

극저온 냉동기(II)

Cryogenic Refrigerators

김 영 인*, 장 호 명**
Y. I. Kim, H. M. Chang

2. Stirling 냉동기

2.1 서 론

2.1.1 냉동기 개요

Stirling 냉동기는 80 K 이상의 중형 내지는 대형 냉동기에 매우 많이 쓰이고 있다. 미국, 영국, 네덜란드, 스위스, 이태리 등에 설치되어 있는 대형 액체질소, 액체산소공장들과 천연가스의 분리정제공장들은 모두 이 Stirling 냉동기를 이용하고 있다. 또 Tokamak 핵융합로와 같이 매우 큰 용량의 극저온용 냉동기와 최근 일본에서 개발된 자기부상열차의 냉동에 냉기로서도 활용되고 있다.

이처럼 큰규모의 응용분야에 Stirling 냉동기가 널리 사용되는 이유는 냉동기의 “고효율”과 “제작의 간편함”으로 압축할 수 있다. 고온의 압축부와 저온의 팽창부사이를 열재생기(thermal regenerator)로 연결함으로써 열적성능이 뛰어나고, 저온의 고압유체가 외부에 인출하면서 팽창을 하므로 효율이 대단히 우수하다. 또 압축부와 팽창부를 하나의 구동장치로 작동하며 밸브 등 제작이 어려운 부품이 거의 없으므로 기본설계자료가 준비될 경우 대체로 제작이 용이하다.

반면에 냉동기의 작동현상이 극도로 복잡하여, 최적설계를 위한 열유동해석이 어려운 단점이 있다. 뒤에 다시 언급되는 바와 같이

Stirling 엔진과 냉동기에 관한 참고문헌이 무수히 많이 있으나, 어느 한가지 자료도 가장 훌륭한 설계지침으로 선택되기에는 무리가 따른다. 그 이유는 모든 열유동현상을 고려한 종합 계산방법의 개발은 본 저자들의 관점으로서는 거의 불가능하며, hardware의 실험을 통한 특성들을 최대한 이용한 해석 및 설계방법이 최선의 방법인데 이와 관련한 자료들은 외국의 일부기업이 보유하고 있기 때문이다.

역사적으로 볼 때 19세기에 Robert Stirling이 고안한 Stirling 엔진은 1938년 네덜란드의 Phillips 회사의 연구실에서 개발을 시작함으로써 실용화가 시작되었다. 냉동기로서 이미 1950년대에 산소액화 사이클에 응용하였고, 이후 상업화에 크게 성공하였다. Phillips의 기술을 전수받아 미국의 CTI(Cryogenic Technology Inc.), Hughes Aircraft, Texas Instrument 등의 회사가 Stirling 냉동기의 개발에 성공하였으나, 현재까지 Phillips가 그 기술을 가장 많이 보유하고 있는 실정이며, Stirling 냉동기가 Phillips 냉동기로 불리우는 이유도 여기에 있다.

이상적인 Stirling 냉동사이클은 그림 2.1에 보여진 바와 같이 압축기, 열재생기, 팽창기로 구성되어 있으며 두개의 등온과정과 두개의 등적과정으로 이루어진다. 열재생기의간극체적(Void Volume)을 무시하였을때 상태 1

* 정회원, 생산기술연구원 연구개발본부

** 생산기술연구원 연구개발본부

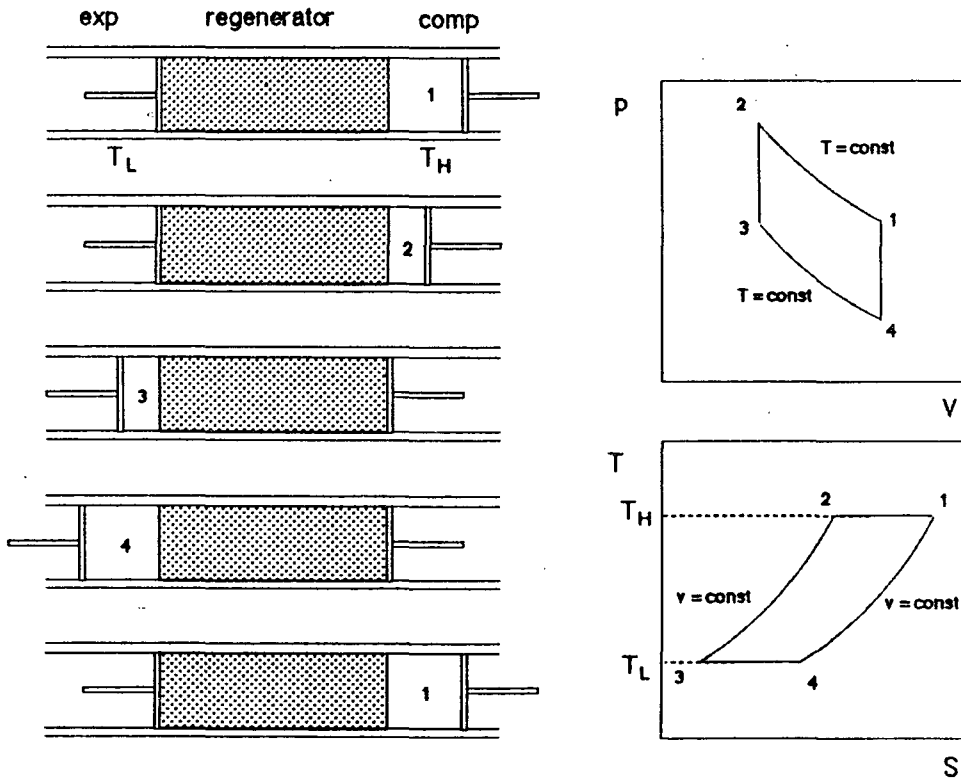


그림 2.1 Stirling 냉동기의 구성과 P-V 및 T-S 선도

에서 모든 작동유체는 고온압축부에 머물러 있으며 팽창기의 피스톤이 정지된 상태에서 압축피스톤이 압축운동을 시작한다. 이때 압축가스는 압축기의 벽면에 지속적인 열전달을 하고 일정한 온도(T_H)로 유지되고, 1-2 과정에서 작동유체가 외부에서 받은 일(W_{comp})은 외부로 전달한 열(Q_H)과 같다. 즉 이상기체의 경우

