

GM냉동기를 이용한 수소액화 시스템의 액화량 예측

Prediction of liquid amount in hydrogen liquefaction systems using GM refrigerator

박 대 중*, 장 호 명**, 강 병 하***
D. J. Park*, H. M. Chang**, B. H. Kang***

Key words: Liquefaction(액화), Hydrogen(수소), Liquid(액체), Optimum design(최적설계), GM-refrigerator(GM냉동기)

ABSTRACT

Thermodynamic cycle analysis has been performed to maximize the liquid amount for various hydrogen liquefaction systems using GM(Gifford-McMahon) refrigerator. Since the present authors' previous experiments showed that the liquefaction rate was approximately 5.1 mg/s in a direct contact with a commercial GM refrigerator, the purpose of this study is to predict how much the liquefaction rate can be increased in different configurations and with improved heat exchanger performance. The optimal operating conditions have been analytically sought with real properties of normal hydrogen for the single-stage GM precooled L-H (Linde-Hampson) system, the two-stage GM direct contact system, the two-stage GM precooled L-H system and the two-stage helium GM-JT (Joule-Thomson) system. The maximum liquefaction rate has been predicted to be only about 7 times greater than the previous experiment, when the two-stage precooling is employed and the effectiveness of heat exchangers approaches to 99.0%. It is concluded that the liquefaction rate is limited mainly by the cooling capacity of the current GM refrigerators and a larger scale of hydrogen liquefaction is possible with a greater capacity of cryocooler at 60-70 K range.

기 호 설 명

h : 비엔탈피 [J/g]
 \dot{m} : 질량유량 [g/s]
 P_H : 고압 [bar]
 P_L : 저압 [bar]
 \dot{Q} : 열전달률 [W]
 T : 온도 [K]

\dot{W} : 동력 [W]
 y : 액화율 (liquid yield)

그리스 문자

ϵ : 열교환기의 유용도 (effectiveness)

하첨자

C : 압축기
 f : 액상

* 정회원, 홍익대학교 대학원

** 정회원, 홍익대학교 공과대학 기계공학과

*** 정회원, KIST 열유동 제어 연구센터

| | |
|-----------|-------------|
| g | : 기상 |
| ref | : 냉동기 |
| H_2 | : 수소 |
| He | : 헬륨 |
| PC | : 예냉 |
| R | : 냉동기 |
| 0,1,2,... | : 액화기에서의 위치 |

1. 서 론

수소를 연료로 이용하기 위한 저장 방법중 무게나 체적당 저장에너지의 크기면에서 볼 때 극저온 액체수소가 가장 우수하다고 알려져 있다.^(1,2) 수소를 액화하기 위한 가장 고전적인 형태의 액화방식으로는 캐스케이드(cascade) 액화시스템을 들 수 있으나 이 방식은 시스템이 복잡하고 시설비용이 많이 들며 또한 액화효율이 낮아 상업용으로는 적절하지 못하였다. 20세기 중반에서 현재에 이르기까지 로켓이나 우주선의 연료용 수소액화기는 모두 Claude액화방식⁽³⁾을 사용하고 있다.

Claude시스템은 기체가 외부로 일을 하며 팽창하는 왕복동식이나 터보식 팽창기(turbo expander)가 가장 중요한 부품이다. 극저온용 팽창기는 고도의 설계 및 제작기술이 요구되어 선진일부 국가에서만 이 기술을 보유하고 있는 실정이다.⁽⁴⁻⁶⁾ 이러한 기술들의 국내 개발이 단기간에 이루어지기는 거의 불가능하므로, 국내에서 극저온 액체수소를 에너지로 사용하기 위해서는 극저온용 팽창기를 사용하지 않는 다양한 수소액화장치가 요구된다. 또한, 자동차의 연료로서 액체수소를 사용하기 위해서는 보다 폭넓은 장소에서 연료를 충전할 수 있어야 하므로, 지역적인 액화가 가능하고 운송에 의한 에너지 손실을 줄일 수 있는 소형의 수소액화기가 필요하다.⁽⁷⁾

소형 수소액화기를 만들 수 있는 방법으로는 기체상태인 수소를 액체수소보다 낮은 온도로 유지되는 냉동기와 직접 접촉시켜서 액화시키는 냉동기 직접액화방식⁽⁸⁾과 냉동기 예냉 L-H(Linde-Hampson) 액화 방식을 들 수 있다. 국내에서도 최근 이러한 수소액화 시스템에 대한 기초 연구가 수행되어 김승현등^(9,10)은 냉동기 예냉 시스템에 대한 최적조건과 상용화된 GM(Gifford-McMahon) 1단 냉동기중 세가지 모델에 대하여

수소액화량 예측에 대한 연구를 수행한바 있다. 백중훈등⁽¹¹⁾은 하나의 2단식 GM 냉동기를 이용한 직접접촉 액화방식의 실험으로 수소액화에 성공한바 있다.

본 논문에서는 에너지 면에서의 효율보다는 주어진 냉동기로 액화가 가능한 수소의 액화량을 예측할 목적으로 연구를 수행하였다. 해석모델로는 극저온 팽창기를 사용하지 않으며 수소액화가 가능한 상용 GM냉동기를 이용한 여러 가지 액화시스템에 대해 열역학 해석을 수행하여, 액화량을 예측하고 냉동기별 성능을 비교, 분석하였다. 이를 위하여 대표적 냉동기 제조사의 극저온용 냉동기에 대한 광범위한 조사를 실시하여, 냉동기의 냉동온도 및 냉동용량 면에서 가장 적절할 것으로 예측되는 여러 중대형 GM 냉동기를 선정하였다. 각 시스템별로 선정된 냉동기 모델들을 통해 실제 액화 가능한 수소 액화량을 계산하여 이미 실험적으로 입증된 액화량과 비교하여 얼마나 더 많은 액화량을 얻을 수 있는지 예측을 시도하였다.

