

냉동능력 2 kW 급 역브레이튼 극저온 냉각시스템 성능시험

고준석[†] · 이근태 · 박성제 · 김종우 · 추상윤 · 홍용주 · 인세환 · 박지호 · 김효봉 · 염한길

한국기계연구원 에너지기계 연구본부

Performance Test of 2 kW Class Reverse Brayton Refrigeration System

JUNSEOK KO[†], KEUN-TAE LEE, SEONG-JE PARK, JONGWOO KIM, SANGYOON CHOO,
YONG-JU HONG, SEHWAN IN, JIHO PARK, HYOBONG KIM, HANKIL YEOM

Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery & Materials, 156 Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea

[†]Corresponding author :
jsko@kimm.re.kr

Received 8 September, 2020
Revised 29 September, 2020
Accepted 30 October, 2020

Abstract >> This paper describes the experimental study of reverse-Brayton refrigeration system for application to high temperature superconductivity electric devices and LNG re-liquefaction. The reverse-Brayton refrigeration cycle is designed with operating pressure of 0.5 and 1.0 MPa, cooling capacity of 2 kW at 77 K, and neon as a working fluid. The refrigeration system is developed with multi scroll compressor, turbo expander and plate heat exchanger. From experiments, the performance characteristics of used components is measured and discussed for 77-120 K of operating temperature. The developed refrigeration system shows the cooling capacity of 1.23 kW at 77 K and 1.64 kW at 110 K.

Key words : Reverse-Brayton cycle(역브레이튼 사이클), High temperature superconducting device(초전도 전력기기), LNG re-liquefaction(액화천연가스 재액화), Scroll compressor(스크롤 압축기), Turbo expander(터보 팽창기), Cryogenic heat exchanger(극저온 열교환기)

1. 서론

최근 미세먼지와 기후 변화에 대응하기 위하여 LNG나 수소와 같은 청정 에너지원의 비중을 높여야 한다는 것은 부인할 수 없는 사실이다. 분자 구조가 단순한 연료일수록 청정하며 가까운 미래에는 LNG의 비중이 높아지고, 궁극적으로는 연소 시 물만 배출되는 수소의 사용이 급증할 것으로 예상된다. 주

에너지원으로 사용되기 위해서는 에너지 전환 주기에서 액체 상태로 저장 및 수송이 이루어질 필요가 있는데, 분자 구조가 단순할수록 끓는점이 낮은 특징이 있다. 수소와 LNG의 끓는점은 대기압에서 각각 20, 110 K으로 액화를 위해서는 극저온 냉각, 액화 시스템이 필요한 이유이다.

전력 기기의 소형화 및 고효율화를 위해 초전도 케이블, 한류기, 모터, 변압기 등의 초전도 전력기기

에 대한 연구개발이 2000년대 시작되어 현재는 초전도 케이블이 실증을 거쳐 상용화 단계에 이르렀다. 초전도 케이블의 경우 기존 상전도 케이블 대비 4-5배의 송전 용량을 갖고 송전 손실을 저감시킬 수 있어 전력계통의 대용량화 및 고효율화를 이룰 수 있으나, 초전도 현상을 이용하기 위해서는 액체질소로 냉각되어 77 K 이하의 온도를 유지해야 하고 이를 위해서는 극저온 냉각시스템이 필수이다.

이와 같이 극저온 냉각시스템은 대용량화, 효율 향상, 청정 연료를 요구하는 미래 에너지 사회의 구현을 위해서는 필수적인 시스템이다. 프랑스의 Air Liquide 사는 헬륨 액화기와 액화 공기분리장치 등의 대형 극저온 플랜트의 고도화된 터보 압축기, 팽창기 기술을 바탕으로 LNG 재액화 시장을 목표로 다양한 냉각용량의 터보 브레이튼 냉각시스템을 개발하였다¹⁾. 일본에서는 Taiyo Nippon Sanso 사가 초전도 전력기기 냉각시스템에 적용을 목적으로 냉동능력 2, 10 kW 급 네온 터보-브레이튼 극저온 냉각시스템을 개발하여 상용화에 성공하였다^{2,3)}. 반면 국내에서는 역브레이튼 극저온 냉각시스템의 사이클과 터보 팽창기의 설계에 대한 연구는 일부 수행되었으나, 실제 시스템을 구축하여 운전한 실적은 거의 없는 실정이다^{4,6)}.

