

Design of closed-loop nitrogen Joule-Thomson refrigeration cycle for 67 K with sub-atmospheric device

C. Lee*, J. Lee, and S. Jeong

Cryogenic Engineering Laboratory, Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST), Daejeon, Korea

(Received 8 February 2013; revised 19 March 2013; accepted 20 March 2013)

Abstract

Closed-loop J-T (Joule-Thomson) refrigeration cycle is advantageous compared to common open loop N₂ decompression system in terms of nitrogen consumption. In this study, two closed-loop pure N₂ J-T refrigeration systems with sub-atmospheric device for cooling High Temperature Superconductor (HTS) power cable are investigated. J-T cooling systems include 2-stage compressor, 2-stage precooled cycle, J-T valve and a cold compressor or an auxiliary vacuum pump at the room temperature. The cold compressor and the vacuum pump are installed after the J-T valve to create sub-atmospheric condition. The temperature of 67 K is possible by lowering the pressure up to 24 kPa at the cold part. The optimized hydrocarbon mixed refrigerant (MR) J-T system is applied for precooling stage. The cold head of precooling MR J-T have the temperature from 120 K to 150 K. The various characteristics of cold compressor are investigated and applied to design parameter of the cold compressor. The Carnot efficiency of cold compressor system is calculated as 16.7% and that of vacuum pump system as 16.4%. The efficiency difference between the cold compressor system and the vacuum pump system is due to difference of enthalpy change at cryogenic temperature, enthalpy change at room temperature and different work load at the pre-cooling cycle. The efficiency of neon-nitrogen MR J-T system is also presented for comparison with the sub-atmospheric devices. These systems have several pros and cons in comparison to typical MR J-T systems such as vacuum line maintainability, system's COP and etc. In this paper, the detailed design of the subcooled N₂ J-T systems are examined and some practical issues of the sub-atmospheric devices are discussed.

Keywords : HTS power cable, J-T refrigeration, optimization, cold compressor, decompression pump

1. 서 론

고온 초전도체(High Temperature Superconductor, HTS)는 저온 초전도체(Low Temperature Superconductor, LTS)에 비교하여 상대적으로 높은 온도로 큰 전류를 송전할 수 있는 초전도성을 얻을 수 있어, 현재 과밀화된 송전 시스템에 그 적용 가능성이 연구되고 있다. 이 HTS를 이용한 전력케이블 시스템은 초전도 시스템의 특성상 콤팩트한 사이즈로도 대용량의 전력운송이 가능하므로, 에너지 밀도가 높은 대도시에 적용 가능성이 매우 높다[1]. 그러므로 HTS 전력수송이 과밀화된 현대 대도시의 전력 공급에 현실적인 대안으로 떠오르고 있으며 많은 연구자들이 HTS 전력케이블 시스템을 적용하고자 그 현실성을 연구하였다. 특히 2000년대 들어 30 m 이상의 장거리 초전도케이블의 실용성이 시험되었으며[1], 2012년에는 410 m, 22.9 kV/50MVA 급의 교류 HTS 전력케이블에 대해 그 실용성이 확인되었다[2].

현재 HTS 전력 케이블 시스템에 사용되는 고온 초전도체는 대부분 Bi-2223 (Bi₂Sr₂Ca₂Cu₃O₁₀) 또는 YBCO (YBa₂Cu₃O₇)이다 [3] - [4]. 이들의 임계온도는 90 K 이상으로, 액체질소의 포화온도인 77 K 부근에서도 초전도성을 나타낼 수 있다. 하지만 실제 초전도 전력 케이블을 운영하기 위해서는 전류 밀도 (current density), 자기장(magnetic field) 및 온도를 고려해야 한다[5]. 그러므로 실제 냉각 온도는 액체질소의 과냉각 온도인 66 K

에서 77 K 정도로 냉각되어야 한다[6]. 일반적인 HTS 전력케이블 시스템은 이 요구 조건을 만족시키고자 과냉각된 액체질소를 냉매로 하여 시스템을 구현한다. 과냉각 액체질소를 형성하기 위해 액체질소 용기 내부 압력을 낮추는 개방형 감압 방식 (Open - loop decompression system)이 주로 쓰인다. 이 방법은 액체질소를 감압시켜 밖으로 배출하기 때문에 냉매의 손실이 필연적이며 극저온 유체를 계속 충전해 주어야 한다. 따라서 액체질소의 손실을 막기 위해서는 폐쇄형 (Closed-loop) 냉각 시스템이 적용되어야 하며, 극저온 냉동기의 필요성이 대두된다.

극저온 냉각 시스템은 다양한 방식이 존재하며, 열교환형 (Recuperative type)과 재생형 (Regenerative type)으로 나눌 수 있다[7]. 현재 70 K 부근의 냉동기는 스티어링 (Stirling) 냉동기가 가장 효율이 높은 것으로 알려져 있으나, 초전도 케이블의 냉각을 위해서는 수 kW에서 수십 kW이상의 큰 냉각용량을 요구하기 때문에 현재 개발된 스티어링 냉동기로는 구현하기 매우 어렵다. 현재 HTS 전력케이블 실증 시스템에서는 여러 개의 스티어링 냉동기를 이용하거나 개방형 감압 시스템과 동시에 사용하고 있다[8]. 최근 국내 HTS 전력 케이블 연구사업에서 1 km 길이에 달하는 HTS 케이블을 냉각시키고자 10 kW 대의 냉각용량을 갖는 브레이튼(Brayton) 냉동기가 설계된 바 있으나, 아직 실현되지는 않았다[9].