2. 액화시스템의 해석모델

단순 L-H 액화시스템은 Fig. 1(a)와 같이, 상온상압(1기압, 300 K)의 기체를 압축기에서 고압의 기체로 압축한 후 액체 용기에서 배출되는 포화증기와 열교환으로 일단 냉각된 후 JT밸브에서의 팽창에 의해 대기압의 포화영역에 도달하여 포화액체는 추출되고 포화증기는 고압기체와 열교환하여 고온의 기체로 돌아오는 사이클 구성을 하고 있다. 그러나 단순 L-H 액화의 원리로는 수소와 같이 최대역전온도(maximum inversion temperature)가 상온보다 낮은 기체를 액화할 수 없으므로 액화를 위해서는 반드시 역전온도 이하로 예냉⁽³⁾을 해야 한다. 본 논문에서는 상용 GM 냉동기를 이용하여 예냉을 하는 수소액화 L-H방식 또는 직접접촉 방식에 대한 다음의 네가지 시스템을 모델로 하여 액화량을 예측하였다.

2.1 1단냉동기 예냉 L-H 액화시스템

1단(single-stage) 냉동기 예냉 L-H 액화시스템은 Fig. 1(b)와 같이 예냉용 냉동기, 압축기, 향류열교환기, JT밸브, 플래시실(flash chamber) 등

으로 구성되어 있다. 상온상압의 기체 수소를 압축 및 냉각과정을 통해 상온고압으로 만든 다음, 향류열교환기를 통해 저온저압기체와 향류열교환을 하며, 냉동기를 이용하여 수소를 최대역전온도 이하로 예냉하고, 다시 열교환하여 저온고압기체로 만든 후 JT밸브에서의 스로틀 팽창을 통해 포화수소가 되어 플래시실에 액체로 분리 추출된다.

먼저 열교환기에 대한 에너지 균형식을 각 위치에서의 엔탈피로 표시해 보면 HX3과 HX2(냉동기)에 대해 각각,

$$h_1 - h_2 = (1 - y) \cdot (h_8 - h_7) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{1ref} = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2)$$

와 같다. 여기에서 y 는 액화율이며, \dot{m} 은 압축되는 수소의 질량유량이다. JT밸브에서는 일과 열이 없다고 가정하므로

$$h_4 = h_5 \quad (3)$$

이 된다. 하단부의 플래시실에서 에너지 균형식

을 적용하면 엔탈피와 액화유량(\dot{m}_f)은 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$y = \frac{(h_6 - h_4)}{(h_6 - h_f)} = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} \quad (4)$$

극저온에서 유체의 비열은 온도에 따라 크게 변화하므로 엔탈피로 나타내어야 한다. 열교환기 유용도는 열교환기 HX3의 경우를 예를 들어보면, 유용도의 정의에 의해 고압측의 열용량이 저압측보다 클 때, 즉

$$h_1 - h(T_1, P_H) \geq (1 - y) \cdot [h(T_1, P_L) - h_7] \quad (5)$$

이면, HX3의 유용도는

$$\epsilon_3 = \frac{h_8 - h_7}{h(T_1, P_L) - h_7} \quad (6)$$

이 되고, 반대가 되면 열교환기 HX3의 유용도는

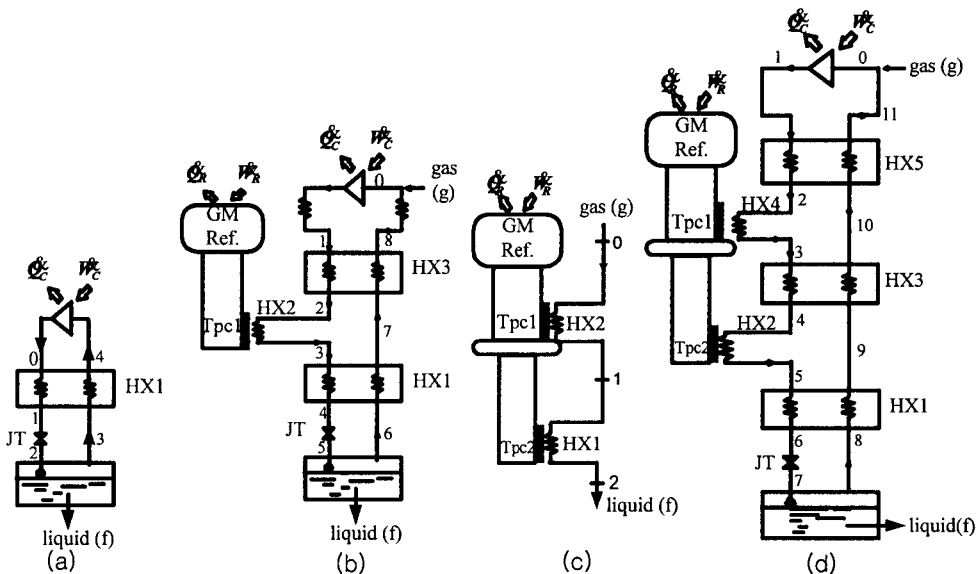


Fig. 1 Schematic diagram of hydrogen liquefaction system using GM refrigerator (a) Simple L-H system (b) Single-stage GM precooled L-H system (c) Two-stage GM direct contact system (d) Two-stage GM precooled L-H system.