역브레이튼 극저온 냉각시스템은 압축기, 팽창기, 열교환기의 구성품으로 구성되어 극저온 환경을 조성하는 가장 기본적인 시스템이다. 보다 복잡하게 구성되는 LNG, 수소, 헬륨 액화시스템의 기본적인 구성품 또한 압축기, 팽창기, 열교환기이기 때문에 역브레이튼 극저온 냉각시스템의 운전 결과는 매우 유용한 참고자료가 될 수 있다⁷⁾.

본 연구에서는 액체질소 온도인 77 K에서 냉동능력 2 kW를 갖는 역브레이튼 극저온 냉각시스템을 구축하여 운전하는 것을 목표로 하고 있으며, 특히 넓은 온도 범위에 적용을 목적으로 77-120 K 작동 온도 범위에서 시스템 및 터보 팽창기와 극저온 열교환기의 동작 특성을 분석하고자 한다.

2. 사이클 설계

역브레이튼 냉각 사이클은 Fig. 1과 같이 압축(1→3), 냉각(3→4), 팽창(4→5), 부하냉각(5→6), 가열(6→1)의 열역학 과정으로 구성되며, 팽창 과정에서 외부 일을 하면서 냉각일이 생성되고 부하 열교환기에서 냉각 대상을 냉각한다.

액체질소 온도인 77 K에서 냉동능력 2 kW를 갖는 역브레이튼 극저온 냉각 사이클 설계에서, 시스템 작동압력을 저압과 고압을 각각 0.5 MPa와 1.0 MPa로 기본으로 압력강하와 압축기, 팽창기, 열교환기의 효율을 고려하여 Table 1과 같이 사이클을 설계하였다. 작동 유체는 네온을 선정하였고, 스크류 압축기, 터보 팽창기, 판형 열교환기를 적용하였으며, 압축기와 팽창기의 등엔트로피 효율은 각각 65, 78%를, 열교환기 유용도는 0.98을 가정하였다. 사이클 설계 결

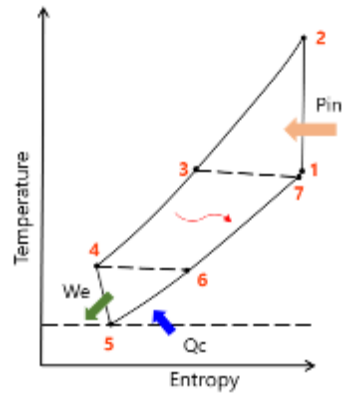


Fig. 1. T-s diagram of reverse-Brayton refrigeration cycle

Table 1. Results of cycle design

State	T (K)	P (MPa)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg-K)
1	300.0	0.425	368.8	5.094
2	507.2	1.05	582.7	5.263
3	308.2	1.02	377.4	4.761
4	81.6	0.99	141.3	3.383
5	65.9	0.495	125.8	3.452
6	77.0	0.465	137.7	3.645
7	295.5	0.425	364.2	5.079

과, 냉동능력 2 kW at 77 K을 달성하기 위하여 필요한 네온의 유량은 175 g/s이고, 압축기 소요 동력은 37 kW, 카르노 효율은 16.3%의 결과를 얻었다.

3. 시스템 구축

사이클 설계를 바탕으로 역브레이튼 극저온 냉각 시스템을 구축하였다. 당초 단일 유닛의 스크류 압축기를 사용하고자 하였으나 압축기 단품 특성 평가에서 개발하고자 하는 시스템에 적용이 어렵다고 판단되어, 여러 대의 스크롤 압축기를 병렬 연결하여 필요한 유량을 확보하였다. 압축기 변경사항을 반영하여 Fig. 2와 같이 시스템 개략도를 작성하였다. 압축기 패키지에서 압축된 작동기체는 압력제어 밸브와 시스템 버퍼를 이용하여 설정되는 값으로 고압과 저압을 유지한다. 콜드 박스(cold-box)는 열교환기, 팽창기, 극저온 밸브 등이 상판에 고정된 후, 진공 단열을 위하여 진공조와 결합된다.

