

총 설

천연가스 액화공정의 최적설계

조현준 · 여영구 · 김진국[†]

한양대학교 화공생명공학부
133-791 서울시 성동구 왕십리로 222
(2012년 8월 31일 접수, 2012년 9월 29일 채택)

Optimal Design of Natural Gas Liquefaction Processes

Hyun Jun Cho, Yeong-Koo Yeo and Jin-Kuk Kim[†]

Department of Chemical Engineering, Hanyang University, 222 Wangsimno-ro, Seongdong-gu, Seoul 133-791, Korea
(Received 31 August 2012; accepted 29 September 2012)

요 약

본 총설에서는 천연가스 액화공정의 최적설계에서 에너지 효율을 높이기 위해 고려해야 하는 주요 공정설계 인자들에 대한 논의와 상용 LNG 플랜트에서 이러한 인자들이 어떻게 적용되고 있는지에 대하여 살펴보았다. 압축기에서 소모되는 축일의 양을 최소화하기 위한 방법으로서 단일 냉매를 사용하는 냉각 사이클을 다단, 혹은 중첩 구조로 설계하여 온도 범위가 넓은 영역에서 운용하는 방법과 혼합냉매를 사용하여 단순한 사이클 구조를 유지하면서 최적 냉각공급 곡선을 유지하는 방법을 다루었고, 천연가스 액화조건에 맞추어 이러한 구조들의 최적 조합을 구성하는 원리를 소개하였다. 열 통합(heat integration) 기법을 활용하여 상용화 공정들의 특징을 도식적으로 고찰하였으며 아울러 에너지 효율 및 경제성에 대한 분석을 수행하였다. 또한 액화 공정 설계에서 사용되는 대용량의 압축기들을 구동하는 에너지 시스템에 대한 설계 문제를 살펴보았으며 최적설계를 위한 여러 가지 요소들을 고찰하여 보았다.

Abstract – The paper reviews the state of art in the design of liquefaction processes for the production of liquified natural gas, and addresses key design aspects to be considered in the design and how these design issues are systematically reflected in industrial applications. Various design options to improve energy efficiency of refrigeration cycles are discussed, including cascaded or multi-level pure refrigeration cycles which are used for covering wide range of cooling temperature, as well as mixed refrigerant cycle which can maintain a simple structure. Heat integration technique has been used for graphically examining differences of commercial cycles discussed in this paper, while energy efficiency and economics of commercial liquefaction processes has been summarized. Discussion also has been made about how to select the most appropriate set of drivers for compressors used in the liquefaction plant.

Key words: LNG(Liquefied Natural Gas), Refrigeration, Process Design, Optimization

1. Introduction

천연가스 액화를 위해서는 냉매 압축을 기반으로 하는 냉동 사이클을 이용하는데 약 $-160\text{ }^{\circ}\text{C}$ 의 저온냉각을 수반하기 때문에 냉동 사이클의 압축기에서 상당한 양의 축일, 또는 전력이 소모된다. 이에 따라 냉동 사이클의 최적설계를 통해 압축기에서 사용하는 축일을 절감하는 것이 천연가스 액화공정의 경제성을 기증하는 주요 평가 요소가 된다. 천연가스 액화를 위한 냉동 사이클은 통상적으로 여러 단일 사이클들을 조합하여 구성되며 이에 따라 여러 가지 사이클 구성 방법들이 존재한다. 선택된 냉동 사이클에 따라 압축기들을 구동하는 방법의 선택과 이와 관련되는 축일이나 전기들을 생산하는 방

법들이 영향을 받게 된다. 따라서 천연가스 액화공정의 선택은 액화과정 자체의 에너지 효율을 결정할 뿐만 아니라 천연가스 공정 전체에서 에너지를 생산하고 분배하며 활용하는 모든 공정에 영향을 미치기 때문에 천연가스 공정의 설계에 있어서 가장 중요한 문제들 가운데 하나이다(Vink and Nagervoort, 1998; Shukri, 2004; Finn, 2006).

본 총설에서는 우선 공정산업에서 냉각 에너지를 생산하는 냉동 사이클 및 냉동 사이클의 구조적 변형을 통하여 에너지 효율을 높이는 여러 가지 설계방법을 소개하였다. 아울러 냉동 사이클에 대한 이해를 바탕으로 천연가스 액화공정에 적용되는 상용화 액화공정들을 소개하고 각 공정들의 특성을 비교 분석하여 보았다. 또한 액화공정과 연계하여 축일 구동원의 선택 문제와 수증기 및 전기생산 설비에 대한 종합적인 유틸리티 설계문제를 다루어 보았다.

[†]To whom correspondence should be addressed.
E-mail: jinkukkim@hanyang.ac.kr

[‡]이 논문은 KAIST 박선원 교수님의 정년을 기념하여 투고되었습니다.

2. Design of Refrigeration Cycles

공정산업에서 저온에서 조업을 하기 위하여 이용하는 일반적인 방법에서는 고압의 포화액체, 혹은 약간 과냉각된 액체를 팽창장치를 통하여 저압으로 전환시키면서 저온을 생성하고 이로부터의 차가운 냉각 에너지를 이용하여 공정유체의 온도를 대기온도 이하의 낮은 온도로 유지하거나 낮은 온도에서 유체의 열을 제거한다. 공정에서 필요로 하는 저온은 다음과 같은 두 가지 방법에 의해 이루어진다. 첫째는 공정에서 사용하는 유체들의 흐름이 팽창기(expander)나 Joule-Thomson 밸브(이하 J-T valve)를 통과하여 저온의 유체로 전환되면서 공정유체 자체가 공정에서 필요로 하는 저온 에너지를 공급하는 방법이다. 두 번째 방법은 냉동 사이클을 통해 사이클에 사용된 차가운 냉매가 공정의 유체와 열교환 되면서 액체냉매의 기화에 필요한 증발잠열을 공정의 유체로부터 공급받는 형태로 냉각 공정을 구성하는 간접적인 저온 에너지 공급형태이다. 천연가스 액화 공정은 주로 냉동 사이클을 통해 얻어진 저온을 활용하는 두 번째 방식을 이용하고 있다.

냉동 사이클을 통해 공급되는 저온이 약 -20°C 이상인 경우 Fig. 1과 같이 단일 냉매를 사용하는 간단한 냉동 사이클이 이용된다. 냉동 사이클은 두 개의 열교환기와 두 개의 압력조정 장치로 구성된다. 저압 저온의 액체냉매가 기화하는 증발기를 통하여 저온을 공급하고, 고온의 기체냉매가 응축하는 열교환기를 통하여 냉각수나 공기 등으로 사이클의 열을 방출한다. 저압 냉매를 고압으로 변환하는 압축기는 외부에서 공급되는 축일 혹은 전기를 사용하며, 고압의 냉매 액체를 저압으로 팽창시키기 위하여 J-T 밸브(혹은 팽창기)가 이용된다.

공정에서 필요로 하는 저온 조건이 결정되면 냉동 사이클에서 필요로 하는 축일의 양이 최소가 되도록 설계하는 것이 가장 중요하다. 축일 소모량은 사용되는 유체 물성의 열역학적 특성과 냉동 사이클의 운전조건에 의해 좌우된다. 냉동 사이클에서의 축일 소모량에 대한 계산은 사이클 내에서의 냉매의 상태 변화를 열역학적으로 계산하는 방법과 경험식을 사용하는 방법이 있는데 이에 대한 자세한 설명은 여러 관련 문헌에 소개되어 있다(Dossat, 1997; Elliott and Lira, 1999; Smith *et al.*, 2005). 기준냉매의 특성과 사용되는 장치들의 효율에 변화가 없다면 냉동 사이클 압축기에 공급해야 하는 축일의 양은 냉매의 증발기에서의 증발온도와 응축기에서의 응축온도의 함수가 된다. 증발기의 증발온도를 높이고 응축기의 응축온도를 낮추도록 사이클을 설계하면 사이클의 에너지 효율이 높아지게 된다. 그러나 응축기에서 열을 제거하기 위해 도입되는 유체(공기나 냉각수)의 온도 조건이 정해져 있어서 응축기에서의 냉매 응축온도를 일정온도

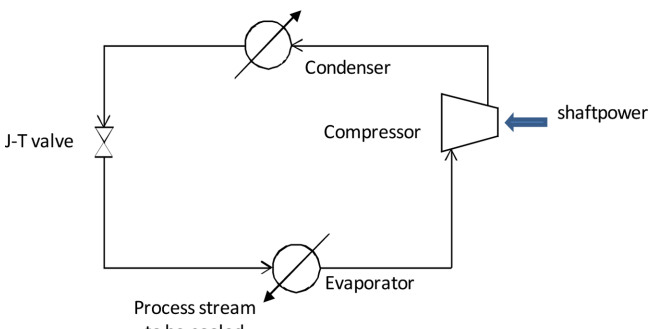


Fig. 1. A simple refrigeration cycle.