$$\epsilon_3 = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h(T_7, P_H)} \quad (7)$$

으로 표현된다. 열교환기 HX2의 경우에는 냉동기와 접하고 있으므로 이를 유용도에 대한 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\epsilon_2 = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h(T_{PC1}, P_H)} \quad (8)$$

냉동기의 냉동용량은 냉동기 1단 온도의 함수로서 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{1ref} = f(T_{PC1}) \quad (9)$$

시스템의 해석에 있어서 미지수는 액화가 각 위치의 온도와 액화율, 냉동용량($T_2, T_3, T_4, T_5, T_7, T_8, T_{PC1}, y, \dot{Q}_{1ref}$) 등으로 모두 9개이고, 이 미지수들은 열역학 제 1법칙에 의한 에너지 균형식 5개와 열교환기 유용도식 3개, 냉동기 냉동용량식 1개로부터 구해진다. 입력 변수인 압축압력, 질량유량, 열교환기 유용도가 주어지면 앞의 식들을 연립하여 각 상태량을 구한 뒤 액화수소의 질량유량을 계산한다.^(13,14)

2.2 2단냉동기 직접접촉 액화시스템

수소를 액화하는 가장 간단한 방법으로 냉동온도가 수소의 끓는 온도인 20 K 이하의 냉동기를 이용하여 Fig. 1(c)에서와 같이 상온상압의 상태에서 기체상태의 수소를 냉동기에 직접 접촉시킴으로서 액화시키는 방법이다. 현재 상용화되고 있는 극저온용 냉동기들 중 20 K 이하의 극저온 영역에서 사용되는 냉동기의 대부분은 2단식 냉동기이므로 직접접촉 액화방식에 의해 수소를 액화하기 위해서는 2단(two-stage) 냉동기 직접접촉 액화방식을 채택하여야 한다.

2단 냉동기의 각 단에서의 냉동용량들은 냉동기 1단과 2단 온도의 함수로 다음과 같이 표현되며

$$\dot{Q}_{1ref} = f(T_{PC1}, T_{PC2}) = \dot{m}_f(h_0 - h_1) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{2ref} = g(T_{PC1}, T_{PC2}) = \dot{m}_f(h_1 - h_2) \quad (11)$$

HX1, HX2의 열교환기 유용도식은 다음과 같다.

$$\epsilon_1 = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h(T_{PC2}, P_L)} \quad (12)$$

$$\epsilon_2 = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h(T_{PC1}, P_L)} \quad (13)$$

이 시스템의 해석에서 미지수는 각 단의 냉동기 온도 및 냉동용량, 상태1의 온도, 수소의 질량유량 등으로 모두 6개이며, 6개의 식인 식(10)-(13)을 연립하여 액화되는 수소의 질량유량을 구한다.⁽¹⁴⁾

2.3 2단냉동기 예냉 L-H 액화시스템

2단(two-stage) 냉동기 예냉 L-H 액화시스템은 Fig. 1(d)와 같은 구성으로, 1단 예냉 L-H 액화시스템과 유사한 구성이나 압축된 수소기체를 냉동기 1단 및 2단에서 예냉하여 JT밸브를 통해 팽창시키는 방식이다. 냉동기의 냉동용량은 다음 식들로 표현되며,

$$\dot{Q}_{1ref} = f(T_{PC1}, T_{PC2}) = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{2ref} = g(T_{PC1}, T_{PC2}) = \dot{m}(h_4 - h_5) \quad (15)$$

시스템의 해석은 1단 냉동기 예냉의 경우와 같은 방법으로 이루어지며 추가되어진 HX4는 HX2의 경우와, HX5는 HX3과 같은 방법으로 해석한다.

이 시스템에서 미지수는 $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{PC1}, T_{PC2}, \dot{Q}_{1ref}, \dot{Q}_{2ref}, y$ 들로 모두 14개이며, 열교환기 유용도식 5개와 에너지 균형식 7개, 냉동성능식 2개, 등의 연립으로부터 구해지며, 각 상태량이 결정되면 식(4)와 같은 방법으로 액화량을 예측 할 수 있다.⁽¹⁴⁾

2.4 헬륨 GM-JT냉동기 직접접촉 액화시스템

헬륨 GM-JT(Gifford-McMahon/Joule-Thomson) 냉동기 직접접촉 액화시스템은 Fig. 2와 같은 구성이며, 2단냉동기에 수소를 직접접촉한 후 2단 예냉 헬륨 GM-JT냉동기와의 접촉으로 액화하는 방법이다. 상온상압의 헬륨가스는 압축과정

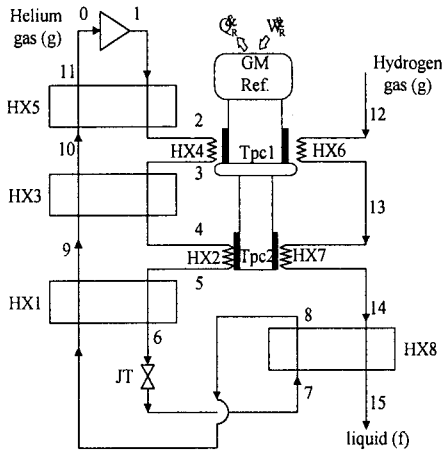


Fig. 2 Schematic diagram of contact liquefaction system with two-stage helium GM-JT refrigerator.

