클

DMR Cycle은 Fig. 1에 나타나 있듯이 해수를 이용한 냉각기(Sea Water(SW) cooler로 열 교환기의 일종) 2개와 3개의 압축기(compressor), 4 개의 열 교환기(heat exchanger) 그리고 5개의 밸브(valve) 및 2개의 상 분리기(phase separator)로 구성된다. DMR 사이클은 Table 1에 나타나 있듯이 2 사이클에 해당하며, 팽창기가 아닌 팽창 밸브를 사용한다. 그리고 예냉각, 액화, 그리고 과냉각 단계에서 혼합 냉매가 쓰이고 있으며, 예냉각 단계에 쓰이는 혼합 냉매(precooling refrigerant)는 메탄, 에탄, 프로판 및 부탄의 혼합이다. 이 냉매는 예냉각 단계에서 사용되는 천연 가스와 액화 및 과냉각 단계에 사용되는 혼합 냉매(main refrigerant, 질소, 메탄, 에탄, 프로판의 혼합)를 냉각시킨다. 그 후 main refrigerant가 액화 및 과냉각 단계에서 천연 가스(NG)를 액화 천연 가스(LNG)로 액화시킨다(Venkatarathnam, 2008).

우선, precooling refrigerant는 precooler cold box에서 순환을 하며 NG, main refrigerant, 그리고 자기 자신(precooling

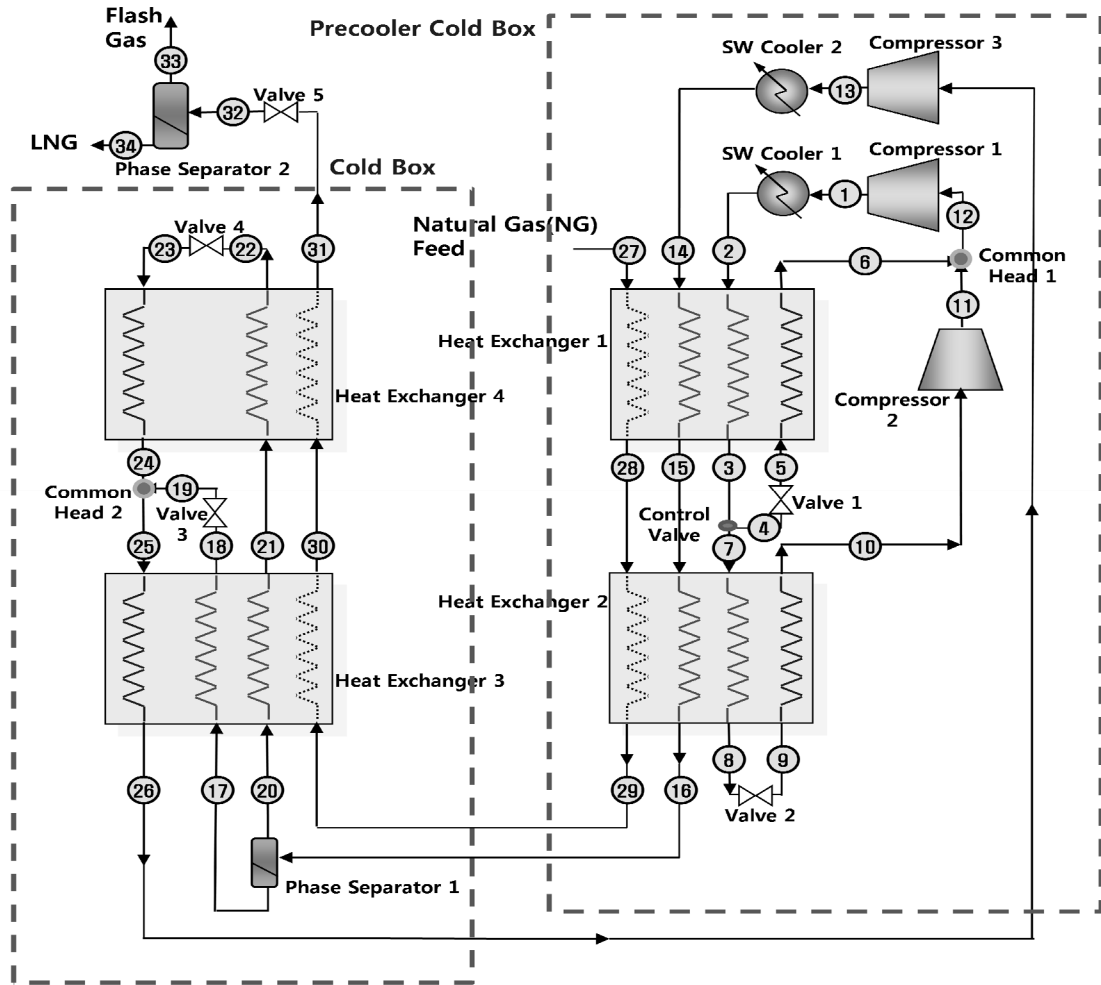


Fig. 1 Configuration of a DMR cycle

refrigerant)의 온도를 낮추고 있다. Precooling refrigerant는 흐름 1(Fig. 1의 ①)의 고온 고압의 상태에서 시작하며 해수를 냉매로 사용하는 'SW cooler 1'을 지나 온도가 낮아진다. 이어서 'Heat Exchanger 1'을 통과하며 추가적으로 온도가 낮아지고 흐름 3(Fig. 1의 ③)에서 precooling refrigerant 일부분이 분리되어 흐름 4(Fig. 1의 ④)로 흐르게 된다. 이렇게 분리된 precooling refrigerant의 일부분은 'Valve 1'을 통과하며 저온 저압의 상태(Fig. 1의 ⑤)가 된다. 이 냉매가 'Heat Exchanger 1'을 통과하며 자기 자신(precooling refrigerant)과 main refrigerant, 그리고 NG의 온도를 낮추게 된다. 흐름 3(Fig. 1의 ③)에서 분리되어 흐름 7(Fig. 1의 ⑦)로 흐르는 냉매는 'Heat Exchanger 2'를 통과하며 온도가 낮아지고, 'Valve 2'를 통과하며 저온 저압의 상태(Fig. 1의 ⑧)가 되고 이는 'Heat Exchanger 2'를 통과하며 자기 자신(precooling refrigerant), main refrigerant 그리고 NG의 온도를 낮추게 된다. 그 후 'Compressor 2'로 들어가 고온 고압의 상태(Fig. 1의 ⑩)가 된다. 그리고 흐름 6(Fig. 1의 ⑥)과 합쳐진 후 다시 'Compressor 1'로 들어가 고온 고압의 상태(Fig. 1의 ①)가 된다.