이를 위해서는 효율은 다소 낮으나 냉각용량의 확대가 용이한 Joule-Thomson (J-T) 냉동시스템이 대안일 수 있다. 현재 J-T 냉동기는 순수 냉매를 이용하는 것 보다

*Corresponding author: cheonkyu_lee@kaist.ac.kr

다양한 온도범위에서 J-T 팽창 효과를 극대화 시켜 효율을 높일 수 있는 혼합냉매 (Mixed Refrigerant)를 이용하여 냉동기를 제작하고 있다[7]. 최적화를 수행한 혼합냉매 J-T 냉동기의 경우, 70 K에서 COP (Coefficient of Performance) 0.053, 카르노 효율 약 18%의 냉동기가 설계된 바 있다[10]. 이처럼 최적 설계를 수행한 J-T 냉동기의 경우 효율 측면에서도 충분히 경쟁력을 갖출 수 있다.

본 연구에서는 개방형 감압 시스템을 대체하고자 순수 질소를 냉매로 사용하는 고효율의 J-T 냉동기를 설계하였다. 앞서 언급한 바와 같이 HTS 전력케이블의 요구 냉각 온도가 약 70 K 수준을 요구하기 때문에 순수 질소를 J-T 냉동기의 냉매로 이용하기 위해서는 상압 비등점 (Normal boiling point)보다 낮은 온도를 달성할 수 있어야 한다. 그러나 일반적인 J-T 냉동기의 경우 압축기로 돌아가는 압력이 일반적으로 상압 (1 bar) 이상이다. 그러므로 J-T 냉동기의 J-T 밸브 후단인 저온부의 압력을 낮춰 주고 압축기 회수부의 압력은 높여줄 수 있는 감압장치 (Sub-atmospheric device)가 필요하다. 과냉각 조건을 만족하기 위해 감압 펌프 (Decompression pump) 혹은 극저온 압축기 (Cold compressor)를 고려하였으며, 감압 장치를 추가한 사이클은 상용 해석 프로그램(HYSYS)을 이용하여 그 최적의 성능을 확인하였다[11]. 본 논문에서는 이 시스템이 적용 가능한지 확인하고자 이미 연구된 고효율의 혼합냉매 J-T 냉동기와 동일한 냉각용량 요구 조건을 적용하였다. 이 조건을 토대로 설계한 결과를 다양한 측면에서 비교하여 시스템의 적용 가능성을 확인하였다. 또한 본 연구에서 언급하는 극저온 압축기의 현재 구현 상황 및 관련 연구를 간략히 언급하였다.

2. 개방형 극저온 감압 냉각 시스템

HTS 전력 케이블 시스템은 주로 액체질소를 감압하여 형성된 과냉각 질소를 이용하는 개방형 냉각시스템으로 냉각된다. 이 방법은 가장 간편하고 안정성이 있는 방법으로, Fig. 1.에서 보는 바와 같이 HTS 순환용 액체질소와 냉각을 위한 과냉각 액체질소, 두 액체질소 사이의 열교환기 및 감압 시스템으로 구성된다[10]. 전력 케이블을 순환하기 위한 순환용 액체질소는 HTS 케이블을 통과하면서

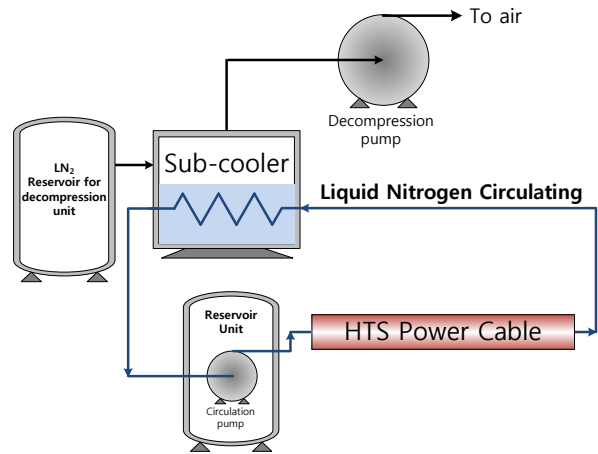


Fig. 1. Schematics of decompression refrigeration system for HTS power cable [3].

가열된다. 가열된 순환용 액체질소는 감압장치를 이용해 과냉각된 액체질소와 열교환을 통해 냉각되고, 순환펌프를 이용해 다시 HTS 전력케이블을 냉각시키는 구조이다.

감압 시스템은 시스템 구성이 간편한 이점 때문에 다양한 연구자들이 실증에 사용하였다. 2003년 Fan 등은 10 m의 HTS 전력 케이블용 극저온 냉동 시스템을 액체질소를 이용하여 구성하였다[12]. 냉매로 사용되는 과냉각 액체질소를 형성하기 위해 감압 시스템 (Decompression system)이 적용되었으며 72 L/h의 사용율을 보였다. 2006년 Demko 등은 길이 5 m, 3축의 HTS 전력 케이블 실증 실험을 수행하였고, 동일한 형태의 감압시스템을 구축하였다[13]. 이 시스템은 평균 16.8 g/s의 액체질소 배출량을 보였으며, 환산하면 약 71.5 L/h이다. 2012년 한국전력연구원에서 수행한 연구의 경우, 410 m의 HTS 전력 케이블 시스템에 감압 펌프를 이용한 냉각 방법이 적용되었다[2]. 이 시스템에서는 감압펌프의 초당 감압율이 600 m³/h로, 기체 및 액체질소의 밀도를 이용해 환산하면 약 712 L/h의 감소율을 보인다. 각 시스템의 감압 장치로 소모되는 단위 길이별 액체질소의 양은 각각 7.2 L/h, 4.77 L/h 및 1.75 L/h 이다. 감압시스템의 액체질소 소모량은 단위 기술이 발전함에 따라 점차 감소하는 추세이나, 개방형 시스템이므로 액체질소의 재충전이 지속적으로 요구된다.

