

Roebuck 냉동기를 응용한 회전형 헬륨 재응축 장치

Rotating helium-recondensing system using Roebuck refrigerator

정 상 권*, 이 창 규**
S. Jeong, C. G. Lee

Key words: Roebuck refrigerator(Roebuck 냉동기), Bleeding(분기), Recondensing(재응축), Liquid helium(액체 헬륨), Isothermal compression(등온 압축)

ABSTRACT

This paper describes a design of the helium-recondensing system utilizing cascade Roebuck refrigerators. Superconducting generator or motor has the superconducting field winding in its rotor that should be continuously cooled by cryogen. Since liquid helium transfer from the stationary system to the rotor is problematic, cumbersome, and inefficient, the novel concept of a rotating helium-recondensing system is contrived. The vaporized cold helium inside the rotor is isothermally compressed by centrifugal force and expanded sequentially in cascade refrigerators until the helium is recondensed at 4.2 K. There is no helium coupling between the rotor and the stationary liquid helium storage. Thermodynamic analysis of the cascade refrigeration system is performed to determine the key design parameters. The loss mechanisms are also explained to identify entropy generation that degrades the performance of the system.

기 호 설 명

그리스 문자

- h : 엔탈피 [J/kg]
- \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
- P : 압력 [atm]
- q : 단위질량당 열전달 [J/kg]
- Q : 열전달율 [J/s]
- R : 회전자의 반경 [m]
- s : 엔트로피 [J/kg · K]
- T : 온도 [K]
- x : 건도

- ω : 회전 각속도 [rpm]

하첨자

- 1 : Roebuck 냉동기 압축전 입력 상태
- 2 : Roebuck 냉동기 등온 압축후 상태
- 3 : Roebuck 냉동기 단열 팽창후 상태
- b : 분기 흐름 (bleeding flow)
- i : 각 냉동단의 입력 상태
- HXi : 열교환기 입구 상태
- HXo : 열교환기 출구 상태
- LP : 저압 기체의 상태

* 정희원, 한국과학기술원 기계공학과

** 한국과학기술원 대학원

1. 서론

기계적인 에너지를 전기 에너지로 변환하는 기기인 발전기와, 산업 전기 기기 중에서 가장 전력을 많이 소비하는 전동기는 지금까지 많은 기술 발전을 통하여 그 효율이 상당히 향상되었다. 특히 대형 발전기의 경우는 에너지 변환 효율이 약 98% 이상이 되기도 하지만, 이렇게 높은 효율에도 불구하고, 내부에서 발생하는 열 때문에 회전자의 냉각 문제는 심각하다. 따라서 열전도도가 공기보다 큰 특징으로 수소 또는 헬륨 가스가 대형 발전기의 냉각에 응용되기도 하는데, 한편으로는 발전기의 회전자를 전기저항이 없는 초전도체로 대체하는, 즉 초전도 발전기에 대한 연구가 꾸준히 진행되어 왔으며^(1, 2), 고온 초전도 선재가 개발되면서 실용적인 초전도 전동기 개발에 대한 관심도 매우 커지고 있다^(3, 4). 이러한 초전도 회전자를 사용하고 있는 기기들은 항상 저온 유체에 의하여 초전도체의 임계 온도 이하로 냉각이 되어야만 한다. 즉, 현재까지 연구, 개발된 초전도 발전기의 냉각 시스템은 외부로부터 액체 헬륨을 공급받아 자석을 냉각시킨 후, 내부에서 생성된 기체 헬륨을 외부로 방출하는 순환 방식을 택하여 왔다. 따라서 회전하지 않는 외부와 회전하는 발전기 내부를 저온 유체가 통과할 수 있도록 연결하는 장치가 필요하게 되었고, 이것은 발전기 시스템 전체의 구조를 복잡하고 비효율적으로 만들었다. 본 논문은 초전도 발전기와 같은 회전형 저온 장치에 사용되는 냉각 시스템의 구조를 간단하게 하고 유지비가 적게 들도록 하기 위하여, 회전형 헬륨 재응축 장치를 구상한 것이다. 회전자에서 증발된 액체 헬륨이 어떻게 재응축되는지, 그 작동 원리와 열역학적 해석을 한 결과를 본 논문에서 설명하겠으며, 시제품에 대한 설계와 구성 방법도 고찰할 것이다.