을 거친 뒤 냉동기의 1단 및 2단과 열교환을 하여 고압저온의 상태가 되고 팽창과정을 통해 1기압까지 팽창하고, 이를 냉동기에 의해 예냉되어진 수소와 HX8에서 열교환을 하여 수소를 액화한다. 앞절들의 액화 시스템들과 비교하여 복잡한 구성이나 이의 해석을 위해 적용되는 방정식은 앞절과 같다.

기체의 열역학 특성 때문에 일반적으로 수소를 액화하기 위한 L-H 시스템은 최적의 압축압력으로 100 bar 이상의 압축압력이 요구되어지나 헬륨의 경우에는 약 20 bar정도가 최적의 압축압력이므로 L-H 액화시스템에 비해 저압영역에서 운전되는 이점이 있다. 또한 직접접촉 액화 방식에 따라 수소를 액화하므로 고순도의 액체수소를 얻을 수 있다.

사이클의 해석에 있어서는 Fig. 1(c)와 Fig. 1(d)의 시스템의 해석과정을 모두 포함하는 과정이며 헬륨과 수소가 열교환을 하는 HX8에서 에너지 균형식은 식 (16)과 같이 헬륨과 수소의 질량유량을 고려하여 나타낸다.

$$\dot{m}_{He}(h_8 - h_7) = \dot{m}_{H_2}(h_{14} - h_{15}) \quad (16)$$

냉동기 냉동용량은 다음식들로 표현된다.

$$\dot{Q}_{1ref} = \dot{m}_{He}(h_2 - h_3) + \dot{m}_{H_2}(h_{12} - h_{13}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{2ref} = \dot{m}_{He}(h_4 - h_5) + \dot{m}_{H_2}(h_{13} - h_{14}) \quad (18)$$

HX1, 3, 5는 식 (6), (7)과 같이 계산되고, HX2, 4, 6, 7은 식 (8)과 같은 방법으로 계산된다.

이 시스템의 해석에 필요한 미지수는 $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, T_8, T_9, T_{10}, T_{11}, T_{13}, T_{14}, T_{PC1}, T_{PC2}$.

$\dot{Q}_{1ref}, \dot{Q}_{2ref}, \dot{m}_{H_2}$ 로 모두 17개이며, 열교환기 유용도식 8개, 에너지 균형식 7개 및 냉동성능식 2개 등 모두 17개의 방정식을 구한다. 헬륨의 질량유량, 압축압력과 열교환기의 유용도가 주어지면, 구해진 방정식들을 연립하여 상태량들을 결정하고 액화되는 수소의 질량유량을 계산한다.⁽¹⁴⁾

3. 결과 및 고찰

3.1 1단냉동기 예냉 L-H액화시스템

1단 냉동기 예냉 L-H 액화시스템에 사용되는 예냉용 냉동기의 모델로 현재 상용되고 있는 Cryomech사의 AL05, CVI사의 CGR011, APD사의 DE108, Leybold사의 RGS273모델을 선정하여 최적조건과 그 조건에서의 최대 수소 액화량을 계산하였다. 모든 열역학 상태량은 미국 NIST에서 개발한 전산화된 열역학 상태량 계산 프로그램⁽¹²⁾을 이용하였으며, 계산에 사용된 수소의 물성은 n-수소(normal-hydrogen)에 대하여 계산하였다.

1단냉동기의 냉동용량은 냉동온도의 함수로 나타낼 수 있으므로 다음과 같이 근사적으로 곡선 접합하였다.

$$\dot{Q}_{1ref} = A + B \log(T_1) \quad (19)$$

냉동성능 함수식에 사용되는 상수 A, B는 냉동기별로 서로 다르며 각 성능곡선을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 4(a), (b)는 Cryomech사의 AL05 모델에 대한 결과로서 액화시스템인 Fig. 1(b)에 대한 액화유량을 주어진 입력변수에서 여러 압축유량에 대해 압축압력의 함수로 나타낸 것으로 일정한 압축유량에 대해 압축압력이 증가하면 액화유량은 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보이고 있으므로, 액화유량이 최대가 되는 최적의 압축압력이 존재함을 알 수 있다.

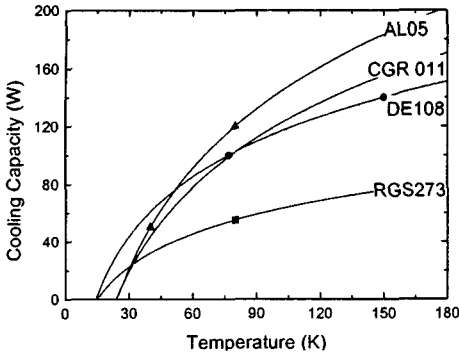
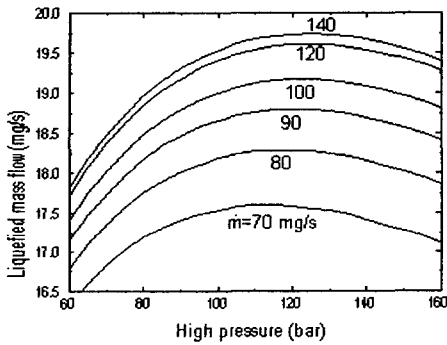
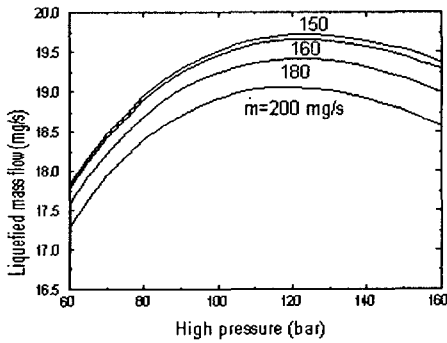


Fig. 3 Cooling capacity as a function of temperature for various single-stage GM refrigerators.