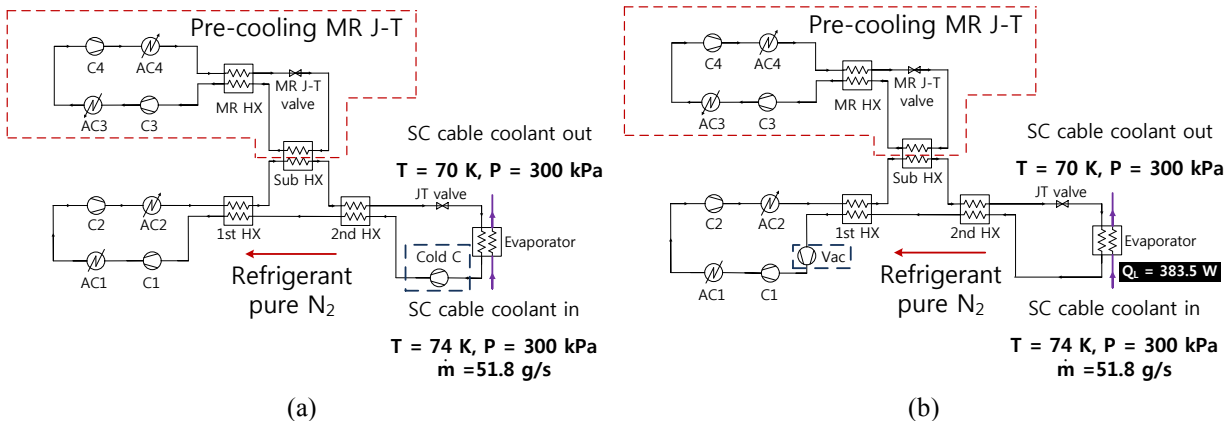


Fig. 2. Schematics of closed-loop decompression refrigeration cycle (a) with cold compressor, (b) with vacuum pump.

TABLE 1
Characteristics of developed cold compressors.

reference	Inlet temperature [K]	Inlet pressure [kPa]	Outlet pressure [kPa]	Compression ratio [-]	Mass flow rate [g/s]	Isentropic efficiency [-]
Bonneton et al. [14]	3.5 – 4.4	1.0	3.0	3	18	0.57
Hamaguchi et al. [16]	3.0	23	120	5.2	15.9	-
Bézaguet et al. Air Liquide [15]	4.2	1.0	3.0	3	12	0.6
Bézaguet et al. IHI [15]	4.4	1.0	3.0	3	18	0.75
Bézaguet et al. Linde [15]	3.5	1.0	3.0	3	18	0.64
Park et al. [17]	4.4	290	560	1.9	300	0.735

3. 폐쇄형 극저온 감압 냉각 시스템

3.1. 개요

개방형 냉각 시스템은 액체질소의 재충전 및 극저온 유체의 수송이 필요하다는 단점이 존재한다. 그러므로 폐쇄형 냉각 시스템을 구현하여 이 단점을 해결 할 수 있다. 이에 적용이 가능한 다양한 극저온 냉동기가 존재하나, 본 연구에서는 서론에서 언급했듯이 쉽게 대형화가 가능한 J-T 냉동기가 HTS 전력케이블 냉각시스템에 적용되었다. 본 J-T 냉동기의 냉매는 순수 질소를 이용하여 개방형 감압 시스템과 유사한 형태를 나타내도록 하였으며, 과냉각 상태를 이용하기 위하여 저압부에 감압 장치를 추가한 것을 그 특징으로 하고 있다. 저압부에 사용되는 감압장치는 2가지 종류로 구분되며, 감압펌프와 동일한 형태인 진공펌프(Vacuum pump)를 설치하는 방식과 기화기(Evaporator) 후단에 극저온 압축기(Cold compressor)를 설치하는 방식으로 나뉜다. 냉각 시스템의 개략도는 다음 Fig. 2.와 같다.

주 시스템(main system) 및 예냉 시스템(pre-cooling system)은 동일한 2단 압축기(C1, C2 및 C3, C4) 형태를 지니고 있다. 1단 압축기를 사용하게 되면 압축비

(고압/저압)가 매우 높은 상황이 되어 비현실적인 상황이 모사되므로 구현 가능한 상황을 고려하기 위하여 예냉사이클과 주 사이클 모두 2단 압축기로 고려하였다. 1단 압축기(C1, C3)의 토출 압력은 예냉 사이클과 주 사이클 모두 500 kPa 이상, 800 kPa 이하로 제한하였으며, 2단 압축기(C2, C4)의 경우 토출압력 3000kPa 이상 4000 kPa 이하로 설정하였다. 팽창부를 통과한 순수 질소의 상태는 포화기액혼합물 (Saturated Liquid Vapor Mixture, SLVM)의 상태로 존재하며, 통과후 압력은 요구 온도조건인 67 K의 포화압력 24.7 kPa로 가정하였다. HTS 전력케이블의 요구 냉각용량은 Fig. 2에 나타난 바와 같이 74 K, 300 kPa의 액체질소가 70 K, 300 kPa으로 51.8 g/s의 질량유량으로 이송되는 상황, 즉 요구 냉각용량 약 383.5 W가 냉각되는 조건을 고려하였다. 순수한 질소를 순환시키는 냉각 사이클은 필연적으로 예냉(pre-cooling)을 요구하므로, 이 부분에 대한 고려 또한 포함되어야 한다. 예냉 사이클은 J-T 사이클 중 효율이 가장 높은 가연성 혼합냉매(메탄, 에탄, 프로판, 질소)를 고려하였다. 상기 사이클들은 Aspen Technology사의 ASPEN Process modeling HYSYS version 7.3으로 해석하였다[11].

