

## 액화공기(Liquid Air) 예냉기반 수소액화공정 성능 해석 및 최적화

박성호<sup>†</sup> · 안준건 · 류주열 · 고아름

고등기술연구원 플랜트 엔지니어링센터 에너지환경연구팀

### Performance Evaluation and Optimization of Hydrogen Liquefaction Process Using the Liquid Air for Pre-Cooling

SUNGHO PARK<sup>†</sup>, JUNKEON AHN, JUYEOL RYU, AREUM KO

Plant Engineering Center, Institute for Advanced Engineering, 175-28 Goan-ro 51beon-gil, Baegam-myeon, Cheoin-gu, Yongin 17180, Korea

<sup>†</sup>Corresponding author :  
sh.park@iae.re.kr

Received 25 September, 2019

Revised 7 December, 2019

Accepted 30 December, 2019

**Abstract** >> The intermittent electric power supply of renewable energy can have extremely negative effect on power grid, so long-term and large-scale storage for energy released from renewable energy source is required for ensuring a stable supply of electric power. Power to gas which can convert and store the surplus electric power as hydrogen through water electrolysis is being actively studied in response to increasing supply of renewable energy. In this paper, we proposed the novel concept of hydrogen liquefaction process combined with pre-cooling process using the liquid air. It is that hydrogen converted from surplus electric power of renewable energy was liquefied through the hydrogen liquefaction process and vaporization heat of liquid hydrogen was conversely recovered to liquid air from ambient air. Moreover, Comparisons of specific energy consumption (kWh/kg) saved for using the liquid air pre-cooling was quantitatively conducted through the performance analysis. Consequently, about 12% of specific energy consumption of hydrogen liquefaction process was reduced with introducing liquid air for pre-cooling and optimal design point of helium Brayton cycle was identified by sensitivity analysis on change of compression/expansion ratio.

**Key words** : Hydrogen liquefaction(수소액화), Liquid air(액화공기), Pre-cooling(예비냉각), Process optimization(공정 최적화)

## 1. 서론

재생에너지(renewable energy)는 지구에서 발생하

는 자연현상으로부터 전기에너지를 생산하는 발전시스템인만큼 기상 조건에 따른 전력 공급 간헐성이 상대적으로 크다. 따라서 재생에너지원의 간헐성을

극복하기 위해서는 에너지 저장시스템(energy storage system, ESS)이 필수적이다<sup>1,2)</sup>.

배터리 ESS의 경우, Table 1에 나타난 바와 같이 장주기적인 에너지 저장이 어렵고, 재생에너지 용량 증가에 따른 저장비용 측면에서 경제성을 확보하기 어려운 문제가 있다<sup>3,4)</sup>. Power to gas (P2G) 기술은 재생에너지의 전력 공급의 간헐성을 극복하고, 장주기/대용량 에너지 저장을 위해 잉여전력을 수전해 시스템에 공급하여 수소를 생산한 후 수소를 액화/압축 저장하거나, 이산화탄소와 열화학적 합성을 통해 합성 메탄으로 전환하는 기술이다<sup>5,7)</sup>. 저장된 수소 혹은 메탄은 재생에너지 출력 저하 시 가스터빈 혹은 연료전지를 통해 다시 전력으로 변환되어 전력 공급 안정화에 기여할 수 있다. 특히 수전해를 통해 생산된 고순도 수소는 수소연료전지 자동차 등 산업 전반에 활용 가능하기 때문에 에너지 패러다임 전환에 큰 기여가 가능하다.

수전해로부터 생산된 수소를 저장/운송하기 위해서는 효율적인 수소/운송 기술이 요구되며, 다양한 기술이 고려되고 있다<sup>8)</sup>. 고압 압축 저장기술의 경우, 현재 일반적으로 많이 사용하고 있는 수소 저장/운송 기술이다. 25-30 MPa 튜브 트레일러를 통해 저장/이송이 가능하며, 최소 이론 에너지(theoretical mini-

mum energy requirement)는 1.36 kWh/kg (70 MPa 기준), 압축기의 효율과 손실을 고려한 실제 소요 에너지는 3-4 kWh/kg (70 MPa 기준) 수준으로 상대적으로 낮은 편이나 저장밀도가 39.22 kg/m<sup>3</sup> (70 MPa 기준)로 낮은 편이라 운송비용이 높아지는 단점이 있다<sup>9)</sup>.

Liquid organic hydrogen carrier (LOHC)는 액상유기화합물을 이용하여 수소의 화학적 결합을 통해 저장하는 기술로 고압 압축 저장기술에 비해 높은 저장밀도(>55 kg/m<sup>3</sup>)를 가지는 장점이 있다<sup>10)</sup>. 액체 수소의 경우, 20 K 이하로 수소를 냉각시켜 기체 수소를 액체수소 상태로 변환하는 것으로써 1 m<sup>3</sup> 당 71 kg 이상을 저장할 수 있어 가장 높은 저장 밀도를 가진다. 최소 이론 에너지의 경우, 3.3-3.9 kWh/kg이 소요되나, 압축기/팽창기의 비가역적 손실과 열교환기의 열손실을 고려하면 실제로는 약 10-13 kWh/kg이 소요된다. 이에 따라 수소액화공정의 경우, 잉여 냉열의 활용 연계와 냉각 사이클의 최적화가 필요하다<sup>11)</sup>.