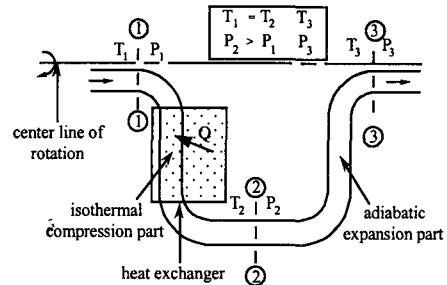


Fig. 1 Schematic diagram of basic Roebuck refrigerator.

하는 시스템 내에서 기체를 회전 중심의 반경 방향 바깥쪽으로 향하도록 하면 원심력에 의하여 기체가 압축되고, 회전 중심의 반경 방향 안쪽으로 향하는 통로를 통과시키면 원심력에 의하여 기체가 팽창하는 원리를 이용한다. 기체의 압축 과정에서 발생하는 열은 냉각용 유체 쪽으로 발산되고, 팽창 과정에서는 외부로부터의 열 유입을 차단하여, 전체적으로 시스템이 등온 압축, 등엔트로피 단열 팽창 과정이 되어 기체의 온도를 떨어뜨릴 수 있게 하는 것이다. 이 때에 사용할 수 있는 기본적인 열역학 관계식은 회전하는 시스템의 위치 에너지를 고려하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$q = h_2 - h_1 - \frac{1}{2} R^2 \omega^2 \quad (1)$$

$$\frac{q}{T} = s_2 - s_1, T = T_1 = T_2 \quad (2)$$

$$0 = h_3 - h_2 + \frac{1}{2} R^2 \omega^2 \quad (3)$$

$$0 = s_3 - s_2 \quad (4)$$

이러한 Roebuck 냉각 장치의 냉각 효과는 유체의 밀도가 높을수록 커지기 때문에, 상온에서는 별 효과가 없을지라도 저온에서는 유체의 밀도가 크게 증가하므로 회전형 극저온 시스템의 냉각에는 적절한 것이다.

2. 재응축 장치의 열역학 해석

2.1 기본 사이클

본 논문에서 제안하는 회전형 극저온 헬륨 재응축 장치의 원리는, 일찍이 미국의 Roebuck이 제안한 Roebuck 냉각 장치⁽⁵⁾의 기본 원리를 이용하는 것이다. 즉, Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 회전

2.2 다단 사이클

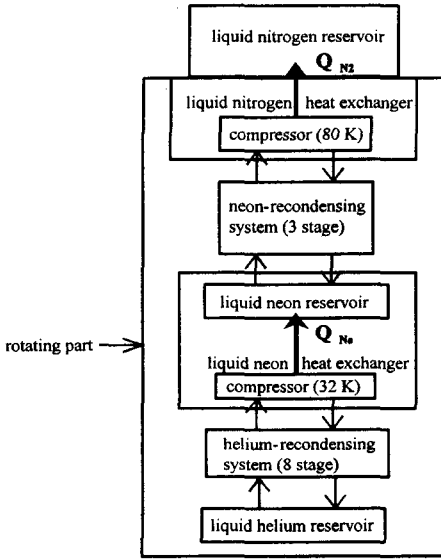


Fig. 2 Block diagram of the rotating helium-recondensing system.