3.2. 극저온 압축기를 사용한 폐쇄형 감압 냉각 시스템

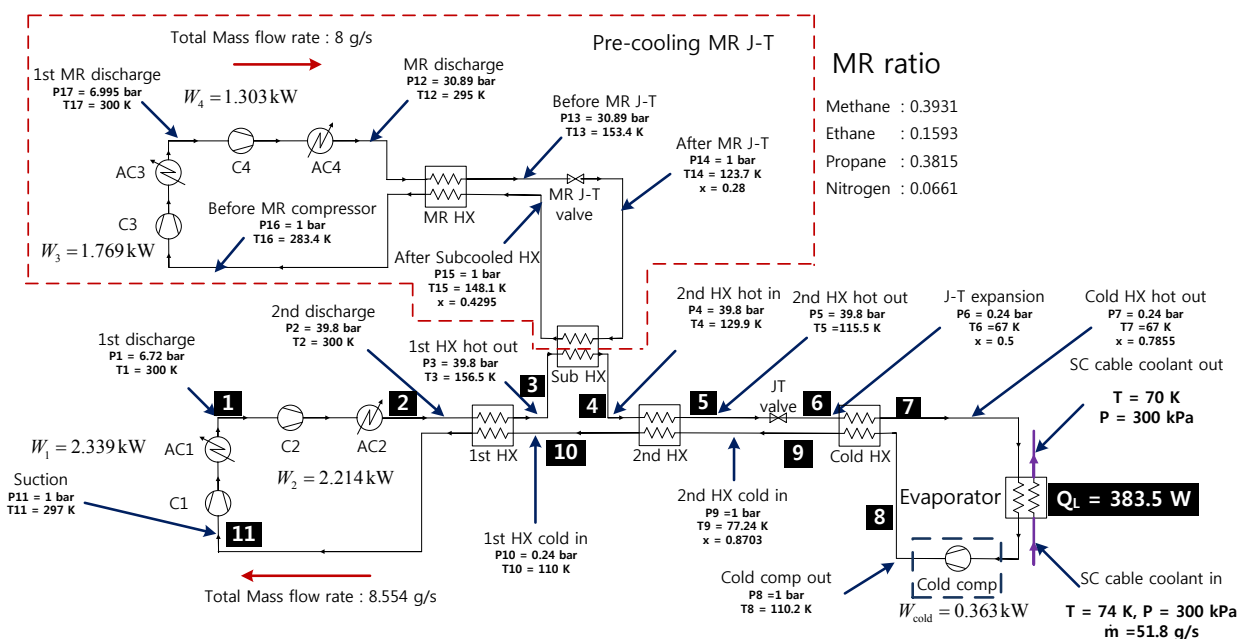


Fig. 3. Optimized result of N₂ decompression J-T refrigeration system with cold compressor.

TABLE 2
Required power and COP of various J-T refrigeration system.

Description	W1 [kW]	W2 [kW]	W3 [kW]	W4 [kW]	Wadj [kW]	COP [-]	Carnot efficiency [%]
	Power at C1	Power at C2	Power at C3	Power at C4	Power at sub-atm. device		
Cold Compressor	2.339	2.214	1.769	1.303	0.3635	0.0480	16.7
Decompression pump	1.587	2.556	1.327	0.887	1.782	0.0471	16.4
Neon-N2 MR J-T	1.782	1.811	1.841	1.845	-	0.0526	18.3

극저온 압축기는 과거에도 있었으나 1993년부터 그 적용성이 더욱 활발히 개발되어 왔으며, Bonneton 등이 1997년 CERN의 LHC에 적용된 헬륨 극저온 압축기가 그 대표적인 예이다[14]. 극저온 압축기는 4 K의 극저온 헬륨을 압축하는데 많이 사용되고 있으며, 압축비 및 유량은 다양한 범위를 나타내고 있다. 1999년에는 Bézauget 등이 3종류의 상용 극저온 압축기를 LHC에 적용한 바 있고[15], Hamaguchi 등이 2006년에 적용한 극저온 압축기는 압축비 5.2를 달성한 바 있다[16]. 2012년에는 한국의 국가핵융합연구소(NFRI)에서 제작한 KSTAR(Korea Superconducting Tokamak Advanced Research)의 헬륨 냉각 시스템에 헬륨의 순환시스템으로 극저온 압축기를 사용하였다[17]. 이 극저온 압축기는 액체 헬륨의 온도대역인 3 K 부터 7 K 까지 극한 상황에 그 실증시험이 확인되었으므로, 충분히 본 연구에서 적용하고자 하는 범위인 액체질소 온도대역에 적용 가능할 것이다. TABLE 1에 다양한 극저온 압축기의 상세한 성능을 나타내었다.