(a)



(b)

Fig. 4 Effect of high pressure on the hydrogen liquefaction rate for various compressed mass flow rates in system of Fig. 1(b), when $\epsilon=0.93$ for heat exchangers.

또한, 압축유량이 증가할수록 최대의 액화유량이 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보이는데 이 현상은 명백히 냉동기의 냉동용량이 정해져있는 것과 밀접한 관련이 있다.

압축유량이 극한적으로 무한대가 된다면 냉동기가 냉동시킬 수 있는 용량에는 한계가 있으므로 이때의 압축유량은 거의 냉동이 되지 않은 상태로 냉동기를 지나게 되어 냉동기가 없는 L-H 액화시스템과 같은 구성이 되므로 액화유량은 없게 된다. 반면에 액화유량이 무한히 0에 가깝다면 냉동기가 충분한 냉동을 시킬 수는 있지만 결과적으로 액화되는 액화유량은 없게 되어 결국 그 사이에서 최대의 액화유량을 얻을 수 있는 압

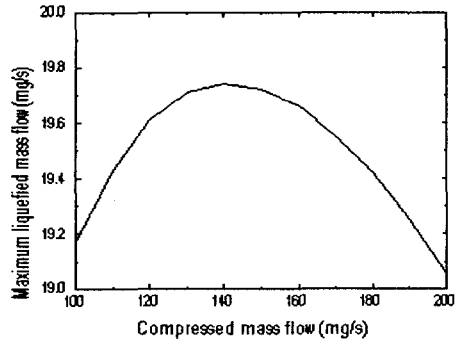


Fig. 5 Maximum hydrogen liquefaction rate vs. compressed mass flow rate in system of Fig. 1(b), when $\epsilon=0.93$ for heat exchangers.

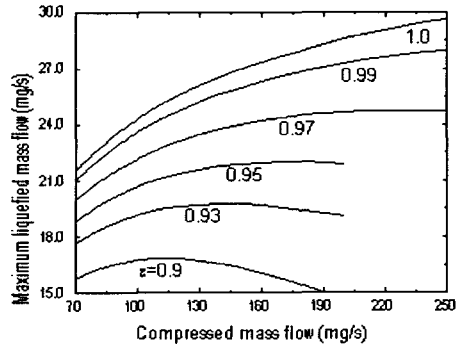


Fig. 6 Maximum liquefied mass flow vs compressed mass flow at the optimal high pressure for various ϵ 's, in system of Fig. 1(b).

Table 1 Optimal conditions and maximum liquefied mass flow for four different cryocoolers and two different HX ϵ 's in system of Fig. 1(b)

| | | Cryomech AL 05 | | CVI CGR 011 | | APD DE 108 | | Leybold RGS 273 | |
|------------------------------------|----------------------------|-------------------|--------|----------------|-------|---------------|--------|--------------------|-------|
| HX Effectiveness : ϵ | | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 |
| Optimal conditions | Precooling temperature (K) | 73.86 | 101.0 | 74.06 | 100.2 | 67.56 | 94.97 | 75.12 | 93.75 |
| | Precooling load (W) | 111.94 | 143.54 | 95.47 | 121.0 | 92.15 | 112.58 | 52.91 | 60.26 |
| | High pressure (bar) | 125 | 90 | 125 | 85 | 115 | 85 | 115 | 85 |
| | Mass flow (mg/s) | 140 | 420 | 120 | 360 | 100 | 290 | 50 | 150 |
| Maximum liquefied mass flow (mg/s) | | 19.74 | 28.78 | 16.80 | 24.4 | 17.41 | 23.46 | 9.32 | 12.64 |
| Liquid yield : y | | 0.141 | 0.069 | 0.14 | 0.068 | 0.174 | 0.08 | 0.186 | 0.084 |

축유량이 존재하고 있음을 알 수가 있다. Fig. 5는 열교환기 유용도가 0.93인 경우에 최적의 압축압력에서 최대의 액화유량을 압축유량의 함수로 나타낸 그래프로 최대의 액화유량을 얻을 수 있는 최적의 압축유량이 존재함을 보여준다.

Fig. 6은 Fig. 5의 내용을 여러 값의 열교환기 유용도에 대해 나타낸 것으로 열교환기의 유용도가 증가하면 최대 액화량도 증가하며 최적의 압축유량도 함께 증가함을 보인다. 다른 1단 냉동기 모델에 대한 최대 액화유량, 최적 압축압력 등을 Table 1에서 비교하였다.

모든 1단 냉동기의 최적의 예냉온도는 열교환기 유용도가 0.93일 때 약 60-70 K, 0.99일 때 90-100 K부근으로 나타나 열교환기 유용도가 좋을수록 예냉온도가 높아짐을 보인다. 또한, 예냉온도 부근에서 냉동용량이 큰 냉동기 모델이 액화량이 많음을 알 수 있다.