Fig. 2는 Roebuck 냉각 장치의 기본 원리를 이용한 다단계 회전형 헬륨 재응축 장치의 기능을 개략적으로 나타낸 블록도이다. 본 냉각기는 액체 헬륨 온도, 4.2 K 과 액체 질소 온도, 77 K 사이에서 작동하는 회전형 저온 냉각 시스템으로서, 제 1 차 냉매는 헬륨(He), 제 2 차 냉매는 네온(Ne)을 사용하였다. 먼저 고온 상태(약 32 K)의 기체 헬륨은 기계적 압축기에서 서서히 등온 압축되고, 이 때 발생하는 열은 액체 네온 열교환기를 통하여 액체 네온 저장조로 발산된다. 이렇게 1 차적으로 압축된 기체 헬륨은 8 단계의 헬륨 재응축 장치로 유입되어, 단계적인 냉각 과정을 거친 후 액체 헬륨으로 응축된다. 응축된 액체 헬륨은 초전도 발전기의 경우 회전 계자 권선을 냉각시키면서 기체 헬륨으로 기화되고, 고온부로 흐르면서 압축 과정의 고압 헬륨 가스를 단계적으로 냉각한 후, 다시 처음 상태로 복귀하여 열역학적 사이클을 이루게 된다. 고온 상태(약 80 K)의 기체 네온은 1 차적으로 기계적 압축기에 의하여 압축되고, 이 때 발생하는 열(Q_{N2})은 회전자 외곽에 구리 원판형 편이 부착된 액체 질소 열교환기를 통하여 정지된 액체 질소 저장조로 발산된다. 즉, 회전하는 시스템과 정지된 부분 사이에서 직접 저온 유체의 물질 전달이 일어나는 것이 아니고, 단지 열전달만 존재하게 된다.

이렇게 압축된 기체 네온은 3 단 네온 재응축 장치로 유입되어, 액체 네온으로 응축된다. 응축된 액체 네온은, 앞에서 설명한 기체 헬륨의 기계적 압축 과정 동안 발생하는 열(Q_{Ne})을 액체 네온 저장조에서 흡수하고, 기체 네온으로 기화한 후 다시 처음 상태로 복귀하게 된다.

이와 같이 등온 압축, 단열 팽창을 여러번 거쳐서 재응축 단계가 이루어지게 되는데, 등온 압축 과정에서 발생하는 열은 재응축 후 기화된 차가운 저압의 기체와 열교환을 하여 흡수하도록 되어 있다. Fig. 3은 등온 압축되는 고압의 기체와 상대적으로 차가운 저압의 기체의 열교환 과정을 나타내고 있다. 고압, 저압의 기체가 재응축 시스템 내에서 순환하므로 등온 압축되는 고압 기체의 질량 유량과, 분기 흐름을 제외한 저압 기체의 질량 유량은 같게 된다. 따라서 열교환 과정에 대한 열역학 관계식을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_i T(s_1 - s_2) = \dot{m}_i (h_{HXo} - h_{HXi}) + \dot{m}_b (h_{HXo} - h_1) \tag{5}$$

식(5)에서 s₁, s₂, T, h₁은 열교환 과정을 고려하지 않은 기본 사이클 해석으로부터 이미 구한 값들이다. 그리고 재응축 단계에서의 건도를 결정하면, 재응축 온도와 압력을 이미 알고 있으므로 최종 재응축 단계에서의 질량 유량 \dot{m}_i 는 다음 관계식을 사용하여 구할 수 있다.

$$Q = \dot{m}_i h_{fg}(1 - x) \tag{6}$$

열교환 과정을 고려한 경우에도 재응축 단계로부터 역방향으로 거슬러 올라가면서 해석을 하게 되는데, 재응축 단계에서는 단지 액체의 증발열만을 이용하여 저온에서 발생하는 열을 흡수하므로 h_{HXi}도 알 수 있다. 따라서, 분기 질량 유량 \dot{m}_b 를 결정하면 열교환 과정 후 저압 기체의 엔탈피 h_{HXo}를 구할 수 있게 된다.

각 과정에서의 분기 질량 유량을 결정하는 열교환 과정 해석에서는 한가지 조건을 만족시켜야 하는데, 열교환 과정을 마친 후 저압 기체의 온

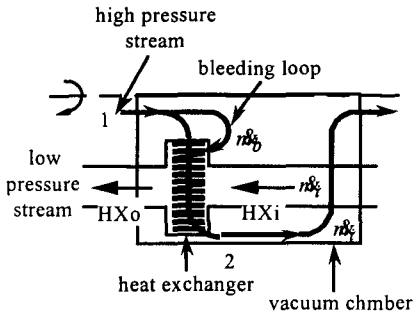


Fig. 3 Schematic diagram of each stage with bleeding process (side view).