TABLE 1에 언급된 극저온 압축기들은 평균 압축비 약 3.2를 지니고 있고, 효율은 평균 0.66을 나타내고 있다.

이는 액체 헬륨 온도대역에 사용된 극저온 압축기이므로, 액체질소 온도대역에 적용할 경우에는, 작동 온도대역이 70 K 부근으로 비교적 높아 헬륨의 경우보다 효율 및 압축비가 더 높아질 것으로 기대된다. 그러므로 본 논문에서는 이와 유사한 성능을 지닌 극저온 압축기를 HYSYS에 적용하였으며, 계산된 결과는 Fig. 3에서 확인할 수 있다. 일반 압축기(C1, C2, C3, C4)의 등엔트로피 효율(Isentropic efficiency)은 0.8로 가정하였고 극저온 압축기의 등엔트로피 효율은 0.66으로 가정하였다. 주 시스템의 압축기(C1, C2)는 각각 2.339 kW, 2.214 kW의 일률(Work input)이 필요한 것으로 계산되었으며, 예냉 시스템의 압축기(C3, C4)는 각각 1.769 kW, 1.303 kW의 일률이 필요한 것으로 나타났다. 극저온 압축기는 0.3635 kW의 일이 사용될 것으로 계산되었다. 시스템에 요구되는 총 일률은 7.99 kW, 냉각용량은 0.3835 kW로 계산되는 COP는 수식 (1)에 의해 0.048로 계산되었다[18].

$$COP = \frac{Q_L}{W_{total}} = \frac{Q_L}{W_1 + W_2 + W_{adj} + W_3 + W_4} \quad (1)$$

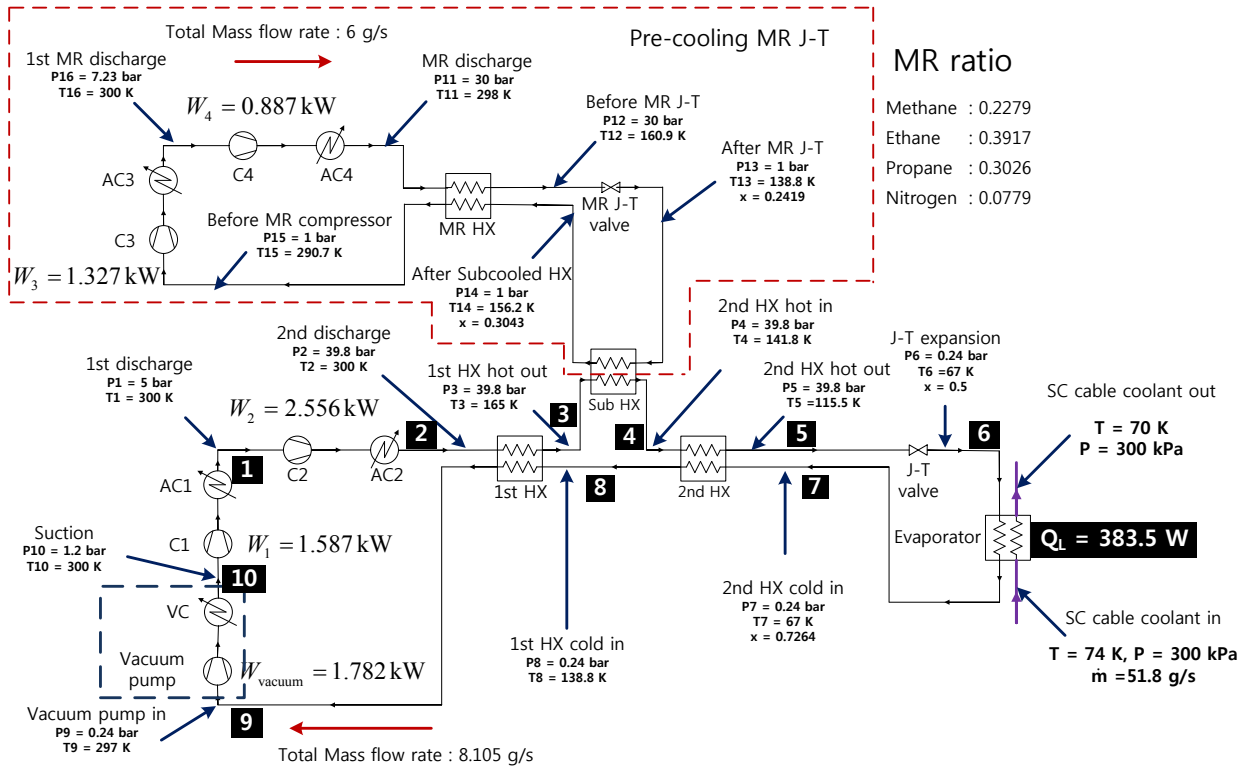


Fig. 4. Optimized result of N₂ decompression J-T refrigeration system with decompression pump.

TABLE 3
THERMODYNAMIC PROPERTIES OF INLET AND OUTLET OF
SUB-ATMOSPHERIC DEVICE.

Condition	Temperature [K]	Pressure [kPa]	Enthalpy [kJ/kg]	Enthalpy difference [kJ/kg]
Cold comp. suction	67	24.67	68.648	55.032
Cold comp. discharge	120.5	100	123.68	
Decomp. suction	297	24.67	308.23	216.97
Decomp. discharge	504.5	120	525.20	

여기서 W_{adj} 는 극저온 압축기에 요구되는 일률 혹은 감압 펌프에 요구되는 일률이며, 자세한 결과는 TABLE 2에 나타내었다.