이하로 낮추는 것이 제한되며, 공정에서 공급받아야 하는 저온의 조건이 정해져 있기 때문에 증발기에서의 냉매 증발온도를 일정온도 이상으로 높이는 것도 제한된다. 공정에서 공급받아야 하는 저온 에너지의 온도가 낮아질수록 단일 냉매의 간단한 냉동 사이클에서는 냉매 증발온도와 응축온도의 차이가 커지게 되고 사이클의 에너지 효율은 급속히 감소하게 된다. 그러므로 공정에서 필요한 냉각 온도가 약 -30°C 이하인 경우에는 에너지 효율을 높이기 위해 Fig. 2에 보인 것과 같이 냉동 사이클의 구조를 변형하여 사이클에서 소모되는 축일의 양을 줄이도록 한다(Wu and Zhu, 2001; Lee, 2001).

Fig. 1에 보인 간단한 형태의 냉동 사이클은 냉매의 증발온도가 하나인 경우인데, 만일 공정에서 요구되는 저온 조건의 온도가 폭넓게 분포되어 있거나 서로 다른 온도에서 냉각이 필요한 경우 Fig. 1의 단일 증발온도에서 저온에너지를 공급하는 것보다는 그림 2(a)에 보인 바와 같이 다단(multi-level) 사이클을 운용하는 것이 효과적이다. 다단 사이클의 설계에서는 공급되어야 하는 저온 온도 조건에 따라 1차 팽창된 냉매의 일부분을 고온영역에서 증발시키고 나머지는 추가 팽창을 시켜 저온영역에서 증발기를 통과하도록 한다. 고온영역(Fig. 2(a)에서 refrigeration level 1으로 표기된 부분)에서 사용된 냉매는 하단의 압축기를 통과하지 않게 되므로 Fig. 1의 경우와 비교하여 압축기의 축일량이 절감된다. Fig. 1에서는 공정에서 요구하는 저온 조건이 다르더라도 저온영역(Fig. 2(a)에서 refrigeration level 2로 표기된 부분)까지 모든 냉매를 감압하여 증발기에서 유체와 열교환을 시키며, 이에 따라 냉각에 사용된 모든 냉매가 압축기를 통해 가압되므로 Fig. 2(a)와 비교하면 전체적으로 압축되어야 하는 냉매의 양이 많아서 축일 소모가 많아지게 된다.

Fig. 2(a)에서는 저온에서의 냉각을 위해 다단 팽창을 이용하고 사이클은 단일 냉매를 사용하였는데, 단일 냉매를 사용하지 않고 서로 다른 용매를 사용하는 단순한 냉동 사이클들을 중첩하여(cascaded) 이용할 수도 있다. 단일 냉매를 사용하는 단순 사이클이 증발온도와 응축온도가 넓은 경우에 적용되면 많은 축일이 필요하게 되므로, Fig. 2(b)에 보인 것과 같이 서로 다른 온도 영역에서 에너지 효율이 좋은 냉매를 선택하고 저온영역에서 운전되는 사이클의 응축기와 고온영역에서 운전되는 사이클의 증발기를 통합하여 사용한다. 즉 고온영역에서 운전되는 냉동 사이클은, 저온영역에서의 응축기에서 냉매가 외부로 방출되어야 하는 열을 제거하는 역할을 한다. 사이클의 증발온도와 응축온도가 같더라도 사용하는 냉매에 따라 증발기에서 냉각되는 단위 열량 당 압축기에서 소모되는 축일의 양이 다르며 사용되는 냉매에 따라서 운전하기 어려운 온도영역이 존재한다. 그 이유는 냉매의 상태변화 물성치들(즉 삼중점(critical point), 이슬점 곡선(dew point line), 그리고 포화점 곡선(bubble point line)들)이 서로 다르고 그로 인하여 냉동 사이클에서의 증발온도에 따른 냉매의 단위 물 당 증발 잠열이 다르기 때문이다. 열역학적으로 각 운전온도에서 에너지 효율이 우수한 냉매를 선택하면 두 개의 사이클을 이용하더라도 전체적으로 단일 사이클을 이용하는 경우보다 축일소모량을 줄이는 효과를 얻게 된다. Table 1은 공정산업에서 통상적으로 사용되는 냉매별로 사용해야 하는 온도영역을 나타낸 것이다.

Fig. 2(c)는 통상적으로 이코노마이저(economizer)라고 불리는 간단한 기액 분리기를 사용하고 압축기들 사이에서 냉매를 냉각(intercooling)시킴으로써 압축기의 축일 소모량을 줄이는 방법을 보이고 있다. 사이클에서 냉매가 저압으로 팽창된 후에, 기액 분리기를 통해 증발기에서 냉각 효과에 기여하지 못하는 기체는 다단압축의

Table 1. Range of Cooling Temperature for Refrigerants (Smith, 2005)

Refrigerants	Range of cooling temperature
Nitrogen	77 K - 118 K
Methane	112 K - 178 K
Ethylene	169 K - 264 K
Ethane	185 K - 286 K
Propane	231 K - ambient temp.
Propylene	225 K - ambient temp.
i-butane	261 K - ambient temp.
n-butane	273 K - ambient temp.
Ammonia	240 K - ambient temp.
Chlorine	239 K - ambient temp.

후반 압축기로 보내어지고, 냉매 액체는 증발기를 거친 후 기화된 냉매가 다단 압축의 전반 압축기에 유입된다. 전반 압축기를 통과하고 나온 고압 냉매는 냉각기를 통해 냉매의 온도를 낮추고 후반 압축기로 유입된다. 압축기에서 소모되는 축일은 압축기를 통과하는 냉매의 부피유량에 비례하게 되므로, 압축기를 통과하는 냉매의 다단 압축 사이에서의 냉각을 통하여 부피를 줄이고 기-액 분리기를 통해 전반부 압축기를 통과하는 유량을 줄인 다음에 Fig. 1과 비교하여 보면 Fig. 2(c)에서 소모되는 축일량은 감소하게 됨을 알 수 있다.

Fig. 2에 보인 냉동 사이클의 구조들을 Fig. 1과 비교하여 보면 공정에서 필요로 하는 장치들의 수가 많으며 복잡한 공정도를 구성하고 있음을 알 수 있다. 천연가스 액화공정처럼 냉각이 필요한 온도가 매우 낮은 경우에는 전체 공정의 경제성 평가에서 냉동 사이클에 소모되는 축일로 인한 에너지 비용이 장치비보다 보다 중요한 요소가 되기 때문에 Fig. 2에 소개한 공정처럼 단순한 사이클이 아닌 복잡한 구조의 사이클을 많이 이용하게 된다. 또한 Fig. 2에 보인 변형된 사이클 구조들 간의 융합을 통하여 보다 복잡한 공정으로 운용되기도 한다. 이를테면 Fig. 2(b)의 중첩 사이클에서 상부 사이클 및 하부 사이클은 Fig. 2(a) 혹은 2(c)에 보인 구조를 가질 수 있다.

냉각되는 온도가 일정하게 유지되며 유체의 열을 냉동 사이클로 전달하는 경우도 있지만 냉각되어야 하는 유체들이 온도 변화를 보이는 경우가 많다. 단일 냉매를 사용하는 냉동 사이클의 경우에는 냉

매가 증발되는 온도가 일정하게 되므로 공정으로 공급되는 저온 에너지의 온도가 일정하다. 천연가스 액화공정의 경우처럼 가스의 액화가 넓은 온도범위에 걸쳐서 이루어지는 경우 Fig. 3(a)에 보인 것과 같이 혼합냉매(MR, mixed refrigerants)를 사용하는 방법이 있다. 혼합냉매를 사용하면 단순한 냉동 사이클에서 증발기 압력이 일정하더라도 증발온도가 연속적으로 변화하면서 냉각되어야 하는 유체의 엔탈피 곡선과 좀 더 근접하게 설계할 수 있다. 사이클에서 냉매의 증발온도 변화 형태는 사이클의 운전압력과 사용된 혼합냉매의 조성에 따라 변화가 가능하며, 이러한 운전 조건의 변화를 통해 열교환 허용가능 온도차 한도 내에서 유체의 온도-엔탈피 변화 곡선에 맞추도록 한다. 혼합냉매를 사용하지 않는 경우에는 Fig. 3(b)에 보인 것처럼 여러 가지 단일냉매를 사용하는 냉동 사이클을 중첩하여 이용해야 한다.

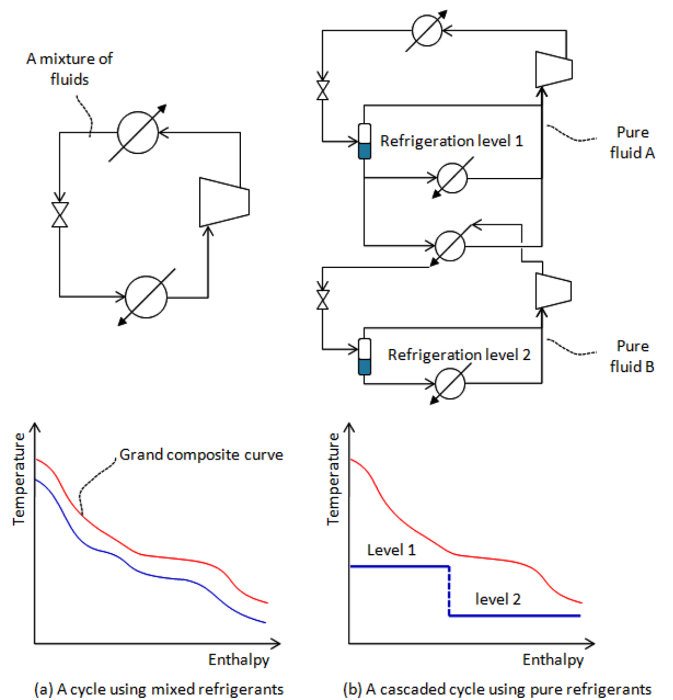


Fig. 3. MR (Mixed Refrigerants) cycle.