다음으로 main refrigerant는 흐름 13(Fig. 1의 ⑬)에서 시작, precooler cold box를 통과하며 온도가 낮아지고, cold box를 통과하며 NG를 액화 및 과냉각시키고 자기 자신(main refrigerant)의 온도 역시 낮추고 있다. Main refrigerant는 흐름 13(Fig. 1의 ⑬)의 고온 고압의 상태에서 시작하며, 해수를 냉매로 사용하는 'SW cooler 2'를 지나며 온도가 낮아진다. 그리고 'Heat Exchanger 1'과 'Heat Exchanger 2'를 통과하며 추가적으로 온도가 낮아진다. 그 후 'Phase Separator 1'을 통과하며 냉매 증기 상태인 부분은 흐름 20(Fig. 1의 ⑳)으로, 액체 상태인 부분은 흐름 17(Fig. 1의 ㉑)로 나뉘어 흐르게 된다. 액체 상태의 냉매 흐름 17(Fig. 1의 ㉑)은 'Heat Exchanger 3'를 통과하며 온도가 낮아지고 'Valve 3'을 통과하며 저온 저압의 상태(Fig. 1의 ㉒)가 된다. 기체 상태의 냉매 흐름 20(Fig. 1의 ㉓)은 'Heat Exchanger 3, 4'를 통과하며 온도가 낮아지고 'Valve 4'를 통과하며 저온 저압의 상태(Fig. 1의 ㉔)가 된다. 그리고 'Heat Exchanger 4'를 통과하면서 NG와 자기 자신(main refrigerant)의 온도를 낮춘다. 그리고 흐름 19(Fig. 1의 ㉕)와 합쳐지고 'Heat Exchanger 3'를 통과하며 NG와 자기 자신(main refrigerant)의 온도를 한 번 더 낮춘다. 그 후 'Compressor 3'을 통과하며 고온 고압의 상태(Fig. 1의 ㉖)가 된다.

천연 가스는 precooling refrigerant와 main refrigerant에 의해 'Heat Exchanger 1, 2, 3, 4'를 통과하며 온도가 -160.15°C까지 낮아진다. 그리고 'Valve 5'를 통과하며 저온 저압의 상태(Fig. 1의 ㉗)가 되는데, 'Phase Separator 2'를 통과하며 증기 부분은 flash gas라 하여 흐름 33(Fig. 1의 ㉘)으로 분리되고, 나머지 액체 부분은 LNG로 흐름 34(Fig. 1의 ㉙)로 분리되어 흐른 후 LNG 탱크에 저장된다.

3.2 설계 변수(design variables)

DMR 사이클의 수학적 최적화 모델에서 설계 변수는 흐름

1~31(Fig. 1의 ①~㉓)에서의 프로세스 정보, 즉 압력(pressure, [bar]), 온도(temperature, [K]), 유량(flow rate, [kg/h]), 각 구성 냉매의 몰 분율(mole fraction)과 건도(quality), 제어 밸브에서 냉매를 나누는 몰 분율(mole fraction), 그리고 압축기 등엔트로피 공정일 때의 출력 온도를 포함한다. 따라서 이 공정의 수학적 최적화 모델링을 위해서는 총 351개의 설계 변수가 요구되며, 이를 정리하면 Table 2와 같다.

Table 2 Design variables for mathematical model of the DMR cycle

Streams	1	2	...	12
Pressure[bar]	P_1	P_2	...	P_{12}
Temperature[K]	T_1	T_2	...	T_{12}
Flow rate[kg/h]	f_1	f_2	...	f_{12}
Ethane mole fraction	yE_1	yE_2	...	yE_{12}
Propane mole fraction	yP_1	yP_2	...	yP_{12}
n-Butane mole fraction	ynB_1	ynB_2	...	ynB_{12}
Ethane vapor fraction	xE_1	xE_2	...	xE_{12}
Propane vapor fraction	xP_1	xP_2	...	xP_{12}
n-Butane vapor fraction	xnB_1	xnB_2	...	xnB_{12}
Streams	13	14	...	26
Pressure[bar]	P_{13}	P_{14}	...	P_{26}
Temperature[K]	T_{13}	T_{14}	...	T_{26}
Flow rate[kg/h]	f_{13}	f_{14}	...	F_{26}
Nitrogen mole fraction	yN_{13}	yN_{14}	...	yN_{26}
Methane mole fraction	yM_{13}	yM_{14}	...	yM_{26}
Ethane mole fraction	yE_{13}	yE_{14}	...	yE_{26}
Propane mole fraction	yP_{13}	yP_{14}	...	yP_{26}
Nitrogen vapor fraction	xN_{13}	xN_{14}	...	xN_{26}
Methane vapor fraction	xM_{13}	xM_{14}	...	xM_{26}
Ethane vapor fraction	xE_{13}	xE_{14}	...	xE_{26}
Propane vapor fraction	xP_{13}	xP_{14}	...	xP_{26}
Streams	27	28	...	31
Pressure[bar]	P_{27}	P_{28}	...	P_{31}
Temperature[K]	T_{27}	T_{28}	...	T_{31}
Flow rate[kg/h]	f_{27}	f_{28}	...	F_{31}
Nitrogen mole fraction	yN_{27}	yN_{28}	...	yN_{31}

