

극저온냉동기 (IV)

Cryogenic Refrigerators (IV)

김 영 인* 장 호 명**
Y. I. Kim, H. M. Chang

4. 대형냉동기

4.1 서 론

극저온에서의 냉동을 필요로 하는 기기중 일부는 액체 헬륨 온도에서의 매우 큰 냉동용량을 요구한다. 예컨대, 초전도를 이용한 대형 입자 충돌기(SSC: Superconducting Super Collider), 발전소의 심야전력의 축적을 위한 초전도 자기 에너지 저장(SMES: Superconducting Magnetic Energy Storage)시스템, 초전도 작석을 이용한 자기부상 열차(Magnetically Levitated Train), 또 아직 시험 연구단계에 있는 자기장제어식 핵융합로(Tokamak) 등이 그것이다. 이들은 대체로 2K 내지 4K의 온도에서, 작게는 수십 W에서 크게는 수백 kW까지의 지속적인 냉동을 필요로 하고 있다.

이러한 액체 헬륨 온도에서의 대용량 냉동은 전편들에서 다루었던 Stirling 냉동기, GM 냉동기 등의 열재생형 냉동기로는 그 요구를 충족시키지 못한다. 그 이유로는 무엇보다도 열재생기의 성능이 10K 이하에서 급격히 강하하며 그 결과로 냉동의 효과를 얻지 못하기 때문이다. 열재생기에서는 작동 유체에 비해 비열이 월등히 큰 고체를 matrix로 사용하여

유체의 왕복운동시에 유체의 열에너지를 주기적으로 축열, 방열하는데 고체의 비열이 극저온에 도달하면서 급격히 감소하여 이 결과로 축열 또는 축냉의 효과가 없어진다.

극저온에서 고체의 비열은 양자론을 이용한 통계역학적 해석방법, 즉 Debye의 이론과 매우 잘 일치한다. 이 이론에서는 고체에서의 진동을 연속매질에서의 탄성파(elastic wave)로 간주하여 진동에너지를 계산하는데, 단위자 결정구조의 경우에 대해서는 정적비열이 온도의 함수로 간단히

$$\frac{c_v}{R} = 3 \frac{T^3}{T_D^3} D\left(\frac{T}{T_D}\right) \dots\dots\dots (4.1)$$

로 나타내는데 여기서 R 은 기체상수이고 T 는 온도(K), T_D 는 물질에 따라 실험적으로 결정되는 Debye 특성온도(K)이며, 함수 $D(x)$ 는

$$D(x) = 3 \int_0^{1/x} \frac{\xi^4 e^\xi}{(e^\xi - 1)^2} d\xi \dots\dots\dots (4.2)$$

으로 주어진다. 식(4.1)을 그래프로 나타내면 그림 4.1과 같은데 비열은 그 물질의 특성온도 이하에서 급격히 감소하고 절대온도 0K에 접근함에 따라 온도의 3승에 비례하면서 비열

* 정회원, 생산기술연구원 연구개발본부

** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

이 소멸됨을 알 수 있다. 표 4.1은 중요한 저온재료들의 Debye 특성온도를 보여 준다. 비열이 상당히 큰 이유로 열재생기의 재료로 가장 많이 사용되는 납(Pb)도 그 특성온도가 86 K로 10K 이하에는 비열이 상온에서 보다 1/10이하로 작아지는 것을 그림 4.1로 알 수 있다.

반면에 가장 대표적인 냉매인 헬륨의 비열은 온도가 10K 이하로 내려가면서 오히려 크게 증가한다. 이는 헬륨의 온도가 감소하면서 임계점(5.20K, 2.26 atm)에 가까워지고 기체의 비이상성(non-ideality)이 증가하기 때문으로 설명할 수 있다. 그 결과로 20K 이하의 영역에서는 헬륨의 체적당 비열(단위 :J/cm³·K 등)이 재사용 고체보다 더 커지는 결과가

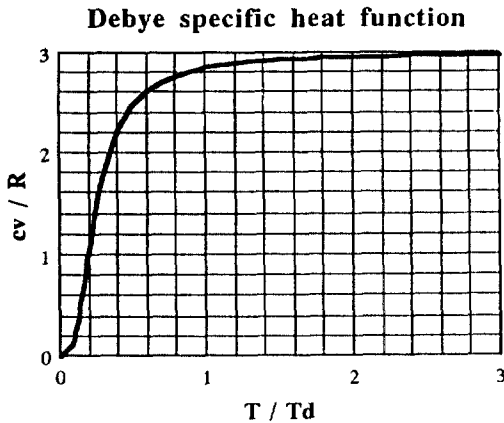


그림 4.1 Debye의 비열 함수

표 4.1 중요한 저온재료의 Debye의 특성온도

재 료	원소기호	특성온도	
		K	°R
알루미늄	Al	390	702
구 리	Cu	310	558
가돌리늄	Gd	160	288
게르마늄	Ge	290	522
금	Ag	180	324
철	Fe	320~430	576~774
납	Pb	86	155
노 비 음	Nb	265	477
티 타 늬	Ti	350	630

된다. 그림 4.2는 일부 열재생기용 고체들의 비열과 초임계 헬륨의 비열이 0.6MPa과 2MPa의 압력에 대해 온도의 함수로 나타나 있다.

이상의 설명으로 우리는 액체헬륨온도의 대용량 냉동을 위해서는 고체의 비열을 이용하지 않는 recuperative 열교환기형이어야 한다는 사실을 알 수 있다. 이러한 냉동사이클은 마치 대형 헬륨 액화사이클과 유사한 형태의 구성을 갖게 된다.

역사적으로 볼 때, 헬륨 액화 사이클은 팽창밸브(J-T 밸브)의 스로틀링 원리를 이용한 증기압축 냉동사이클(vapor compression refrigeration cycle)에서 시작되었다. 이 사이클은 현재까지도 여러 일반냉동부분에 가장 많이 사용되고 있는데, 이 사이클을 약간 변형하여 이미 19세기 말부터 공기를 액화하는데 사용했던 사이클이 Linde-Hampson 사이클이다. 그림 4.3은 Linde-Hampson 냉동기의 구성과 T-s 선도상에 유체의 상태 변화를 도식적으로 보여주고 있다. 이 냉동기에서는 고온 압축부와 저온팽창부 사이에 향류형 recuperative 열교환기를 두어 압축된 고압의 냉매(상태 3)가 팽창밸브에서 팽창하기 이전에 증발기에서 토출되는 증기(상태 1)와 열교환을 하여 충분히 낮은 온도(상태 5)까지 냉각을 시킨다는 점이 일반증기압축 사이클과 다르고 다른 원리는 동일하다. 압축과정(과정 2-3)이 T-s 선도상에 등온압축으로 나타난 것은 압축 후 열 sink가 있는 고온부와의 열교환을 통해 냉각되어 다시 압축전과 동일한 열 sink의 온도

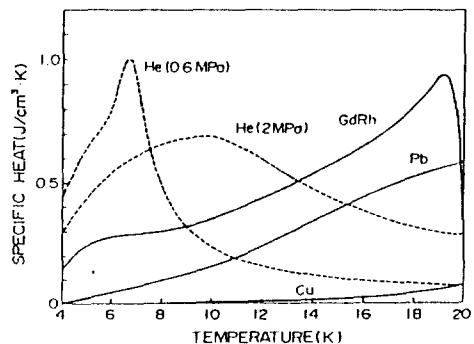


그림 4.2 열재생용 고체와 헬륨의 체적당 비열

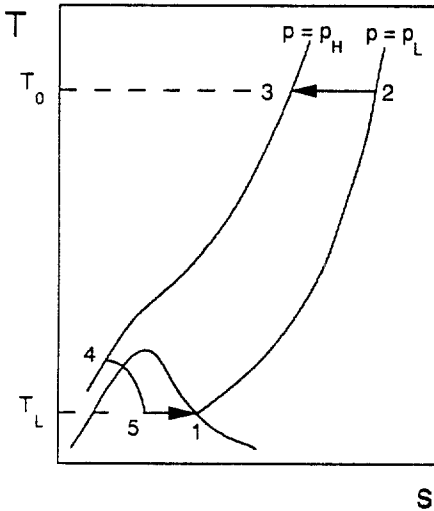
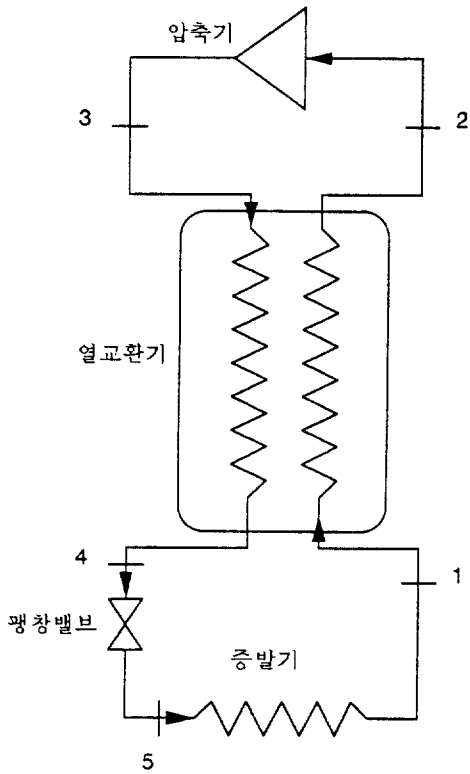


그림 4.3 Linde-Hampson 냉동기의 구성과 T-s 선도

로 환원됨을 의미한다. 그리고 액체 헬륨 온도의 냉동의 경우, 압축비가 10 내지 수십정도 이므로 보통 2단 내지 3단의 압축을 수행하므로 그림 4.4와 같은 압축-냉각을 거듭하여, 고압 상온의 상태(상태 3)이 얻어지게 된다.