도는 등은 압축 과정의 온도보다 같거나 낮아야 한다는 것이다. 만약, 이 조건을 만족하지 못한다면 저압 기체의 온도가 고압 기체의 온도보다 높게 되어 열교환이 일어나지 못하게 된다. 일정한 압력에 대하여 기체의 엔탈피는 온도에 거의 비례하므로, 각 열교환 단계에 대하여 임의의 \dot{m}_b 에 대해 존재하는 h_{HXo} 의 값은 저압에서 등은 압축 과정의 온도인 기체의 엔탈피 h_{LP} 보다 작아야 한다. 재응축 시스템의 각 단계에 대해서 저압 기체의 열 흡수 능력이 부족할 경우에는, 이러한 조건을 만족하도록 고압 기체를 많이 분기시켜야 한다. 분기 과정은 고압에서 저압으로 단순 팽창되는 등엔탈피 과정으로 가정하였고, 전체 시스템의 순환 질량 유량을 적게 하기 위하여 분기 질량 유량을 최소화하는 방법을 고안하였다. 식(5)를 h_{HXo} 에 대해서 표현하면 다음과 같다.

$$h_{HXo} = \frac{T(s_1 - s_2) + h_{HXi} + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_i} h_1}{1 + \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_i}} \quad (7)$$

식(7)에서 $T(s_1 - s_2) + h_{HXi}$ 를 A, h_1 을 B, $\frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_i}$ 를 r이라 하면 A, B는 상수이고 h_{HXo} 는 r에 관해 다음과 같이 나타난다.

$$h_{HXo} = B + \frac{A - B}{1 + r} \quad (8)$$

수학적으로 식(8)을 보면 A-B가 클수록, r을 크게 했을 때 생기는 h_{HXo} 값의 감소 폭이 커짐을 알 수 있다. 따라서 A-B가 큰 단계일수록 분기 흐름의 효과를 많이 보게 되므로 각 단계(헬륨의 경우 8단, 네온의 경우 3단)에서의 A-B 값을 비교하여 분기가 가장 효과적인 단계에서 많은 양을 분기시키도록하여 시스템의 질량 유량을 최적화할 수 있었다. 이러한 A-B 값의 변화는 각 물질의 온도, 압력에 따른 성질의 변화에 관계되는 것이다.

32 K 이상의 온도 범위에서 헬륨 대신 네온을 사용하는 이유는 다음과 같다. Roebuck 냉동기에서 등은 압축 과정을 성취하려면 저압의 기체와 열교환을 하는 과정이 필요하다. 이 때에 저압 기체의 냉각 용량이 부족한 경우에는 압축되는 기체의 유량을 감소시키기 위하여 그 유량의 일부를 분기(bleeding) 시키는 과정이 필요하다. 이러한 기술은 기존의 헬륨 액화기에서도 볼 수 있는 것이며⁽⁸⁾, 그렇게 함으로써 압축시에 발생하는 열의 양을 감소시키고, 분기 팽창(bleeding expansion) 하는 과정에서 생기는 냉각 효과를 이용할 수가 있는데, 이러한 분기 팽창의 경우에는 단순한 Joule-Thomson 팽창이 된다. 그런데 사실상 헬륨의 경우는 그 물질 특성상 상당히 저온에서, 즉, 역전이 온도(inversion temperature) 이하에서만 Joule-Thomson 팽창을 시켜 온도를 낮출 수가 있다⁽⁹⁾. 따라서, 역전이 온도 이상에서는 헬륨을 사용할 수 없으므로, 32 K 이상의 온도 영역에서는 헬륨보다 밀도가 높은 네온을 이용하도록 설계되었다.

이러한 Roebuck 냉각기를 이용한 다단계 회전형 헬륨 재응축 장치는 회전자와 정지된 시스템 간의 복잡한 기계적 연결이 필요없고, 외부의 물질 유입에 따른 에너지 유입이 없이, 단지 저온 압축기에 사용되는 약간의 전기 에너지와 회전자의 원심력을 주로 이용하여 헬륨의 재응축이 가능하게 된다는 중요한 장점이 있다.