3.3. 감압 펌프를 사용한 폐쇄형 극저온 감압 냉각 시스템

극저온 압축기는 제작과정에 있어 매우 까다롭고 성능을 확보하기 힘든 단점이 사실상 존재한다. 특히 극저온의 특성상 매우 높은 안정성을 확보하고 저온 단열 등 다양한 문제에 직면할 수 있으므로 상온 상황에서 감압 펌프를 이용한 사이클 구성도 하나의 대안으로 고려할 수 있다. 앞서 Fig. 2. (b)에 나타낸 바와 같이 상온에서의 감압펌프를 진공펌프를 이용할 수 있기 때문에 사이클 제작이 극저온 압축기에 비해 비교적 간편하다. Fig. 4.에 감압 펌프를 사용한 냉각 시스템의 계산 결과를 나타내었다. 극저온 압축기와 동일한 HYSYS로 계산하였고 감압 펌프의 효율은 일반적인 압축기의 등엔트로피 효율인 0.8로 가정되었다. 현실적 상황을 고려하고자 감압펌프의 토출압력을 80 kPa 이상, 120 kPa 이하의 제한조건을 추가로 설정하였다. 계산 결과, 주 시스템의 압축기는 각각 1.587 kW, 2.556 kW의 일률이 필요하며, 예냉 시스템의 압축기는 각각 1.327 kW, 0.887 kW로 비교적 적은 양의 일률이 계산되었다. 시스템에 사용되는 총 일률은 8.14 kW, 냉각 용량 0.3835 kW로 COP는 수식 (1)에 의해 0.0471로 계산되었다. 자세한 계산 결과는 TABLE 2에서 확인할 수 있다.

3.4. 시스템 고찰

본 연구에서 고려한 냉각 시스템들의 최적 COP는 각각 0.048, 0.0471을 나타내었다. 본 냉각 시스템들의 적합성을 판단하기 위해서 효율 최대화를 모색한

네온-질소 혼합냉매 J-T 냉동기와 비교하였으며, 자세한 수치는 TABLE 2에서 확인할 수 있다. COP의 극대화를 목표로 한 네온-질소 혼합냉매 J-T 냉동기는 COP가 0.0526으로 극저온 압축기를 사용한 시스템과는 0.0034의 차이를, 감압펌프를 이용한 시스템과는 0.0055의 COP 차이가 확인되었다. 이를 카르노효율 (Carnot efficiency)과 비교하여 계산한 결과 역시 TABLE 2에서 확인할 수 있다[18].

$$\eta = \frac{COP_{system}}{COP_{carnot}} = \frac{COP_{system}}{T_c / T_h - T_c} \quad (2)$$

TABLE 2에서 확인할 수 있듯이, 각각 주 압축기(C1, C2) 및 예비냉각용 압축기(C3, C4)에 요구되는 일은 크게 차이가 없다. 다만 W_{adj} 의 양이 크게 차이가 나며, 이러한 차이는 극저온과 상온에서 압축에 필요한 일률의 차이로 나타난다. 이 결과는 극저온 상황과 상온 상황의 기체의 특성과 밀접한 연관이 있다. 극저온 상황에서는 냉매로 사용되는 질소의 엔탈피 변화량이 상온 질소의 엔탈피 변화량보다 현저히 작다. 그러므로 등엔트로피 과정으로 압축기가 작동한다 하더라도 극저온에서 압축하는 상황이 상온에서 압축하는 상황보다 상대적으로 매우 적은 일을 필요로 한다. 그러므로 극저온 압축기의 등엔트로피 효율이 낮더라도 상온의 감압펌프보다 더 적은 일을 소모하면서도 유사한 가압상황을 구현할 수 있다. 각각 시스템이 경험하는 상태를 Fig. 5.에 온도-엔트로피 선도로 확인할 수 있고, 상세한 엔탈피 변화량을 TABLE 3에서 확인할 수 있다[19].

Fig. 5.에서 확인할 수 있는 바와 같이 극저온 압축기의 압축과정은 상온의 감압펌프에서 수행하는 압축과정에 비해 엔탈피 차이가 현저히 적어 그 효율성이 뛰어나다. 압축기 자체의 효율성을 비교하더라도 TABLE 2의 W_{adj} 항에서 확인할 수 있듯이 그 6배 정도로 차이가 뚜렷하게 나타난다.

하지만 극저온 압축기 시스템은 상온의 감압펌프 시스템에 비해 전체 시스템의 효율 측면에서 그다지 뛰어나지 못한 결과를 나타내었다. 그 이유는 예냉 사이클에 더 많은 부하가 걸려 감압펌프 시스템과 비교하여 더 많은 예비 냉각 용량 및 낮은 예냉 온도를 필요로 하기 때문이다. 특히 Fig. 3. 및 Fig. 4.의 4번 위치에서 확인할 수 있듯이 예냉 사이클의 냉각 온도가 극저온 압축기 시스템과 감압펌프 시스템 각각의 경우에 129.9 K, 141.8 K으로 상당한 차이를 보였다. 이는 결과적으로 극저온 압축기 시스템이 예냉 사이클 후단에서 더 많은 냉각용량을