그러나 단일 Linde-Hampson 냉동기로는 액체 헬륨온도에 도달할 수 없다. 그 이유는 좀더 정량적으로 다음 절에서 살펴 보기로 하고 여기서는 결과로서 팽창기(expander)를 사용해야만 한다는 점만을 지적하기로 한다. 팽창기는 고압의 유체가 외부로 일을 하면서 팽창하는 기기로 압축기와 역으로 작동하는 열역학적 구성을 갖는다. 대체로 빠른 속도(수백 rpm 정도)로 운전되는 극저온용 팽창기는 단열에 가까운 작동을 하게 되는데, 극저온에서 작동하는 이유로 터보식보다는 왕복동식으로 제작되어야 한다. 극저온용 왕복동식 팽창기는 외형적인 크기가 작은 경우, 제작과 운전이 많은 어려움이 따를 뿐 아니라 작동 효율도 매우 낮다. 팽창기가 대체로 수용할 만한 효율을 갖기 위해서는 어느 정도 큰 용량이어야 하며, 우리가 이 편에서 다루는 대형 냉동기에는 적합하다.

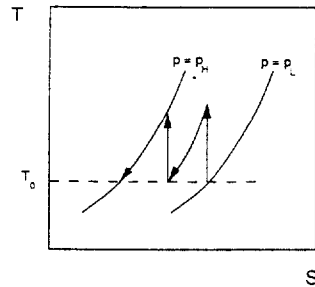
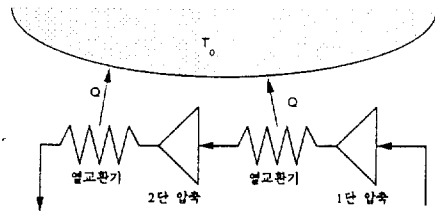


그림 4.4 2단 압축 및 냉각

결론적으로 이 편에서 다루는 대형 냉동기라 함은 저온에서 작동하는 팽창기를 갖는 냉동기를 의미한다. 좀 더 구체적으로는 4.2절에서 다루는 Claude 냉동기와 이를 응용한 냉동기들인데, 이 대형냉동기들은 그 설계나 제작이 전편들에서 다른 열재생기형들 보다 더욱 어렵다고 저자들은 생각한다. 이 글에서는 냉동기의 원리와 해석방법을 설명하는데 주력하고, 구체적인 설계 및 제작기술에 관해서는 중요하다고 판단되는 몇 가지 내용들만 간단히 열거하기로 한다.

4.2 Claude 냉동기

4.2.1 Linde-Hampson 냉동기

극저온의 냉동에 사용되는 가장 간단한 Linde-Hampson 냉동기가 액체헬륨 온도의 냉동을 위해서 외부에 일을 하는 팽창기를 필요로 하는 이유를 살펴보자. 우선 그림 4.3의 냉동기가 액체헬륨 온도에서 작동한다고 가정한다. 열교환기와 팽창밸브, 그리고 증발기를 포함하는 검사체적을 생각하여 에너지 관계식을 쓰면 그림 4.5와 같이 되어

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_2 - h_3) \dots\dots\dots(4.3)$$

을 얻게 된다. 여기서 \dot{Q}_L 은 극저온온도(T_L)에서의 냉동량이고, \dot{m} 은 냉매의 유동량이며

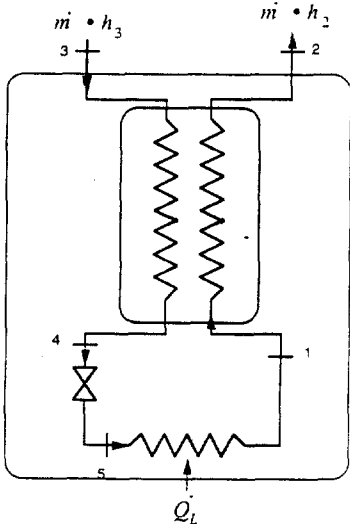


그림 4.5 Linde-Hampson 냉동기의 검사체적

h 는 각 상태에서의 비엔탈피를 나타낸다. 냉동이 가능하기 위해서는 좌변, 즉 냉동량이 양수이어야 하는데 이를 위해서는 우변에서 상태 2에서의 엔탈피가 상태 3에서의 엔탈피보다 클 경우만 가능하다.

열교환기의 입구 및 출구에서의 상태가 각각 2와 3이므로 상태 2의 온도는 반드시 상태 3보다 낮아야 한다. 그러나 횡류 열교환기(counterflow heat exchanger)의 열적성능이 매우 우수할 때 극한적으로 이 두 상태의 온도는 같을 수 있다. 이는 고압측(유동 3.4)의 비열이 저압측(유동 1.2)보다 더 크고 질량의 유동량은 같기 때문이다. 그러한 경우, 냉동가능성의 유무는 같은 온도에서 압력에 따라 엔탈피의 값이 어떻게 변화하는가에 따라 결정된다. 만일 이 온도에서 T-s 선도상의 등엔탈피선이 그림 4.6의 (1)과 같이 압력이 감소함에 따라(엔트로피가 증가함에 따라) 온도가 증가하면 저압측의 엔탈피가 고압측보다 작게 되어 식(4.3)에 따라 음수의 냉동량이 되어 냉동효과가 없게 된다. 이는 윗쪽의 등엔탈피선이 아래쪽의 등엔탈피선보다 높은 엔탈피의 양을 갖기 때문이다. 만일 (2)의 경우(이상기체의 경우)와 같이 등엔트로피선이 수직일 때는 엔탈피가 온도만의 함수이므로 냉동효과는 항상 0이 된다. 마지막으로 (3)의 경우와 같이 압력이 감소함에 따라 온도가 증가할 때만 저압측의 엔탈피가 고압측보다 크게 되어 양수의 냉동량을 얻게 된다.

이러한 사전 지식을 갖고 실제 작동유체인

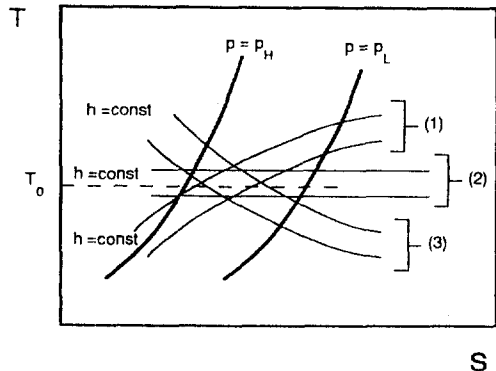


그림 4.6 T-s 선도상의 등엔탈피선

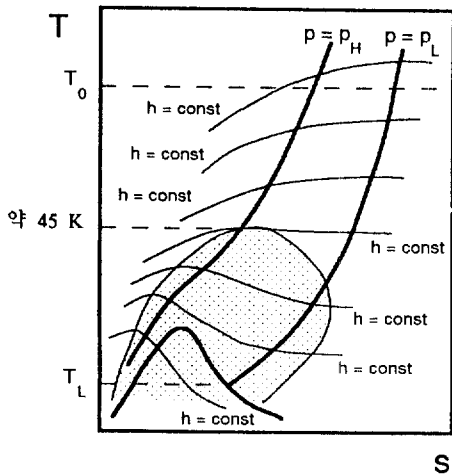


그림 4.7 헬륨의 등엔탈피선

헬륨의 물성을 보자. 제 1편의 그림 1.3에 보여진 자세한 헬륨의 T-s 선도를 도식적으로 등엔탈피선을 나타내면 그림 4.7과 같다. 약 45 K 이상의 높은 온도에서의 등엔탈피선은 압력이 감소함에 따라 온도가 증가하다가 상당히 낮은 압력부터는 이상기체에 근사하게 되어 수평으로 유지된다. 약 45K 이하로 온도가 점차 내려가게 되면 등엔탈피선을 따라 압력이 감소하면 온도가 감소하는 영역(빗금친 부분)이 발생하게 된다. 임계점 이하의 온도에서 형성되는 습증기 상태는 모두 이 영역에 속한다는 점을 주목할 수 있다. 이 영역은

$$\mu_{JT} \equiv \left(\frac{\partial T}{\partial p} \right)_h \dots\dots\dots (4.4)$$