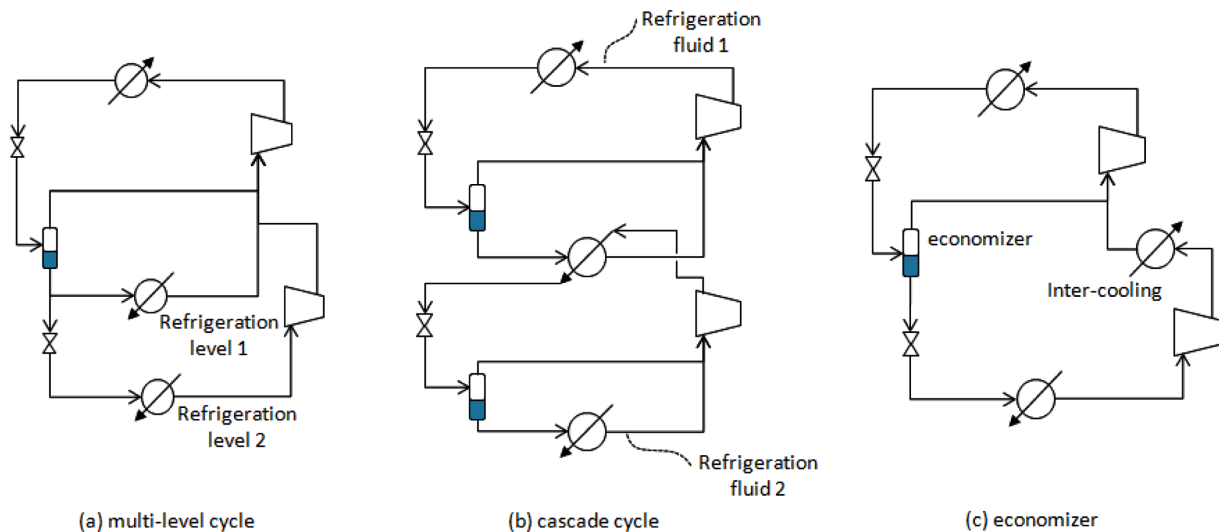


Fig. 2. Structural evolution of a simple refrigeration cycle.

3. Design of Natural Gas Liquefaction Processes

3-1. Heat Integration Techniques for the Design of Refrigeration Cycles

천연가스 액화공정의 설계에 있어서는 열통합(heat integration) 방법론을 이용하여 설계된 사이클의 효율성을 분석하고 이를 통해 최적설계가 가능하도록 한다. 열통합 방법론은 핀치기술(pinch technology)로 널리 알려져 있는데 공정에서의 유체간의 열교환 및 열회수 가능량을 판단하고 회수되는 열을 열 교환망, 또는 에너지 공정등을 통해 구현하는 설계방법으로서 그동안 공정산업에서 폭 넓게 이용되어 왔다. 여기에서는 열통합 방법론에 대한 상세한 언급은 피하고 이 방법이 천연가스 액화공정 설계에 어떻게 활용되는지에 중점을 두고자 한다. Fig. 3에 보인 바와 같이 냉각되는 유체의 온도범위가 넓은 경우에는 단일냉매를 사용하는 단순 사이클을 이용하기 보다는 온도영역을 여러 영역들로 나누고 각 온도영역별로 가능한 사이클 형태를 선택하여 종합적으로 구성하는 것이 축일 소모가 적다. Fig. 3(a)에 보인 혼합냉매 사이클 또한 서로 다른 조성과 운전조건을 갖는 두 개 이상의 혼합냉매 사이클을 Fig. 2(a)의 경우와 같이 중첩시켜 구성할 수 있다. Fig. 2에 보인 사이클들에서도 혼합냉매를 사용하는 경우를 고려하여 볼 수 있다. 이처럼 설계 가능한 모든 구조들을 서로 혼합하여 구성하는 것이 가능하며 또한 여러 가지 경우의 수가 많이 존재하기 때문에 체계적인 시스템 해석이 필요하다.

냉동 사이클의 체계적인 진단을 위하여 열통합 방법론에서 이용되고 있는 전공정 총괄곡선(Grand Composite Curve)을 활용하여 냉동 사이클의 주요 설계인자들을 결정한다(Smith, 2005; Kemp, 2007). 전공정 총괄곡선은 공정 열흐름의 특성을 총괄적으로 나타내는 곡선으로서 온도변화에 따른 특정온도에서의 과잉 열(surplus heat)과 부족 열(deficit heat)을 표현하고 있어서 전공정 총괄곡선을 기준으로 설계되어야 하는 냉동 사이클의 구조를 결정하는 지침을 얻을 수 있다. 전공정 총괄곡선과 냉동 사이클에서 공급되는 냉각 온도 곡선간의 차이가 적을수록, 냉동 에너지 공급과 관련된 비가역성이 감소하여 결과적으로 압축기에서 소모되는 축일의 양이 감소하게 된다. 그러므로 냉동 사이클의 축일 소모량을 최소화하기 위해서는, 사이클의 구조적 변형 혹은 운전 조건의 적절한 선택을 통해 주어진 전 공정 총괄곡선과 냉각온도 공급곡선 간의 간격이 좁아지도록 설계해야 한다.

Fig. 4는 단일냉매 사이클을 사용하는 경우에 있어서 공급되어야 하는 저온 에너지의 온도와 사이클의 용량을 전공정 총괄곡선을 활용하여 어떻게 결정하는지를 보여주고 있다. Fig. 4(a)에는 공정 데이터에서 얻은 전공정 총괄곡선이 제시되어 있으며 T1과 T2에서 냉각 에너지를 공급하는 다단계 냉각 사이클의 구성이 나타나 있다. 냉동 사이클에서 공급하는 냉각온도가 낮을수록 압축기에서 소모되는 축일의 양이 증가하므로, 가능한 저온에서 공급되는 냉각량이 최소가 되고 고온에서 공급되는 냉각량이 최대가 되도록 하여야 한다. 온도 T1에서의 냉각량을 Fig. 4(a)의 화살표 방향으로 증가시키면 T2에서 공급되는 냉각량이 감소하여 전체적으로 사이클의 에너지 비용이 감소하게 된다. 각 온도조건에서 가능한 최대 냉각량은 전공정 총괄곡선의 형태와 열교환 허용온도차에 의해 결정된다. 결정된 온도(T1과 T2)와 그 온도에서 공급되어야 하는 냉각량을 전공정 총괄곡선을 통하여 최적화시키면 이를 기준으로 하여 냉동 사이클의 냉각 용량과 장치별 용량에 대한 규격을 정할 수 있다. Fig. 4(a)의 사이클

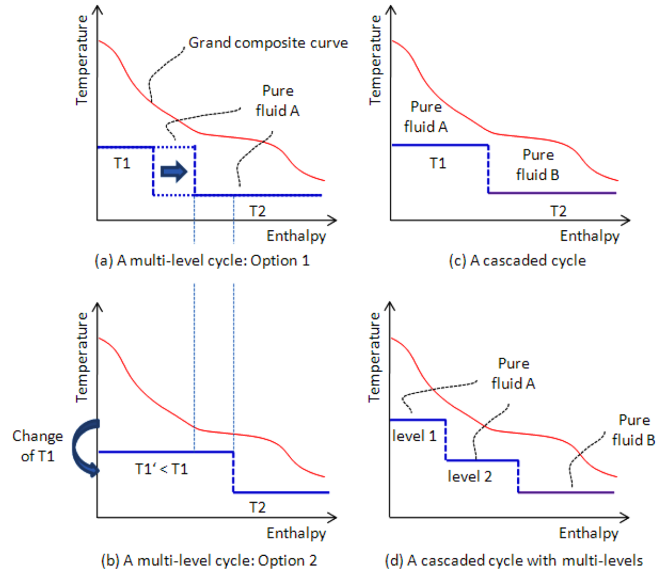


Fig. 4. Using Grand Composite Curve for the design of refrigeration cycles.