열교환기는 상용 판형 열교환기(B439H+Mx84, B439Hx80, B439Hx60, SWEP사, Sweden)로 77-300 K의 넓은 온도 범위에 적용하기 위하여 세 개로 분할하여 순차적으로 연결된다. 터보 팽창기(Neon HET, ATEKO, Czech Republic)는 제공된 설계 조건으로 개발된 제품으로 정적 가스 베어링(static gas bearing) 구조와 와전류 제동(eddy current brake) 방식으로 개발되었다. 팽창기 운전에 필요한 베어링 가스는 별도의 기체 공급 장치 없이 압축기의 고압부에서 공급하도록 시스템을 구성하였다. 팽창기 전단에는 유량을 조절하기 위한 극저온 제어 밸브와 팽창기로의 불순물 유입을 방지하기 위한 흡착탑(adsorber)과 5 μm 필터가 설치되었다. 냉각 부하 시험을 위하여 전기 히터로 열을 공급하는 부하 히터를 팽창기 후단에 배치하였다.

냉각 성능 시험에서 각 지점의 상태를 측정하기 위하여 온도(DT-670D, Lakeshore, USA)와 압력 센서(FP2000 series, Honeywell, USA)를 Fig. 2에 표시된 지점에 설치하였다. 코리올리 질량 유량 센서(RHM 20L, Rheonik, Germany)는 시스템으로 유입

되는 질량 유량을 측정한다.

Fig. 3은 콜드 박스의 상판에 부품들이 조립된 상태, 진공조와 결합 과정 및 완료 모습을 보여주고, Fig. 4는 구축이 완료된 네온 역브레이튼 극저온 냉각시스템의 사진이다.

4. 냉각성능 시험 결과

시스템 구축 후 냉각성능 시험을 수행하였다. 시

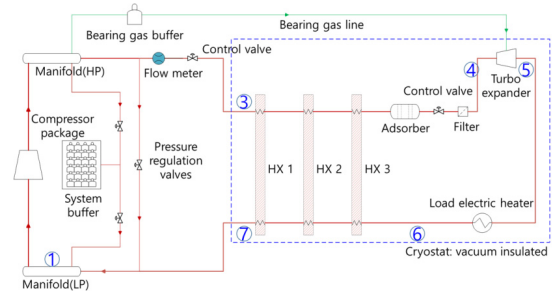


Fig. 2. Schematic diagram of developed system



Fig. 3. Cold-box for reverse Brayton system

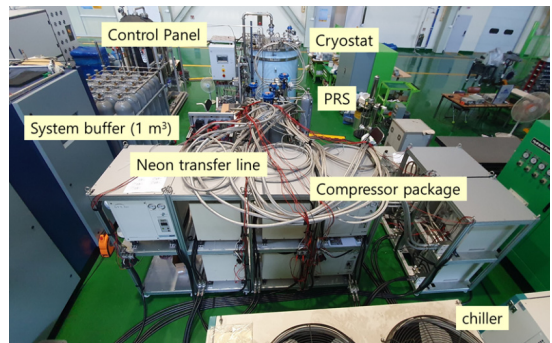


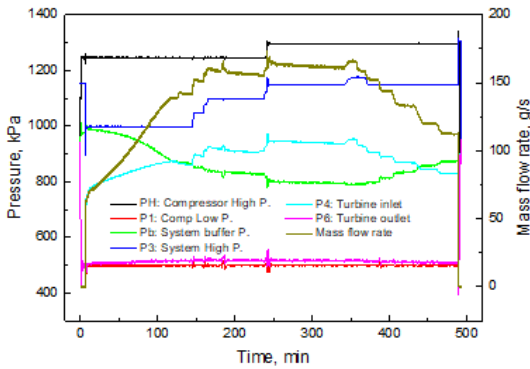
Fig. 4. Neon reverse-Brayton refrigeration system

험은 상온에서 77 K까지 냉각을 진행한 후, 저온부의 온도를 85, 95, 110, 120 K으로 변화시키면서 정상상태의 온도, 압력, 유량, 히터 전열량 등을 측정하였다.