로 정의되는 J-T 계수(Joule-Thomson coefficient)가 양수가 되는 영역 즉, 그림 1.2와 같은 역전곡선(inversion curve)의 내부영역이라고 할 수 있다. 그리고 이 영역의 최대온도를 최대 역전온도(maximum inversion temperature)라고 부른다. 이러한 물성은 헬륨에만 특이한 것이 아니라 모든 물질에 존재하나, 헬륨의 임계온도가 가장 낮기 때문에 대응상태의 원리(principle of corresponding states)에 의해 최대역전온도도 가장 낮아서 상온이 아닌 점만 다를 뿐이다.

따라서 Linde-Hampson 냉동기만으로 상온

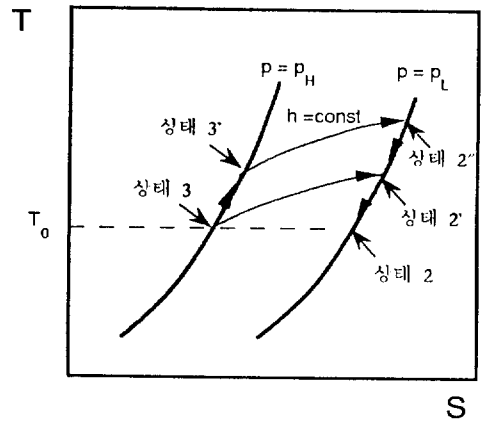


그림 4.8 상온에서부터 운전되는 Linde-Hampson 냉동기

으로부터 극저온까지의 냉동은 불가능하다는 결론을 얻게 되었다. 이 결론은 다른 몇가지 방법으로도 유도가 가능한데 그 중의 하나는 그림 4.8에 보여진 냉동기 운전을 시작하는 상태에서의 설명이다. 제작된 Linde-Hampson 냉동기가 초기에는 모두 상온에 있게 되는데 운전을 시작하면 그림 4.3의 위치 3과 위치 4의 헬륨이 모두 그림 4.8의 상태 3에 있게 된다. 이후 팽창밸브를 통해 위치 5로 등엔탈피(J-T 과정) 팽창을 하면 그림 4.8의 등엔탈피선을 따라 상태 2'에 도달하여 위치 5와(냉동량이 없으므로) 위치 1에 도달하게 된다. 상태 2'의 온도는 상온보다 높으므로 이와 열교환을 수행한 후의 위치 4의 헬륨은 역시 상온보다 높은 그림 4.8의 상태 3'에 도달한다. 이 상태의 헬륨은 팽창밸브를 통해 2"의 더욱 높은 온도에 도달한다. 반복되는 과정으로 냉동기는 계속 가열되며 저온에는 도달할 수 없다는 같은 결론이다.

4.2.2 Claude 냉동기

이러한 헬륨의 물성에 기인한 문제를 해결하는 방법은 무엇이겠는가. 가장 간단히는 20 K의 액체 수소를 이용하여 열교환을 시작하는 위치 3의 온도를 헬륨의 최대역전온도인 45K 이하로 예냉(precooling)시키는 방법이다. 이 원리가 바로 cascade 냉동으로 금세기 초에 인류가 처음으로 액체 헬륨을 얻었던 방

법이다. 그러나 현대 산업의 응용을 위해서는 cascade 냉동방식은 효율이 낮고 경제성이 없으므로, 앞서 기술한 바와 같이 팽창기를 사용한 Claude 냉동기를 발명하여 현실화한 것이다.

Claude 냉동기는 그림 4.9와 같이 Linde-

Hampson 냉동기의 열교환기의 고압측 헬륨(상태 7)의 일부를 팽창기를 통해 외부에 일을 하며 팽창시켜(상태 11) 저압측의 열교환기에 공급하는 구성을 갖는다. 팽창기에서의 열전달이 무시할 만큼 작은 경우에 대해 앞에서와 마찬가지로 압축기를 제외한 냉동기 전부를 검사체적으로 에너지관계를 생각하면

$$\dot{Q}_L = \dot{W}_{exp} + \dot{m}(h_5 + h_6) \dots \dots \dots (4.5)$$

을 얻게 되는데, 여기서 우변의 두번째 항은 식(4.3)과 같이 음수의 값을 가지나 첫째 항 즉, 팽창기를 통한 외부일이 양수이므로 냉동량이 양수일 수가 있게 된다. 만일 팽창기의 위치에 팽창밸브를 Claude 냉동기라면 식(4.5)는 \dot{W}_{exp} 이 0이므로 Linde-Hampson 냉동기와 같이 냉동을 수행할 수 없음을 자명하다. Claude 냉동기로 액체헬륨 온도에서의 냉동을 위해서는 기본적으로 팽창기를 통한 외부일이 상온에서 압력차에 의한 엔탈피의 차이보다 커야 함은 식(4.5)으로부터 얻을 수 있는 첫번째 결론이다. 그리고 그 외부일이 클수록 냉동량도 많아지는데 외부일은 팽창기의 단열효율이 높을수록 크다.

Claude 냉동기의 설계에서 가장 중요한 점은 팽창기의 적절한 운전상태의 결정이다. 우선 상태 7의 고압 헬륨중(질량유동량 \dot{m}) 어느 정도를 팽창기를 통해 중간 팽창을 시키고(질량유동량 \dot{m}_{exp}) 나머지(질량유동량 $\dot{m} - \dot{m}_{exp}$)를 저온부로 계속 유동시키는가의 결정이 문제가 된다. 식(4.5)에서 냉동량과 팽창일은 각각

$$\dot{Q}_L = (\dot{m} - \dot{m}_{exp})(h_1 - h_{10}) \dots \dots \dots (4.6)$$

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{exp}(h_7 - h_{11}) \dots \dots \dots (4.7)$$

으로 표시할 수 있는데, 같은 \dot{m} 에 대해 \dot{m}_{exp} 이 너무 작으면 팽창일이 작기 때문에 냉동량이 작아지게 된다. 반면에 \dot{m}_{exp} 이 너무 크면 팽창일은 크지만, 상태 3의 온도가 낮아지고 그 결과로 상태 5의 온도도 낮아져서 식(4.5)의 우변의 둘째항은 절대값이 더 큰 음수가 되어 또한 냉동량이 작아진다. 이 사이에 냉동을 최대로 할 수 있는 최적의 \dot{m}_{exp} 이 존재한

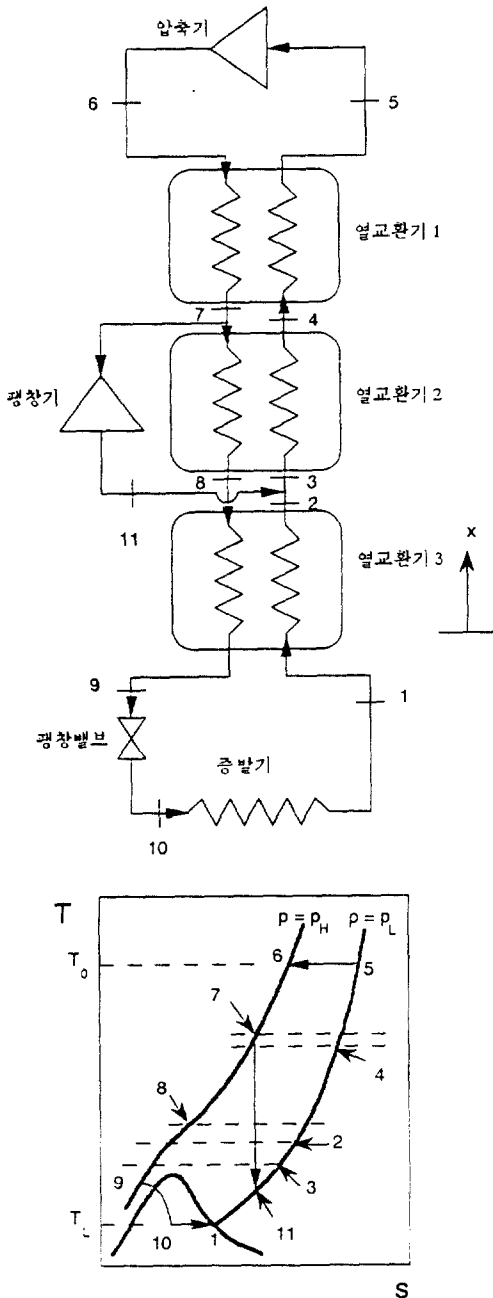


그림 4.9 Claude 냉동기의 구성 및 T-s 선도

다고 알려져 있다.