은 여러 가지 형태의 변환이 가능하며 그에 대한 설계 지침을 전 공정 총괄곡선의 형태에 따라서 얻을 수 있다. Fig. 4(b)는 Fig. 4(a)와 같은 형태의 사이클 구조를 가지는데 고온에서 공급하는 냉각온도(T1)를 낮추어 고온에서 공급되어야 하는 냉각에너지는 증가했지만 저온(T2, level 2)에서 공급되어야 하는 냉각에너지는 감소하게 되었다. 즉 여러 냉각온도가 존재하는 복잡한 냉동 사이클의 경우 냉각온도의 선택이 중요한 최적화 문제가 되는데 사이클에서 소모되는 전체 축일량이 최소가 되도록 결정하여야 한다. Fig. 4(c)는 Fig. 4(a)와 비교하여 냉각온도는 같으나 저온과 고온의 사이클에서 서로 다른 냉매를 사용하는 경우를 구성하여 본 것이다. Fig. 4(d)에서는 Fig. 4(a,b,c)에서와는 달리 새로운 냉각온도를 구성하여 서로 다른 세 개의 온도에서 냉각에너지를 공급하고 있다. 고온영역에서는 다단팽창을 통하여 두 군데의 냉각 온도에서 운전되며 저온영역에서는 고온 영역과는 다른 냉매를 사용한다.

Fig. 4는 단일냉매를 사용하는 사이클들을 기준으로 전 공정 총괄곡선을 활용하는 방안을 보이고 있지만, 혼합 냉매를 사용하는 사이클들의 경우에도 동일한 원리로 적용하면 된다. 혼합냉매를 사용하는 냉각곡선의 형태는 운전조건과 조성에 따라 변화하므로 최적 냉각 공급압력의 결정, 다단 사이클의 도입, 그리고 다른 사이클과의 중첩여부 등에 대한 결정은 전 공정 총괄곡선의 형태를 감안하여 종합적으로 고려하여야 한다. Fig. 5는 여러 가지 냉동 사이클 구성 요소들을 혼합하여 주어진 전 공정 총괄곡선에 적합하도록 사이클을 구성하는 예를 보여주고 있다. Fig. 5(a)는 혼합냉매를 사용하여 단일 사이클로 구성된 형태이며 Fig. 5(b)는 단일냉매를 사용하는 여러 개의 단일 사이클이 중첩되어 있는 사이클을 보인 것이다. Fig. 5(c)에서는 단일냉매를 사용하여 세 개의 공급온도 조건을 갖도록 고온영역에서 사이클을 구성하고 저온영역에서는 혼합냉매를 활용한 단일 사이클로 공급하도록 하여 전 공정 총괄곡선의 형태와 냉각곡선의 형태가 조화롭게 배치되도록 하고 있다. Fig. 5에 보인 방법을 따라 Fig. 4에 나타난 여러 가지 구성요소들과 혼합냉매 사이클을 적절히 배합하여 선택함으로써 새로운 공정의 설계가 이루어진다.

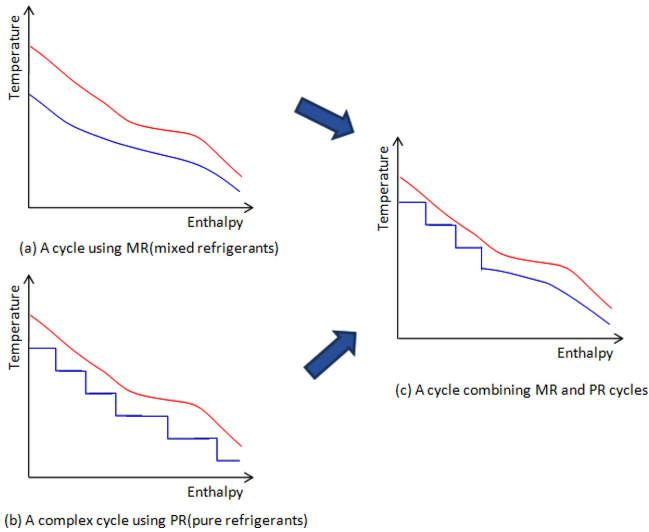


Fig. 5. Combining various design options of refrigeration cycles.

3-2. Industrial Processes for Natural Gas Liquefaction

천연가스 액화공정에서는 Fig. 4와 5에 보인 여러 가지 냉동 사이클 설계 요소들이 조합되어 다양한 형태로 이용되고 있다. 현재 LNG

산업에서 많이 이용되고 있는 사이클들의 특징을 살펴보기로 한다.

3-2-1. SMR (Single Mixed Refrigerant) 사이클

Fig. 6에 보인 SMR 사이클은 메탄, 에탄, 프로판, 이소펜탄(isopentane), 그리고 질소로 구성된 혼합냉매를 단순한 단일 사이클로 운용하는 공정이다. 공정이 간단하고 사용되는 장치의 수가 상대적으로 적어 다른 상용 공정과 비교하여 설비 투자비를 약 30% 정도까지 줄일 수 있다. 하지만, 사이클의 구조가 간단하여 에너지 효율이 높지 않아서 축일 소모량이 많다. SMR 사이클은 통상적으로 1.3 MTPA (million tons per annum, 연간 백만 톤) 정도의 중소규모 용량에 이용되며 열교환기는 주로 plate-fin 형태의 열교환기를 사용한다 (Mokhatab and Economides, 2006). Fig. 6에 보인 바와 같이 SMR 사이클에서 압축기를 통과한 고압 고온의 기체 냉매는 냉각수나 공기 등에 의해 일차적으로 대기온도 정도까지 냉각되고 천연가스 냉각이 이루어지는 열교환기로 유입되어 추가적으로 냉각된다. 즉 냉동 사이클에서 생산되는 저온 에너지는 천연가스 액화만을 위해 사용되는 것이 아니라 사이클에 사용되는 냉매가 팽창기를 통과하기 전 냉매의 냉각을 위해서도 사용됨을 알 수 있다. 이러한 자체냉각(self-cooling) 구조는 Fig. 6에 보인 에너지 총괄곡선(energy composite curve)에서 뜨거운 총괄곡선(hot composite curve)이 천연가스 흐름 뿐만 아니라 냉동 사이클의 뜨거운 유체 모두 포함할 두 흐름의 합

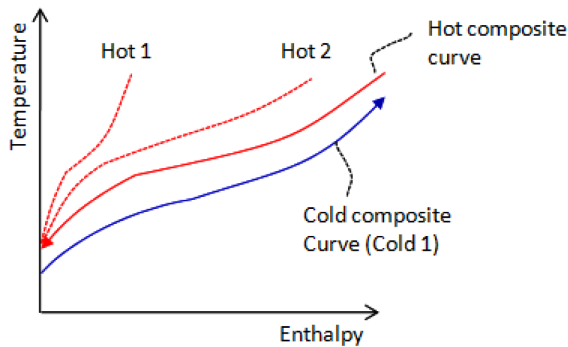


Fig. 6. SMR (Single Mixed Refrigerant) Cycle.

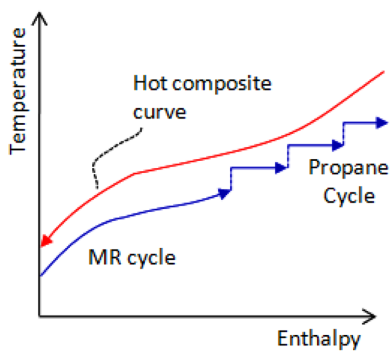
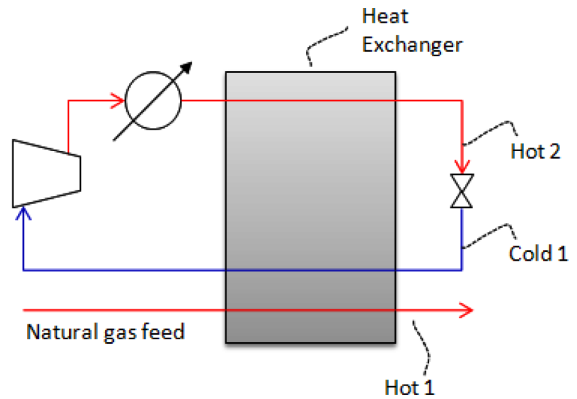
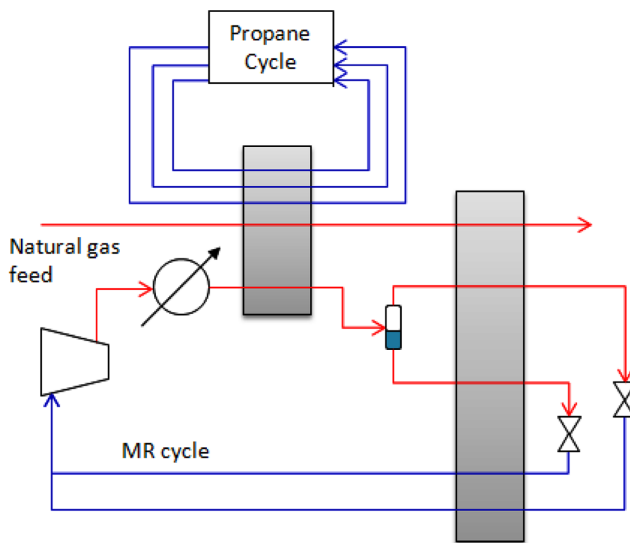


Fig. 7. C3MR (Propane-precooled Mixed Refrigerant) cycle.



으로 표현됨을 보여주고 있다.