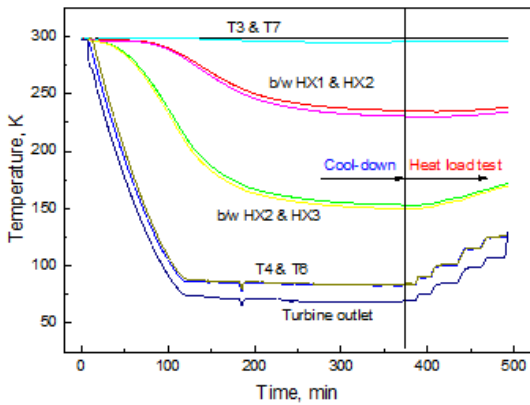
Fig. 5는 운전 시작부터 종료까지의 온도, 압력, 유량 변화 측정 결과를 보여준다. 시스템 운전 중 제어 밸브와 시스템 버퍼로 구성된 압력 제어 시스템이 정상적으로 작동하여 압축기 고압(PH), 저압(P1), 시스템 고압(P3)은 설정값에 따라 안정적으로 유지되는 것을 확인할 수 있다. 냉각이 진행될수록 시스템으로 유입되는 유량이 증가하여 운전 초기에는 약 60 g/s에서 시작하여 77 K에 도달하는 시점에서는 약 160 g/s까지 증가한 후, 부하 시험에서 작동 온도

를 높일수록 유량은 감소하는 것으로 나타났다. 시스템으로 유입되는 유량이 증가하는 경우에는 버퍼 압력(Pb)이 감소하다가, 유량이 감소하면 다시 회복된다. 팽창기 출구 압력(P6)은 압축기 저압부 압력에 따라 거의 일정하게 유지되는 반면에 팽창기 입구 압력(P4)은 온도와 질량 유량에 의해 결정되는 것을 확인할 수 있다. 구축된 시스템은 세 개의 열교환기를 사용하고 있는데, 운전 시작 후 약 120분 후에 저온부와 팽창기 온도는 77 K 영역에 도달하지만 세 열교환기 사이의 온도는 냉각이 지속되어 약 350분 지점에서 77 K 운전 정상상태에 도달하는 것이 확인된다. 역브레이튼 극저온 냉각시스템의 냉각 시간 단축을 위해서는 열교환기의 열용량을 최소화할 필요가 있음을 알 수 있는 결과이다.

초기 냉각과정을 거쳐 77 K에서 냉동능력을 측정할 후에는 온도 제어기(temperature controller 340 model, Lakeshore)를 이용하여 저온부 온도(T6)를 85, 95, 110, 120 K로 유지하도록 히터 열량을 조절하였다. Fig. 6은 열부하 시험 과정의 저온부 온도와 히터 열량 측정 결과이다. 77 K과 85 K에서는 온도와 히터 열량 모두 정상 상태에 도달하는 것으로 나타나는데 반해, 95, 110, 120 K에서는 온도는 안정적인데 반해 히터 열량은 준 정상상태인 것으로 나타난다. 이는 열교환기의 큰 열용량으로 인해 시스템의 열적 응답 특성이 느리기 때문으로, 정상상태 확인을 위해서는 운전 시간을 매우 길게 유지해야 함을 의미한다. 하



(a)



(b)

Fig. 5. Measurement of system parameters (a) pressure and mass flow rate, (b) temperature

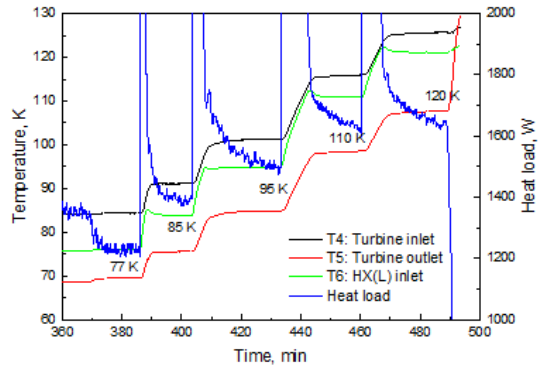


Fig. 6. Measurement of cold part temperature and heating power during heat load test

지만 실험 진행 시간 제약이 있는 상황에서 준 정상 상태 측정값으로도 작동온도에 따른 시스템 경향을 파악하는 데는 무리가 없는 것으로 판단하여 본고에서는 준 정상상태 값으로 실험 결과를 정리한다.