Methane mole fraction	yM_{27}	yM_{28}	...	yM_{31}
Ethane mole fraction	yE_{27}	yE_{28}	...	yE_{31}
Propane mole fraction	yP_{27}	yP_{28}	...	yP_{31}
n-Butane mole fraction	ynB_{27}	ynB_{28}	...	ynB_{31}
i-Butane mole fraction	yiB_{27}	yiB_{28}	...	yiB_{31}
i-Pentane mole fraction	yiP_{27}	yiP_{28}	...	yiP_{31}
Nitrogen vapor fraction	xN_{27}	xN_{28}	...	xN_{31}
Methane vapor fraction	xM_{27}	xM_{28}	...	xM_{31}
Ethane vapor fraction	xE_{27}	xE_{28}	...	xE_{31}
Propane vapor fraction	xP_{27}	xP_{28}	...	xP_{31}
n-Butane vapor fraction	xnB_{27}	xnB_{28}	...	xnB_{31}
i-Butane vapor fraction	xiB_{27}	xiB_{28}	...	xiB_{31}
i-Pentane vapor fraction	xiP_{27}	xiP_{28}	...	xiP_{31}
Mole fraction for the control valve	C			
Output temperature of compressor in isentropic condition	$T_{s,1}, T_{s,11}, T_{s,13}$			

3.3 제약 조건(constraints)

3.3.1 등호 제약 조건(equality constraints)

(1) 질량 보존(mass conservation) 법칙

압축기, 열 교환기 등과 같은 장비를 통과하는 흐름에서 질량의 손실이 없다고 가정하면, 'Phase Separator 1, 2', 'Control Valve' 그리고 'Common Head 1, 2'를 제외한 나머지 장비에서는 입력되는 흐름과 출력되는 흐름의 유량은 동일하다. 즉, 장비에 입력되는 흐름과 출력되는 흐름 사이에 질량 보존 법칙이 성립한다. 각 흐름에 대해 이를 정리하면 아래의 식과 같다.

흐름 i = 흐름 $i+1$:

$$f_i = f_{i+1} \quad (1)$$

($i = 1\sim 2, 4\sim 5, 7\sim 10, 13\sim 15, 17\sim 18, 20\sim 23, 25, 27\sim 30$)

여기서, f_i 는 흐름 i 의 유량을 나타낸다.

그리고 냉매가 상 분리기에서 냉매 질량의 손실 없이 두 흐름으로 나뉘며, 'Common Head 1, 2'에서 질량의 손실 없이 냉매가 합쳐진다면 장비의 유입 전과 유입 후의 각각의 냉매 총량은 서로 같으며, 질량 보존 법칙이 성립한다고 할 수 있다. 각각의 'Common Head 1, 2'에 대해 적용하면 아래의 식과 같다.

흐름 ⑥ + 흐름 ⑪ = 흐름 ⑫:

$$f_6 + f_{11} = f_{12} \quad (2)$$

흐름 ⑲ + 흐름 ⑳ = 흐름 ㉕:

$$f_{19} + f_{24} = f_{25} \quad (3)$$

또한 제어 밸브에서 물 분율(C)에 따라 흐름을 2개로 나누며, 이때 냉매의 손실이 없다고 가정한다면 'Control Valve'에 대해 적용하였을 때 아래의 식과 같다.

$$f_4 = C \cdot f_3 \quad (4)$$

$$f_7 = (1 - C) \cdot f_3 \quad (5)$$

따라서 질량 보존 법칙으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 26개이다.

(2) 등압 조건(isobaric condition)

열 교환기 및 냉각기를 통과하는 흐름에서는 통과 전후 압력의 변화가 생기지 않는다(Venkatarathnam, 2008). 이러한 특성을 DMR 사이클의 'Heat Exchanger 1~4'와 'SW Cooler 1, 2'에 대해 적용하면 아래의 식과 같다.

흐름 i = 흐름 $i+1$:

$$P_i = P_{i+1} \quad (6)$$

($i = 1, 2, 5, 7, 9, 13, 14, 15, 17, 20, 21, 23, 25, 27, 28, 29, 30$)

그리고 또한 상 분리기, 제어 밸브, 그리고 common head를 지나는 흐름에서도 통과 전후의 압력의 변화가 없다고 가정을 한다. 이를 'Control Valve', 'Phase Separator 1', 그리고 'Common Head 1, 2'에 적용을 시키면 아래의 식과 같다.

흐름 ③ = 흐름 ④:

$$P_3 = P_4 \quad (7)$$

흐름 ③ = 흐름 ⑦:

$$P_3 = P_7 \quad (8)$$

흐름 ⑥ = 흐름 ⑫:

$$P_6 = P_{12} \quad (9)$$

흐름 ⑯ = 흐름 ⑰:

$$P_{16} = P_{17} \quad (10)$$

흐름 ⑯ = 흐름 ⑳:

$$P_{16} = P_{20} \quad (11)$$

흐름 ⑱ = 흐름 ㉕:

$$P_{19} = P_{25} \quad (12)$$

그리고 common head에서 유입되는 두 냉매의 압력 또한 서로 같다고 가정한다. 이를, 'Common Head 1, 2'에 적용하면 아래의 식과 같다.

흐름 ⑥ = 흐름 ⑪:

$$P_6 = P_{11} \quad (13)$$

흐름 ⑱ = 흐름 ㉔:

$$P_{19} = P_{24} \quad (14)$$

따라서 등압 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 25개이다.