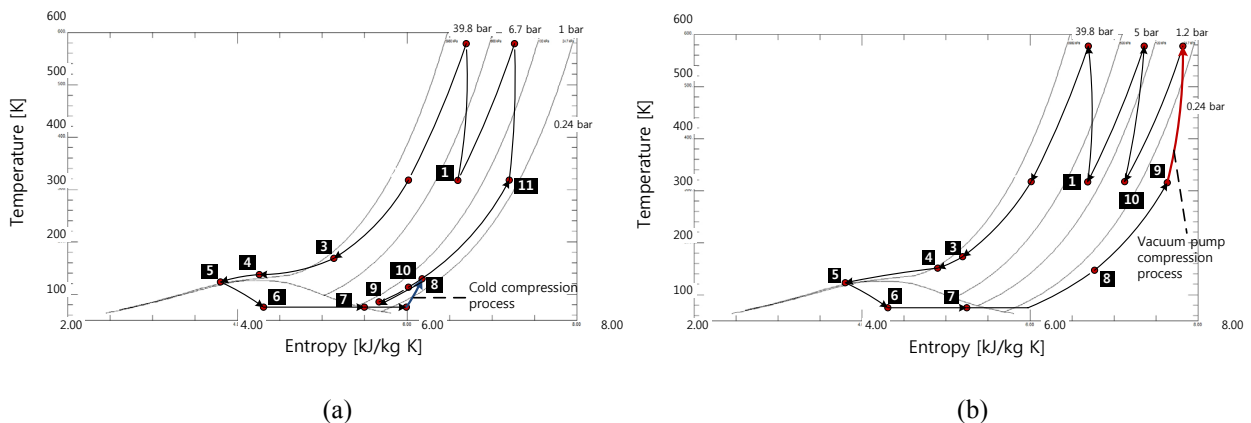


Fig. 5. T-s diagram of process (a) cold compressor cycle, (b) decompression pump cycle.

요구함에 따라, 예냉 사이클에서 사용하는 일의 양이 증가하게 되는 것이다. 이는 해석 결과에서 상온의 감압 펌프 시스템에 비해 극저온 압축기 시스템의 효율이 크게 높지 않게 나타난 원인이다.

4. 결 론

본 연구에서는 공정모사를 할 때 과냉각 액체 질소를 이용하는 개방형 냉각 시스템의 단점을 보완하고자 폐쇄형태의 과냉각 액체 질소 냉각 시스템을 설계하고, 최적의 설계 조건을 계산하였다. 폐쇄형 시스템을 구현하고자, J-T 냉동 사이클 형태를 고려하였으며, 순수 질소를 냉매로 사용하는 냉동 시스템을 설계하였다. 요구 온도 조건은 67 K 으로 이 온도조건을 만족하고자 감압 장치로 이용될 수 있는 극저온 압축기와 감압펌프를 시스템에 포함시켜 상용 프로그램인 ASPEN 사의 HYSYS를 이용해 최적화를 수행하였다. 기존에 연구된 고효율의 MR J-T 냉동기와 비교를 해 본 결과, 카르노 효율 약 2% 차이 내에서 상당히 높은 효율을 보였다.

본 연구에서 적용한 극저온 압축기는 헬륨용 극저온 압축기로, 압축기의 사용 온도대역이 10 K 부근이다. 앞서 언급하였듯이 이 온도대역이 70 K 부근으로 올라가게 되면, 효율이 높아지고 압축비 또한 증가할 수 있는 여지가 충분히 존재한다. 또한 극저온 압축기는 저온에서 냉매를 압축하기 때문에 냉각 성능적 측면에서 매우 유리하고, 감압 펌프에 비해 진공 배관의 길이가 짧아 주변으로부터 이물질의 유입이 적다. 추가적으로 압축기로 돌아오는 유로의 압력강하가 감소하는 장점이 있다. 하지만 반면에 감압 펌프는 극저온 압축기에 비해 상용화가 많이 되어 있고, 일반적인 진공펌프를 대신 사용할 수 있다는 점에서 유지 및 보수가 간편하고 비용이 저렴하다.

본 연구에서는 극저온 압축기의 개략적인 성능에 대해 언급하였고, 이 조사된 성능을 기반으로 사이클을 설계하였다. 극저온 압축기는 J-T 냉동 사이클에 충분히 적용 가능하며, 그 효율 또한 혼합 냉매를 사용하는 냉동 시스템과 비교하여 크게 감소하지 않는 것을 확인하였다. 하지만 기타 극저온 냉동기인 스텔링 냉동기나 브레이튼 냉동기의 효율에는 못미치는 J-T 냉동 사이클의 본질적인 문제가 아직 존재한다. 이는 순수 냉매를 이용하여 목표 온도에 도달하고자 한 측면에 있어서의 부족한 점이며, 높은 효율을 나타내는 가연성 혼합냉매를 이용하여 설계를 한다면 고효율의 사이클을 구현할 수 있을 것이라 생각된다. 반면에 본 연구에 제안된 설계는 순수 질소를 냉매로 이용하였기 때문에 냉매의 특성을 이용한 냉동기의 성능을 결정하기 용이한 장점을 가지고 있다. 다만, 저온부 및 배관의 일부가 진공상태라 시스템의 유지 및 보수 측면에 어려움이 존재한다. 그러나 본 설계는 개방형 액체 질소 과냉각 시스템을 대체할 폐쇄형 J-T 극저온용 냉각기의 설계로서 그 적용 가능성이 있다.

ACKNOWLEDGMENT

This work was supported by the Power Generation & Electricity Delivery of the Korea Institute of Energy Technology Evaluation and Planning (KETEP) grant funded by the Korea government Ministry of Knowledge Economy (No. 2011101050002B).