$$W_{comp} = Q_H = mRT_H \ln \frac{V_1}{V_2} \dots\dots (2.1)$$

이며 여기에서 m 는 작동유체의 질량, R 은 기체상수이다. 상태 2에서 압축기와 팽창기의 피스톤들은 각각 같은 체적변화를 하여 고온(T_H)에서 저온(T_L)으로 열재생기를 통하여 상태 3으로 냉각된다. 열재생기는 열용량이 작동유체에 비해 대단히 크며 열전달면적이 매우 크므로 자체의 온도가 변하지 않고 유체와 긴밀한 열전달을 통해 에너지를 주기적으로 흡수, 방출한다. 상태 3의 저온유체는 팽창피스톤의 팽창운동으로 상태 4로 외부에 일을 하며 팽창하고,

이때 외부에서 열을 흡수하여 등온(T_L)이 유지되고 저온냉동효과를 얻게 된다. 3-4 과정에서도 1-2과정과 같이 작동유체가 외부로 한 일(W_{exp})과 외부에서 받은 열(Q_L)은 같은 양을 갖게 된다. 식 (2.1)과 마찬가지로

$$W_{exp} = Q_L = mRT_L \ln \frac{V_4}{V_3} \dots\dots (2.2)$$

의 관계가 된다. 그후 저온저압의 유체는 두 피스톤의 등적운동 4-1을 통해 열재생기를 통해 가열되며(열재생기를 냉각시키며) 상태 1로 되돌아와 한 사이클을 완성한다. 과정 2-3에서 열재생기에 축적된 에너지와 과정 4-1에서 방출된 에너지의 양은 같으므로 냉동기의 성적계수(COP)는

$$COP = \frac{Q_L}{W_{comp} - W_{exp}} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} \dots\dots (2.3)$$

이 되고 식 (2.1)과 (2.2)를 이용하고, $V_1 = V_4$ 와 $V_2 = V_3$ 이므로

$$COP = \frac{T_L}{T_H - T_L} \dots\dots\dots(2.4)$$

이다. 이 성적계수는 Carnot 냉동기와 동일한 값이다.

이 이상적인 Stirling 냉동사이클의 피스톤 운동은 현실적으로 얻어지기 어려운 구성을 갖고 있다. 실제의 피스톤운동이 Sinusoidal 운동을 하거나 내연기관과 같은 Crank 운동을 하더라도 압축 및 팽창운동의 위상(Phase)이 위와 같은 순서를 갖게 되면 역시 Carnot 냉동기와 같은 성능을 갖게 된다. 중요한 점은, Stirling 사이클에서 열재생 및 외부 열전달 과정과 일을 주고 받는 과정이 열역학적으로 근본적인 비가역성(intrinsic irreversibility)이 없도록 구성될 수 있다는 사실이다.

이상적인 재생기의 한 위치에서 같은 온도로 상하운동을 하게 되므로, 고온 압축부와 저온 팽창부 사이에 순에너지 전달(net energy transfer)량이 없게 된다. 다시 말해서 한 사이클을 운전하는 동안 압축부와 팽창부 각각에서 외부와의 일과 열의 전달량이 동일하게 되는 것이다. 우리가 원하는 냉동효과(Q_L)를 극대화하기 위해서는 반드시 팽창기의 외부일(W_{exp})을 극대화해야만 하는 것이다.

한편 엔트로피의 측면에서 볼 때, 일의 전달은 엔트로피의 전달을 동반하지 않으므로, 저온부의 엔트로피 부하인 Q_L/T_L 은 열재생기를 통해 고온부로 Pumping 해야만 하는 것이다. 이때 생성되는 엔트로피(generated entropy)를 수반하므로 일반적으로

$$\frac{Q_H}{T_H} \geq \Delta S \geq \frac{Q_L}{T_L} \dots\dots\dots(2.5)$$

의 관계가 얻어진다. 위에서 언급한 바와 같이 이상적인 열재생기의 한 위치에서 기체의 온도변화가 없으므로 엔트로피의 전달량은 압력변화에 따른 양만큼 가능한 것이다. 더 간단히 생각하여 저온부를 향한 기체의 압력이 P_H , 고온부를 향한 기체의 압력이 P_L 이라면

$$\Delta S = m R \ln \frac{P_H}{P_L} \dots\dots\dots(2.6)$$

을 얻게 된다. 즉 주어진 작동유체(m)로 많은 냉동부하를 얻기 위해서는 반드시 큰 압력비를 이용해야만 하는 것이다. 현실적으로 큰 압력비로는 또한 손실이 증가하므로 최적압력비가 존재하는 것으로 알려져 있다. 이상의 열역학적 고찰은 이상기체와 이상적인 열재생기의 가정하에 행하여졌으며, 그밖의 모든 비가역성도 포함될 수 있음을 강조하며, Stirling 사이클을 처음 접하는 독자는 반드시 자세히 이해해야 하는 내용이다.