(3) 에너지 보존(energy conservation) 법칙

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 (15)과 같다.

$$f_3(h_3(T_3, P_3) - h_2(T_2, P_2)) + f_6(h_6(T_6, P_6) - h_5(T_5, P_5)) + f_{15}(h_{15}(T_{15}, P_{15}) - h_{14}(T_{14}, P_{14})) + f_{28}(h_{28}(T_{28}, P_{28}) - h_{27}(T_{27}, P_{27})) = 0 \quad (15)$$

여기서 $h(T_i, P)$ 는 흐름 i 에서의 혼합물에 대한 엔탈피(enthalpy)이다. 이는 혼합물을 구성하는 순수 성분 j 에 대한 엔탈피의 합으로 식 (16)과 같이 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$h_i(T_i, P_i) = \sum_j^n y_{i,j} \cdot h_{i,j}(T_i, y \cdot P_i) \quad (16)$$

이때 $y_{i,j}$ 는 흐름 i 에서 혼합물 중 성분 j 의 몰 분율(mole fraction)이다. 그리고 이때의 $h_{i,j}$ 는 흐름 i 에서 순수 성분 j 에 대한 엔탈피 값이다. 그리고 순수 성분 j 에 대한 엔탈피 값은 식 (17)과 같이 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$h_{i,j}(T_i, y \cdot P_i) = (1 - x_{v,i,j}) \cdot h_{i,j,l}(T_i, y \cdot P_i) + x_{v,i,j} \cdot h_{i,j,v}(T_i, y \cdot P_i) \quad (17)$$

여기서 $x_{v,i,j}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 의 건도, 즉 성분 j 에서 증

기가 차지하는 몰 분율을 나타내는 것으로 모두 증기 상태라면 1이 된다. 그리고 $h_{i,j,l}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 가 액체 상태일 때의 엔탈피 값이며, $h_{i,j,v}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 가 기체 상태일 때의 엔탈피 값을 나타낸다. 본 연구에서 각각에 대한 엔탈피 값은 Smith (2005)의 논문을 참조하여 계산하였다.

이와 동일한 방법으로 'Heat Exchanger 2,3,4'에 적용하면 식 (18)~(20)과 같이 나타낼 수 있다.

$$f_8(h_8(T_8, P_8) - h_7(T_7, P_7)) + f_{10}(h_{10}(T_{10}, P_{10}) - h_9(T_9, P_9)) + f_{16}(h_{16}(T_{16}, P_{16}) - h_{15}(T_{15}, P_{15})) + f_{29}(h_{29}(T_{29}, P_{29}) - h_{28}(T_{28}, P_{28})) = 0 \quad (18)$$

$$f_{18}(h_{18}(T_{18}, P_{18}) - h_{17}(T_{17}, P_{17})) + f_{21}(h_{21}(T_{21}, P_{21}) - h_{20}(T_{20}, P_{20})) + f_{30}(h_{30}(T_{30}, P_{30}) - h_{29}(T_{29}, P_{29})) + f_{26}(h_{26}(T_{26}, P_{26}) - h_{25}(T_{25}, P_{25})) = 0 \quad (19)$$

$$f_{31}(h_{31}(T_{31}, P_{31}) - h_{30}(T_{30}, P_{30})) + f_{22}(h_{22}(T_{22}, P_{22}) - h_{21}(T_{21}, P_{21})) + f_{24}(h_{24}(T_{24}, P_{24}) - h_{23}(T_{23}, P_{23})) = 0 \quad (20)$$

따라서 에너지 보존 법칙으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 4개이다.

(4) 등엔트로피 조건(isoentropic condition)

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).

이때, 'Compressor 1'에 대해 엔트로피 변화는 식 (21)과 같다(Smith, 2005).

$$\Delta S_{C,1} = S_1(T_{S,1}, P_1) - S_{12}(T_{12}, P_{12}) \quad (21)$$

여기서 $T_{S,1}$ 은 압축기가 등엔트로피 공정에 따라 작동할 때 압축기에서 출력되는 냉매의 온도이며, 아래 '(5) 압축기 효율 조건'에서 사용되는 변수이다. 그리고 $S(T_i, P)$ 는 흐름 i 에서의 혼합물에 대한 엔트로피 값이다. 이는 혼합물을 구성하는 순수 성분 j 에 대한 엔트로피의 합으로 식 (22)와 같이 계산할 수 있다(Smith, 2005).

$$S_i(T_i, P_i) = \sum_j^n y_{i,j} \cdot S_{i,j}(T_i, y \cdot P_i) \quad (22)$$

이때 $y_{i,j}$ 는 흐름 i 에서 혼합물 중 성분 j 의 몰 분율이다. 그리고 이때의 $S_{i,j}$ 는 흐름 i 에서 순수 성분 j 에 대한 엔트로피 값이다. 본 연구에서 순수 성분 j 에 대한 엔트로피 값은 Smith (2005)의 논문을 참조하여 계산하였다.

이와 동일한 방법으로 ‘Compressor 2, 3’에 적용하면 식 (23), (24)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta S_{C,2} = S_{11}(T_{S,11}, P_{11}) - S_{10}(T_{10}, P_{10}) \quad (23)$$

$$\Delta S_{C,3} = S_{13}(T_{S,13}, P_{13}) - S_{26}(T_{26}, P_{26}) \quad (24)$$

따라서 등엔트로피 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 3개이다.

(5) 압축기 효율 조건

본 연구에서 DMR 사이클 내 ‘Compressor 1, 2, 3’의 효율(η)은 80%로 가정하였다. ‘Compressor 1’의 압축기 효율은 식 (25)와 같이 나타낼 수 있다(Smith, 2005).

$$\eta = \frac{h_1(T_{S,1}, P_1) - h_{12}(T_{12}, P_{12})}{h_1(T_1, P_1) - h_{12}(T_{12}, P_{12})} \quad (25)$$

여기서, 식 (27)의 분자는 ‘Compressor 1’이 등엔트로피 공정에 따라 작동할 때 요구되는 단위 질량 당 일률을 의미하며, 분모는 실제로 작동 시 요구되는 단위 질량 당 일률을 의미한다.

이와 동일한 방법으로 ‘Compressor 2, 3’에 적용하면 식 (26), (27)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{h_{11}(T_{S,11}, P_{11}) - h_{10}(T_{10}, P_{10})}{h_{11}(T_{11}, P_{11}) - h_{10}(T_{10}, P_{10})} \quad (26)$$

$$\eta = \frac{h_{13}(T_{S,13}, P_{13}) - h_{26}(T_{26}, P_{26})}{h_{13}(T_{13}, P_{13}) - h_{26}(T_{26}, P_{26})} \quad (27)$$

따라서 압축기 효율 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 3개이다.