3-2-2. C3MR(Propane-precooled Mixed Refrigerant) 사이클

C3MR 사이클은 육상용 LNG 플랜트에서 가장 많이 이용되고 있는 공정으로서 유입되는 천연가스를 먼저 3단계, 혹은 4단계의 중첩된 단일냉매 사이클을 이용하여 약 -40°C 정도까지 냉각하고, 그 이후에는 혼합냉매를 사용한 사이클을 통하여 천연가스를 액화 및 과냉시킨다. 단일냉매 사이클에 프로판이 사용되며 혼합냉매는 질소, 메탄, 에탄, 그리고 프로판으로 구성된다. Fig. 7에 보인 것처럼 혼합냉매는 압축기를 통과한 후에 일차적으로 공기나 냉각수로 냉각되고 기-액 분리기 이전의 프로판 사이클에 의해 추가적으로 냉각된다. 기-액 분리를 통해 분리된 기체 혼합냉매와 액체 혼합냉매는 팽창장치를 통과하면서 저온에너지를 생산하는데 이는 천연가스 액화에 사용된다. 유입되는 천연가스의 조성파 유량, 사용되는 혼합냉매의 조성파 유량, 그리고 압축기 전후의 압력 조건에 의해서 뜨거운 총괄곡선이 정해진다. 에너지 총괄곡선에 따라서 프로판 사이클에서 단일 사이클들 간의 중첩되는 온도와 적정한 단일 사이클의 수를 결정한다. 약 6 MTPA 생산규모의 설비들은 이러한 방법을 이용하지만 최근에 개발된 대용량(약 6~10 MTPA) 생산규모는 중첩된 프로판 사이클을 사용하여 액화온도부근까지 냉각하고 이어서 혼합냉매 사이클을 통하여 천연가스를 액화한 후에 질소 냉매를 사용하는 팽창 사이클을 통하여 이를 과냉각시키는 구조를 갖는다(Spilsbury, 2005).

3-2-3. DMR (Dual Mixed Refrigerant) 사이클

C3MR 공정에서는 액화공정으로 유입되는 천연가스를 프로판 단일냉매를 사용하여 냉각하였으나 DMR 공정에서는 에탄과 프로판이 주성분인 혼합냉매를 사용하여 천연가스를 일반적으로 -50°C 정도까지 냉각시킨다. 그 이후 천연가스의 액화 및 과냉각은 질소, 메탄, 에탄, 그리고 프로판을 주성분으로 하는 혼합냉매 사이클을 이용한다. 두 혼합냉매 사이클은 상온부분과 저온부분의 온도-엔탈피 곡선에 맞추어서 구성되며 저온에서 사용되는 혼합냉매 사이클은 분리온도(partition temperature)에서 상온에서 사용되는 혼합냉매 사이클

과 중첩되도록 구성된다(Pek *et al.*, 2004). Fig. 8에 보인 것과 같이 상온 부분에서 사용되는 혼합냉매 사이클은 첫 번째 열교환기에서 유입되는 천연가스를 냉각하며 아울러 저온 부분에서 사용되는 혼합냉매 사이클에 대한 자체 냉각을 담당한다. 저온 부분에서 사용되는 혼합냉매 사이클은 첫 번째 열교환기를 통과한 후에 기-액 분리를 통하여 서로 다른 조성의 기체와 액체 냉매로 나뉘며 각각의 냉매는 팽창 전에 추가적으로 냉각된다. 혼합냉매 사이클의 조성파 운전압력, 그리고 냉매 유량을 최적화하여 천연가스 액화를 위한 축일 소비를 최소화시킬 수 있다. 현재 C3MR 공정과 함께 가장 에너지 효율이 우수한 사이클로 평가받고 있다.

3-2-4. CCP(Classical Cascade Process)

CCP 공정은 SMR, C3MR, DMR 공정의 경우처럼 혼합냉매를 사용하지 않고 단일냉매 사이클을 다단계(multi-level) 중첩하여 천연가스 냉각 및 액화에 필요한 냉각 에너지를 생산한다. 사용되는 냉매의 열역학적 특성에 따라 적정한 운전온도가 존재하며 아울러 잠열 효과가 크도록 냉매를 냉각온도에 기준하여 설정해야 하는데 이러한 기준에 따라 세 가지 냉매를 선택할 수 있다. 즉 고온영역(상온에서 약 -40°C 까지)의 냉각은 프로판을, 대부분의 천연가스 액화가 이루어지는 저온영역(약 -40°C 에서 약 -100°C 까지)의 냉각은 에틸렌을, 그리고 최저온 영역(약 -100°C 이하)에서는 메탄을 사용한다. Fig. 9에 보인 바와 같이 각각의 냉매는 단일냉매를 사용하는 사이클에서 이용되며, 각각의 단일냉매 사이클은 3단계, 혹은 4단계의 중첩된 다단계 구조를 갖는다. 천연가스 냉각 및 과냉각 온도영역에서 C3MR과 DMR에 적용된 혼합냉매 사이클이 열교환기에서의 에너지 손실이 적기 때문에(즉 뜨거운 총괄곡선과 차가운 총괄곡선의 간격차이가 적기 때문에) CCP 공정에 비하여 C3MR 및 DMR 공정의 에너지 효율이 더 높다. CCP 공정에 적용된 단일냉매 사이클이 매우 많은 단계들을 갖게 되면 이론적으로는 CCP 공정이 매우 우수한 에너지 효율을 보일 수 있으나, 많은 장치들을 도입하고 복잡한 중첩구조로 운용해야 하기 때문에 설치비용이 높고 보수유지비용이 많이 소요된다는 단점이 있다. CCP 공정의 에너지 효율을 높

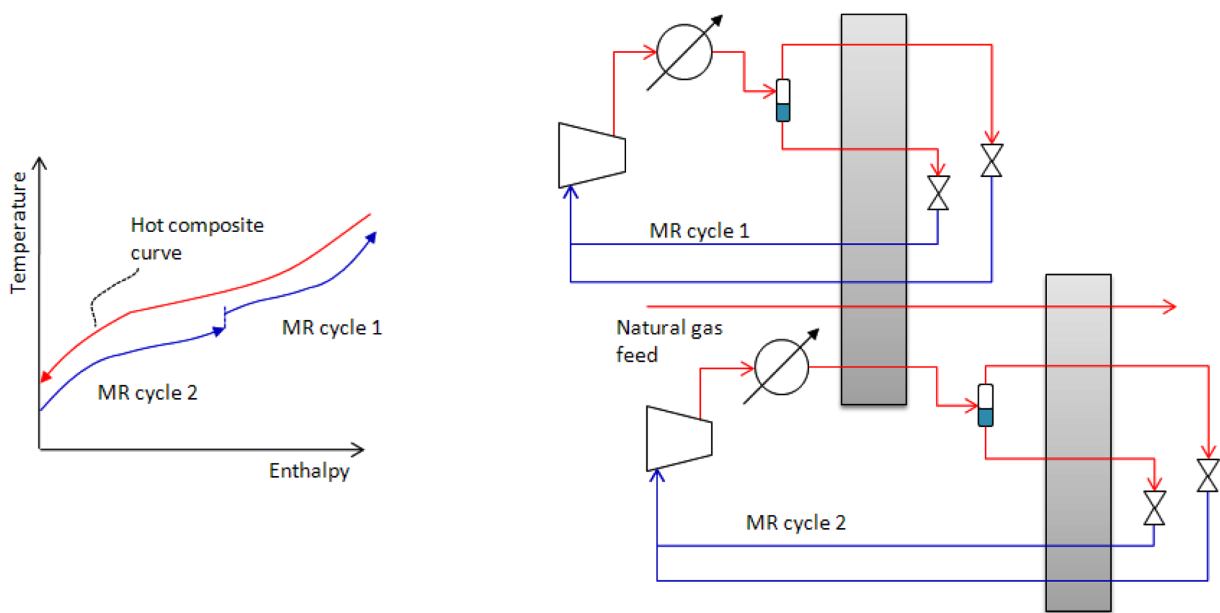


Fig. 8. DMR (Dual Mixed Refrigerant) cycle.

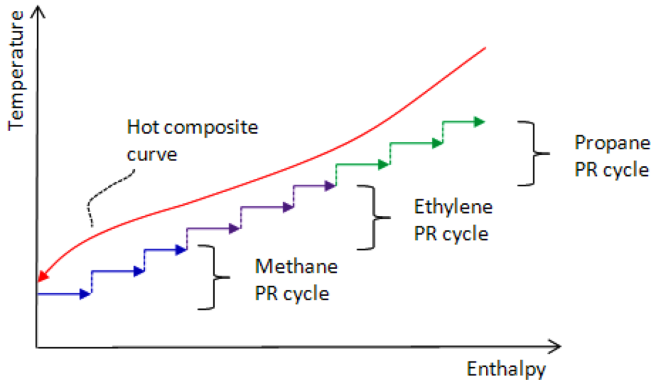


Fig. 9. CCP (Classical Cascade Process).