2.1.2 종류

Stirling 냉동기는 구성과 응용면에서 종류가 많고, 그 분류방법도 한가지가 아니다. 여기서는 가장 보편적인 분류와 그 구성만을 간단히 살펴보기로 한다. Stirling 냉동기는 크게 나누어 single acting 냉동기와 double acting 냉동기가 있다. Single-acting 냉동기는

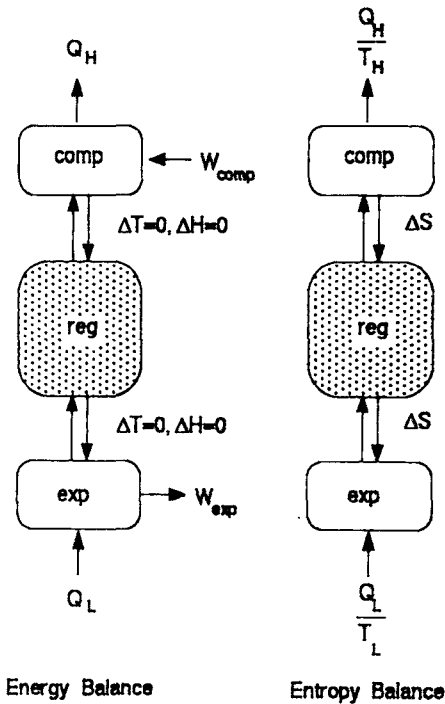


그림 2.2 이상적인 열재생기를 가진 Stirling 냉동기의 열역학적 구성

더 현실적인 Stirling 냉동기의 열역학적 구성을 살펴보면 그림 2.2에 나타난 바와같이 에너지의 흐름과 엔트로피의 흐름으로 나누어 볼 수 있다. 이상기체의 행태를 하는 작동유체는

하나의 압축부와 하나의 팽창부만을 갖는 반면에 double-acting 냉동기는 두개 혹은 그 이상의 압축부와 팽창부를 갖고 있다.

Single-acting 냉동기는 그림 2.3에 나타난 바와 같이 α 형, β 형, γ 형이 있다. α 형은 두개의 실린더에 두개의 피스톤을 갖고 각각이 압축과 팽창의 역할을 하는 기본적인 구성이다. 이들은 크랭크축과 같은 구동시스템에 의해 일정한 위상차를 갖고 운동하게 되는데 두개의 실린더가 그림 2.3(a)와 같이 평행적 운동을 하거나 V자배열을 갖거나 혹은 일직선상에 반대방향의 배열을 갖게 된다. α 형 냉동기는 two-piston 냉동기라고 불리기도한다.

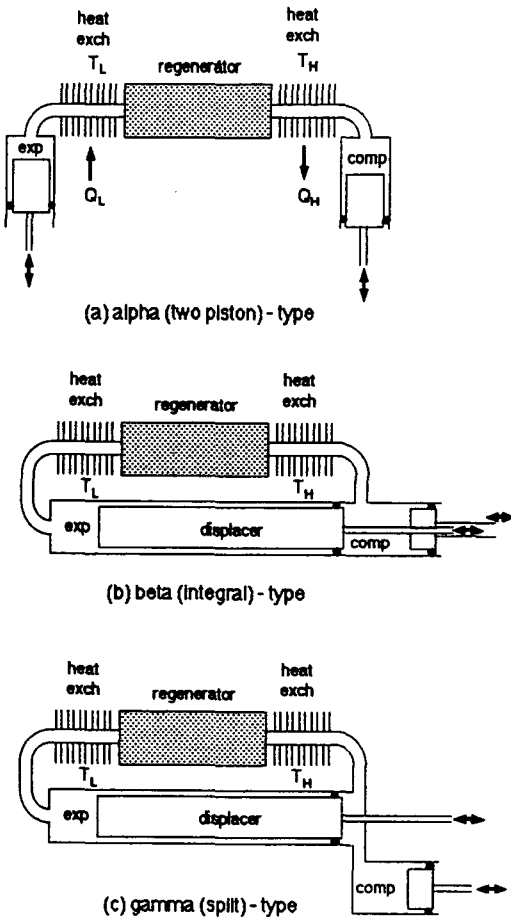


그림 2.3 Single-Acting Stirling 냉동기의 종류

β 형 냉동기는 그림 2.3(b)에서 알 수 있듯이 하나의 긴 실린더에 왕복기(displacer)와 피스톤을 각각 한개씩 갖는 구조를 갖는다. 팽창부의 체적은 왕복기의 운동으로 조절되고 압축부의 체적은 왕복기와 피스톤의 상대적 운동으로 결정된다. 왕복기는 양단의 압력차가 크지 않아 구동이 매우 용이하며, 열재생기를 왕복기 내부에 장착할 수 있는 이점이 있다. Integral Stirling 냉동기로 불리우는 이 β 형을 변형한 냉동기로 free-piston Stirling 냉동기가 있다. 이는 piston이 외부의 구동장치가 아닌 내부의 기체압력에 의해 행해지는 배열인데, 구동이 매우 용이하지만 냉동성능이 다소 떨어지고 해석과 설계가 더욱더 난해한 단점이 있다.

γ 형 냉동기는 Split-Stirling 냉동기로도 불리우는데 두개의 실린더에 하나의 왕복기, 하나의 피스톤을 갖고 있다. 그림 2.3(c)와 같이 팽창부의 피스톤-실린더 조합을 분리시켜 운전하는 방식이다.

Double-acting 냉동기는 여러개의 왕복기-실린더조합 열재생기를 통해 직렬로 연결한 그림 2.4와 같은 구조를 갖는다. 왕복기의 한쪽공간이 앞냉동사이클의 팽창기로 이용되면서 동시에 그 왕복기의 다른쪽 공간은 뒤의 냉동사이클의 압축기로 이용되는 형식이다. 이 double-acting 시스템은 냉동사이클당 운동장치의 수가 Single-acting 시스템에 비해 반으로 주는 결과가 되며 대용량 냉동장치에 쓰여진다.