팽창기의 운전상태와 관련된 또 하나의 결정해야 할 문제는 팽창을 시키는 위치 즉, 상태 7의 위치의 결정이다. 이 위치는 세계의 열교환기의 각각의 열교환 면적의 크기에 의해 결정되는데, 위에서 언급한 팽창질량의 비

$$x = \frac{\dot{m}_{exp}}{m} \dots\dots\dots (4.8)$$

와도 관계가 있다. 일반적으로 같은 압력비의 팽창에 있어서 온도가 높을 수록 팽창일은 크다. 일정한 비열, c_p , 비열비 k 의 이상기체의 가역단열 팽창의 경우에

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{exp} c_p T_7 \left[1 - \left(\frac{p_L}{p_H} \right)^{(k-1)/k} \right] \dots (4.9)$$

으로 표시되는데, 이때 팽창일은 팽창기 입구의 온도에 비례하는 것을 알 수 있다. 따라서 상태 7의 위치를 높은 온도쪽일수록 더욱 많은 냉동량을 얻을 수 있음직 하다. 그러나 실제 헬륨의 경우에도 그 한계가 있음은 Claude 냉동기의 가장 저온부의 열교환기(열교환기 3)와 팽창밸브, 그리고 증발기를 검사체적으로 잡아 에너지 관계를 보면 곧 알 수 있다.

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_2 - h_8) \dots\dots\dots (4.10)$$

즉, 팽창기의 작동온도가 높아져서 상태 8의 온도가 헬륨의 최대 역전온도에 이르게 되면 Linde-Hampson 냉동기와 같이 냉동을 얻지 못하게 되므로, 이 사이에 최적의 팽창기 위치도 마찬가지로 존재한다고 알려져 있다.

이상에서 살펴본 Claude 냉동기에 관한 내용은 에너지의 관점에서 본 정성적인 설명이었다. 좀 더 정량적인 이해를 위해서는 헬륨의 물성과 열교환기의 특성을 고려한 약간의 수치적 계산에 의한 과정이 필요하다. 그러나 그것보다는 엔트로피의 관점에서 살펴보는 과정이 독자들에게 더욱 도움이 되고 상업화된 대형 헬륨 냉동기의 이해에 유익할 것으로 판단되어, 다음 절에서는 엔트로피의 생성과 관련된 열교환기의 ΔT 해석을 소개한다.

4.3 열교환기의 ΔT 해석

4.3.1 온도분포와 엔트로피 생성

우선 그림 4.10과 같은 향류 열교환기의 온도 분포를 살펴보자. (a)의 경우에는 고온측의 열용량 $(\dot{m}c_p)_H$, 이 저온측의 열용량 $(\dot{m}c_p)_L$ 보다 커서 양측 사이의 온도차, $\Delta T (=T_H - T_L)$ 가 x 의 방향으로 감소하며, 열교환면적 (A)과 양측 사이의 총합 열전달계수(U)가 매우 커지게 되면 위치 4의 온도가 위치 1의 온도에 가까워지게 된다. 반대로 (b)의 경우에는 $(\dot{m}c_p)_H$ 이 $(\dot{m}c_p)_L$ 보다 작아서 x 의 방향으로 ΔT 가 증가하며, UA 가 크면 위치 2의 온도가 위치 3의 온도에 접근한다. (c)의 경우는 두 구간에 있어서 열용량의 크기가 서로 다르므로 ΔT 가 증가하다 다시 감소하고 있다. 일반적으로 말해서 ΔT 가 열용량이 큰 유동의 방향으로 증가한다고 할 수 있다.

다음에는 이런 열교환기에서의 엔트로피 생성을 생각해 보자. 검사체적을 열교환기로 잡을 때, 엔트로피 관계식에서 엔트로피 생성율은 각 위치에서의 비엔트로피의 향으로 간단히

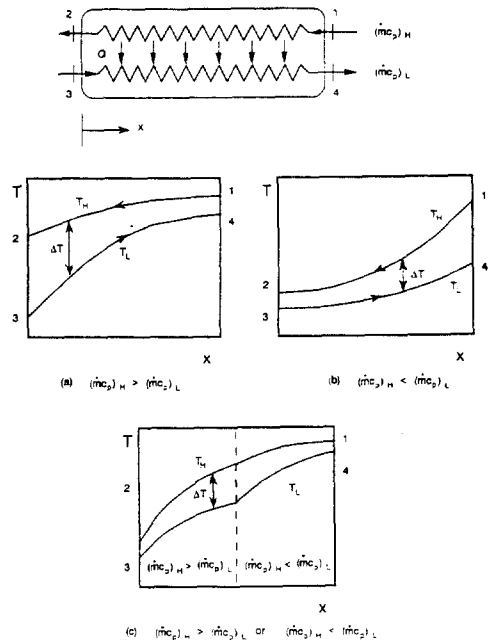


그림 4.10 향류 열교환기의 온도분포

$$\dot{S}_{gen} = \dot{m}_H(s_2 - s_1) + \dot{m}_L(s_4 - s_3) \dots \dots (4.11)$$

으로 표시할 수 있다. 그러나 또 다른 한편으로는 미소 열교환면적 dA 에서 열전달에 의한 엔트로피 생성을 구한 후 전체 열교환 면적에 대한 적분을 통해서도 얻을 수 있다. 즉,

$$\dot{S}_{gen} = \int \left(\frac{1}{T_L} - \frac{1}{T_H} \right) \delta Q \dots \dots (4.12)$$

인데,

$$\delta Q = U(T_H - T_L)dA = U\Delta T dA \dots \dots (4.13)$$

이므로

$$\dot{S}_{gen} = \int_A^U \frac{\Delta T^2}{T_L T_H} dA \approx \int_A \left(\frac{\Delta T}{T} \right)^2 U dA \quad (4.14)$$

에 도달하게 된다. 식(4.14)에서 근사등호는 ΔT 가 크지 않은 경우에 대해 T_H 와 T_L 의 곱을 산술 평균의 제곱 T^2 으로 대신할 수 있다는 의미이다. 열교환기내에서 유체의 점성에 의한 압력강하를 무시한다면, 에너지관계와 열교환기 방정식을 이용하여 식(4.14)는 식(4.11)과 같음을 보일 수 있다.

식(4.14)에서 가장 중요한 점은 열교환기의 온도차에 의한 엔트로피 생성은 $\Delta T/T$ 의 제곱에 비례한다는 사실이다. 다른 말로, 열교환기의 저온에서의 온도차는 고온에서보다 더욱 많은 엔트로피의 생성을 초래한다는 것이다. 예를 들어, 4K 근처에서의 1K의 온도차에 의한 열전달은 상온(300K)에서 1K의 온도차에 의한 열전달보다 무려 5.600배 이상의 엔트로피를 생성한다. 따라서 극저온용 열교환기는 저온부에서의 온도차가 작도록 설계되어야 우수한 성능을 낼 수 있는 것이다.

4.3.2 Linde-Hampson 냉동기의 ΔT

헬륨의 정압 비열은 상온에서의 압력에 따라 크게 변화하지 않고 대체로 일정한 값을 갖는다. 그러나 4.1절에서 설명한 바와 같이 온도가 감소함에 따라 저압에서는 거의 일정한 값을 갖고 고압에서는 매우 큰 값을 갖게 된다. 이러한 추세는 그림 4.7의 T-s 선도상의 등압선의 기울기로도 확인할 수 있다. 정압비열은

$$c_p = T \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_p = \frac{T}{\left(\frac{\partial T}{\partial s} \right)_p} \dots \dots (4.15)$$

으로 표현되는데, 분모항은 T-s 선도상의 등압선의 기울기를 나타낸다. 즉 같은 온도에서 헬륨의 정압 비열은 그 기울기에 반비례하게 되는데, 그림 4.7에서 임계온도에 비해 고온일 경우에는 저압과 등압선 기울기가 대체로 같고, 임계온도 근처의 낮은 온도에서는 고압의 등압선 기울기가 저압에 비해 매우 작아지는 것을 관찰할 수 있다. 특히 임계압력의 등압선 기울기는 임계점 부근에서 0에 가까우며 이때 정압비열은 무한히 큰 값을 갖는다고 예측할 수 있다.