이기 위해서는 냉각 단계별 분리 온도들을 주어진 천연가스 냉각요구 곡선을 기준으로 하여 최적으로 결정하는 것이다. Fig. 9에 보인 CCP 사이클은 통상적으로 약 3MTPA 규모까지의 천연가스 생산공정에 많이 이용되었으며 이후에는 메탄을 사용하는 최저온 사이클 영역부분의 설계를 변형한 Optimized Cascade Cycle (OCC)이 도입되어 약 5MTPA 규모의 액화공정에 적용되고 있다. OCC 공정은 메탄을 사용하는 최저온 사이클에 액화된 천연가스의 일부분을 사이클에서 혼합하여 사용하며 최저온 사이클을 메탄이 주성분인 혼합냉매로 변형시킨 구조이다(Ransbarger, 2007). 이러한 변형은 최저온 영역에서 중첩된 단일냉매 사이클보다 에너지 효율이 높은 혼합냉매를 사용하게 됨을 의미한다. 기존 공정들에서는 냉각 사이클이 고립된 사이클(closed-loop cycle)로서 천연가스 유체 흐름으로부터 단순히 열을 제거하며 사이클에서 사용된 냉매와 공정 유체와의 혼합은 없다. 그러나 OCC 공정은 천연가스 유체가 냉매로 직접 사용되는 개방형 사이클(open-loop cycle)이라는 점이 특이하다.

3-2-5. MFC (Mixed Fluid Cascade Cycle)

MFC 공정은 DMR 공정의 확장된 형태로서 천연가스 냉각구간을 세 구간으로 나누고 각 구간을 혼합냉매 사이클로 냉각 에너지를 공급하는 구조이다(Fig. 10). 고온 온도 영역에서 사용되는 혼합냉매 사이클(Fig. 10에서 MR cycle 3)은 혼합냉매가 두 번 팽창하면서 두 개의 열교환기에서 냉각에너지를 공급하는 이단구조의 형태를 갖는다(Heiersted, 2003). MFC 공정은 DMR 공정에서 보여준 혼합냉매

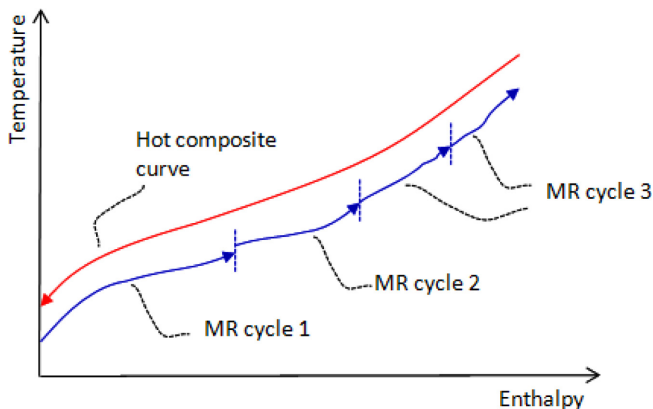


Fig. 10. MFC (Mixed Fluid Cascade Cycle).

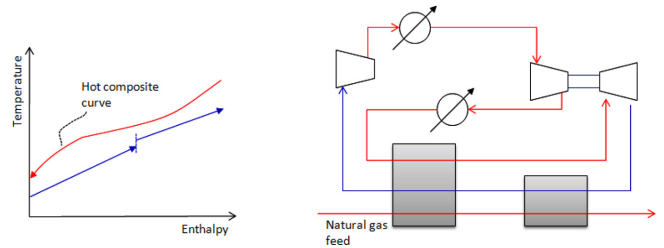


Fig. 11. Nitrogen Expander Cycle.

사이클 적용의 우수성과 CCP 공정에서 보여준 3단계 중첩구조의 효율성을 적절히 조합한 형태이지만, DMR 공정 및 C3MR 공정과 비교하여 에너지 효율이 월등히 증가되지는 않는다. DMR 공정이나 C3MR 공정의 저온영역에서 사용하는 혼합냉매 조성과 운전조건을 최적으로 선택하면 MFC 공정의 경우처럼 추가적인 사이클을 도입하지 않아도 충분히 높은 에너지 효율을 얻을 수 있다. 혼합냉매는 메탄, 에탄, 프로판, 질소를 사용하며 처리용량은 약 9MTPA이고 LNG 1 톤당 234 kWh의 축일을 소모한다(Heiersted, 2006).

3-2-6. 질소 팽창기 사이클(Nitrogen Expander Cycle)

Fig. 11은 질소를 사용한 전형적인 팽창기 사이클을 보여주고 있다. 통상적으로 압축설비와 팽창설비가 일체인 형태를 사용하며 냉매를 팽창하면서 최수한 축일을 압축기에서 사용하는 구조를 갖는다(Barclay and Denton, 2005). 위에서 설명한 여러 액화공정들은 액화된 냉매가 기화하면서 필요한 잠열을 공정유체에서 흡수하여 유체의 온도를 낮추는 냉매의 상변화를 이용하는 방법이지만, 질소를 사용한 팽창기 사이클은 질소 냉매가 액상과 기상 간의 상변화를 통하지 않고 기체 상태로 유지되면서 고압에서 저압으로 팽창하고, 저압상태로 전회되면서 얻은 저온냉매를 냉각에 활용하는 방법이다. 질소 냉매는 팽창기를 통과한 후 저온이 되며 이 저온은 천연가스 액화와 압축기를 통과한 고압 질소냉매의 자체 냉각에 사용된다. Fig. 11은 두 개의 열교환기를 통해 상온부분과 저온부분으로 구분하여 천연가스 액화를 수행하는 구조를 갖는 사이클을 보여주고 있다. 질소를 사용한 팽창기 사이클은 C3MR, DMR, CCP 등과 비교하여 에너지 효율이 많이 떨어지지만 냉매에 탄화수소를 사용하지 않아서 공정의 조업 안전성이 우수하고 구조적으로 공정 집적도가 우수하여 해상에서 운용되는 FPSO(Floating Production Storage and Offloading) 분야에서 많이 활용되고 있다.

Fig. 6, 7 및 8에 포함된 압축기들은 간단히 단일 압축기로 나타내었지만 실제로는 단계별 냉각기를 포함한 3단에서 5단 정도의 다단 압축기 배열을 하고 있다. 또한 냉각되어 액화되는 천연가스를 연속적인 단일유체 흐름으로 간단하게 나타내었지만 일반적인 경우에는 냉각되는 천연가스를 액화되기 전에 열교환기 외부로 유출시키고 기-액 분리기 등의 분리장치들을 통하여 천연가스에서 NGL(Natural Gas Liquids)을 회수한 후에 나머지 천연가스들은 다시 열교환기로 유입시켜 냉동 사이클에 의해 액화된다.

또한 Fig. 6, 7 및 8에 보인 열교환기는 단일 설비로 나타내었지만 여러 열교환기들이 연속적으로 연결된 다단(multi-stage) 열교환 구조를 갖는 경우도 있다. 예를 들면 Fig. 6에 보인 SMR 공정에서 사용되는 단일 열교환기를 다단 열교환구조로 변형할 수 있으며 열교환기들 사이에서 추가적인 기-액 분리를 도입하여 각 열교환기 별로

운전조건을 변형할 수 있기 때문에 최적 운전조건 도출을 위한 자유도가 증가함에 따라 열교환에서 발생하는 에너지 손실을 절감할 수 있다. 단수가 증가할수록 에너지 효율은 증가하지만 추가적인 장치의 도입에 따른 투자비용 상승과 다단 조작을 위한 공정의 운전 및 제어가 용이하지 않게 되는 단점이 있다. DMR 공정에서도 고온과 저온 영역에 사용되는 열교환기들을 각각 다단구조로 하는 것이 가능하며 최적화를 통하여 에너지 효율이 증가함을 보인 연구사례도 있다(Del Nogal *et al.*, 2008).

이상과 같이 살펴본 여러 가지 공정들에 대한 성능비교 연구가 이루어졌으며 대표적인 연구결과를 Table 2, 3, 4 및 5에 요약 정리하였다. Table 2는 여러 상용 사이클들에 대한 에너지 효율을 이상적인 카놋(carnot) 사이클과 비교한 결과이며, Table 3은 MFC를 기준으로 하여 세 가지 상용 사이클에 대한 상대적 에너지 소비량을 비교한 결과이다. Table 4는 단일 냉매를 증점한 사이클을 기준으로 하여 여러 가지 다른 구조를 갖는 사이클의 축일 소모량을 비교한 것이다. 각각의 비교 연구에서 동일한 설계변수 및 운전제한 조건을 사용하지 않았기 때문에 Table 2, 3 및 4에 보인 결과값들을 절대적인 것대로 활용해서는 안되지만 일반적인 경향은 도출해 볼 수 있다. 현재 상용화되어 활용되고 있는 천연가스 액화공정에서 에너지 효율은 C3MR과 DMR이 가장 우수하고 SMR과 질소 팽창 사이클이 가장 효율이 떨어진다. CCP공정은 C3MR과 DMR 공정의 에너지 효율에 근접한다. MFC 공정은 Table 3에서는 C3MR보다 우수하다고 보고되었으나 최근에 상용화되었기 때문에 에너지 효율에 대해 보고된 사례가 적으므로 여러 비교연구 사례 등을 통하여 상대적 우수성을 평가해야 한다.