그동안 수소액화공정의 효율 향상을 위해서 많은 연구가 진행되었다. 일반적으로 기존 상용 공정에서는 액화천연가스의 기화 냉열을 활용하거나, 액화 질소를 예비 냉각 유체로 널리 활용되었다. 하지만, Cardella 등<sup>12)</sup>의 경제성 분석 결과에 따르면, 수소액화공정의 냉동사이클에서 소비되는 전기 비용과 더불어 예비 냉각에 활용되는 액체 질소에 대한 비용 소비가 높음을 지적되었다.

Norwegian University of Science and Technology (NTNU)와 The Scientific and Industrial Research Foundation (SINTEF) Energy Research에서는 298.15 K에서 75.15 K 구간의 수소를 예비 냉각(pre-cooling)하기 위한 네온/질소/메탄/에탄/부탄 혼합물로 구성된 multi component refrigerant (MCR)을 개발 적용한 공정을 제안하였다<sup>13)</sup>.

본 연구에서는 재생에너지의 잉여전력을 활용하여 수전해 시스템으로부터 생산된 수소를 수소액화 공정에서 액화/저장/이송하고, 이를 소비하는 소비자로부터 냉열을 액체공기로 회수/이송하여 예비 냉각에 활용하는 개념을 제안하고 이에 대한 성능 해석

**Table 1.** Overview of selected parameters of energy storage technologies<sup>7)</sup>

Technology	Efficiency	Capacity rating MW	Time
Pumped hydro storage	70-85%	1-5,000	Hours-Months
Li-Ion battery pack	80-90%	0.1-50	Minutes-Days
Lead acid battery	70-80%	0.05-40	Minutes-Days
Power to gas	30-75%	0.01-1,000	Minutes-Months
Compressed air	70-75%	50-300	Hours-Months
Vanadium redox battery	65-85%	0.2-10	Hours-Months
NaS battery	75-85%	0.05-34	Seconds-Hours
NiCd battery	65-75%	45	Minutes-Days
Flywheel	85-95%	0.1-20	Seconds-Minutes

을 수행하였다. 또한 성능에 가장 큰 영향을 미치는 냉동 사이클인 헬륨 브레이크 사이클의 압축/팽창비 설계점 변화에 따른 민감도 분석 및 최적화를 수행하였다.

## 2. 모델링 및 시뮬레이션(modeling & simulation)

### 2.1 액체공기 예냉기반 수소액화공정 개념

일반적으로 수소액화공정의 경우, 액화공정의 효율을 극대화하기 위해서 액화천연가스 기화 냉열을 활용하거나, 액화질소의 기화 냉열을 이용하는 것이 일반적이다<sup>14,15)</sup>.

액화천연가스는 대기압 상태에서 273.15 K까지 기화시키는 경우 잠열 약 120 kcal/kg, 현열 82 kcal/kg의 냉열이 발생하며, 111.15 K로 저장되어 있는 액화천연가스를 활용할 경우 액화수소 생산을 위해서 필요한 현열 839 kcal/kg의 일부를 활용함과 동시에 수소의 예비 냉각과 함께 액화천연가스 기화의 목적을 동시에 만족할 수 있는 장점이 있다. 또한 천연가스-수증기 개질을 통해 수소를 생산하는 공정에서는 이 두 공정을 연계하여 열효율 향상 및 운영비용 절감의 목적을 동시에 달성할 수 있는 장점이 있다. 반면에 이와 같이 액화천연가스의 냉열을 활용할 수 없는 수소액화공정은 일반적으로 액체 질소를 활용하여 예비 냉각 유체로 활용한다. 하지만 이 경우, 공기 중의 질소를 분리/액화할 수 있는 시스템 혹은 액체 질소를 구입/저장 후 활용해야 하므로 운영비용의 높은 단점이 있다.

대부분의 액체수소는 액체수소 상태로 직접 사용하는 것은 극히 제한적이며, 수송/저장의 효율성을 위해 기체 상태로 생산된 수소를 액화하며, 수소기체 활용을 위해 재기화하는 것이 일반적이다. 재기화 시 액화에 소비되는 에너지의 비가역성으로 인해 액화 에너지를 100% 회수하는 것은 어려우나, 일부 회수하여 활용한다면 수소액화에 소비되는 에너지를 절감할 수 있다. Fig. 1은 액체수소의 기화 냉열을 회수

하여 대기 중의 기체 상태 공기를 액체 상태 공기로 전환하고, 이를 액체수소 이송트레일러를 활용하여 액체공기(liquid air)를 재이송하여 수소액화공정에 활용하는 개념도이다. 원통형 액체수소 저장탱크를 통해 이송되는 액체수소의 증발잠열을 통해 회수할 수 있는 액체공기는 액체수소 이송 체적량의 약 27% 정도이며, 이는 원통형 액체수소 저장탱크의 외접 사각형의 하부 dead-zone을 활용하여 충분히 저장 이송이 가능한 수준이다. 특히 액체 수소를 운반하고 복귀하는 차량을 이용한다는 점에서 별도의 운반비용이 소요되지 않는 장점이 있다.