그밖에 다단식 Stirling 냉동기도 있다. 그림 2.5에 나타난 2 단식 냉동기는 β 형 냉동기를 응용한 것인데 제 1재생기를 통한 작동유

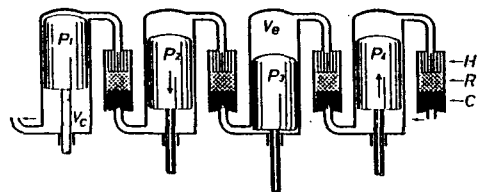


그림 2.4 전형적인 Double-Acting Stirling 냉동기

체를 보조팽창기로 일단 팽창시킨후 그 일부는 다시 제1재생기로 돌려 보내고 나머지를 제2재생기를 통해 더 낮은 온도의 냉동을 위해 팽창기로 보내는 방식이다. 매우 낮은 온도의 냉동을 위해 쓰여지는데 Phillips의 2단식 Stirling 냉동기는 자체의 열손실을 제외한 무부하 상태에서 약 7~8 K까지 도달한다고 알려져 있다.

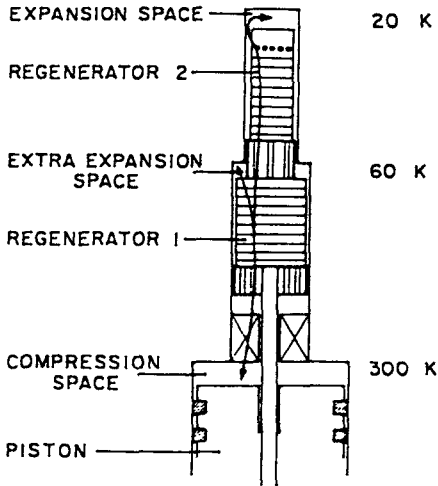


그림 2.5 2 단식 Stirling 냉동기

2.2 해석 및 설계방법

서론에서 언급한 바와 같이 Stirling 냉동기의 해석 및 설계방법은 극히 어려우며 최선의 방법이 알려져 있지 않다. 여기에서는 가장 간단한 등온해석(isothermal analysis)과 기본적인 단열해석(adiabatic analysis)의 방법을 소개함으로써, 매우 중요한 압축기 및 팽창기의 체적비와 열교환기 및 열재생기의 간극체적(void volume)의 역할을 설명하고자 한다. 아울러 설계를 위한 개념정립을 위해 반드시 필요한 열적현상을 설명하고 주요변수를 소개하는 방향을 택하였다.

2.2.1 Schmidt의 등온해석

등온해석이란 두개의 working volume 즉, 압축기와 팽창기에서 작동유체와 벽면과의 열전달이 충분히 빠르며 유체의 온도가 각각 T_H 와 T_L 로 일정하게 유지되는 이상적인 경

우이다. 냉동기의 운전속도가 매우 느리거나 작동체적(working volume)의 수력직경(hydraulic diameter)이 매우 작은 경우(bore/stroke 비가 매우 작거나 매우 큰 경우)에 등온과정과 비슷한 행태를 하게 된다.

등온해석을 하는 이유는 가장 간단한 경우를 통해 계산의 방향을 인식하고 압력의 변화에 영향을 주는 가장 중요한 인자를 알아보고자 하는데 있다. 이상기체를 사용할때 팽창기, 열재생기, 압축기내의 기체질량은 각각

$$m_{exp} = \frac{PV_{exp}}{RT_L}, \quad m_R = \frac{PV_R \ln \frac{T_H}{T_L}}{R(T_H - T_L)}$$

$$m_{comp} = \frac{PV_{comp}}{RT_H} \dots\dots\dots (2.7)$$

인데, 여기서 V_R 은 열재생기의 온도는 유체가 흐르는 방향으로 저온(T_L)부터 고온(T_H)까지 선형(linear) 변화를 하고 있다는 가정에서 얻어졌다. 식(2.7)에서 P 는 냉동기 전체를 통하여 일정하다고 가정되었으며 주어진 팽창기 및 압축기의 체적(V_{exp} , V_{comp})의 변화에 대하여 구하고자 하는 미지수이다. 팽창기와 압축기내의 질량은 각각의 체적변화와 압력변화에 따라 변화하며, 열재생기내의 질량은 압력변화만에 의존하고 있다.

냉동기내의 전체 기체질량을 m_{tot} 라면

$$m_{tot} = m_{exp} + m_R + m_{comp} \dots\dots\dots (2.8)$$

가 되고 그 합은 일정한 값을 갖게 된다. 식(2.7)을 (2.8)에 대입하면 P 가 유일한 미지수가 되므로

$$P = \frac{m_{tot} R}{\left(\frac{V_{exp}}{T_L} + \frac{V_R \ln(T_H/T_L)}{T_H - T_L} + \frac{V_{comp}}{T_H}\right)} \dots\dots\dots (2.9)$$

가 얻어진다. 간단한 1st order harmonic 함수로 두개의 체적변화를 표시하면

$$V_{exp} = \frac{V_E}{2}(1 - \cos \theta) \dots\dots\dots (2.10)$$

$$V_{comp} = \frac{V_C}{2}\left(1 - \cos(\theta - \alpha)\right) \dots\dots\dots (2.11)$$

인데 V_E , V_C 는 각각 팽창기와 압축기의 최대 체적이며, θ 는 crank angle 이며 α 가 압축체

적이 팽창체적에 대해 앞서가는 위상각이다. 식 (2.10), (2.11)을 식 (2.9)에 대입하여 정리하면

$$P = \frac{m_{tot} R}{S - C \cos(\theta - \beta)} \dots\dots\dots (2.12)$$

인데 여기서

$$S = \frac{V_E}{2T_L} + \frac{V_R \ln(T_H/T_L)}{T_H - T_L} + \frac{V_C}{2T_H} \dots (2.13)$$

$$C = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{V_E}{T_L} + \frac{V_C}{T_H} \cos \alpha\right)^2 + \left(\frac{V_C}{T_H} \sin \alpha\right)^2} \quad (2.14)$$