(6) 물 분율 보존 조건

압축기, 열 교환기 등과 같은 장비를 통과하는 흐름에서 질량의 손실이 없고 구성 성분의 변화가 없다고 가정하면, 상 분리기, 제어 밸브, 그리고 common head를 제외한 나머지 장비에서는 입력되는 흐름과 출력되는 흐름의 각 성분의 물 분율은 동일하다. 즉, 장비에 입력되는 흐름과 출력되는 흐름 사이에 구성 성분의 물 분율 보존 조건이 성립하며, 각 흐름에 대해 이를 정리하면 식 (28)과 같이 나타낼 수 있다.

흐름 i = 흐름 $i+1$:

$$y_{i,j} = y_{i+1,j} \quad (28)$$

($i = 1\sim 2, 4\sim 5, 7\sim 10, 13\sim 15, 17\sim 18, 20\sim 23, 25, 27\sim 30$) 여기서, $y_{i,j}$ 는 흐름 i 에서 혼합물 중 성분 j 의 물 분율이다.

또한 제어 밸브에서 두 흐름으로 나누어 질 때, 혼합물이 충분히 섞여 있어 균일하게 분포하고 있다는 가정 하에 똑같은 물 분율을 가지고 두 흐름으로 나누어진다고 할 수 있으며, 이를 정리하면 식 (29), (30)과 같이 나타낼 수 있다.

흐름 ③ = 흐름 ④:

$$y_{3,j} = y_{4,j} \quad (29)$$

흐름 ③ = 흐름 ⑦:

$$y_{3,j} = y_{7,j} \quad (30)$$

그리고 ‘Common Head 1, 2’에서 두 흐름이 합쳐졌을 때의 물 분율은 중간 과정에서 질량의 손실이 없으므로 두 흐름으로 나누어지기 이전의 물 분율과 동일할 것이다. 이를 정리하면 식 (31), (32)와 같이 나타낼 수 있다.

흐름 ⑫ = 흐름 ③:

$$y_{12,j} = y_{3,j} \quad (31)$$

흐름 ⑫ = 흐름 ⑮:

$$y_{25,j} = y_{16,j} \quad (32)$$

흐름 ①~⑫ 관련 물 분율 보존 조건이 11개이며 구성 성분은 3개, 흐름 ⑬~⑮ 관련 제약 조건이 11개이며 구성 성분은 4개, 흐름 ⑯~⑳ 관련 제약 조건이 4개이며 구성 성분은 7개이므로 물 분율 보존 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 105개(= 11×3 + 11×4 + 4×7)이다.

(7) 등온 조건(isothermal condition)

상 분리기와 제어 밸브를 통과하며 두 흐름으로 나누어질 때 외부와의 열 출입이 없다고 가정하면 장비 전후의 온도 변화가 없다고 할 수 있다. 이를 ‘Phase Separator 1, 2’, ‘Control Valve’에 적용하면 아래의 식과 같다.

흐름 ③ = 흐름 ④:

$$T_3 = T_4 \quad (33)$$

흐름 ③ = 흐름 ⑦:

$$T_3 = T_7 \quad (34)$$

흐름 ⑮ = 흐름 ⑰:

$$T_{16} = T_{17} \quad (35)$$

흐름 ⑮ = 흐름 ⑳:

$$T_{16} = T_{20} \quad (36)$$

따라서 등온 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 4개이다.

(8) 등엔탈피 조건(isoenthalpic condition)

팽창 밸브 경우 외부에서 가해진 일이나 열 전달이 없으며, 속도 변화에 따른 냉매의 운동 에너지 변화와 입출구 사이의 운동 에너지 변화를 무시할 수 있다고 가정할 때, 팽창 밸브에 입출력 되는 흐름에서의 엔탈피 변화량은 0이 된다(Moran, 2008). 이를 'Valve 1~4'에 적용하면 아래의 식과 같다.

$$h_5(T_5, P_5) - h_4(T_4, P_4) = 0 \quad (37)$$

$$h_9(T_9, P_9) - h_8(T_8, P_8) = 0 \quad (38)$$

$$h_{19}(T_{19}, P_{19}) - h_{18}(T_{18}, P_{18}) = 0 \quad (39)$$

$$h_{23}(T_{23}, P_{23}) - h_{22}(T_{22}, P_{22}) = 0 \quad (40)$$

따라서 등엔탈피 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 4개이다.

(9) 상 분리의 분리 조건

상 분리의 경우 입력된 흐름에 대해 액체 성분과 기체 성분을 나눠 흐르게 한다. Heavy hydrocarbon 성분이 light hydrocarbon 성분 보다 끓는점이 높기 때문에 비교적 쉽게 액화가 되며 따라서 상 분리기에서 액체 성분으로 분리되는 부분은 대부분 heavy hydrocarbon 성분이다. 본 연구에서는 출력되는 흐름들의 물 분율을 계산할 때 각각의 구성 성분들이 각자 자신의 건도(quality)에 따라 나뉜다고 가정하였다. 이를 'Phase Separator 1'에 대해 적용하면 아래의 식과 같다.

$$xN_{16} \cdot yN_{16} = yN_{20} \quad (41)$$

$$xM_{16} \cdot yM_{16} = yM_{20} \quad (42)$$

$$xE_{16} \cdot yE_{16} = yE_{20} \quad (43)$$

$$xP_{16} \cdot yP_{16} = yP_{20} \quad (44)$$

$$(1 - xN_{16}) \cdot yN_{16} = yN_{17} \quad (45)$$

$$(1 - xM_{16}) \cdot yM_{16} = yM_{17} \quad (46)$$

$$(1 - xE_{16}) \cdot yE_{16} = yE_{17} \quad (47)$$

$$(1 - xP_{16}) \cdot yP_{16} = yP_{17} \quad (48)$$

그리고 나뉘지는 흐름의 유량의 경우, 건도와 물 분율의 곱을 통해 구성 성분의 증기 또는 액체가 차지하는 유량을 구할 수

있다. 이를 'Phase Separator 1'에 대해 적용하면 아래의 식과 같다.

$$\begin{aligned} & [(1 - xN_{16}) \cdot yN_{16} \\ & + (1 - xM_{16}) \cdot yM_{16} + (1 - xE_{16}) \cdot yE_{16} \\ & + (1 - xP_{16}) \cdot yP_{16}] \cdot f_{16} = f_{17} \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} & [xN_{16} \cdot yN_{16} + xM_{16} \cdot yM_{16} \\ & + xE_{16} \cdot yE_{16} + xP_{16} \cdot yP_{16}] \cdot f_{16} = f_{20} \end{aligned} \quad (50)$$

따라서 상 분리의 분리 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 10개이다.