### 2.2 액체공기 예냉기반 수소액화공정 시뮬레이션

Fig. 2는 액체수소 기화 냉열을 회수하여 액체 공기 생산 및 액체공기 예냉기반 수소액화공정의 개략도를 나타낸 것이며, 각 모델링 및 시뮬레이션 조건은 Table 2와 같다. 1,000 kg/hr의 액체수소의 기화열을 통해 생산된 74.15 K의 액체공기 2,262 kg/hr는 기체수소 예냉각기(pre-cooler)에 공급되며, 98.15 K까지 냉각하기 위해 추가적으로 요구되는 냉열은

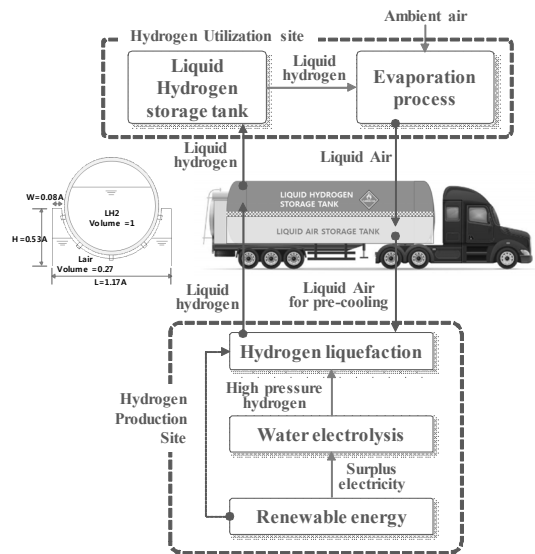


Fig. 1. Concept of hydrogen liquefaction process combined with liquid air for pre-cooling

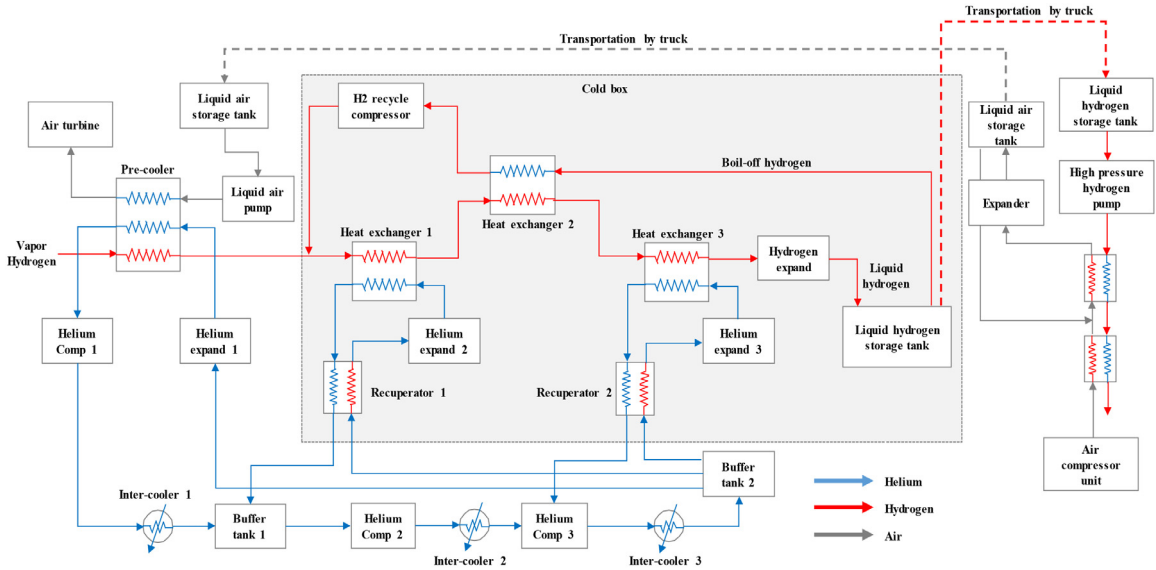


Fig. 2. Process block diagram of novel concept hydrogen liquefaction process combined with liquid air for pre-cooling

Table 2. Simulation boundary condition

Component	Property	Unit	With liquid air
Hydrogen	Flow rate	kg/h	1,000
	Supply pressure	barg	10
Helium	Flow rate	kg/h	48,790
Helium split ratio	First stage	%	5.69
	Second stage	%	23.46
	Third stage	%	70.84
Compressor	Isentropic efficiency	%	85
	Type	-	Multi-stage intercooling
	Comp. 1 outlet pressure	MPa	0.4
	Comp. 2 outlet pressure	MPa	0.7
	Comp. 3 outlet pressure	MPa	1
Expander	Isentropic efficiency	%	85
	Expander 1 outlet pressure	MPa	0.1
	Expander 2 outlet pressure	MPa	0.4
	Expander 3 outlet pressure	MPa	0.7
Heat exchanger	Min. temperature difference	K	2
	Max temperature difference	K	6
Liquid air	Flow rate	kg/h	2,262
	Storage temperature	K	74.15