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{V_C}{T_H} \sin \alpha}{\frac{V_E}{T_L} + \frac{V_C}{T_H} \cos \alpha} \right) \dots\dots\dots (2.15)$$

이다. 압력의 최대치는 $\theta = \beta$ 에서 얻어지는데, $\alpha = \pi/2$ 인 경우 즉 두 체적변화의 위상각이 90° 인 경우에는

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{V_C T_L}{V_E T_H} \right) \dots\dots\dots (2.16)$$

가 된다. 식 (2.16)에서 괄호안의 값은 displaced mass ratio(이동질량비)라고 불리우는 값인데 압축부의 평균기체질량과 팽창부의 평균질량의 비가 된다. $\alpha = \pi/2$ 일때 팽창기는 crank angle 이 0일때 체적이 최소가 되고 압축기는 90° 일때 최소가 되는데 압력은 그사이 값인 식 (2.16)의 β 값에서 최대치에 도달하게 된다. 이동질량비가 작을때 다시말하면 압축기가 팽창기에 비해 상대적으로 작을때 β 는 작은 값을 갖으며 팽창기의 부피와 최소점에 더 가까운 시기에 최대압력에 도달하게 되는 것이다. 이는 물리적으로 자명한 현상이나 여기에서 주목할 점은 그 압력변화에 영향을 주는 인자가 단순히 두 체적의 비 뿐아니라 두 온도가 복합된 두 질량비 즉 이동질량비라는 점이다.

고온과 저온부에서의 일 또는 열의 전달량을 계산하기 위해서는 식 (2.12)에서 구한 P 를 각각의 체적변화에 따른 적분을 수행하면 된다.

$$W_{exp} = \int P dV_{exp} = \pi m_{tot} R V_E \frac{1}{c} \left(\sqrt{\frac{S}{s^2 - c^2}} - 1 \right) \sin \beta \dots\dots\dots (2.17)$$

$$W_{comp} = -\int P dV_{comp} = \pi m_{tot} R V_C \frac{1}{c}$$

$$\left(\sqrt{\frac{S}{s^2 - c^2}} - 1 \right) \sin(\alpha - \beta) \quad (2.18)$$

여기서 W_{comp} 는 기체가 외부에서 받는 일이므로 적분에 -부호가 붙었다. 식 (2.2)와 (2.3)에서 성적계수는

$$COP = \frac{W_{exp}}{W_{comp} - W_{exp}} = \frac{V_E \sin \beta}{V_C \sin(\alpha - \beta) - V_E \sin \beta} \dots\dots\dots (2.19)$$

인데 식 (2.15)의 관계를 이용하면 식 (2.19)는 다시 carnot 냉동기의 성적계수가 됨을 보일 수 있다. 이 등온해석에서도 열역학적 비가역성이 포함되어 있지 않으므로 이와같은 결론을 얻게된 것이다.

2.2.2 Finkelstein의 단열해석

단열해석이란 두개의 working volume 에서의 외부와의 열전달이 이루어지지 않는 Stirling 냉동기의 해석방법이다. 그림 2.6에 나타난 바와 같이 양단의 실린더는 단열되어 있고 열재생기의 양단과 두 실린더사이에 저온과 고온의 열교환기가 각각 연결되어 있는 경우에 대한 해석이다. 여기에서도 열재생기와 열교환기는 모두 이상적인 열전달을 수행한다는 가정에서 이루어진다.

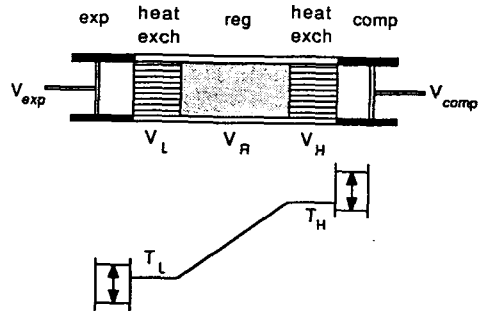


그림 2.6 Finkelstein의 단열해석

단열해석은 등온해석에 비해 더욱 현실에 가까운 점에서 매우 중요한 현상을 많이 배울 수 있으며, Stirling 냉동기와 엔진에 관심이 있는 독자들은 반드시 수행해야만 하는 해석방법이다. 등온해석에서는 이동질량비는 압력변화에 영향을 주었으나 냉동기 전체의 성능에

는 무관하였다. 그러나 이 단열해석에서는 대체로 빠른 운전을 하는 압축기와 팽창기의 본질적인 비가역성을 포함하고 있기 때문에 이동질량비와 간극체적의 냉동성능에 관한 영향이 나타난다. 또한 더욱 현실적인 해석 및 설계방법을 익히기 위해 여러가지의 loss mechanism이 단열해석방법을 응용하여 가능해진다.

해석의 방법에 있어서 가장 중요한 가정은 두개의 working volume 이 단열적으로 운동하므로 내부의 기체온도는 한사이클을 통해 계속 변화하며(그림 2.5) 실린더-피스톤으로 이루어지는 control volume 에 관한 질량과 에너지에 대한 방정식이 동시에 다루어져야 하는 것이다.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m} \dots\dots\dots (2.20)$$

$$\frac{d(mu)}{dt} = \dot{m} h - P \frac{dV}{dt} \dots\dots\dots (2.21)$$

질량보존에 관한 식(2.20)에서 m 은 control volume 내의 질량이며 \dot{m} 은 실린더를 향한 방향이 (+)인 질량유동의 양이다. 에너지보존식(2.21)에서 u 는 control volume 내에 균일한 specific energy 이며 h 는 유동질량이 보유하고 있는 specific enthalpy 이다. 여기서 h 는 \dot{m} 이 (+)일때는 인접한 열교환기의 벽면온도 즉 팽창기에서는 T_L , 압축기에서는 T_H 에서의 엔탈피이며 \dot{m} 이 (-)일때는 실린더내부의 균일한 온도에서의 엔탈피이다. 따라서 식(2.20), (2.21)을 연립하여 실린더내의 질량변화를 주어진 부피변화와 미지수인 압력변화로 표시할때 두 영역으로 나누어진 표현을 얻게 된다. 예를들어 팽창에 대해