2.3 계산 결과 및 고찰

Table 1은 Fig. 2와 같은 구성을 갖는, 액체 헬륨 온도, 4.2 K에서 냉각 부하 1 W를 감당할 수 있는 시스템에 대하여 열역학적으로 최적화된 계산 결과이다. 즉, 각 단계에서의 압력과 온도 그리고 유체 유량을, 헬륨 및 네온의 진산화된 열역학적 상태량으로부터^(6, 7) 구하였는데, \dot{m}_i 는 압축이 일어나기 전의 유입 질량 유량이고, \dot{m}_b 는 분기(bleeding)가 일어난 경우의 분기 흐름 질량 유량이다. 본 계산에서는 회전 반경을 0.5 m, 각 속도를 3600 rpm으로 하였고, 저온부에서 고온부 쪽으로 흐르는 기체 통로의 압력은 일정하게 유지되는 것으로 가정하였다. 또한, 헬륨 단계의 경우, 재응축되는 헬륨의 온도를 4.2 K으로 고정하여 1 atm에서 NbTi 초전도체로 제작된 회전자가 안정되게 작동하는 조건을 만족시키도록 하였다. 압력을 1 atm 이상으로 유지하면 전체 시스템의 크기는 감소될 수 있지만, 재응축 온도가 동시에 올라가므로 초전도체의 특성이 나빠져서 바람직하지 않다. 헬륨 단계 재응축 지점의 건도에 따라 헬륨 단계의 가장 고온부의 온도와 압력이 결정되고, 이것이 곧바로 네온 단계 냉동기의 액체 네온조의 온도에 영향을 미치므로, 네온 단계의 압력은 헬륨 단계의 최적화 작업이 끝난 다음에 결정하게 되었다. 최적화 작업을 수행함에 있어서 가장 중요한 요소는 헬륨 및 네온 단계의 가

장 고온부에서의 질량 유량과 액체 질소로 방출되는 열량 및 분기 흐름 횟수였다. 여러 가지 열역학적 조건을 비교해 보기 위하여, 또한, 재응축 시스템의 압력이 지나치게 높아지거나 엄청난 양의 질량 유량을 요구하게 되는 경우를 배제하기 위하여, 냉동기의 각 단계에 대하여 최종 재응축 단계에서의 건도(quality)를 변화시켜가며 온도와 압력을 구하여 보았다. 결과는 건도가 낮아질수록 전체 시스템의 압력이 높아지는 경향이 있고, 건도가 높아질수록 더 큰 질량 유량을 요구하게 되므로, 적당한 최적값의 건도 값이 존재한다는 것을 알 수 있다.

전체적인 시스템의 열역학적 효율이 높아지기 위해서는 우선 헬륨 단계에서의 효율이 높아야 하기 때문에 헬륨 단계에 대한 최적화된 시스템을 먼저 구성하는 계산을 수행하였다. 건도를 0.1에서 1까지 0.1 단위로 변화시키면서 각 경우에 대하여 해석을 한 결과, 재응축 단계에서의 건도가 0.2인 경우에 가장 효율이 높은 결과를 얻을 수 있었다. 1 W의 냉각 부하가 4.2 K에서 요구될 때, 최적화된 헬륨 단계는 Table 1에 나타난 바와 같이 8번의 등온 압축, 단열 팽창 과정으로 이루어지며, 가장 고온부의 온도는 32 K, 그리고 순환 질량 유량은 0.72 g/s가 되었다.

그 다음 단계는 여기에 대하여 최적화된 네온 단계를 구하는 것이다. 네온의 경우 임계 압력(critical pressure)은 26.2 atm으로 헬륨의 2.26 atm에 비하면 상당히 크기 때문에 역방향 기체 통로의 압력 (또한, 액체 네온조의 압력)을 1 atm으로 하는 경우에는, 건도가 0.9인 경우를 제외하면, 마지막 단계에서 팽창하여 재응축되기 이전에 이미 포화(saturation) 영역 내에 들어와 있게 된다. 따라서, 포화 영역 내의 유체를 다시 압축시키는 것이 용이하지 않고, 액체 네온조의 압력을 꼭 1 atm으로 유지할 필요는 없으므로, 네온의 액화 온도를 28 K, 29 K, 30 K, 31 K으로 변화시켜가며 그에 해당하는 포화 압력 1.3 atm, 1.7 atm, 2.2 atm, 2.8 atm에 대한 해석을 진행하였다.