따라서 그림 4.3의 Linde-Hampson 냉동기가 액체 헬륨온도에서 작동한다고 가정하면, 열교환기의 고압측(HP)과 저압측(LP)의 정압비열은 온도에 따라 그림 4.11(a)와 같으므로 열교환기의 ΔT 는 대략적으로 그림 4.11(b)와 같은 분포를 갖는다. 이러한 온도분포는 저온부에서의 ΔT 가 커지므로 식(4.14)에 의해 매우 많은 엔트로피를 생성하게 되어 열역학적 비가역성이 존재한다. 압축일이 이러한 비가역성을 극복할 수 없기 때문에 실제로 Linde-Hampson 냉동기가 극저온 냉동에 사용할 수 없다고 할 수 있다(식(4.16) 참조).

4.3.3 Claude 냉동기의 ΔT

다음으로 팽창기를 부착한 Claude 냉동기의 열교환기의 ΔT 를 살펴보면 그림 4.12와 같게 된다. 도식적으로 표시한 이 ΔT 분포는 팽창기의 출구상태(상태 11)와 열교환기 3의 저압측 출구상태(상태 2)가 일치-보통 matched mixing이라고 한다-하도록 잘 설계된 경

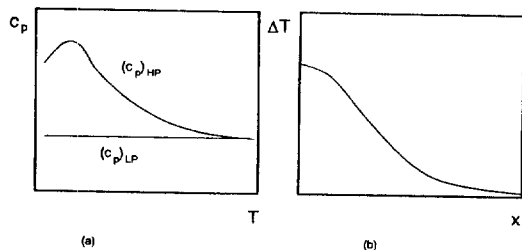


그림 4.11 (a) 고압 및 저압헬륨의 정압비열
(b) Linde-Hampson 냉동기의 ΔT

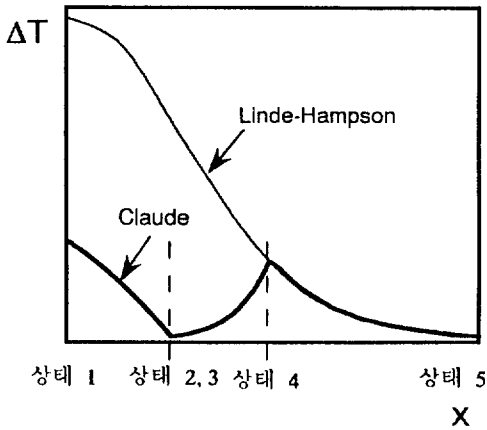


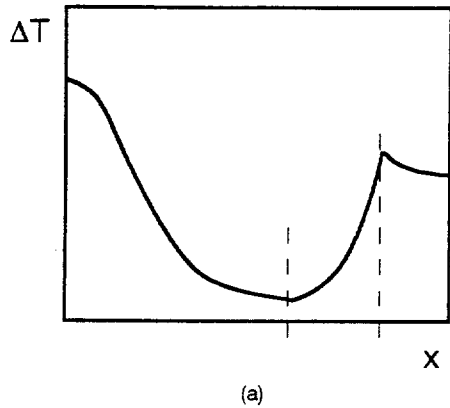
그림 4.12 Claude 냉동기의 ΔT

우에 대한 것이다. 열교환기 1과 3에 대해서는 고압측과 저압측의 질량유동량이 서로 같고 고압측의 비열이 저압측보다 커서 Linde-Hampson 냉동기와 같은 ΔT 변화를 한다. 그러나 열교환기 2에서는 저압측의 질량유동량이 고압측보다 팽창기를 통하는 량만큼 더 크게 되어 ΔT변화의 방향이 역이 된다. 그 결과를 전체적으로 볼 때, 저온부의 온도차가 현저히 감소하여 엔트로피의 생성에 의한 비가역성도 크게 줄어들었다.

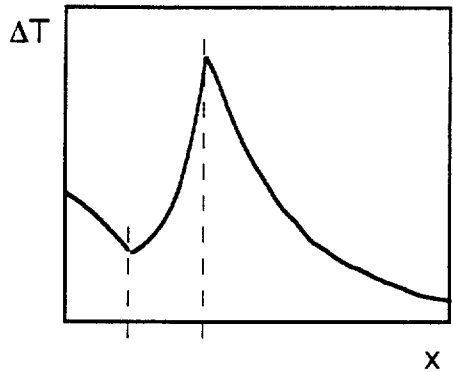
Claude 냉동기의 성적계수(COP, coefficient of performance)를 극대화시키기 위해서는 즉, 주어진 압축일에 대해 냉동량을 극대화시키기 위해서는 엔트로피의 생성을 최소화 해야한다. 보다 정량적으로 기술하면 에너지와 엔트로피의 복합관계로

$$\dot{Q}_L = \frac{\dot{W}_{comp} - \dot{W}_{exp} - T_0 \dot{S}_{gen}}{1 - \frac{T_0}{T_L}} \dots\dots\dots (4.16)$$

이며, 전체 엔트로피 생성중에서 열교환기에서의 생성이 가장 중요하다. 그렇다면 주어진 전체 열교환기의 크기(열교환면적, 열전달계수 포함)에 대해 ① 어느 위치에 팽창기를 부착하고, ② 얼마만큼의 헬륨을 팽창기를 통해 팽창시키느냐는 앞절에서 언급한 문제가 생기는데 ΔT 분포와 엔트로피 생성의 관점에서 생각해 본다.



(a)



(b)

그림 4.13 (a) 팽창기의 온도가 높은 경우의 ΔT (b) 팽창기의 온도가 낮은 경우의 ΔT

예를 들어, 그림 4.13(a)에서는 팽창기의 위치가 너무 고온쪽에 치우쳐서(열교환기 1이 상대적으로 작아서) 아직도 열교환기 3의 엔트로피 생성이 크며, (b)에서는 너무 저온쪽으로 치우쳐서(열교환기 1이 상대적으로 커서) 열교환기 3의 온도차는 작다. 그러나 열교환기 1과 2의 엔트로피 생성이 커서 전체적으로는 역시 비가역성이 크다.

이 사이에 엔트로피 생성을 최소화하는 팽창기의 최적의 위치가 있음직한데, 그 결과는 헬륨의 물성과 팽창기, 열교환기의 성능을 고려한 체계적 방법으로 연구되어 그 결과가 알려져 있다. 간략히 소개하면 각 열교환기의 평균온도차(ΔT)를 평균온도 (T)로 나눈 값이 모두 같을 때 즉,

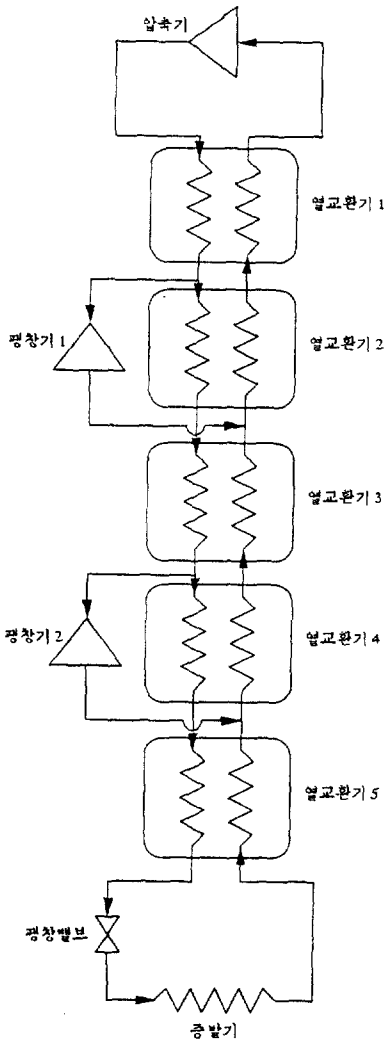


그림 4.14 Collins 냉동기

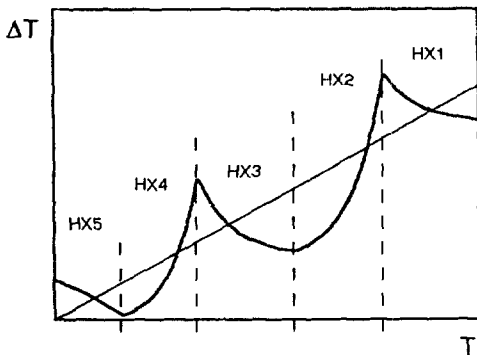


그림 4.15 Collins 냉동기의 최적 ΔT 분포

$$\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_1 = \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_2 = \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_3 = \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{opt} \dots (4.17)$$

일 때가 최적이며, 이 때 팽창기를 통해 팽창되는 헬륨의 양도

$$x_{opt} = \left(\frac{\dot{m}_{exp}}{\dot{m}}\right)_{opt} = \frac{\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{opt}}{1 + \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{opt}} \dots (4.18)$$

으로 결정된다. 이러한 최적조건은 열교환기 3의 온도차가 가장 작고 열교환기 1의 온도차가 가장 크게 하되 그 크기는 각 열교환기의 평균온도에 비례하도록 되는 경우를 의미한다.