$$\frac{dm_{exp}}{dt} = \frac{1}{k} \frac{V_{exp}}{RT_L} \frac{dP}{dt} + \frac{P}{RT_L} \frac{dV_{exp}}{dt}, \text{ for } \frac{dm_{exp}}{dt} > 0 \dots\dots\dots (2.22)$$

$$\frac{dm_{exp}}{dt} = \frac{1}{k} \frac{m_{exp}}{P} \frac{dP}{dt} + \frac{m_{exp}}{V_{exp}} \frac{dV_{exp}}{dt}, \text{ for } \frac{dm_{exp}}{dt} < 0 \dots\dots\dots (2.23)$$

인데 이과정에 이상기체 상태방정식이 사용되었고 k 는 기체의 비열비이다. 마찬가지로의 식

이 압축기에 대해서도 쓰여지며 이때 T_L 은 T_H 로 치환되어야 한다.

여기서 전형적인 변수의 무차원화가 이루어져야 한다. 두체적에 관한 변수는 각각의 평균체적(V_{AE} , V_{AC})으로 무차원화되며 압력은 한 사이클 동안의 최대압력(P_{max})로 무차원화된다. 또 두체적안의 기체질량의 최대압력, 각각의 열교환기온도(T_L , T_H), 평균체적에서의 질량으로 무차원수가 얻어진다.

$$\begin{aligned} \bar{V}_{exp} &= \frac{V_{exp}}{V_{AE}}, \quad \bar{V}_{comp} = \frac{V_{comp}}{V_{AC}}, \quad \bar{P} = \frac{P}{P_{max}} \\ \bar{m}_{exp} &= \frac{m_{exp}}{P_{max} V_{AE}}, \quad \bar{m}_{comp} = \frac{m_{comp}}{P_{max} V_{AC}} \end{aligned} \dots\dots\dots (2.24)$$

이 무차원변수와 함께 두가지의 매우 중요한 무차원변수가 있는데, 간극체적비(\bar{V}_D)와 이동질량비(\bar{V}_{VT})가 그것이다. 간극체적이란 두 working volume 을 제외한 열교환기, 열재생기내의 체적인데 그 체적을 메우는 질량, m_D 로 무차원화되며 이동질량비는 양단의 온도와 평균체적으로 얻어지게 된다.

$$\bar{V}_D = \frac{m_D RT_H}{P V_{AC}}, \quad \bar{V}_{VT} = \frac{V_{AE} T_H}{V_{AC} T_L} \dots (2.25)$$

식(2.25)에서 m_D 와 P 는 사이클 동안에 변하는 변수이나 서로 비례하는 값을 가지므로 \bar{V}_D 는 상수임을 주의해야 한다. 그리고 이 단열해석에서 input이 되는 무차원변수는 이제 \bar{V}_{exp} , \bar{V}_{comp} , \bar{V}_D , \bar{V}_{VT} 뿐이며 output는 \bar{P} , \bar{m}_{exp} , \bar{m}_{comp} 로 그 수가 대폭 줄어들게 되었다.

궁극적으로 컴퓨터에 의한 간단한 수치해석에 의하여 하는 단열해석의 순서는 다음과 같다. 우선 두 working volume 에 대해 식(2.22), (2.23)과 같은 무차원 방정식을 쓴다. 팽창기에 대해

$$d\bar{m}_{exp} = \frac{1}{k} \bar{V}_{exp} d\bar{P} + \bar{P} d\bar{V}_{exp} \text{ for } d\bar{m}_{exp} > 0 \dots\dots\dots (2.26)$$

$$d\bar{m}_{exp} = \frac{1}{k} \frac{\bar{m}_{exp}}{\bar{P}} d\bar{P} + \frac{\bar{m}_{exp}}{\bar{V}_{exp}} d\bar{V}_{exp} \text{ for } d\bar{m}_{exp} < 0 \dots\dots\dots (2.27)$$

이며 압축기에 대해서도 비슷한 식이 얻어진다. 여기서 시간에 대한 미분이 빠져있는 이유는 input 변수인 \bar{V}_{exp} 와 \bar{V}_{comp} 가 crank angle로 표시되어 output 또한 angle에 따른 변화로 얻어지면 되기 때문이다. 이제 팽창기, 간극체적, 압축기에 대한 전체질량보존식을 쓰고 등온해석과 같이 유일한 미지수 \bar{P} 에 대해 정리해야 하는데, 질량의 변화에 따라 압축기 및 팽창기에 관한 식은 각각 두가지 씩이므로 \bar{P} 에 관한 미분방정식은 이들의 조합으로 네가지의 다른식이 얻어진다.

예를들어 $d\bar{m}_{exp} > 0$ 이고 $d\bar{m}_{comp} > 0$ 일때에는

$$d\bar{P} = -k\bar{P} \frac{\bar{Y}_{VT} d\bar{V}_{exp} + d\bar{V}_{comp}}{\bar{Y}_{VT}\bar{V}_{exp} + k\bar{V}_D + \bar{V}_{comp}} \dots (2.28)$$

이며 비슷한 방법으로 $d\bar{m}_{exp} < 0$, $d\bar{m}_{comp} < 0$ 일 때 등 나머지 세개의 식도 유도될 수 있다.