REFERENCES

- [1] 양형석, 김동락, 손승호, 임지현, 최하옥, 이병섭, 최연석, 류희석, and 황시돌, "한전 초전도전력케이블 냉각시스템 성능시험," *대한기계학회 2007년도 춘계학술대회 강연 및 논문 초록집*, pp. 1547-1551, 2007.
- [2] Y.-H. Kim, S.-K. Lee, H.-M. Jang, Y.-W. Kim, K.-T. Lee, C.-Y. Choi, C.-H. Ryu, H.-J. Kim, S.-D. Hwang, H.-S. Yang, S.-H. Sohn, and J.-H. Lim, "The application of the cryogenic system on the HTS power cable circuit in actual grid," *Cryogenics*, vol. 52, pp. 661-666, 2012.
- [3] J. O. Willis, "Superconducting transmission cables," *Power Engineering Review, IEEE*, vol. 20, pp. 10-14, 2000.
- [4] H. Yumura, Y. Ashibe, H. Itoh, M. Ohya, M. Watanabe, T. Masuda, and C. S. Weber, "Phase II of the Albany HTS Cable Project," *Applied Superconductivity, IEEE Transactions on*, vol. 19, pp. 1698-1701, 2009.
- [5] T. M. Flynn, *Cryogenic engineering* vol. 2: Marcel Dekker New York, 2005.
- [6] S. H. Sohn, J. H. Lim, S. W. Yim, O. B. Hyun, H. R. Kim, K. Yatsuka, S. Isojima, T. Masuda, M. Watanabe, H. S. Ryoo, H. S. Yang, D. L. Kim, and S. D. Hwang, "The Results of Installation and Preliminary Test of 22.9 kV, 50 MVA, 100 m Class HTS Power Cable System at KEPCO," *Applied Superconductivity, IEEE Transactions on*, vol. 17, pp. 2043-2046, 2007.
- [7] R. Ray, "Cryocoolers: the state of the art and recent developments," *Journal of Physics: Condensed Matter*, vol. 21, pp. 164-219, 2009.
- [8] H. S. Yang, D. L. Kim, S. H. Sohn, J. H. Lim, Y. S. Choi, and S. D. Hwang, "Hybrid Cooling System Installation for the KEPCO HTS Power Cable," *Applied Superconductivity, IEEE Transactions on*, vol. 20, pp. 1292-1295, 2010.
- [9] H.-M. Chang, C. W. Park, H. S. Yang, S. H. Sohn, J. H. Lim, S. R. Oh, and S. D. Hwang, "Thermodynamic design of 10 kW Brayton cryocooler for HTS cable," *AIP Conference Proceedings*, vol. 1434, pp. 1664-1671, 2012.
- [10] J. Lee, G. Hwang, S. Jeong, B. J. Park, and Y. H. Han, "Design of high efficiency mixed refrigerant Joule-Thomson refrigerator for cooling HTS cable," *Cryogenics*, vol. 51, pp. 408-414, 2011.
- [11] HYSYS, *Users Guide. Tech. rep.*: Aspen Technology Inc., 2007.
- [12] Y. F. Fan, L. H. Gong, X. D. Xu, L. F. Li, L. Zhang, and L. Y. Xiao, "Cryogenic system with the sub-cooled liquid nitrogen for cooling HTS power cable," *Cryogenics*, vol. 45, pp. 272-276, 2005.
- [13] J. A. Demko, R. C. Duckworth, P. W. Fisher, M. J. Gouge, C. M. Rey, M. A. Young, D. Lindsay, M. Roden, J. Tolbert, D. Willen, C. Traeholt, and C. Thidemann, "Testing of a Liquid Nitrogen Cooled 5-meter, 3000 A Tri-Axial High Temperature Superconducting Cable System," *AIP Conference Proceedings*, vol. 823, pp. 790-797, 2006.
- [14] M. Bonneton, Tavian, L. Gistau-Baguer, Guy M, Turcat, F, Viennot, P, "A High Reliability Gas-driven Helium Cryogenic Centrifugal Compressor," *Adv. Cryog. Eng., A*, vol. 43, pp. 643-649, 1998.
- [15] P. L. A. Bézaguet, L. Tavian, "Performance assessment of industrial prototype cryogenic helium compressors for the Large Hadron Collider," *Proceedings of ICEC 17*, pp. 145-148, 1999.
- [16] S. Hamaguchi, S. Imagawa, N. Yanagi, K. Takahata, R. Maekawa, and T. Mito, "Performance of cold compressors in a cooling system of an R&D superconducting coil cooled with subcooled helium," *Fusion Engineering and Design*, vol. 81, pp. 2617-2621, 2006.
- [17] D.-S. Park, J.-J. Joo, K.-M. Moon, Y.-B. Chang, S.-H. Kim, Y.-M. Park, S.-W. Kwag, N.-H. Song, H.-J. Lee, H.-L. Yang, H.-K. Na, M. Kwon, N.-W. Kim, H.-S. Chang, and S.-H. Yang, "Key features of the KSTAR helium refrigeration system," *Cryogenics*, vol. 52, pp. 667-673, 2012.
- [18] Y. A. Cengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: an engineering approach*: McGraw-Hill Higher Education, 2006.
- [19] E. W. Lemmon, M. L. Huber, and M.O.McLinden, "NIST Standard Reference Database 23: Reference fluid thermodynamic and transport properties-REFPROP," 9.0 ed. Gaithersburg, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, 2010.