3.2 2단냉동기 직접접촉 액화시스템

현재 일반적으로 상용화되고 있는 2단냉동기로는 CTI사의 1020CP, 1050CP, Cryomech사의 GB07, GB37, APD사의 DE 208R, DE 208L 등이 있으나 대부분의 냉동기 제조사들이 냉동성능에 대한 자료로 77 K, 20 K 부근 온도에서의 냉동용량만을 제시하고 있어서 최적의 조건과 액화량 예측을 위한 냉동성능함수를 구할 수 없었다. 따라서 본 논문에서는 냉동성능함수를 정확히 구할 수 있는 CTI사의 1020CP와 1050CP를 모델로 하여 최적조건과 그 조건에서의 최대 액화유량을 계산하였다.

냉동기 1단 및 2단의 냉동용량은 1단과 2단의 냉동온도의 함수로 표현 할 수 있으므로 냉동용량 Q_1 을 T_1, T_2 의 함수로, Q_2 를 T_1, T_2 의 함수로 각각 계산하여 다음과 같이 구하였다.

$$\dot{Q}_{1ref} = A(T_2) + B(T_2) \log(T_1) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{2ref} = A(T_1) + B(T_1) \log(T_2) \quad (21)$$

2단냉동기를 이용한 직접접촉 액화방식은 냉동기 성능의 한계에 따라 최대의 액화유량을 얻을 수 있는 질량유량이 존재하게 된다. 계산된 CTI 1020CP 모델과 1050CP 모델의 성능함수에 따라 최적질량유량이 존재하고, 열교환기 유용도가 0.93일 때 최대의 액화유량은 1020CP의 경우 5.1 mg/s, 1050CP는 3.7 mg/s로 계산되었고 열교환기 유용도 1.0인 경우 각각 11.6 mg/s와 11.4 mg/s로 계산되었다. CTI사의 1020CP 모델의 계산 결과는 이전의 실험치와 유사한 결과이다.^(12,15) 열교환기의 유용도가 증가할수록 1020CP와 1050CP 냉동기의 액화량에 차이가 없는 것은 두 모델의 냉동용량이 1단이 77 K일 때 1020CP는 35 W, 1050CP는 65 W로 1050CP 모델이 크나 2단의 냉동용량은 20 K에서 1020CP가 12 W, 1050CP가 7 W로 1020CP가 커서 열교환기 유용도가 낮은 경우 즉 2단의 온도가 20 K 이하인 경우 직접접촉 액화방식에서는 2단의 냉동용량이 큰 냉동기가 액화유량이 많은 것으로 나타났다.

3.3 2단냉동기 예냉 L-H액화시스템

2단냉동기 예냉 L-H액화시스템은 1단냉동기

예냉 L-H액화시스템과 마찬가지로 액화유량이 최대가 되는 최적의 압축압력과 최적의 압축유량이 존재함을 알 수 있다. 이러한 결과 역시 냉동기의 성능이 정해진 것에 따른 결과이다.

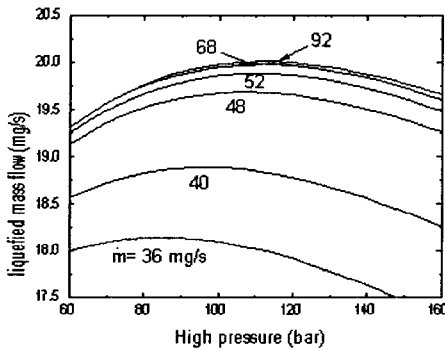
Fig. 7(a), (b)는 CTI사의 1020CP 모델에 대한 계산결과로 최적의 압축압력과 최적의 압축유량을 보여준다. Fig. 8은 열교환기 유용도 0.93일 때 최적의 압축유량을 보이며 Fig. 9는 열교환기 유용도에 따른 영향을 나타낸다.

1020CP와 1050CP의 2단냉동기 직접접촉 액화시스템과 2단냉동기 예냉 L-H액화시스템에 대해 최대 액화유량과 최적 압축압력 등을 Table 2에 나타내었다. 2단냉동기 예냉 L-H액화시스템이 직접접촉 방식에 비해 1020CP의 경우는 열교환

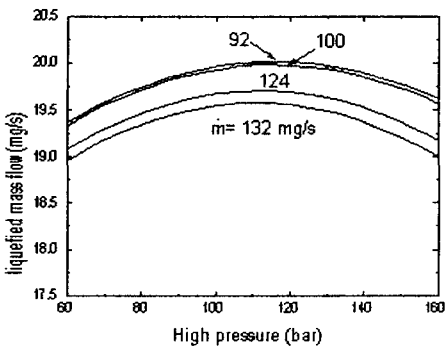
기 유용도에 따라 2~4배, 1050CP는 3~8배 가량 증가함을 알 수 있다. 또한, 직접접촉 액화방식의 경우 수소액화 온도인 20 K 부근에서 냉동용량이 큰 냉동기가 적합한 반면 2단냉동기 예냉 L-H액화시스템의 경우는 1단의 온도가 100 K 이상, 2단이 70 K 정도에서 냉동용량이 큰 냉동기가 적합한 것으로 나타났다.

3.4 헬륨 GM-JT냉동기 직접접촉 액화시스템

헬륨 GM-JT냉동기 직접접촉 액화시스템의 경우도 2단 냉동기인 CTI사의 1020CP와 1050CP를 모델로 하였다. Fig. 10은 1020CP 냉동기의 결과



(a)



(b)

Fig. 7 Effect of high pressure on the hydrogen liquefaction rate for various compressed mass flow rates in system of Fig. 1(d), when $\epsilon=0.93$ for heat exchangers.