\bar{P} 에 대한 미분방정식을 푸는 방법으로, (1)

입의 \bar{P} , \bar{V} , \bar{m} 에 관한 초기조건을 가정하고, (2) 주어진 미량의 $d\bar{V}$ 들에 대해 수치적분으로 다음 Step의 $d\bar{P}$ 를 구한다. (3) 구한 $d\bar{P}$ 와 $d\bar{V}$ 들로 식(2.26) 등의 식으로 $d\bar{m}$ 들을 구하는데 $d\bar{m}$ 들의 음양에 따라 식(2.28) 또는 다른 세식중에 한가지를 택해야 한다. (4) 같은 방법을 계속하여 한 사이클을 완성한다. (5) 한 사이클후 주기적 정상상태(periodic steady state)에 도달하였는가를 확인하며, 도달시까지 제(2)의 과정으로 돌아가 같은 과정을 반복한다.

이 수치해석에 대표적인 적분방법은 Runge-Kutta의 방법인데, 입의 초기조건에 대해 10사이클 이내에 정상상태에 도달하는 대단히 빠른 수렴속도로 알려져 있고, 수치적 안정성(stability)도 cycle당 수십개정도의 step 크기이면 매우 우수하다.

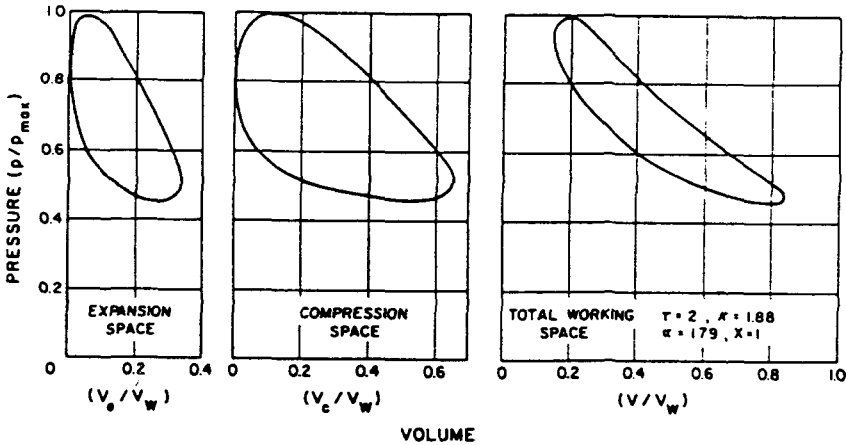


그림 2.7 팽창기, 압축기의 P-V선도 및 두 Working Volume의 복합 P-V선도

단열해석을 통한 전형적인 결과가 그림 2.7의 P-V선도에 보여진다.

첫째선도는 팽창기에 관한 선도이므로 곡선의 운동방향은 시계방향이며 곡선내부의 면적은 팽창기의 외부에 대한 일의 양이며 동시에 냉동기의 냉동효과이다. 둘째의 압축기선도는 곡선의 운동방향은 반시계방향이고 내부면적이 압축기의 일이며 고온의 배출열의 양을 나타낸다. 마지막 선도의 곡선도 반시계 방향이

며 내부면적은 냉동기에 행한 외부의 net work의 양이다.

그림 2.8과 2.9는 두 working volume내의 기체의 온도가 crank angle에 따라 변하는 모습을 여러 step 크기로 보여주고 있다. 그림 2.8의 팽창기 기체의 온도는 냉동온도(1.0)에 비해 거의 전사이클에 걸쳐 더 낮은 값을 보인다. crank angle이 180°일때 곡선의 불연속이 나타난 이유는 그 체적이 0이 되기 때

문이다. 단열해석의 모델에 따라 체적이 줄어 들때 또는 기체가 실린더를 떠날때에 내부의 온도로 배출되나 최소체적($V_{\text{이}}$ 이후 체적이 늘어난 때에는 열교환기의 온도, 즉 냉동온도로 흡입되기 때문이다. 마찬가지로 압축기(그림 2.9)에서는 방열온도(1.0) 보다 높은 온도로 열교환기에 배출되고 270°의 crank angle에서 곡선의 불연속을 보이고 있다.