Table 5는 사이클들에 대한 에너지 효율의 비교뿐만 아니라 투자비에 대한 상대적 우위성을 제시한 자료를 보이고 있다. 단위 천연가스 액화량 기준으로 필요한 축일 요구량을 보면 Table 2, 3 및 4에서 보인 경향을 그대로 나타내고 있다. 소요 투자비(CAPEX, Capital

Table 2. Cycle Efficiency Comparison (I) (Bronfenbrenner *et al.*, 1998)

Ideal Carnot Cycle	C3MR	DMR	CCP	SMR
63%	48%	48%	45%	43%

Table 3. Cycle Efficiency Comparison (II) (Forg,2003)

MFC	C3MR	CCP	SMR
100% (basis)	103.3%	115.5%	114.2%

Table 4. Cycle Efficiency Comparison (III) (Finn, 2006)

Process	Estimated Power	
Cascade of pure refrigerants	1.00 (basis)	
	SMR one stage	1.25
Mixed refrigerants	SMR multi-stage	1.15
	SMR/C3 precooling	1.05
	Single expander	2.00
Expander	Single expander/C3 precooling	1.70
	Double expander	1.70

Table 5. Cycle Power and Capital Cost Comparison (Vink and Nagelvoort, 1998)

Process	C3MR	DMR	CCP	SMR	N2 expander
Specific power [kW/(t/d LNG rundown)]	12.2	12.5	14.1	14.5	15.6
CAPEX	100 (basis)	116	119	97	95

Expenditure)를 비교하면, C3MR를 기준으로 CCP와 DMR 사이클에 많은 설비투자가 요구되며 SMR과 질소팽창기 사이클에는 적은 설비투자가 요구된다. 여기에서 주의할 점은 같은 액화공정이라도 운전되는 지리적 위치와 공정에 사용되는 설비들의 선택, 그리고 공정 합성도(degree of process integration)에 따라 산출되는 가격은 큰 차이를 보일 수 있다는 사실이다. 또한 여러 가지 경제성 계산을 위해 사용된 변수들은 설계자와 발주처에 따라 매우 상이하므로 실제 액화공정의 가격 비교에는 많은 주의가 요구된다.

상대적으로 에너지 효율이 높은 C3MR, DMR, CCP 공정들은 에너지 효율을 높게 유지하기 위하여 많은 설비를 사용함으로써 사이클의 구조를 복잡하게 설계한 것이며, SMR과 질소 팽창기 사이클은 적은 수의 설비를 사용하여 간단한 형태의 사이클 구조를 유지함으로써 투자비를 감소하는 효과를 얻는다고 설명될 수 있다. 액화 천연가스 공정도 규모의 경제(economy of scale)원칙이 적용된다. 즉 천연가스 플랜트 처리 용량이 커질수록 처리되는 천연가스 단위용량당 투자비용이 감소된다. 육상용 천연가스 액화공정에서는 대규모 용량으로 설계하고 운전하는 것이 경제적이며 C3MR 및 DMR 공정과 같이 에너지 효율이 높은 공정이 선호된다. 소규모 용량의 액화 공정에서는 에너지 효율보다는 투자비가 적고 공정이 간단한 SMR이나 질소 팽창 사이클이 많이 사용된다.

현재 상용화되어 이용되고 있는 액화공정들의 LNG 플랜트 업계에서의 점유율을 살펴보면 2010년 기준으로 C3MR 공정으로 LNG 전체 생산액의 약 63.4%를 차지하고 있으며 그 다음으로는 cascade cycle을 통하여 약 15.8%가 생산되고 있다 (Robertson, 2012).

4. Drivers Selection for Refrigeration Cycles

천연가스 액화를 위한 냉동 사이클 설계는 주어진 천연가스 특성과 가능한 설비투자비용 한도 내에서 에너지 효율을 최대화하려는 목적으로 진행된다. 이렇게 설계된 냉동 사이클에서는 냉매를 고압으로 압축하는 대용량의 압축기가 필요하게 된다. 통상적으로 냉각 사이클에서의 증발기와 응축기 사이의 운전 압력비는 단일 압축기에서의 압력비보다 크기 때문에 여러 압축장치가 직렬 연결된 다단압축 구조를 갖는다. 또한 압축기에서 사용하는 축일의 양을 감소하기 위해 압축기들 사이에서 냉각수나 공기를 사용하여 압축 후의 고온 냉매를 냉각시키는 열교환기들이 사용된다. 이러한 압축기를 구동하는 설비들은 가스터빈에서 발생하는 축일을 압축기의 축에 직접 연결하여 압축기를 운전하거나 전기를 공급받아 압축기의 축을 전기모터에 연결하여 운전하는 경우가 있으며 수증기 시스템에서 발생한 고압 수증기를 팽창기를 통해 저압 수증기로 전환시키는 과정에서 발생한 축일을 압축기 축에 연결하여 구동하는 경우도 있다.

가스터빈을 사용하여 압축기 축일을 공급하는 경우에는 가스터빈의 용량이 특정크기로 정해져 있어서 냉동 사이클에서 설계된 압축기의 용량과 상이하게 되는 경우가 있다. 가스터빈은 생산하는 업체에서 규격화된 용량으로 공급하기 때문에 냉동 사이클을 가스터빈 용량에 맞추어 설계해야 한다. 즉 가스터빈의 용량에 맞추기 위해 냉

동 사이클에서 결정된 압축기의 용량이 최적이지 아닌 상태에서 냉동 사이클을 설계해야 하는 경우가 많이 발생한다. 전기모터를 사용하는 경우에는 모터에 전기를 어떻게 공급하는가에 대한 설계 문제가 발생한다. 천연가스 공정은 전기를 포함하여 대단히 많은 양의 에너지를 소비하는 전형적인 공정산업의 한 종류로서 외부에서 생산한 전기를 수입하여 사용하기 보다는 공정에서 자체적으로 생산하여 소모하는 것이 훨씬 경제적이며 따라서 자체 전기생산 시스템을 갖는 경우가 일반적이다. 자체적으로 전기를 생산하는 방법으로는 수증기 생산설비를 기반으로 하는 유틸리티 시스템에서 수증기 터빈을 통해서 전기를 생산하거나 가스터빈을 기반으로 하는 복합 발전소에서 생산하는 방식이 이용된다. 수증기 생산설비에서 생산된 수증기와 이를 통해 전기를 생산하고 저압 증기들로 전환시켜 하부 공정으로 이송하는 설비들을 포함한 시스템을 통상적으로 유틸리티 시스템이라고 일컫는다. 유틸리티 시스템에서는 여러 수증기 터빈이 운용되는데 터빈은 공정에서 사용되는 전기를 생산하거나 터빈에서 발생하는 축일을 직접 냉동 사이클의 압축기에 연동하여 사용한다.

냉동 사이클의 설계에 따라 결정된 압축기의 수와 용량, 그리고 압축기들의 다단 구조 형태가 결정되더라도 이를 구동하는 설비들을 선택하고 최적의 조합을 결정해야 하는 설계문제에 귀착된다. 이러

한 설계문제를 보다 복잡하게 만드는 것은 압축기와 구동설비가 일대일로만 연결되지 않으며 하나의 구동원이 하나 이상의 압축기들을 동시에 구동할 수 있다는 점이다. 아울러 같은 구동원이라도 운용하는 형태에 따라 운전형태를 결정해야 한다. 이를테면 가스터빈을 직접 축에 연결하여 압축기를 구동할 수 있으며 또한 가스터빈을 화력 발전소에 사용하여 전기를 생산하고 이 전기를 이용하는 모터에 의해 압축기를 구동할 수도 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 가스터빈의 경우 규격화된 특정 용량에 맞추어서 냉동 사이클을 설계해야 하는 반면에 수증기 터빈과 모터의 경우는 냉동 사이클에서 요구되는 압축기 용량에 따라 설계할 수 있다. 이러한 설계문제는 압축기 구동장치 선택(drivers selection) 설계문제라고 통칭되는데 이는 Fig. 12에 도식적으로 나타낸 바와 같다. Fig. 12에서 보인 것처럼 구동장치 선택에 있어서는 천연가스 액화공정에 필요한 압축기의 수와 용량이 결정되면 압축기와 구동원 사이에 필요한 축의 총 수를 결정해야 하며 각 축에 연결해야 하는 압축기의 구성 조합과 각 축을 구동하는 구동원의 조합을 선택해야 한다.