이러한 방법으로 최적화 구성을 하면, 네온 단계의 경우 역방향 기체 통로의 압력은 2.8 atm이 되고 그 때의 재응축 건도는 0.8이 된다. 네온 단계는 총 3 단계로 구성되며, 가장 고온부의 온도는 79.7 K, 질량 유량은 68.5 g/s가 된다.

Table 1 Thermodynamic calculation result

Stage	P_1 (atm)	$T_1 = T_2$ (K)	\dot{m}_i (g/s)	\dot{m}_b (g/s)	P_2 (atm)	P_3 (atm)	T_3 (K)
Hel*	4.0	7.1	0.06	0.66	27.0	1.0	4.2
He2	5.7	11.3	0.72	0.00	13.0	4.0	7.1
He3	6.4	15.0	0.72	0.00	11.6	5.7	11.3
He4	6.8	18.5	0.72	0.00	10.8	6.4	15.0
He5	7.0	21.9	0.72	0.00	10.4	6.8	18.5
He6	7.2	25.3	0.72	0.00	10.1	7.0	21.9
He7	7.4	28.7	0.72	0.00	9.9	7.2	25.3
He8	7.6	32.0	0.72	0.00	9.7	7.4	28.7
Ne1*	4.8	43.3	6.15	27.8	15.2	2.8	31.0
Ne2	5.6	61.9	33.9	34.6	11.5	4.8	43.3
Ne3	6.0	79.7	68.5	0.00	10.4	5.6	61.9

* The quality of the recondensed mixture at the He1 and Ne1 stage is 0.2 and 0.8 respectively.

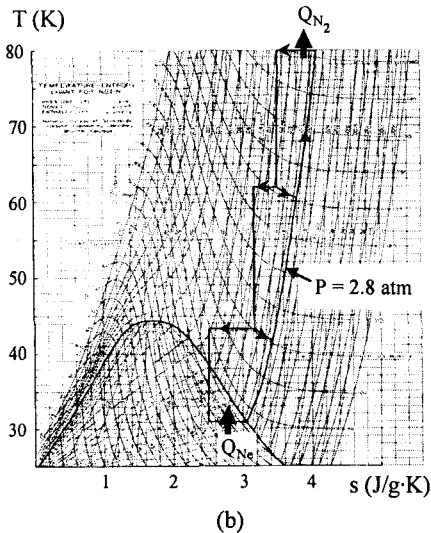
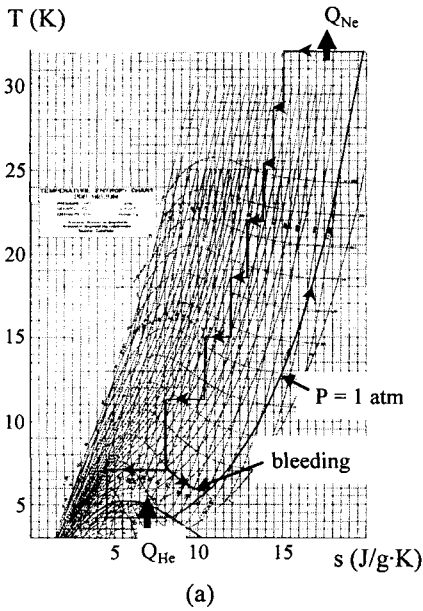


Fig. 4 T-s diagram of (a) helium (b) neon cascade refrigeration cycle with bleeding processes.

Fig. 4는 헬륨과 네온의 온도-엔트로피 선도에 재응축 시스템의 냉각 사이클을 개념적으로 도시한 것이다. 최적화된 헬륨 사이클은 가장 저온의 첫째 단계에서 한 번의 분기(bleeding) 흐름을 수반하고, 네온 사이클은 두 번의 비교적 많은 분기(bleeding) 흐름 유량을 갖게 된다. 전체적으

로 이 냉각장치는 4.2 K에서 1 W를 흡수하여 액체 네온으로 98 W를 방출시키고, 이것은 다시 액체 질소 열교환기로 1787 W의 열량을 방출하게 된다. 즉, 이상적인 Carnot 사이클에 대한 성능계수(COP, Coefficient of Performance)의 비, FOM(Figure Of Merit)은 약 0.01로 계산된다.