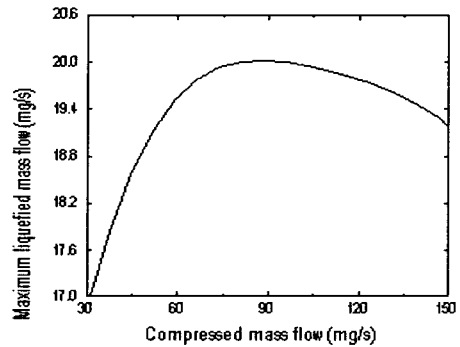


Fig. 8 Maximum hydrogen liquefaction rate vs compressed mass flow rate in system of Fig. 1(d), when $\epsilon=0.93$ for heat exchangers.

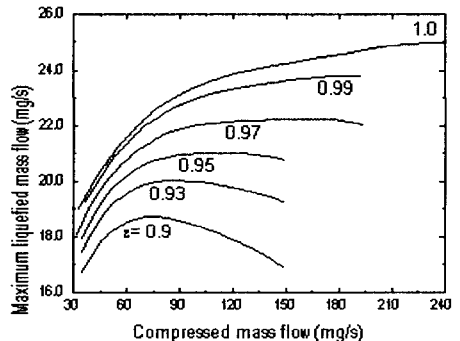


Fig. 9 Maximum liquified mass flow vs compressed mass flow at the optimal high pressure for various ϵ 's, in system of Fig. 1(d).

Table 2 Optimal conditions and maximum liquefied mass flow for two different cryocoolers and two different HX ϵ 's in system of Fig. 1(c) and Fig. 1(d)

| | | | Direct liquefaction(Fig. 1(c)) | | | | L-H liquefaction(Fig. 1(d)) | | | |
|------------------------------------|----------------------------|------------|--------------------------------|-------|------------|-------|-----------------------------|-------|------------|-------|
| | | | CTI 1020CP | | CTI 1050CP | | CTI 1020CP | | CTI 1050CP | |
| HX Effectiveness: ϵ | | | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 | 0.93 | 0.99 |
| Optimal conditions | Precooling temperature (K) | T_{PC1} | 51.07 | 69.51 | 37.24 | 49.97 | 131.4 | 146.8 | 115.0 | 139.3 |
| | | T_{PC2} | 12.41 | 19.18 | 13.47 | 19.39 | 69.38 | 96.73 | 71.47 | 106.6 |
| | Precooling load (W) | Q_{1ref} | 16.08 | 31.97 | 12.34 | 33.0 | 63.54 | 69.14 | 97.97 | 112.5 |
| | | Q_{2ref} | 5.45 | 10.85 | 3.45 | 8.35 | 34.74 | 41.36 | 34.14 | 42.87 |
| | High pressure (bar) | | . | . | . | . | 110 | 128 | 141 | 123 |
| Compressed mass flow (mg/s) | | . | . | . | . | 92 | 278 | 153 | 539 | |
| Maximum liquefied mass flow (mg/s) | | | 5.1* | 10.7 | 3.7 | 10.3 | 20.0 | 26.14 | 27.22 | 35.88 |
| Liquid yield : y | | | . | . | . | . | 0.217 | 0.094 | 0.178 | 0.067 |

* In a good agreement with experimental study ^(11,14)

로 고압측의 압력은 20 bar, 수소와 냉동기 사이의 열교환기 유용도가 0.99이고 헬륨과 냉동기 사이의 열교환기 유용도는 0.9, 그 외의 열교환기 유용도는 0.95일 때 Fig. 3 모델의 HX8에서 수소와 열교환을 하는 헬륨의 질량유량의 증가에 따른 액화수소량의 결과이다. 액화되는 수소의 질량유량은 헬륨의 질량유량의 증가와 함께 증가하다가 감소하는 결과를 보이므로 냉동기 성능의 한계에 의해액화되는 수소질량에 최적값이 존재함을 보인다.

1020CP의 경우는 헬륨의 질량유량이 15 mg/s 일 때 수소의 최대 액화유량이 11.18 mg/s, 1050

CP의 경우는 헬륨의 질량유량이 12 mg/s일 때 최대 액화유량이 10.93 mg/s로 나타났다. 이는 2단 냉동기 직접접촉 액화시스템의 결과와 큰 차이가 없는 값이다. 이러한 결과는 냉동기의 냉동용량의 한계와 함께 JT팽창부에서 헬륨의 온도가 충분히 낮지 않아 헬륨의 JT팽창부 온도가 헬륨의 임계온도인 5 K 부근까지 도달하지 못한 결과이다. 따라서 헬륨 GM-JT에 의한 수소액화는 GM냉동기의 제 2단 냉동온도가 10 K 이하일 때만 유용할 것으로 예측되었다.

4. 결론

극저온냉동기를 예냉기로 이용하여 액화하는 방법 중 가능한 몇 가지 구성을 채택하고 각 경우에 대하여 상용화된 1단 냉동기들과 2단 냉동기들에 대해 수소의 상태량을 이용한 성능계산 프로그램을 작성하였다. 중요한 설계변수들을 변화시켜가며 프로그램을 실행하여 액화유량의 최적값과 최적의 압축압력을 찾아 최적의 액화시스템을 구성하기 위한 조건을 찾았다.

냉동기에 대한 모델로 현재 상용되고 있는 1단식(single-stage) 냉동기들과 2단식(two-stage) 냉동기들을 선정하여 실제로 액화할 수 있는 액화유량을 압축기로 유입되는 압축유량, 압축압력 및 열교환기의 유용도에 대하여 계산하였다.