1단 헬륨 브레이튼 사이클에서 공급받는다. 예냉각기에서 냉각된 98.15 K의 수소기체는 액체수소탱크에서 배출된 보일오프가스를 압축한 66.15 K 수소기체와 혼합되어 cold box 내 1차 열교환기에 공급된다. 본 연구에서는 오르토-파라 변환을 고려하지 않았다. 실온상태로부터 액화된 수소는 원자핵 회전이 평형으로 결합된 오르토 수소와 반 평형상태로 결합된 파라 수소가 3:1 비율로 존재한다. 오르토 수소는 파라 수소에 비해 에너지 상태가 높으므로 액체 온도에서 평형분포에 도달할 때까지 파라수소로 전환된다. 하지만 오르토-파라수소 변환에 필요한 이론 에너지는 555 kJ/kg으로 표준상태(STP 상태)를 대기압 액체수소 상태로 액화하기 위한 이론 에너지 약 3,800 kJ/kg에 비해 상대적으로 크지 않으며, 액체공기의 예비 냉각 적용에 따른 정량적인 성능 효과를 알아보기 위한 연구이므로 본 연구에서는 고려되지 않았다. 1차 열교환기는 2단 헬륨 브레이튼 사이클을 통해 98.15 K의 수소기체를 53.15 K까지 냉각하고, 2차 열교환기에서 보일오프가스와 열교환하여 -238℃까지 냉각된다. 35.15 K까지 냉각된 수소기체는 3차 열교환기에서 3단 헬륨 브레이튼 사이클에 의해 31.15 K까지 냉각된 후 팽창기를 거쳐 액체수

소로 전환된다. 헬륨 브레이튼 사이클의 경우, 1단 헬륨 브레이튼 사이클의 팽창기에서 배출된 헬륨 기체는 1단 압축기에서 압축된 후 2단 헬륨 브레이튼 사이클의 팽창기에서 배출된 헬륨 기체와 함께 2단 압축기에서 압축된다. 그리고 3단 헬륨 브레이튼 사이클의 팽창기에서 배출된 헬륨 기체는 2단 압축기의 헬륨 기체와 함께 3단 압축기에서 압축된 후 각 헬륨 브레이튼 사이클의 팽창기로 공급된다. Fig. 3은 예냉각기를 포함한 cold box 내 열교환 profile을 나타낸 것이다. 각 열교환기의 최소 온도차는 1 K, 최고 온도차는 6 K 정도로 모델링 되었으며, 열교환기에서 발생하는 차압은 10 kPa로 가정하였다. 액체수소 기화열을 활용한 액체공기 생산 및 액체공기 예냉기반수소 액화 과정의 해석은 Fig. 2를 기반으로 ASPEN HYSYS V.10이 수행되었다. 수소 액화 및 헬륨 브레이튼 사이클의 열역학적 상태방정식은 Soave-Redlich-Kwong (SRK)을 적용하였으며, 상태방정식은 식 (1)과 같다.

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a \times \alpha}{V(V+b)} \quad (1)$$

또한 수소와 헬륨의 물성치는 ASPEN HYSYS 내의 NIST-TRC 물성치를 이용하여 해석을 수행하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 액체공기 예냉기반 수소액화과정의 성능 해석

Table 3은 액체공기를 통해 액체수소 기화열을 회수/활용한 수소액화과정의 단위 액체수소 질량 대비 소비 에너지를 비교한 결과이다. 대기 중의 공기를 액체수소와 열교환을 통해 액체공기를 생산하기 위해서는 대기 중의 공기를 압축과 냉열 교환 및 팽창공정이 요구된다. 28.15 K의 액체수소와 열교환을 통해 74.15 K의 액체공기를 생산하기 위해서는 약 0.7 MPa까지 압축일이 필요하며, 이를 위해서 약