3. 시제품 제작에 대한 고찰

앞 절에서 열역학 설계를 마친 헬륨 재응축 시스템의 개략도는 Fig. 5와 같으며 저온부로부터 8 단의 헬륨 냉각부와 3 단의 네온 냉각부가 필요함을 알 수 있다. Fig. 6은 Fig. 5에 대한 상세도로써, 헬륨 8단, 네온 3 단의 기하학적인 구성과 그에 수반되는 분기 흐름 및 열교환 과정에 대한 개념 설계를 나타내고 있다. 앞에서 언급된 Fig. 3은 각 단계에서 볼 수 있는 고압부와 저압부의 유체 흐름 통로이며, 외부와의 저온 단열을 위하여 이것들은 모두 진공조 내에서 단열이 되도록 설계되었다. 저압부의 기체 통로는 비체적이 큰 점을 고려하여 가능한 단면적이 커야하며, 고압부의 등온 압축부에서는 열교환 면적이 충분히 커서 효과적인 열교환이 이루어질 수 있어야 한다. 본 논문에서 계산을 할 때 고려한 장치는 반지름 0.5 m의 회전사이므로, Fig. 6과 같이 방사상 형태로 각 단계의 냉각기를 구성하는 것이 바람직하다.

실제 시제품을 제작하는 데에는, 앞 절의 열역학 해석에서 고려하지 않은, 다음과 같은 요소들이 시스템의 비가역성의 요인이 되어, 부가적인 냉각 손실이 발생할 것이다. 첫째, 유체가 흐르면서 발생하는 압력 손실이다. 본 논문에서 설계된

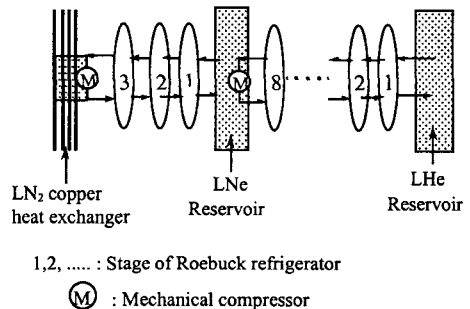


Fig. 5 Schematic diagram of helium-neon cascade system.

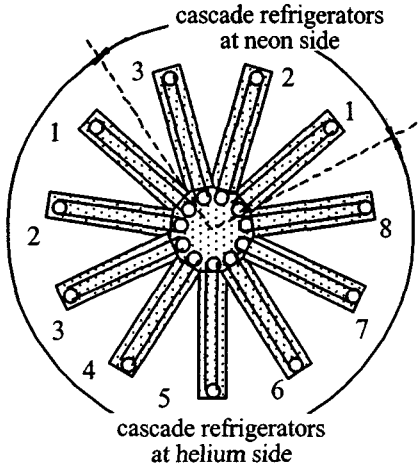


Fig. 6 Peripheral arrangement of the system (front view).

냉각 시스템의 순환하는 질량 유량은 사실상 그리 크지 않으므로 무시될 수 있을 정도이기는 하지만, 결국 시제품으로 만들었을 때 나타나는 결과는, 시스템 각 부분에서 계산된 열역학 상태와의 차이이고, 따라서 여기서 계산된 최적화 조건들도 약간 변경될 것이다. 둘째, 분기 흐름으로 팽창된 유체가 저압부와 혼합될 때 서로 온도가 다른 상태에서 섞이면, 비가역성에 의한 혼합 엔트로피가 생성되기 때문에 열역학적으로 설계한 만큼의 열교환을 위해서는 열교환기의 크기가 더 커져야 할 것이다. 셋째, 주 냉각 효과가 가역 단열 팽창 즉, 등엔트로피 팽창 과정이라고 가정하였으나 실제로는 전도 및 복사 열 전달 때문에 진공 단열 용기 내에서도 완벽한 단열이 이루어지지 않을 수 있으므로, 열역학 해석에서 계산된 것보다는 약간 높은 온도로 팽창될 것이다.