(10) 열 교환기의 출력 온도 조건

본 연구에서는 열 교환기에서 출력되는 흐름들의 온도의 경우, 효율 측면에서 동일하다고 가정하였다. 이를 'Heat Exchanger 1'에 대해 적용하면 아래의 식과 같다.

$$T_3 = T_{15} \quad (51)$$

$$T_3 = T_{28} \quad (52)$$

'Heat Exchanger 2~4'에 대해서도 동일하게 적용할 수 있으며, 그 결과 열 교환기의 출력 온도 조건으로부터 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 총 7개이다.

(11) 건도 조건

건도(quality)는 전체 계에서 증기가 차지하는 물 분율을 나타내며, 이는 아래와 같은 식을 통해 구할 수 있다(Smith, 2005).

$$h_{i,j}(T_i, y \cdot P_i) = (1 - x_{v,i,j}) \cdot h_{i,j,l}(T_i, y \cdot P_i) + x_{v,i,j} \cdot h_{i,j,v}(T_i, y \cdot P_i) \quad (53)$$

여기서, $x_{v,i,j}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 의 건도, 즉 성분 j 에서 증기가 차지하는 물 분율을 나타내는 것으로 모두 증기 상태라면 1이 된다. 그리고 $h_{i,l}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 가 액체 상태일 때의 엔탈피 값이며, $h_{i,v}$ 는 흐름 i 에서 성분 j 가 기체 상태일 때의 엔탈피 값을 나타낸다. 본 연구에서 각각에 대한 엔탈피 값은 Smith (2005)의 논문을 참조하여 계산하였다. 건도 조건에서 유도할 수 있는 등호 제약 조건은 각 흐름에서의 냉매 구성 성분의 수와 동일하므로 총 127개이다.

3.3.2 부등호 제약 조건(inequality constraints)

(1) 각 흐름의 온도 제약 조건

각 흐름의 온도는 열역학 제 3법칙에 따라, 절대 영도(0K) 보다는 커야 하며, 일반적으로 3K 보다는 크다는 조건을 적용하게

된다(Venkatarathnam, 2008). 각 흐름에 대해 이를 적용하면 아래의 식과 같다.

$$T_i \geq 3, (i = 1, \dots, 31) \quad (54)$$

따라서 식 (54)로부터 얻어지는 부등호 제약 조건은 총 31개이다.

(2) 압축기 작동을 위한 제약 조건

압축기는 유입되는 흐름이 액체일 경우 운전 이상 및 기기 손상 문제가 발생한다(Kim, et al., 2010). 그러므로 압축기에 유입되는 냉매의 온도는 그 입력에서의 포화 온도보다 높아야 한다. 이를 'Compressor 1~3'에 적용하면 아래의 식과 같다.

$$T_{12} > T_{sat}(P_{12}) \quad (55)$$

$$T_{10} > T_{sat}(P_{10}) \quad (56)$$

$$T_{26} > T_{sat}(P_{26}) \quad (57)$$

여기서, $T_{sat}(P)$ 는 냉매의 포화 온도이며 이는 그때의 압력에 관한 함수이다. 본 연구에서 포화 온도의 값은 Smith (2005)의 논문을 참조하였다. 따라서 압축기 작동을 위한 제약 조건으로부터 얻어지는 부등호 제약 조건은 총 3개이다.

(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'에서 유입되는 흐름에 대해 적용하면 식 (58), (59)와 같다.

$$T_{14} \leq 150^\circ C = 423.15K \quad (58)$$

$$T_2 \leq 150^\circ C = 423.15K \quad (59)$$

'Heat Exchanger 1'에서 흐름 27(Fig. 1의 ㉗)의 경우 천연 가스가 들어가는 곳으로 보통 20°C의 온도를 가지므로 위와 같은 조건이 필요 없으며, 흐름 5(Fig. 1의 ㉓)의 경우 팬창 밸브에 의해 저온의 냉매가 들어가므로 역시 위와 같은 조건이 필요 없다. 그 외 'Heat Exchanger 2~4'에서 유입되는 냉매와 천연 가스의 온도는 'Heat Exchanger 1'의 다음 단계로 모두 'Heat Exchanger 1'의 유입되는 냉매와 천연 가스의 온도보다 낮기 때문에 역시 위와 같은 조건이 필요 없다. 따라서 열 교환기의 작동을 위한 유체의 온도 제약 조건으로부터 얻어지는 부등호 제약 조건은 총 2개이다.

이상과 같이 각 흐름의 온도 제약 조건(31개), 압축기의 작동을 위한 제약 조건(3개), 열 교환기의 작동을 위한 유체의 온도 제약 조건(2개)으로부터 얻을 수 있는 부등호 제약 조건은 총 36개이다.