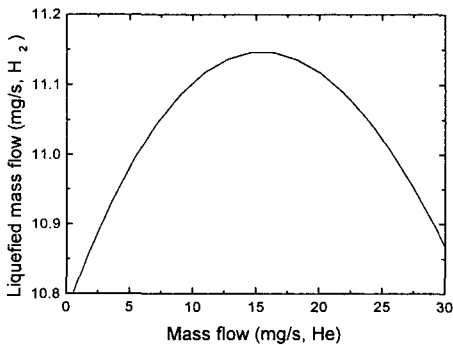


Fig. 10 Mass flow of Helium vs liquefied mass flow of hydrogen in system of Fig. 2.

모델로 선정된 냉동기들 중 CTI사의 1020CP 냉동기의 경우 이전에 선행된 직접접촉액화 실험의 실험결과와 열교환기 유용도를 0.93으로 하여 계산된 값이 유사한 결과를 보이고 있다. 이를 통해 볼 때 직접접촉 액화방식에 의한 수소의 액화량은 열교환기 유용도가 증가하면 최대 약 11 mg/s 정도의 액화량을 얻을 수 있을 것으로 예측되었다. 그리고 예냉 L-H액화 시스템에 대하여서는 직접접촉 액화방식의 열교환기 유용도가 0.93인 경우보다 최대 4~5배 정도의 액화가 가능한 것으로 계산되었다.

모델로 선정된 냉동기들 외에 기존에 상용화되고 있는 GM냉동기들은 대부분이 1단 또는 2단으로 구성되어 있다. 1단냉동기의 경우 최대 냉동용량이 77 K에서 약 100 W 급이므로 Fig. 1(b)와 같은 시스템에서 액화 할 수 있는 최대 수소 액화량은 약 30 mg/s 정도, 2단 냉동기의 경우는 2단의 냉동용량이 20 K에서 약 10~20 W 내외, 1단의 최대 냉동용량은 77 K에서 80 W 이하이므로 1, 2단의 냉동용량을 모두 고려하여 볼 때 액화 할 수 있는 최대 수소의 액화량은 약 30~40 mg/s 정도가 한계일 것이다.

냉동기의 선정에 있어서는 사이클의 구성에 따라 1단냉동기 예냉 L-H액화시스템의 경우는 70~100 K사이에서 큰 냉동능력을 가진 냉동기가 유리하며, 2단 냉동기 직접접촉의 경우는 1단의 냉동능력보다는 2단이 20 K 이하에서 냉동능력이 큰 경우가 적합하다. 2단 냉동기 예냉 L-H액화시스템은 1단의 냉동능력이 90~120 K 사이에서 크고 2단은 60~70 K 사이에서 냉동능력이 큰 것이 유리하므로 사이클의 구성과 원하는 목적에 따라 냉동기의 성능을 고려하여 선정하여야 할 것이다.

참고 문헌

1. D. E. Dancy, F. J. Edeskuty, M. A. Daugherty, F. C. Prenger, and D. D. Hill, 1995, Hydrogen vehicle fueling station, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 41, pp. 1041-1048.
2. M. A. Daugherty, F. C. Prenger, D. E. Dancy, F. J. Edeskuty, and D. D. Hill, 1995, A comparison of the overall energy efficiency of on-board hydrogen storage systems using the EPA urban driving schedule, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 41, pp. 1049-1056.
3. R. F. Barron, 1985, *Cryogenic System*, 2nd ed., Oxford Univ. Press, New York, U.S.A.
4. E. K. White, 1979, *Experimental Techniques in Low-Temperature Physics*, Oxford University Press, Oxford, England, pp. 14-17.
5. E. Thomas, 1995, Development of a few gas bearing Helium expander, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 41, pp. 927-931.
6. R. Agahi, M.C. Lin, and B. Ershaghi, 1995, Improvement in the efficiency of turbo-expanders in cryogenic application, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 41, pp. 933-940.
7. K. D. Timmerhaus and T. M. Flynn, 1989, *Cryogenic Process Engineering*, Plenum Press, New York, U.S.A.
8. R. N. Richardson and A. C. R. Tavnor, 1995, Neon liquefaction system for high T_c experiments, *Cryogenics*, Vol. 35, No. 3, pp. 195-198.
9. 김승현, 장호명, 강병하, 1997, 극저온냉동기 예냉 수소액화기의 기초설계, 공기조화·냉동 공학회논문집, 제9권, 제3호, pp. 389-400.
10. 김승현, 장호명, 강병하, 1998, 상용 극저온 냉동기를 예냉기로 채택한 수소액화 시스템의 성능해석, 한국수소에너지학회지, 제9권, 제2호, pp. 53-64.
11. 백종훈, 강병하, 장호명, 1997, 직접냉각에 의한 수소액화장치의 성능실험, 공기조화·냉동 공학회논문집, 제9권, 제3호, pp. 284-291.
12. D. G. Friend, 1992, *NIST Thermophysical Properties of Pure Fluids, Version 3.0*, NIST Standard Reference Database 12, U.S. Dep. Of Commerce, NIST, U.S.A.
13. 강병하, 장호명, 1996, 수소액화 및 저장 시스템 개발, 통상산업부 보고서, UCM0593-5879-2.
14. 강병하, 장호명, 1998, 수소액화 및 저장 시스템 개발, 통상산업부 보고서, 1996N-HY02-P-01.