Fig. 7은 작동온도에 따른 시스템 각 지점의 압력과 질량 유량 결과이다. 압력 조절 시스템(pressure regulation system)에 의해 제어되는 압축기 고압(PH), 저압(P1) 및 시스템 고압(P3)은 설정값으로 일정하게 유지되며, 팽창기 출구 압력(P6)은 압축기 저압과 거의 유사한 값으로 일정하게 유지된다. 반면에 작동온도가 증가함에 따라 질량 유량이 감소하고 팽창기 입구 압력(P4)이 감소하는 특성이 나타난다. 시스템으로의 유량이 감소함에 따라 시스템 버퍼 압력(Pb)이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 작동온도에 따른 열교환기의 특성을 보여준다. 열교환기는 고압의 기체가 냉각되는 고온측과 저압의 기체가 가열되는 저온측으로 구분된다. 작동온도 증가에 따라 유량이 감소한 결과로 인해 고온측과 저온측에서의 압력 손실이 모두 감소하는 결과를 보여준다. 고온측과 저온측의 질량 유량은 동일한 반면, 압력의 차이로 인해 저온측의 체적 유량이 더 크기 때문에 저온측에서 압력 강하가 더 크게 일어나는 것을 알 수 있다. 하지만 작동온도 77 K 기준에서 압력 강하의 절대값은 고온측과 저온측이 각각 6.8, 13.2 kPa로 설계 기준으로 제시하였던 30, 50 kPa 이내인 것이 확인되었으며, 사용된 판형 열교환기가

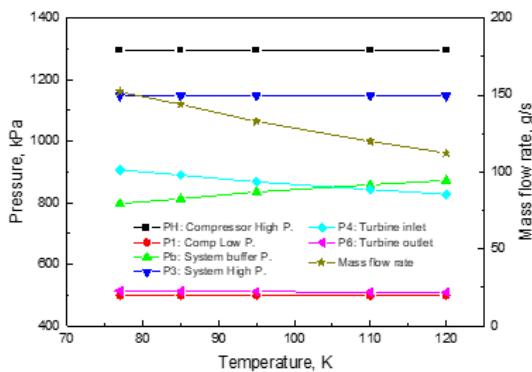
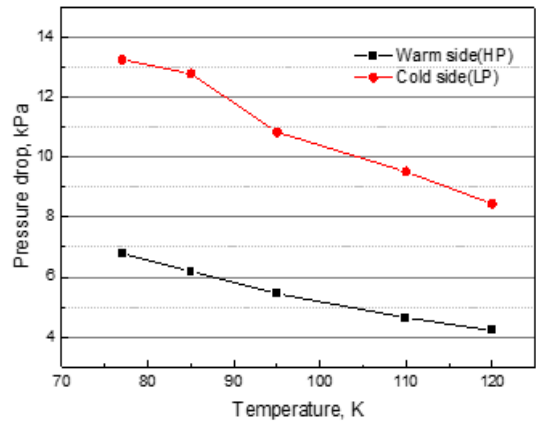
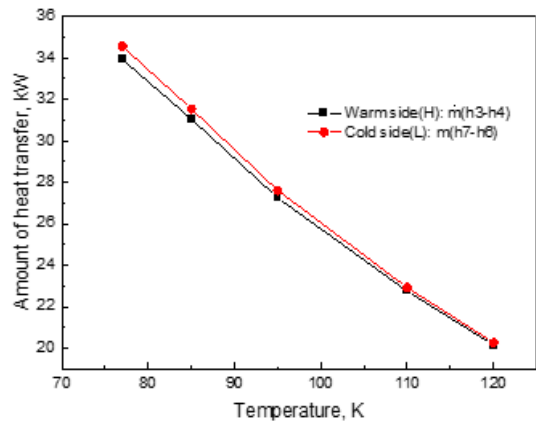


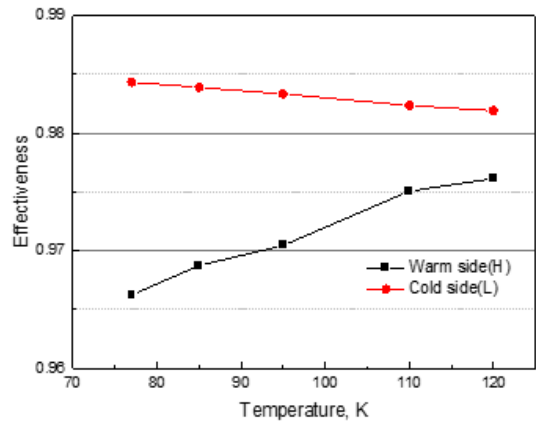
Fig. 7. Steady data of pressure and mass flow rate



(a)



(b)



(c)

Fig. 8. Characteristics of cryogenic plate heat exchanger (a) pressure drop, (b) amount of heat transfer, (c) effectiveness.