3.4 목적 함수(objective function)

천연 가스 액화 공정의 최적 설계 문제에서는 일반적으로 목적 함수를 연간 운전 비용과 장비 비용의 합을 최소화로 나타낸다(Jensen, 2008). 본 연구에서는 액화 공정을 위한 장비는 이미 선정된 것으로 가정하였기 때문에, 수학적 최적화 모델에서는 운전 비용의 최소화를 목적 함수로 선정하였다. 즉, LNG 연간 생산량을 고정해두고 천연 가스 액화에 소요되는 총 에너지(정확히 말하면, 일률)의 최소화를 목적 함수로 선정하였다. 일반적인 액화 공정 사이클에서 액화에 소요되는 총 일률은 압축기에 소요되는 일률과 팬창기에서 발생하는 일률의 합으로 생각할 수 있다(Jensen, 2008). 그런데 DMR 사이클에서는 팬창기가 사용되지 않으므로, 압축기에서 소요되는 일률의 합을 목적 함수로 둘 수 있다. 'Compressor 1~3'에서의 일률을 각각 W_1 , W_2 , W_3 이라고 가정하면, 목적 함수는 식 (64)와 같이 이들의 합으로 나타낼 수 있다.

$$W = W_1 + W_2 + W_3 \quad (60)$$

이때, 압축기에서 소요되는 일률은 다음과 같이 구할 수 있다(Smith, 2005). 먼저 'Compressor 1'에 필요한 일률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$W_1 = f_1(h_1(T_1, P_1) - h_{12}(T_{12}, P_{12})) \quad (61)$$

위와 같은 동일한 방법으로 'Compressor 2', 'Compressor 3'에서 필요한 일률을 각각 계산하면 식 (62), (63)과 같다.

$$W_2 = f_{11}(h_{11}(T_{11}, P_{11}) - h_{10}(T_{10}, P_{10})) \quad (62)$$

$$W_3 = f_{13}(h_{26}(T_{26}, P_{26}) - h_{13}(T_{13}, P_{13})) \quad (63)$$

3.5 DMR 사이클의 수학적 최적화 모델 요약

이상과 같이 DMR 사이클의 수학적 최적화 모델을 요약하면 다음과 같다([] 안의 숫자는 해당 조건의 개수).

목적 함수: Minimize $W(X)$

제약 조건:

(등호제약 조건) [318]

- 질량 보존 법칙 [26]

- 등압조건 [25]

- 에너지 보존 법칙 [4]

- 등엔트로피 조건 [3]
- 압축기 효율 조건 [3]
- 물분을 보존 조건 [105]
- 등온 조건 [4]
- 등엔탈피 조건 [4]
- 상분리의 분리 조건 [10]
- 열교환기 출력온도 조건 [7]
- 건도 조건 [127]
- (부등호 제약 조건) [36]
 - 각 흐름의 온도 제약 조건[31]
 - 압축기 작동을 위한 제약조건 [3]
 - 열 교환기 작동을 위한 제약 조건 [2]

여기서, 설계 변수 $X = \{P_i, T_i, f_i, \dots, xP_i, i = 1, \dots, 31\}$.

즉, DMR 사이클의 최적 운전 조건을 구하는 최적화 문제는 351개의 설계 변수, 318개의 등호 제약 조건, 36개의 부등호 제약 조건을 가진 최적화 문제임을 알 수 있다.

4. 상용 프로그램을 이용한 DMR 사이클의 수학적 최적화 모델 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, 2011)과의 결과를 비교하였다. HYSYS는 특정 공정을 모델링 한 후 일부 흐름에서의 압력, 온도, 유량 등을 정의해 주면 앞서 소개한 열역학적 상태 방정식 등을 통해 미정의 흐름에서의 압력, 온도, 유량 등을 계산해 주는 상용 프로그램이다. 즉, HYSYS는 온도, 압력, 유량 등 상태 변수로 구성된 식들의 해를 풀어 주는 연립 방정식 풀이 프로그램이라고 볼 수 있다.

일반적으로 설계 변수(미지수)의 수가 등호 제약 조건(등식) 보다 많은 문제를 최적화 문제(부정 방정식)라고 하며, 설계 변수의 수가 등호 제약 조건의 수와 같은 문제를 연립 방정식 문제라고 한다. 본 연구에서는 HYSYS와의 결과 비교를 위해 DMR 사이클에 대한 최적화 문제를 연립 방정식 문제로 변환시켰다. 즉, 설계 변수의 수(351 개)와 등호 제약 조건의 수(318개) 차이만큼 추가적인 등호 제약 조건(예, $P_1=19.2[\text{bar}]$)와 같은 형태를 $351-318=29$ 개를 부여하여 원래의 최적화 문제를 351개의 식으로 구성된 연립 방정식 문제로 표현한 후, 이들의 해(설계 변수 총 351개)를 구했으며, 그 결과를 HYSYS의 결과와 비교하였다. Table 3은 본 연구에서 정식화된 수학적 최적화 모델에 의한 결과와 HYSYS에 의한 결과를 비교한 것이다.

Table 3에 나타나 있듯이, 본 연구에 의한 결과와 HYSYS에 의한 결과가 거의 동일함을 알 수 있으며, 약간씩의 오차는 본 연

구와 HYSYS에서 이용한 물질별 특성치의 차이에서 온 오차라고 예상된다. 참고로, HYSYS에서 이용하는 물질별 특성치는 알려져 있지 않다.

5. DMR 사이클의 최적 운전 조건 결정

본 연구에서는 앞서 정식화 된 수학적 최적화 모델을 이용하여 DMR 사이클의 최적 운전 조건을 도출하고 이를 기존의 운전 조건(Venkatarathnam, 2008)과 비교하였다.

최적화 문제를 풀기 위해 본 연구에서는 전역 최적화 알고리즘 중의 하나인 GA와 국부 최적화 알고리즘 중의 하나인 SQP를 혼합한 hybrid 최적화 방법을 활용하였으며, 본 저자들이 기존에 개발한 비선형 최적화 프로그램인 EzOptimizer(Roh, 1999; Lee, et al., 2002)에 내장된 hybrid 최적화 방법을 이용하였다.