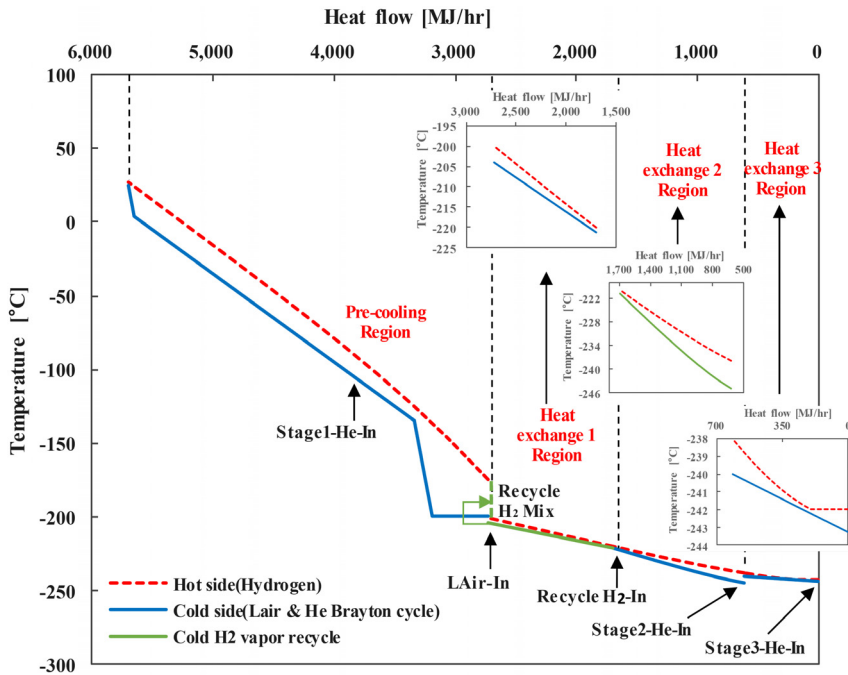


Fig. 3. Temperature profile for hydrogen liquefaction process combined with liquid air

153 kW의 소비 동력이 추가적으로 요구된다. 뿐만 아니라 생산/저장된 액체공기 중 기화되는 초저온의 액체공기를 공기 액화 공정에 재순환시키기 위한 재순환 압축기의 소모동력이 약 430 kW 요구됨에 따라 총 약 600 kW의 소모동력이 추가적으로 요구된다. 하지만, 액화공기 예비냉각을 통해 액화수소를 위해 요구되는 헬륨 브레이튼 사이클에서 공급해야 하는 냉열량이 감소하여 전체 소비되는 동력은 약 1 MW가 감소함에 따라 단위 액체수소 생산량 대비 소비 에너지 또한 12% 정도 감소하는 결과를 확인할 수 있다.

Table 3에 나타난 실제 공정에서의 단위 질량당 요구되는 에너지는 이론적인 최소 액화에너지 3.3-3.9 kWh/kg<sup>11)</sup>과 큰 차이를 보이며 이는 헬륨 브레이튼 사이클의 압축/팽창 그리고 열교환 과정에서 발생하는 비가역적 손실로 인한 것으로 판단된다. 특히 액화공기의 예비냉각 활용 유무에 따라 큰 차이를 보이는 이유는 다음과 같다. 액화공기를 예비냉각에 활용하기 위해 기체공기를 압축-액체수소를 통한 냉각-팽창 과정에서 발생하는 비가역적 손실과 이송/저장에서 열손실로 인한 비가역적 손실이 발생

함에 불구하고, 헬륨에 비해서 밀도가 10배 정도 높은 공기를 압축-냉각-팽창하여 액체공기로 전환/활용하는 것이 헬륨 기체를 이용한 것에 비해 압축기에서 발생하는 비가역적 손실을 감소시킴에 따라 다음과 같은 결과가 나타난 것으로 판단된다.

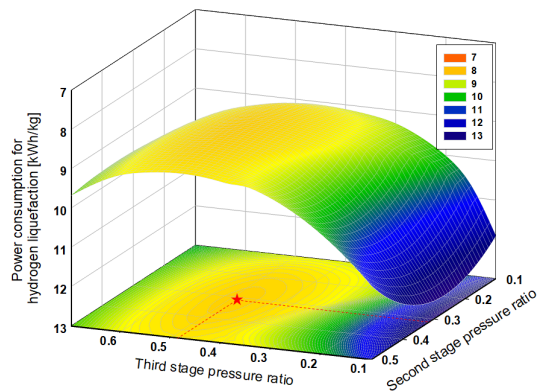
### 3.1 액체공기 예냉기반 수소액화공정의 최적 설계점 도출

#### 3.1.1 압축/팽창비 변화에 따른 성능 분석

헬륨 브레이튼 사이클을 이용한 수소액화공정은 각 단별 팽창기에서 배출되는 저온/저압의 헬륨의 복열과 팽창을 통해 헬륨이 극저온 상태로 도달하고, 수소의 현열을 흡수함에 따라 수소를 액화하게 된다. 브레이튼 사이클의 특성 상, 작동 유체에 따라 압축/팽창비에 따라 사이클의 성능이 달라지며, 이에 대한 최적화를 통해 단위 액체수소 질량당 소비에너지를 최소화 할 수 있다. Fig. 4, 5는 2단/3단 헬륨 브레이튼 사이클의 팽창비 변화에 따른 액체수소 단위질량당 소비 에너지를 나타낸 것이다. 수소 액화에 현열이 차지하는 부분이 약 80% 정도로 액체공기를 예비냉각 열원으로 공급하더라도 많은 냉열이 필요하며, 이에 따라 1단에서 팽창비는 0.1로 고정하여 해석을 수행하였다. 작동 압력에 따라 최적의 팽창비는 단별로 상이하지만, 대략적으로 2단의 경우, 0.33-0.35 정