4.3.4 Collins 헬륨 냉동기

Claude 냉동기에서 엔트로피 생성을 최소화하는 ΔT의 분포를 구한 결과는 1946년 미국의 Samuel Collins가 최초로 헬륨을 대량 액화하는데 결정적인 역할을 했다. 그리고 이 액화기와 같은 구성의 Collins 냉동기는 이 글의 서두에서 언급한 여러 대형냉동의 응용분야에 거의 전부 사용된다. Collins 헬륨 냉동기는 그림 4.14와 같이 팽창기를 두개 사용하며 열교환기는 다섯개로 나누어진 구성인데, 이 경우도 식(4.17)과 같은 방식의 온도분포를 갖도록 팽창기들과 열교환기들을 설계해야 최고의 냉동 성능을 발휘할 수 있다. 전형적인 Collins 냉동기의 ΔT분포를 각 위치에서의 평균온도의 함수로 도식화 하면 그림 4.15와 같이 되는데, 전체적인 선형분포이고 그 기울기는 식(4.18)에 의해 각 팽창기로 팽창시켜야 하는 고압헬륨의 양과 관련이 있다.

그림 4.16은 미국의 CTI(Cryogenic Technology Inc.)사(액체질소의 예냉과 두개의 압축기 사용시)의 약 100W급 냉동기인 모델 1400의 유동도(flow diagram)를 보여주고 있다.

4.4 설계 및 제작 기술

4.4.1 압축비

Collins 냉동기로 대표될 수 있는 대형 액체 헬륨 냉동기의 설계에서 가장 먼저 결정해야 하는 인자는 압축비이다. 저압축의 압력은 포

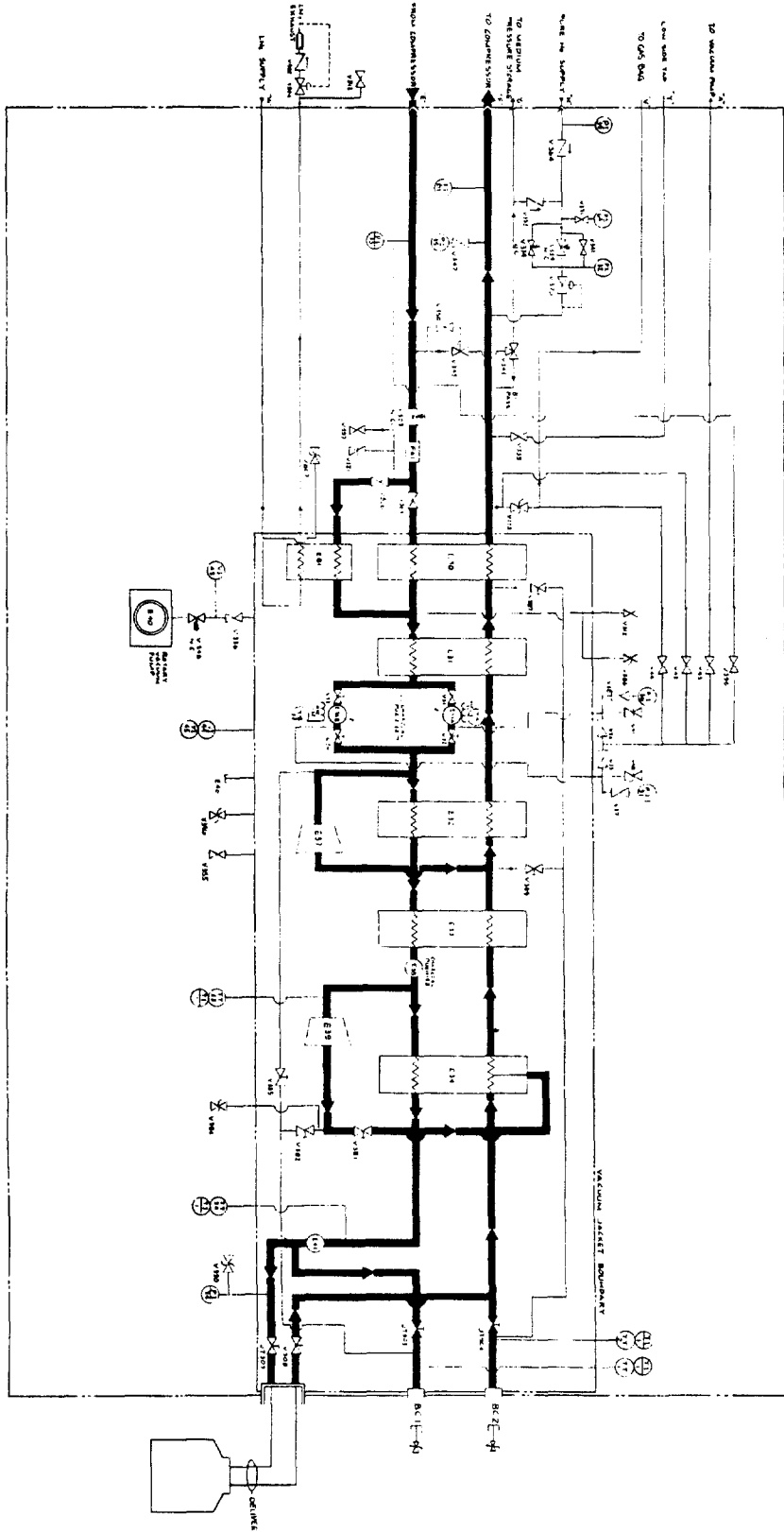


그림 4.16 상용 Collins 변동기 (CTI사 모델 1400)

화온도인 냉동온도를 결정하므로 선택의 여지가 거의 없다. 대체로 4.2K 내지 4.5K의 냉동시에는 1기압 내지 1.2기압 정도의 보통 압력을 택하게 된다. 가끔은 4.2K 이하의 냉동을 위해 대기압 이하의 진공을 이용하는 경우도 있으나 이 부분은 뒤에 소개되는 포화증기 압축식 냉동기에서 다시 언급하기로 한다.

따라서 냉동기의 압축비는 고압측의 압력에 따라 결정되는데, 이 과정에서는 헬륨의 물성치를 잘 고려하여 결정해야 한다. 우선 고압은 임계압력인 2.26 기압 이상이어야 하고, 그림 4.2 또는 식(4.15)과 그림 4.7에서 알 수 있는 바와 같이 압력이 증가함에 따라 임계점 부근의 최고 정압비열이 감소한다. 다른 말로 하면, 높은 압력을 취할 수록 저온부에서의 온도차를 줄여서 엔트로피의 생성을 억제하고 팽창밸브 입구의 온도를 더욱 낮게 할 수 있다.

그러나 팽창밸브를 지나는 스로틀링 과정 또는 등엔탈피 과정을 고려하면, 지나치게 높은 압력은 냉동의 증가에 도움이 되지 않는다. 그림 4.17에 나타나듯이 액체영역에서 T-s 선도상의 등엔탈피 선은 압력이 감소하면서(팽창하면서) 온도가 증가하다가 감소하는 현상을 보인다. 따라서 그림 4.17에서 같은 온도의 밸브 입구 상태가 더욱 높은 압력인 p_2 에서 팽창된 상태 2가 다소 낮은 압력인 p_1 에서 팽창된 상태 1보다 오히려 낮은 냉동효과를 나타냄을 알 수 있다.