축을 매개체로 해서 구동설비와 압축설비들의 조합을 선택할 때, 가스터빈을 사용하는 경우에는 압축설비들의 축일 요구량의 합이 가스터빈에서 공급 가능한 축일량과 일치하는 경우는 거의 없다. 이러

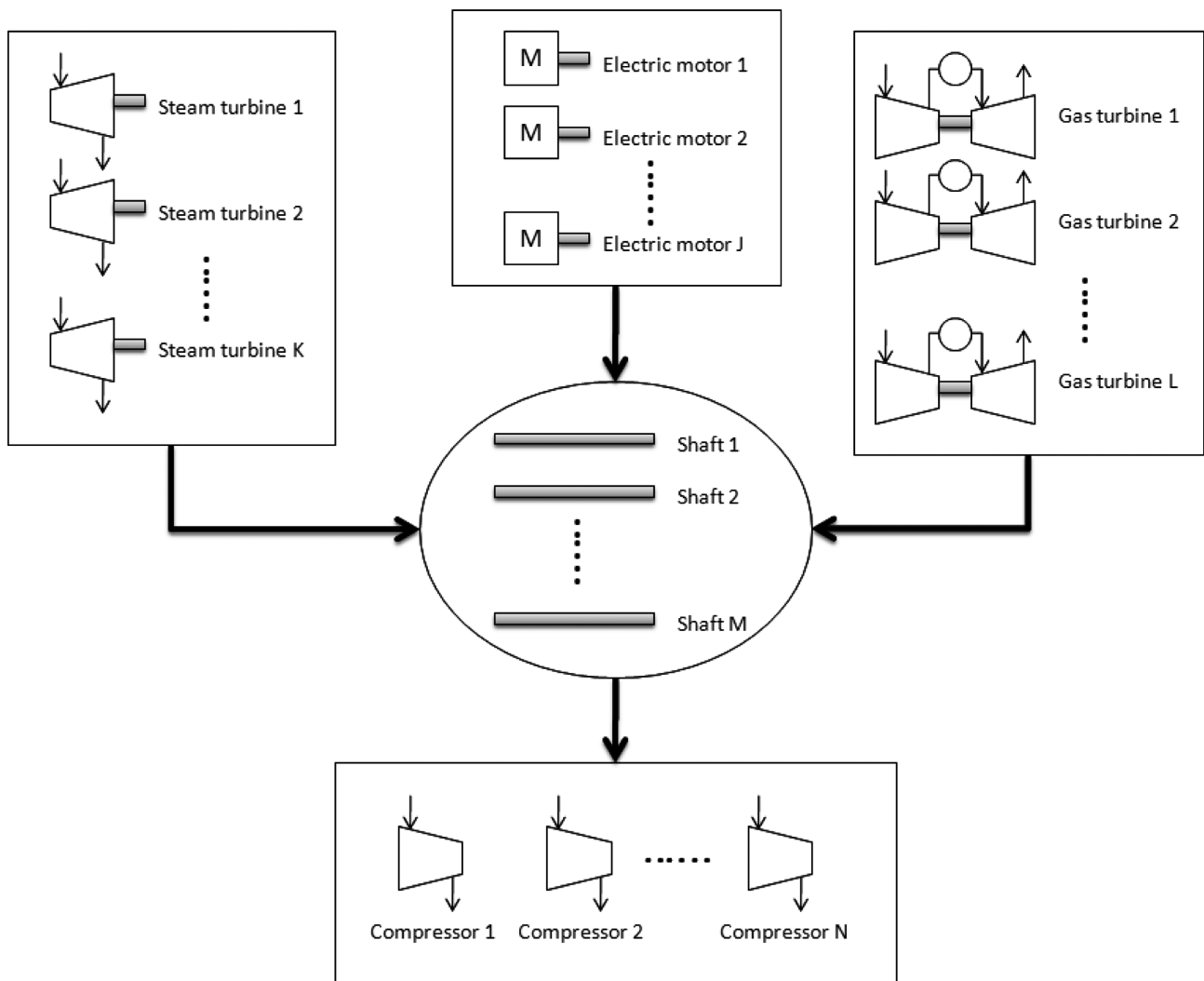


Fig. 12. Drivers Selection in LNG Liquefaction Process.

한 경우에 축일 수지식을 통하여 잉여 축일은 소형의 보조 발전기를 사용하여 전기를 생산하고 부족한 축일은 소형 보조모터를 추가적으로 사용하여 구동원과 압축기사이의 균형을 맞춘다. 조합의 수가 상당히 많기 때문에 구동장치 선택을 통한 최적설계를 위해서는 superstructure를 기반으로 한 최적화 기법을 사용하는 것이 일반적이다(Del Nogal *et al.*, 201a, 2010b; Zheng and Kim, 2011).

냉동 사이클의 설계문제는 단순히 냉각곡선을 최적화하여 사이클의 구성요소들을 결정하는 것으로 간주해서는 안되며 압축기를 구동하는 구동설비들을 효율적으로 구성하는 설계문제를 포함한 문제로 해석해야 한다. LNG 액화공정의 처리 용량은 시간이 흐름에 따라 대규모 용량으로 증가했는데 이는 냉동기를 구동하는 구동설비, 특히 가스터빈의 용량과 밀접한 관계를 지니고 있다.

5. Conclusions

본 총설에서는 천연가스 액화를 위한 공정의 최적설계에 대하여 논의하였다. 냉동 사이클의 축일 소모량을 절감하기 위한 다양한 사이클 구조를 비교 분석하였으며 이를 바탕으로 LNG 플랜트 산업에서 상용화되어 이용되고 있는 주요 액화공정들의 특징을 살펴보았다. 천연가스 액화공정 설계문제에 열합성(Heat Integration) 기법을 어떻게 적용하는지에 대하여 논의하였으며 이를 통하여 액화공정의 효율성과 특징을 도식적으로 확인할 수 있었다. 또한 액화공정 설계와 함께 고려해야 하는 압축기 구동원 선택문제에 대한 분석을 통하여 액화공정의 최적설계는 LNG 플랜트 전체 유틸리티 시스템 및 축일 공급체계와 밀접한 관계가 있음을 확인하여 보았다.

Acknowledgements

This research was supported by a grant from the GAS Plant R&D Center funded by the Ministry of Land, Transportation and Maritime Affairs (MLTM) of the Korean government.

References

- Barclary, M. and Denton, N., Selecting Offshore LNG Processes, *LNG journal*, October, 34-36(2005).
- Bronfenbrenner, J., Liu, Y. and Daugherty, T., LNG Liquefaction Cycle Efficiency Analysis, *LNG12*, May 1998.
- Del Nogal, F. L., Kim, J., Perry, S. J. and Smith, R., "Optimal Design of Mixed Refrigerant Cycles," *Ind. Eng. Chem. Res.*, **47**(22), 8724-8740(2008).
- Del Nogal, F. L., Kim, J., Perry, S. J. and Smith, R., "Synthesis of Mechanical Driver and Power Generation Configurations - Part 1: Optimisation Framework," *AIChE Journal*, **56**(9), 2356-2376(2010).
- Del Nogal, F. L., Kim, J., Perry, S. J. and Smith, R., "Synthesis of Mechanical Driver and Power Generation Configurations - Part 2: LNG Applications," *AIChE Journal*, **56**(9), 2377-2389(2010).
- Dossat, R. J., *Principles of Refrigeration*. Prentice-Hall, New Jersey, US(1997).
- Elliott, J. R. and Lira, C. T., *Introductory Chemical Engineering Thermodynamics*. Prentice-Hall, New Jersey, US(1999).
- Finn, A., *Technology Choices*, LNG Industry, Autumn 2006.
- Forg, W., *Liquid Energy*, Linde Technology: Reports on Science and Technology, Linde, **1**, 4-11(2003).
- Heiersted, R., *Snohvit LNG opening the Barents Sea: A Technological and Environmental Challenge*, IChemE meeting, London, UK(2003).
- Linnhoff, B., Townsend, D., Boland, D., Hewitt, G., Thomas, B., Guy, A. and Marsland, R., *User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. IChemE: Rugby, UK(1982).
- Mokhatab, S. and Economides, M., "Process Selection is Critical to Onshore LNG Economics," *World Oil*, **227**(2), 95-99(2006).
- Kemp, I. C., *Pinch Analysis and Process Integration, Second Edition: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy*. Butterworth-Heinemann, UK(2007).
- Kim, J. and Smith, R., *Pinch Design and Analysis in Marcel Dekker: Encyclopedia of Chemical Processing*. Marcel Dekker, 2165-2180(2005).
- Klemes, J., Friedler, F., Bulatov, I. and Varbanov, P., *Sustainability in the Process Industry: Integration and Optimization*, McGraw-Hill, New York, US(2011).
- Lee, G., *Optimal Design and Analysis of Refrigeration Systems for Low Temperature Processes*. PhD Thesis, UMIST, Manchester, UK(2001).
- Pek, B., de Jong, E., van Driel, A. and Nagelvoort, R. K., *Large Capacity LNG Plant Development*, LNG14, Doha, March 2004.
- Ransbarger, W., *A Fresh Look at LNG Process Efficiency*, LNG Industry, Spring 2007.
- Robertson, S., *Outlook for the LNG Business 2007-2011*, www.douglas-westwood.com (accessed on 20 August 2012).
- Shukri, T., *LNG Technology Selection*, Hydrocarbon Engineering, February 2004.
- Smith, R., *Chemical Process Design and Integration*. John Wiley & Sons, Chichester, UK(2005).
- Smith, J. M., Van Ness, H. C. and Abbott, M. M., "Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics," McGraw-Hill, New York, US(2005).
- Splisbury, C., *Optimizing LNG Capacity*, IChemE SONG meeting, June 2005.
- Vink, K. J. and Nagelvoort, R. K., *Comparison of Baseload Liquefaction Processes*, *LNG12*, May 1998.
- Wu, G. and Zhu, X. X., *Retrofit of Integrated Refrigeration Systems*, *Chemical Engineering and Research Design*, **79**(Part A): 163-181(2001).
- Zheng, X. and Kim, J., "Optimization of Power-Intensive Energy Systems with Carbon Capture," *Ind. Eng. Chem. Res.*, **50**, 11201-11225(2011).