아래 Table 4는 DMR 사이클에 의한 한 천연 가스의 액화 공정을 위한 기존의 운전 조건(Venkatarathnam, 2008)과 본 연구에서 정식화 된 수학적 최적화 모델로부터 얻어진 최적 운전 조건을 비교한 것이다. Table 4에 나타나 있듯이, $49.21[\text{kg/h}]$ 의 LNG를 생산할 때 기존의 운전 조건에 의한 천연 가스 액화를 위해 요구되는 일률은 $43,073[\text{kJ/h}]$ 인 반면 최적 운전 조건에 의한 요구 일률은 $42,455[\text{kJ/h}]$ 로 약 $1.4\%(= 618[\text{kJ/h}] = 0.172[\text{kW}])$ 의 요구되는 일률의 감소가 가능함을 알 수 있다. 매 시간 절약할 수 있는 에너지가 LNG 생산량에 비례한다고 가정하고, $9.6[\text{MTPA}](= 1.096 \times 10^6[\text{kg/h}])$ 의 LNG를 생산하는 LNG FPSO에 최적 운전 조건을 적용할 경우, 기존 운전 조건 대비 약 $3,831[\text{kW}](= 1.096 \times 10^6 / 49.21 \times 0.172)$ 의 에너지를 절감할 수 있다.

6. 결론 및 향후 연구 계획

본 연구에서는 LNG FPSO에의 적용을 검토 중인 DMR 사이클의 최적 운전 조건을 도출하였다. 이를 위해, 천연 가스의 액화를 위해 요구되는 다양한 열역학적 방정식을 만족시키면서 액화에 요구되는 일률을 최소화(목적 함수)하는 운전 조건(설계 변수)을 결정하기 위한 수학적 최적화 모델, 즉 최적화 문제를 정식화하였다. 정식화에 포함된 다양한 제약 조건의 적합성을 검증하기 위해 상용 프로그램에 의한 결과와 비교하였으며, 검증이 완료된 문제를 GA(Genetic Algorithm) 방법과 SQP(Sequential Quadratic Programming) 방법을 혼합한 Hybrid 최적화 방법을 활용하여 풀었다. 그리고 그 결과를 기존의 DMR 사이클의 운전조건과 비교하였다. 그 결과, 기존의 운전 조건 대비 약 1.4%의 액화 요구 일률을 감소시킬 수 있는 최적 운전 조건을 도출 하였다.

향후에는 기존의 액화 공정에 대한 최적 운전 조건의 도출을 넘어서, 새로운 최적화 모델 제안 또는 제안된 모델의 보안을 통해 기존의 액화 공정을 개선할 수 있는 새로운 액화 공정을 제안하고자 한다.

후 기

본 연구는

- (a) 한국연구재단(KRF-2008-314-D00494, KRF-2009-0086033, R33-2008-000-10150-0)
- (b) 지식경제부 산업원천기술개발사업(10035331) “시물레이션 기반의 선박 및 해양플랜트 생산기술 개발”
- (c) 국방과학연구소 수중운동체기술특화센터 SM-11과제 “수중 운동체의 체계/부체계 기능 및 성능 시물레이션을 위한 네트워크 기반의 가상 복합 시스템 모델 구조 연구”
- (d) 서울대학교 해양시스템공학연구소 및 BK21 해양기술인력 양성사업단
- (e) 한국에너지기술평가원 에너지인력양성사업 미래형 해상 풍력 발전 시스템 GET-Future 연구실(No. 20114030200050)의 지원으로 이루어진 연구 결과의 일부임을 밝히며, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

AspenTech, 2011. *HYSYS official homepage*, Available at <http://www.aspentech.com/core/aspens-hysys.cfm> [Accessed 1 June 2011].

Barclay, M. & Shukri, T., 2007. Enhanced Single Mixed Refrigerant Process for Stranded Gas Liquefaction. *LNG 15 Conference*, Barcelona, Spain, 24-27 April 2007.

Cengel, Y.A., 2008. *Introduction to Thermodynamics and Heat Transfer*. 2nd Edition, McGraw-Hill.

Cha, J.H. Lee, J.C. Roh, M.I. & Lee, K.Y., 2010. Determination of the Optimal Operating Condition of the Hamworthy Mark I Cycle for LNG-FPSO. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 47(5), pp.733-742.

Finn, A.J. Johnson, G.L. & Tomlinson, T.R., 2000. LNG Technology for Offshore and Midscale Plants”, *79th Annual GPA Convention*, Atlanta, U.S.A., 13-15 March 2000.

Hwang, J.H. Roh, M.I. Cha, J.H. & Lee, K.Y., 2010. Offshore Process FEED(Front End Engineering Design) Method for Integrated Process Engineering. *Transactions of the Society of Naval Architects of Korea*, 42(2), pp.265-277.

Hwang, J.H. et al., 2009. Application of an Integrated FEED Process Engineering Solution to Generic LNG FPSO Topsides. *Proceedings of the Nineteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*, Osaka, Japan, 21-26 June 2009.

Jensen, J.B., 2008. *Optimal Operation of Refrigeration Cycles*. Ph.D. Thesis, Norwegian University of Science and Technology.

Kim, H.J. Park, C.K. Lee, J.Y. & Kim, W.B., 2010. Optimization of the Degree of Superheating of the Cryogenic Liquefaction Process for LNG FPSO. *Proceedings of the Annual Spring Meeting*, The Society of Naval Architects of Korea, Jeju, Korea, 3-4 June 2010.

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.

Lee, J.Y. Kim, W.B. Kim, H.J. & Park, C.K., 2010. Comparison of a Ship LNG Liquefaction Plant and a Large Size LNG Liquefaction Plant. *Proceedings of the Annual Spring Meeting*, The Society of Naval Architects of Korea, Jeju, Korea, 3-4 June 2010.

Moran, M.J. & Shapiro, H.N., 2008. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 6th Edition, John Wiley & Sons.

Roh, M.I. & Lee K.Y., 1999. A Study on the Multidisciplinary Design Optimization(MDO) using Collaborative Optimization Approach. *Proceedings of the Annual Autumn Meeting*, The Society of Naval Architects of Korea, Daejeon, Korea, 11-12 November 1999.

Shukri, T., 2004. LNG Technology Selection. *Hydrocarbon Engineering*, 9(2), pp.71-74.

Smith, J.M., 2005. *Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics*, 7th Edition, McGraw-Hill.

Venkatarathnam, G., 2008. *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, Springer.



이 준 채



차 주 환



노 명 일



황 지 현



이 규 열