**Table 3.** Simulation result of hydrogen liquefaction with or without using the liquid air for pre-cooling

Component	Unit	w/o liquid air	With liquid air
Helium compressor 1	kW	1,101	673
Helium compressor 2	kW	3,169	2,304
Helium compressor 3	kW	6,319	5,584
Recycle compressor	kW	161	161
Air compressor	kW	-	599
Helium expander 1	kW	652	477
Helium expander 2	kW	589	468
Helium expander 3	kW	316	322
Total power consumption	kW	10,750	9,321
Net power consumption	kW	9,192	8,054
Hydrogen feed rate	kg/h	1,000	1,000
Specific power consumption	kWh/kg	9.19	8.05



**Fig. 4.** Unit power consumption on variable pressure ratio of each stage (operating pressure: 0.5MPa)

도의 팽창비가 최적이며 3단의 경우 0.45-0.47 정도의 팽창비가 최적으로 나타났다. 팽창비의 최적 설계점의 경우, 작동 압력에 따라 상이하기는 하나, 비교적 일관된 설계점을 도출할 수 있었으나, 설계 압력에 따라서는 조금 차이가 나타나는 것을 확인할 수 있다. 특히 1 MPa의 작동 압력에 비해서 0.5 MPa의 작동 압력이 최적 작동 압력으로 나타났다. 본 연구의 수소액화공정의 헬륨 브레이튼 사이클은 팽창기에서 배출되는 극저온 헬륨이 수소의 현열을 흡수한 후 복열기로 공급되고, 복열기의 고온 공급부로 공급되는 고압/상온의 헬륨으로부터 현열을 흡수하여 다시 팽창기로 공급되도록 구성되어 있다. 따라서 대부분의 냉열이 복열 사이클 내부를 순환되는 구조로 큰 압축비가 요구되지 않으며, 밀도가 낮은 헬륨기체를 높은 압력으로 압축하는 것은 오히려 비가역적 손실을 키워 높은 에너지 소비를 일으키는 것으로 확인되었다. 하지만 이는 복열기의 minimum temperature difference ( $\Delta T$ )가 2K 이므로 냉열손실이 적어 낮은 압축비가 요구될 수 있으며, 복열기의 성능에 따라 최적 설계점은 달라질 수 있을 것으로 판단된다.

3.1.2. 열교환기 최소 온도차에 변화에 따른 성능 분석

수소 액화 공정은 헬륨 브레이튼 사이클의 냉열을 열교환기와 cold box로부터 전달받아 냉각/액화되는 기체 수소가 액화되는 공정이다. 따라서 무엇보다 열교

환기 및 cold box 내 고온/저온측의 온도차를 최소화 하여 비가역적 손실을 줄이는 것이 중요하다. Fig. 6은 헬륨 브레이튼 사이클의 작동 압력별 열교환기 내 고온/저온측 최소 온도차에 따른 효율을 분석한 결과이다. 본 연구의 열교환기 내 최소 온도차 기준은  $\Delta T=2K$ 로 설계되었으나,  $\Delta T=1K$ 까지 열교환기 성능을 향상시킬 경우 사이클의 성능은 약 23%까지 증가할 수 있으며, 작동 압력에 따른 영향도 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 반면  $\Delta T=3K$  이상 증가할 경우, 작동 압력에 따른 성능 변화 차이는 더욱 커짐과 동시에 1 kg의 수소를 액화하기 위해 필요한 에너지는 2-2.6배 정도 상승하는 것으로 나타났다. 따라서 수

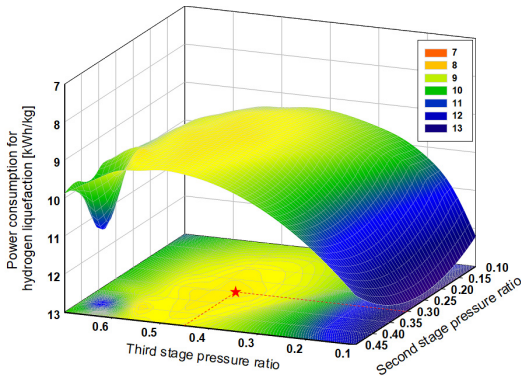


Fig. 5. Unit power consumption on variable pressure ratio of each stage (operating pressure: 1MPa)

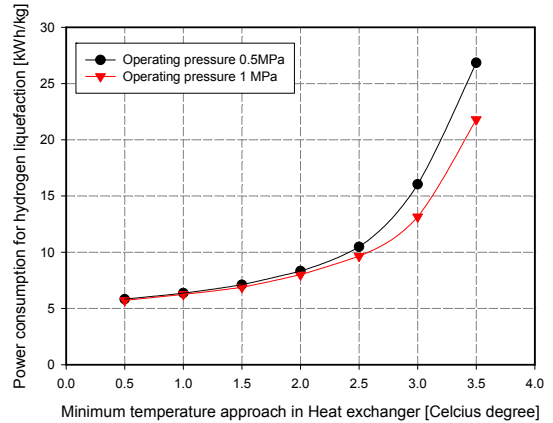


Fig. 6. Unit power consumption on variable minimum temperature approach in each heat exchanger