압력 특성 측면에서는 적합한 것으로 판단할 수 있었다.

열교환기 입, 출구에서 측정된 온도, 압력으로부터 엔탈피 차이를 계산하고, 측정된 질량 유량 값을 곱함으로써 열교환기에서 열전달량을 계산할 수 있다. 모든 구간에서 저온측이 고온측보다 더 큰 열전달량을 기록하였다. 온도차가 큰 극저온 열교환기에서는 고온부로부터 저온부로의 전도 열전달이 항상 발생하기 때문이다. 이 때문에 열교환기 유용도는 고온측과 저온측이 다르게 나타날 수밖에 없으며, Fig. 8(c)와 같이 작동온도가 증가할수록 그 차이는 줄어드는 특성이 있다. 사이클 설계에서 열교환기의 전열량은 45 kW이지만, 77 K 운전 조건에서 측정된 전열량은 34 kW이다. 이는 압력 및 유량의 시스템 운전조건이 사이클 설계 조건에 이르지 못하였기 때문이며, 향후 시스템 개선을 통해 정격 운전이 이루어지면 전열량도 향상될 것으로 기대된다. 사이클 설계에서 열교환기 유용도는 0.98을 가정하였었는데, 저온측의 유용도는 만족하는데 반해, 고온측의 유용도가 0.98에 미치지 못하는 것으로 나타났다. 이는 설계된 팽창기 입구 온도에 도달하지 못함으로써 전체 역브레이튼 냉각시스템의 냉각성능을 저하시키는 주요한 원인이 된다.

마지막으로 팽창기의 운전특성은 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 1에서 지점 4→5 과정의 엔탈피 차이가 팽창기 축출력(Qsh: shaft power)이고, 지점 5→6 과정

의 엔탈피 차이가 냉동능력(Qc: cooling capacity)이다. 유용도가 1.0인 이상적인 열교환기라면 T4와 T6는 같기 때문에 이론적으로는 축출력은 그대로 냉동능력으로 환산될 수 있다. 하지만 Fig. 8의 결과에서 나타났듯이 열손실, 압력 손실, 제한적인 열전달 특성 등의 이유로 유용도는 1.0보다 낮은 값이고 이로 인해 T6는 항상 T4보다 낮게 나타난다. 때문에, 냉동능력은 팽창기의 축출력보다 항상 작은 값을 갖는다. 시스템 효율을 향상시키기 위해서는 축출력과 냉동능력의 차이를 최소화해야 하는데, 이를 위해서는 열교환기의 유용도가 가장 중요한 요소이다. 77-120 K 범위에서 실험한 결과에서는 작동온도 증가에 따른 질량 유량 감소 영향으로 팽창기의 축출력은 감소하지만, 열교환기 유용도 향상으로 인해 냉동능력은 증가하는 현상이 나타난다. 팽창기의 등엔트로피 효율은 설계 조건인 77 K에서 가장 높은 87%로 측정되었고, 설계 온도에서 크게 벗어난 120 K에서도 80% 이상의 값을 보여준다. 등엔트로피 효율은 설계 조건인 78%보다 높게 나타나, 낮은 열교환기 유용도로 인한 시스템의 냉각 성능 저하를 일부 상쇄시켜주는 효과를 보여주었다. 본 연구는 역브레이튼 극저온 냉각시스템을 운전하는 것이 주 목적으로 압축기와 시스템 효율은 주요 고려사항은 아니다. 다만, 냉각 성능 시험 중 측정된 압축기 소비전력은 70 kW로 시스템 효율은 5.09%의 카르노 효율을 보여주었다. 본 연구에서 확보된 시스템 운전 기술을 바탕으로 향후 최적화 연구를 통해 시스템 효율 향상이 기대된다.