넷째, 본 논문에서 묘사하는 회전형 헬륨 재충족 장치의 주 압축원은 회전 원심력이지만, 부가적으로 두 개의 기계적인 저온 압축기가 Fig. 2 및 Fig. 5에 묘사된 것과 같이 80 K과 32 K에서 필요하다. 저온 압축기에 대한 연구는 Super-GM과 관련된 연구에서도 활발히 진행되고 있다⁽¹⁰⁾. 본 논문에서는 이러한 저온 압축기가 등은 압축과정을 수행한다고 가정했는데, 실제로는 구현되기 쉽지 않으므로, 실제 냉각 효과는 더 감소될 수 있을 것이다.

4. 결론

본 논문에서는 회전하는 초전도 시스템의 냉각을 위하여 기존의 저온 유체 전달 방식을 대체할 수 있는 회전형 재충족 냉각 장치에 대한 설계를 고려하였다. 회전형 냉각기인 Roebuck 냉각기를 분기흐름을 갖는 형태로 개조하고, 8 단계의 헬륨 시스템과 3 단계의 네온 시스템을 순차적으로 구성하여, 4.2 K에서 1 W의 냉각 능력을 갖는 냉동 시스템의 열역학적 설계 변수를 도출하였다. 비록 저압력비를 갖는 기계적인 저온 압축기가 요구되기는 하지만, 회전체와 정지 시스템간의 저온 유체 물질 전달을 없앨 수 있으므로, 본 논문에서 언급한 부가적인 비가역적 손실을 줄이면 저온 초전도 발전기를 비롯하여, 현재 많은 연구가 진행되고 있는 고온 초전도체 전동기에도 응용될 수 있으리라 사료된다.

후 기

본 연구는 한국 전기연구소의 연구비 지원으로 수행되었으며 지원에 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Smith, Jr., J. L., Kirtley, Jr., J. L., Sunder, S., and Umans, S., 1995, Performance of MIT 10 MVA superconducting generator rotor, IEEE Trans. on Applied Superconductivity, Vol. 5, No. 2, pp. 445-448.
2. Yamaguchi, K., Takahashi, M., Shiobara, R., and Kimura, K., 1997, Development of a 70 MW class superconducting generator, IEEE Trans. Applied Superconductivity, Vol. 7, No. 2, pp. 527-530.
3. Joshi, C. H., Prum, C. B., Schiferl, R. F., and Driscoll, D. I., 1995, Demonstration of two synchronous motors using high temperature superconducting field coils, IEEE Trans. on Applied Superconductivity, Vol. 5, No. 2, pp. 968-971.
4. Aized, D., Gamble, B. B., Sidi-Yekhef, A., Voccio, J. P., Driscoll, D. I., Shoykhet, B.

- A., and Zhang, B. X., Status of the 1,000 hp HTS motor development, presented at 1998 Applied Superconductivity Conference, Palm Desert, USA, 1998.
5. Roebuck, J. R., 1945, A novel form of refrigerator, *J. Applied Physics*, Vol. 16, May, 285-295.
 6. McCarty, R. D., 1972, Thermophysical properties of Helium-4 from 2 to 1500 K with pressures to 1000 atmospheres, National Bureau of Standards Technical Note, p. 631.
 7. Reynolds, W. C., 1979, Thermodynamic properties in SI; graphs, tables, and computational equations for forty substances, Department of Mechanical Eng., Stanford University, pp. 52-53.
 8. Minta, M. and Smith, Jr., J. L., 1983, An entropy flow optimization technique for helium liquefaction cycles," *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 20, pp. 469-478
 9. Barron, R. F., 1985, *Cryogenic systems*, Oxford, Clarendon, pp. 64-69.
 10. Asakura, H., Saji, N., Kaneko, Y., Yoshinaga, S., Mori, M., Yamaguchi, H., Nogaku, T., and Umeda, T., 1998, 80 K turbo compressor system without LN2 cooling for high reliable and efficient helium refrigerator, *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 43A, pp. 667-674.