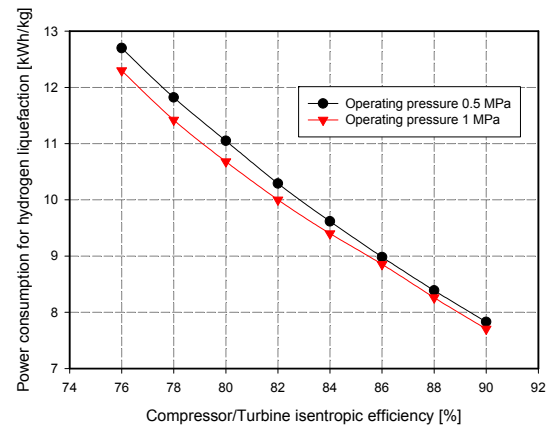


Fig. 7. Unit power consumption on variable isentropic efficiency of Turbo machinery

소 액화 공정 설계 시 열교환기 및 cold box 내의 최소 온도차는 3 K 미만 조건으로 설계가 필요할 것으로 판단된다.

### 3.1.3 압축기/터빈의 등엔트로피 효율에 따른 성능 분석

수소액화 공정은 수소에 비해 비등점이 낮은 헬륨의 단열 압축과 등엔트로피 팽창을 통해 헬륨을 수소의 비등점보다 낮게 하여 기체 수소의 현열을 흡수함으로써 액체 수소로 상변화를 시킨다. 따라서 헬륨의 단열 압축에 공급되는 압축일이 수소액화 공정의 에너지 소비량 중 가장 크며, 그 압축일의 일부는 팽창일을 통해 회수된다. 따라서 압축기/터빈의 등엔트로피 효율은 수소액화 공정의 성능을 결정하는 중요한 설계 인자 중에 하나이다. Fig. 7은 등엔트로피 효율을 변화시킴에 따라 수소 액화 공정의 효율을 작동압력별로 비교한 것이다. 등엔트로피 효율이 약 2% 증가함에 따라 수소액화에 소비되는 에너지는 약 7%씩 감소하는 것을 확인 할 수 있다. 또한 압축기/터빈의 등엔트로피 효율이 90% 이상 될 경우, 수소액화 공정의 소비 에너지는 8 kWh/kg 미만까지 기대할 수 있다. 작동압력에 따른 변화는 Fig. 4, 5에 나타난 압축/팽창비 변화에 따른 성능 결과와 달리 1 MPa의 작동 압력이 0.5 MPa의 작동압력에 비해 수소액화 시 소비 동력이 전반적으로 낮은 수준을 유지하는 것을 확인할 수 있다. 또한 등엔트로피 효율증가에 따른 작동압력별 수소액화 소비동력 차이는 감소하며, 이는 낮은 등엔트로피 조건에서는 작동압력의 최적 설계점 도출이 중요한 요인으로 작용할 수 있다.

## 4. 결론

본 연구에서는 수소액화공정의 최적화를 위해 액체수소 소비처에서 재기화 과정에서 발생하는 수소 기화열을 대기 중의 공기를 통해 회수하여 액체공기를 생산 한 후 액체수소 저장탱크를 활용하여 저장/이송하여 수소액화공정의 예비냉각에 활용하는 시스템을 제안하고 이에 대한 성능 해석을 수행하였다.

1) 재기화된 액체수소의 기화 냉열을 통해 액체공기로 회수할 수 있는 냉열은 액체수소 공급 체적량의 27% 정도로 기존 액체수소 공급 인프라(수송 트럭)를 통해 충분히 가능한 용량이며, 이를 통해 액체수소 단위 질량당 소비에너지를 12% 정도 감소할 수 있는 결과를 도출하였다.

2) 액체수소에 비해 비등점이 낮은 헬륨을 이용한 브레이크 냉각 사이클에 대한 압축/팽창비에 따른 민감도 해석을 통해 액체공기를 예비냉각으로 활용하는 수소액화공정의 최적 설계점을 도출하였으며, 작동 압력에 따라 차이는 발생하지만 대략적으로 2단의 경우 0.33-0.35, 3단의 경우 0.45-0.47 정도의 팽창비가 최적으로 나타났다.

3) 열교환기 및 cold box 내 최소 온도차에 따른 수소액화 공정의 성능 해석 결과, 열교환기 내 최소 온도차가 낮을수록 비가역적 손실이 줄어들어 효율이 상승하는 결과를 확인하였으며, 최소 온도차가  $\Delta T=2K$  미만인 조건에서는 작동압력에 따른 성능 변화는 크지 않았다. 반면  $\Delta T=3K$  이상이 될 경우, 작동압력의 선정이 무엇보다도 중요한 설계인자로 작용하고,  $\Delta T=2K$  조건에 비해서 수소액화 공정의 소비에너지가 약 2-2.6배 정도 증가하는 것을 확인 할 수 있다.