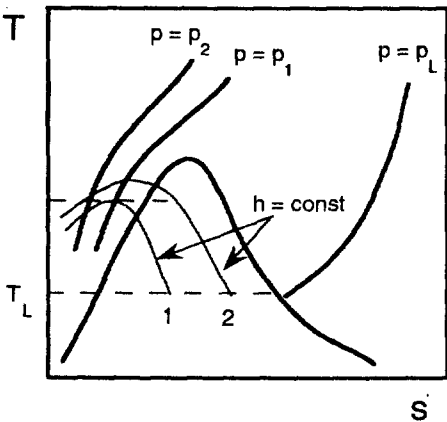


그림 4.17 임계점 근처의 T-s 선도

또한 지나친 고압을 유지하기에 필요한 기계적 강도와 이에 따른 경제성 등을 고려하여 실제 대형냉동기에서는 2단 압축이 가능한 약 15 내지 20기압 정도를 채택하고 있다. 일반적으로는 여러가지로 변형된 구성의 냉동사이클 마다 적절한 압축비가 있으므로 경우에 따른 검토는 필요하다고 하겠다.

4.4.2 팽창기

대형 냉동기의 설계 및 제작기술의 핵심은 역시 팽창기임에 틀림없다. 팽창기는 고압의 유체가 일을 흡수할 수 있는 기구(work absorbing mechanism)에 일을 하여 저온의 유체를 얻는 기구이다. 열역학적 극한으로는 등엔탈피 과정인데 이와 비교한 단열효율로 그 성능을 표시한다. 운전방식에 따라 체적식과 원심식이 있는데 극저온의 상태에서 윤활, 밀봉 등의 문제 때문에 극저온 팽창기는 대부분 체적식을 사용하고 있다. 그 중에서도 왕복동식이 거의 전부인데, 왕복동식 팽창기는 대체로 대형일 때 그 효율이 높고 제작도 용이하며, 소형은 현실성이 없을 만큼 낮은 효율을 나타낸다. 팽창기를 갖는 극저온 냉동기가 대형인 이유가 바로 여기에 있다고 저자들은 본다.

왕복동식 팽창기의 작동원리를 간단히 살펴보자. 그림 4.18은 단순한 피스톤-실린더 조합에 흡입 및 토출 밸브를 갖는 팽창기와 p-

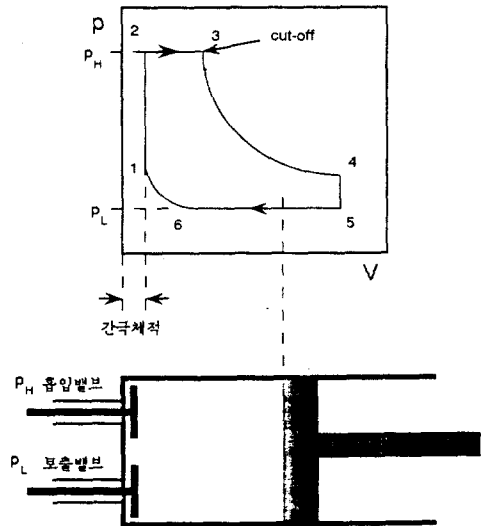


그림 4.18 왕복동식 팽창기 및 P-V 선도

V선도를 보여준다. 팽창기가 최소 체적의 상태 1에서 흡입밸브가 열리면 고압유체가 흡입(intake)되고 피스톤은 상태 3까지 이동한다. 이 시점에서 흡입밸브는 닫히고(cut-off) 외부에 일을 하며 팽창하여 최대 체적의 상태 4에 이르면 토출밸브가 열려 급격히 배기(blow-down)된다. 이 후 피스톤의 운동으로 체적이 감소하며 거의 정압하에서 배기되어 상태 6에서 토출밸브가 닫히고 계속된 피스톤의 운동으로 재압축(recompression)되어 사이클을 완성한다.

이 사이클의 설계에서 가장 중요한 인자는 밸브의 개폐시기(valve timing)이다. 흡입밸브를 닫는 cut-off 시기는 늦을수록 흡입시간이 길어지고 팽창시간이 짧아져서 팽창하는 유체의 양은 많아지나 상태 4의 압력이 높아지고(under-expanded) blow-down에 의한 손실이 커진다. 반대로 cut-off 시기가 너무 빠르면 팽창하는 유체의 양은 줄어들고 잘못 설계된 경우에는 상태 4의 압력이 저압축의 압력보다 더 낮아져서(over-expanded) 토출밸브에서 유체의 역류를 초래하기도 한다.

극저온용 팽창기의 설계와 제작은 일반 팽창기와 달리 두가지의 점에서 어려움이 따른다. 첫째는 상온에서의 열유입(heat leak)이다. 그림 4.18과 같은 구성의 팽창기를 사용하면 피스톤 로드가 팽창시(과정 3-4)나 재압축시(과정 6-1)에 모두 압축되는 힘을 받으므로 피스톤 로드의 직경을 충분히 크게 설계해야 한다. 따라서 두꺼운 피스톤로드를 통해 상온에서 팽창공간의 저온유체로의 열유입이 많아진다. 둘째로는 윤활(lubrication)과 밀봉(sealing)의 문제이다. 상온 이상에서 사용되는 윤활제들은 극저온 영역에서는 모두 응고하거나 매우 빈약한 윤활 특성을 나타내며, 저온용 윤활유도 거의 찾아보기 어렵다. 또한 고무제품 등의 밀봉에 사용되는 물질도 저온에서는 강한 취성(brittleness)을 갖게 되어 누설이 심각해진다.

역사적으로 보아도, 이러한 문제 때문에 20세기초에 이미 Georges Cluade에 의해 고안되었던 대형 냉동기가 1946년 Samuel Coll-

ins의 팽창기가 출현할 때까지 상용화되지 못했던 것이다. Collins의 팽창기는 그림 4.19와 같이 피스톤 로드가 팽창공간을 통해 반대쪽의 피스톤과 연결되어 그림 4.18의 구성과 달리, 팽창시나 재응축시에 인장력을 받도록 설계되어 있다. 그 결과로 피스톤 로드를 매우 가늘고 길게 하여 극저온으로의 열유입을 최소화 하였다. 밸브를 작동하는 밸브로드도 스프링을 이용하여 항상 인장력을 받고 있음을 관찰할 수 있다. 윤활과 밀봉을 위해, 피스톤을 축 방향으로 충분히 길고 피스톤과 실린더의 간극을 작게 한 후 Micarta라는 재료를 피스톤의 외벽에 coating하였다. 이렇게 하면 피스톤의 왕복운동에 따라 피스톤과 실린더의 중심선이 스스로 정렬되고 이들 사이의 마찰과 마모를 최소화 할 수 있다.

Collins의 팽창기는 1980년대에 이르러 냉동기의 팽창밸브(Joule-Thomson valve)를 대체할 수 있는 소위 습식 팽창기(wet expan-