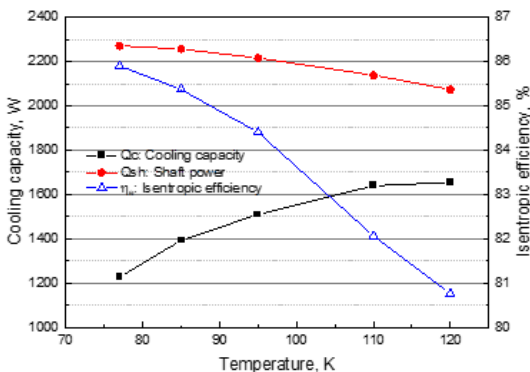


Fig. 9. Cooling capacity, shaft power and isentropic efficiency

5. 결론

본 연구에서는 극저온 액화 플랜트의 가장 기본 시스템이라 할 수 있는 냉동능력 2 kW 급 역브레이튼 극저온 냉각시스템을 구축하고 냉각성능시험을 수행하였다.

1) 스크롤 압축기 패키지, 터보 팽창기, 관형 열교환기를 적용하여 시스템을 구성하였으며, 운전을 통해 적용된 기자재의 적합성을 확인하였다. 구축된 냉각시스템은 냉동능력 1.23 kW at 77 K, 1.64 kW at

110 K을 달성하였다.

2) 판형 열교환기의 낮은 유용도로 인하여 시스템 냉각성능 저하를 실험 결과로부터 확인하였으며, 성능 개선을 위해서는 열교환기의 유용도 향상 혹은 용량 증대가 필요함을 알 수 있다.

3) 작동온도에 따른 열교환기, 터보 팽창기의 기자재 동작 특성과 시스템 운전 특성을 측정하였다. 작동온도가 증가할수록 터보팽창기의 질량 유량과 등엔트로피 효율은 감소하는 경향이 나타났으나, 열교환기 유용도 향상과 작동온도에 따른 엔탈피 차의 열역학적 특성으로 냉동능력은 향상되는 결과를 나타내었다.

본 연구는 역브레이튼 극저온 냉각시스템을 실제로 구축하여 정상적으로 운전한 결과를 확보한 것과 다양한 작동 온도에서 시스템 및 적용된 기자재의 운전 특성을 실험적으로 측정하는 것에서 의의를 찾을 수 있으며, 확보된 운전 자료는 향후 수소 액화 플랜트 개발 연구에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 주요사업 및 에너지기술개발사업-산업기술혁신사업의 지원에 의하여 수행되었습니다.

References

1. C. Gondrand, F. Durand, F. Delcayre, and S. Crispel, "Overview of air liquefaction refrigeration systems between 1.8 K and 200 K", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 1573, No. 1, 2014, pp. 949-956, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4860807>.
2. H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, N. Nara, and S. Ozaki, "Neon turbo-Brayton cycle refrigerator for HTS power machines", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 1434, No. 1, 2012, pp. 1672-1679, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4707100>.
3. H. Hirai, M. Hirokawa, S. Yoshida, T. Sano, and S. Ozaki, "Development of a turbine-compressor for 10 kW class neon turbo-Brayton refrigerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 1573, No. 1, 2014, pp. 1236-1241, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4860847>.
4. J. Lee, C. Lee, H. Yang, and S. Kim, "Design of thermodynamic cycle and cryogenic turbo expander for 2 kW class Brayton refrigerator", *KEPCO Journal on Electric Power and Energy*, Vol. 2, No. 2, 2016, pp. 299-305, doi: <https://doi.org/10.18770/KEPCO.2016.02.02.299>.
5. C. H. Lee, D. M. Kim, H. S. Yang, and S. Kim, "Conceptual design of cryogenic turbo expander for 10 kW class reverse Brayton refrigerator", *Progress in Superconductivity and Cryogenics*, Vol. 17, No. 3, 2015, pp. 41-46, doi: <https://doi.org/10.9714/psac.2015.17.3.041>.
6. H. M. Chang and C. W. Park, "Thermodynamic design of 10 kW Brayton cryocooler for HTS cable", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 1434, No. 1, 2012, pp. 1664-1671, doi: <https://doi.org/10.1063/1.4707099>.
7. R. F. Barron, "Cryogenic systems", 2nd ed., Oxford University Press, USA, 1985, pp. 60-150.