4) 압축기/터빈의 등엔트로피 효율에 따른 성능 해석 결과, 등엔트로피 효율이 약 2% 증가함에 따라 수소액화에 소비되는 에너지는 약 7% 감소하는 것을 확인할 수 있었으며, 등엔트로피 90% 조건에서는 수소액화 공정의 소비 에너지를 8 kWh/kg까지 기대할 수 있는 것으로 확인되었다. 또한 낮은 등엔트로피 조건에서는 작동압력별 성능 차이가 상대적으로 증가하므로 낮은 등엔트로피 조건에서는 작동압력에 따른 최적 설계점 도출이 중요한 요인이다.

## 후 기

이 논문은 2019년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구입니다(No. 20192810100071).



## References

1. V. T. Giap, Y. D. Lee, Y. S. Kim, and K. Y. Ahn, "Techno-Economic Analysis of Reversible Solid Oxide Fuel Cell System Couple with Waste Steam", *Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 30, No. 1, 2019, pp. 21-28, doi: <https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.1.21>.
2. J. W. Ahn, "The significance of long-term perception on renewable energy and climate change", *Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 29, No. 1, 2018, pp. 117-123, doi: <https://doi.org/10.7316/KHNES.2018.29.1.117>.
3. California Hydrogen Business Council, "Power-to-gas: The Case for Hydrogen White Paper", 2015. Retrieved from <https://www.californiahydrogen.org/wp-content/uploads/2018/01/CHBC-Hydrogen-Energy-Storage-White-Paper-FINAL.pdf>.
4. S. J. Jeong, N. H. Seo, S. B. Moon, and H. K. Lim, "Economic Feasibility Analysis for P2G Using PEM Water Electrolysis", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 28, No. 3, 2017, pp. 231-237, doi: <https://doi.org/10.7316/KHNES.2017.28.3.231>.
5. G. I. Yeom, M. W. Seo, and Y. S. Baek, "A study on the CO<sub>2</sub> methanation in Power to Gas (P2G) over Ni-Catalysts", *Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society*, Vol. 30, No. 1, 2019, pp. 14-20, doi: <https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.1.14>.
6. J. Xu, X. Su, H. Duan, B. Hou, Q. Lin, X. Liu, X. Pan, G. Pei, H. Geng, Y. Huang, and T. Zhang, "Influence of pretreatment temperature on catalytic performance of rutile TiO<sub>2</sub>-supported ruthenium catalyst in CO<sub>2</sub> methanation", *Journal of Catalysis*, Vol. 333, 2016, pp. 227-237, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jcat.2015.10.025>.
7. M. Lehner, R. Tichler, H. Steinmuller, and M. Koppe, "Power-to-Gas: Technology and Business Models", Springer International, USA, 2014.
8. M. Reub, T. Grube, M. Robinius, P. Preuster, P. Wasserscheid, and D. Stolten, "Seasonal storage and alternative carriers: A flexible hydrogen supply chain model", *Applied Energy*, Vol. 200, 2017, pp. 290-302, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.050>.
9. DOE, "Multi-year research, development, and demonstration plan-3.2 hydrogen delivery", 2015. Retrieved from <http://energy.gov/eere/fuelcells/downloads/fuel-cell-technologies-office-multi-year-research-development-and-22>.
10. D. Teichmann, W. Arlt, and P. Wasserscheid, "Liquid Organic Hydrogen Carriers as an efficient vector for the transport and storage of renewable energy", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 37, No. 23, 2012, pp. 18118-18132, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.08.066>.
11. S. Krasae-In, J. H. Stang, and P. Neksa, "Development of large-scale hydrogen liquefaction processes from 1898 to 2009", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 35, No. 10, 2010, pp. 4524-4533, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.02.109>.
12. U. Cardella, L. Decker, J. Sundberg, and H. Klein, "Process optimization for large-scale hydrogen liquefaction", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 42, No. 10, 2017, pp. 12339-12354, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijhydene.2017.03.167>.
13. S. Krasae-In, A. M. Bredesen, J. H. Stang, and P. Neksa, "Simulation and experiment of a hydrogen liquefaction test rig using a multi-component refrigerant refrigeration system", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 36, No. 1, 2011, pp. 907-919, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.09.005>.
14. S. K. Yun, "Design and Analysis for Hydrogen Liquefaction Process Using LNG Cold Energy", *Journal of the Korean Institute of Gas*, Vol. 15, No. 3, 2011, pp. 1-5, doi: <http://dx.doi.org/10.7842/kigas.2011.15.3.001>.
15. H. Y. Lee, Y. Shao, S. H. Lee, G. T. Roh, K. W. Chun, and H. K. Kang, "Analysis and Assessment of Partial Re-liquefaction System for Liquefied Hydrogen Tankers Using Liquefied Natural Gas (LNG) and H<sub>2</sub> Hybrid Propulsion", *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 44, No. 29, 2019, pp. 15056-15071, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.03.277>.