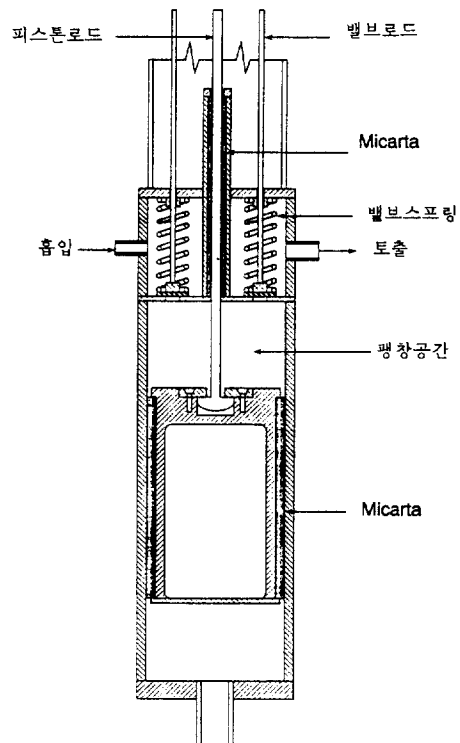


그림 4.19 Collins의 팽창기

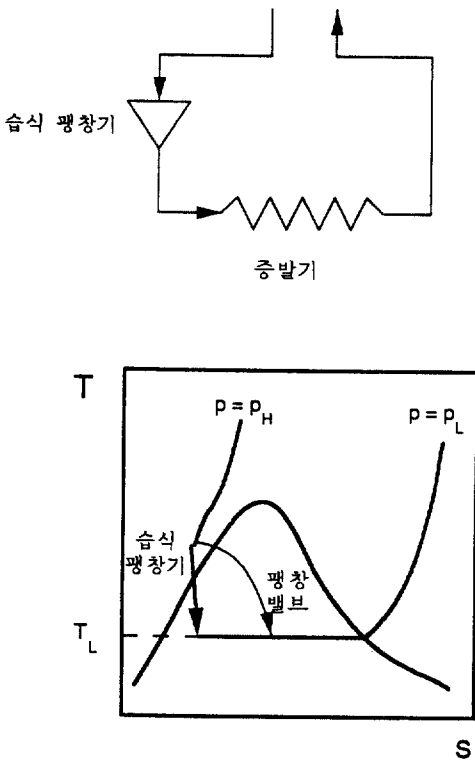


그림 4.20 습식 팽창기 및 T-s 선도

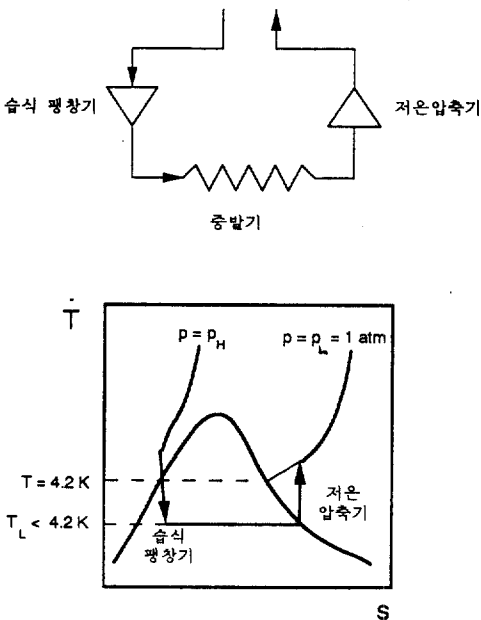


그림 4.21 포화증기 압축식 냉동기

der)로 응용되었다. 헬륨은 상압에서의 비등점이 임계점과 가까워서 액체와 기체의 밀도 차이가 크지 않으므로 초임계 유체가 습증기 영역으로 팽창하는 습식 팽창기의 운전시 90% 이상의 높은 단일 효율을 낸다고 보고된 바 있다. 그림 4.20은 Collins 냉동기의 팽창밸브가 습식 팽창기로 대체된 저온부의 도시적 구성과 T-s 선도를 나타내는데, 그림 4.16의 냉동기에 습식 팽창기를 사용했을 때 약 30%의 냉동량의 증가가 관찰되었다.

또한 습식 팽창기와 저온 압축기(cold compressor)를 그림 4.21과 같은 구성으로 사용하면 대기압 이하의 압력에서 증발기를 작동하게 되고 냉동온도를 약 2K까지 얻을 수 있는데, 이러한 경우를 포화증기압축(SVC: Saturated Vapor Compression) 극저온 냉동기라 부른다.

마지막으로 대형 냉동기의 원리를 소형냉동 분야에 응용하기 위해 연구 개발중인 터보 팽창기(turboexpander)를 언급하고자 한다. 앞서 설명한 바와 같이 왕복동식은 효율과 경제성 면에서 소형화에 결정적인 한계가 있어 미국의 Fermi 가속기 연구소와 Creare사에서는 수년전부터, 압축기체 베어링(compressed gas bearing)을 이용한 소형 터보 팽창기를 개발하고 있다. 직경 4~5mm 정도의 소형으로 수십만 rpm을 내는 시제품의 실험을 통해 그 개발의 가능성이 한층 구체화된 단계에 있다. 이들의 개발이 완료되면, Collins 냉동기의 팽창을 2단으로 변형한 그림 4.22와 같은 사이클의 부품으로 사용될 수 있을 것이다.

4.4.3 기타 사항

대형 냉동기에 사용되는 열교환기는 한마디로 열교환 성능이 우수하고 크기가 작아야 한다. 대체로 우수한 일반 열교환기의 NTU(number of transfer unit)가 약 4 내지 5인 경우가 보통이나 극저온용 냉동기의 20 내지 50까지의 NTU 값을 갖는 것이 보통이다. 그리고 냉동기의 무게를 줄이고, 상온과 진공 단열공간을 사이에 두고 접하는 면적을 최소화함으로써 열복사에 의한 열유입을 또한 최소화 할 수 있도록 밀집된(compact) 설계를 해

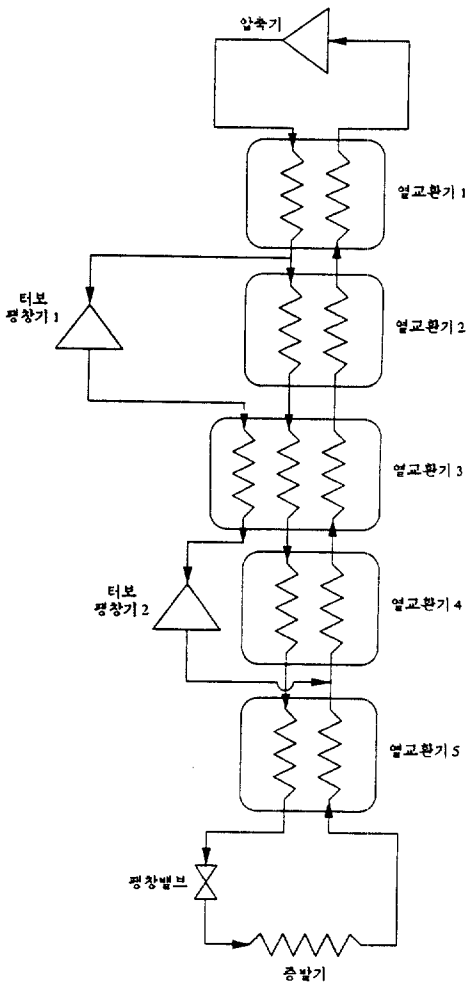


그림 4.22 터보팽창기를 사용한 Collins 냉동기

야 한다. 가장 대표적인 제품으로는 역시 Collins가 설계하고 미국의 Joy사(Joy Manufacturing Co.)가 제작한 Joy tube 열교환기이다. 이 열교환기는 나선형 환을 부착한 관을 동심관 사이의 annulus 공간에 다시 나선형으로 감은 구조를 갖는다.

열재생기형 냉동기에 비해 향류형 열교환기를 갖는 대형 냉동기의 결정적인 단점 중의 하나는 오염물질(contaminants)의 응축이다. 상업용 헬륨의 오염도는 대체로 50 내지 100 ppm인데 산소, 질소, 네온, 이산화탄소 등의 불순물이 함유되어 이들이 열교환기의 고압측 유로를 따라 가면서 점차 벽면에 얼어 붙

어서 열교환을 저하시키고 심지어는 유로를 폐쇄하는 현상이다. 또한 압축기에서 분리되지 않고 증기상태로 헬륨과 섞여 나오는 윤활유도 같은 결과를 초래한다. 냉동기의 장기운전을 방해하는 이 문제의 해결을 위해 우선, 헬륨의 오염도를 1 ppm 이하로 감소시키고 압축기의 유분리기의 성능을 향상시키는 방법이 선행되어야 한다. 그리고 (4.16)에서 고압측(아래편 유로)의 중간온도 영역에 설치되어 있는 헬륨정화기(purifier)를 설치해야 한다. 정화기는 charcoal, silica gel 등의 흡착제(adsorbent)를 사용하여 오염물질을 거르고, 두개가 짝이 되어 한개가 작동할 때 또 한개가 재생하는 방식을 택한다.

이 글의 전체를 통해 해석하고 설계한 내용은 헬륨의 정상상태의 유동을 전제로 하고 있다. 실제로 팽창밸브와 증발기를 통과한 후의 저압측 유동은 대체적인 정상상태로 볼 수 있다. 그러나 고압측의 유동은 왕복동식 압축기의 주기에 따라 비정상적 유동이 나타난다. 고온에서는 유체에 비해 열용량이 월등히 크고 열교환이 매우 빠른 고체벽이 가까이 있으므로 헬륨의 비정상 유동이 열적 성능에 큰 영향이 없으나, 저온에서는 고체벽의 비열이 격감하여 유체의 유동에 따라 고체의 온도도 함께 변화하게 된다. 이는 왕복동식 팽창기에 의한 영향도 다소 받게 된다. 이러한 문제를 정량적으로 다루기는 꽤 난이한 편으로 여기서는 다루지 않으나 실제 문제에서는 헬륨의 비정상 유동에 의한 성능의 감소도 검토해야 한다.

4.5 결 어

대형 극저온 냉동기는 일반 상업용 시스템의 부품이라기 보다는 대형 에너지산업이나 대형 수송산업에 응용된다고 할 수 있다. 이 두 사업분야는 부존자원이 부족하고 교통난이 심각한 국내의 현실에서는 이 냉동분야를 주도해 온 미국보다 더욱 시급하다고 생각한다. 멀지 않은 미래에 반드시 필요하게 될 이 기술에 대해 독자 여러분의 관심을 기대해 본다.