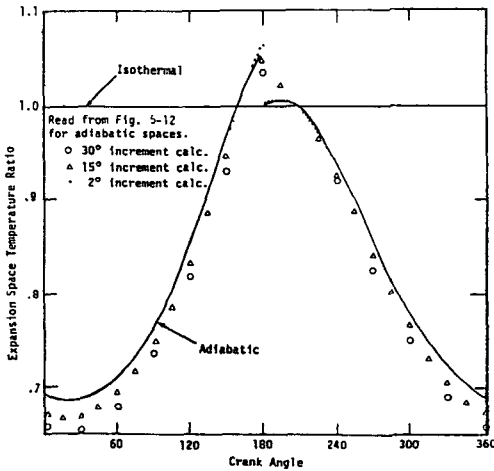


그림 2.8 팽창기내 기체의 온도변화

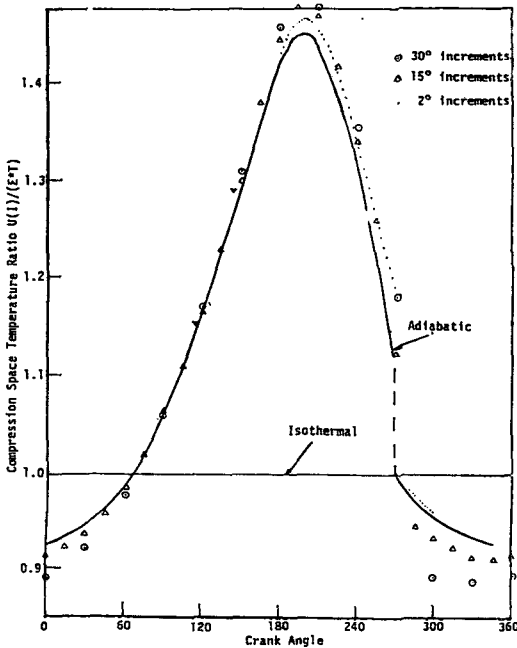


그림 2.9 압축기내 기체의 온도변화

냉동성적계수(COP)는 앞에서 구한 팽창기와 압축기의 PdV 적분값과 식(2.19)로 얻어진다. 단열모델의 COP는 Carnot 냉동기보다 작은 값을 항상 가지게 된다. 이 해석이 포함되는 열역학적 비가역성은 두가지로 정리된다. 각 working volume 에 기체가 흡입될때는 내부의 온도와 다르므로 여기에 혼합(mixing)이 이루어지므로 엔트로피가 생성되고, 기체가 배출될때는 배출기체의 온도가 인접한 열교환기의 벽면의 온도와 다르므로 열교환이 이루어지면서 또한 엔트로피가 생성된다. 성적계수에 대한 이동질량비(\bar{Y}_{VT})와 간극체적비(\bar{V}_D)의 영향은 여러 경우에 대한 단열해석을 수행함으로써 가능하나, 무차원변수와 물리적 변수와의 상관관계가 매우 복잡하므로 간단히 설명이 어려우며 지면상 여기에서는 생략하기로 한다.

2.2.3 설계방법

Stirling 냉동기의 설계에 필요한 여러 인자들 중에서 기본적으로 (1) 압축비(P_{max}/P_{min}) (2) 체적비(V_{comp}/V_{exp}) (3) 압축 및 팽창의 위상각 (4) 간극체적 (5) 운전속도(rpm) (6) 팽창기, 압축기의 Bore-Stroke 비가 우선 결정되어야 한다. 그밖에 작동유체의 종류, 구동장치(driving mechanism), 열재생재료, 열교환기의 구성, sealing 등이 설계되어야 한다.

일반적으로 Stirling 냉동기의 설계방법은 1차적(first order)설계, 2차적(second order)설계, 3차적(third order)설계로 나누어진다. 1차적설계라 함은 냉동기 전체의 성능에 관한 기본자료를 이용하며 구체적인 열유체 유동현상은 고려하지 않는 간단한 방법이다. 앞에서 설명한 단열해석의 결과를 이용하거나 그림 2.10, 2.11, 2.12와 같이 대체로 주어진 기존의 자료를 이용하는 것이 대표적인 예이다. 냉동에 필요한 일과 냉동효과를 그림 2.10은 압축 및 팽창의 체적비의 함수로 나타내고 있으며, 그림 2.11은 간극체적의 함수로, 그림 2.12는 압축 및 팽창의 위상각의 함수로 각각 나타내고 있다. 여기에서 τ 는 고온과 저온의 온도비, X 는 간극체적비, K 는 체적비, α 는 위상각인데, 모두 특정한 경우에 관한

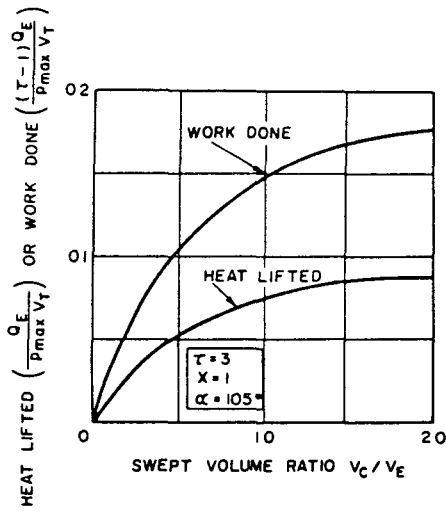


그림 2.10 압축 및 팽창의 체적비에 따른 냉동기 성능변화

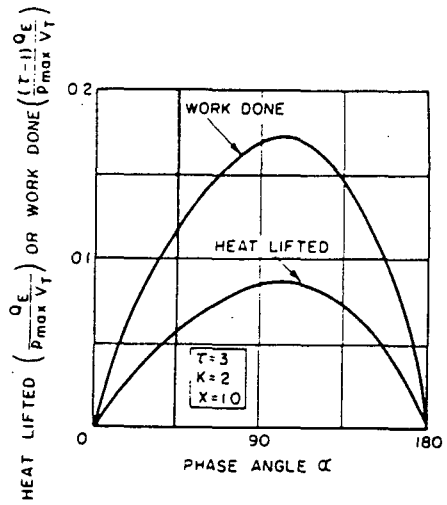


그림 2.12 압축 및 팽창의 위상각에 따른 냉동기 성능의 변화

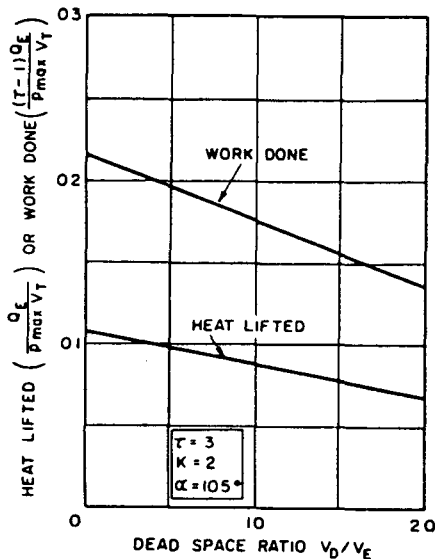


그림 2.11 간극체적비에 따른 냉동기 성능 변화

계산치이므로 일반화시키기에는 무리가 있다. 그러나 예를들어 위상각이 90° 보다 약간 큰 경우가 최적성능을 보이는 것은 실제의 여러 시스템에 사실과 크게 다르지 않다.

2 차적 설계라 함은 구체적인 열역학적 손실(loss)들을 하나씩 별개로 계산하거나 추정하여 설계에 반영하는 방법이다. 많은 2 차적 설계의 방법에 포함되어야 하는 중요한 손실

들은 다음과 같다. (1) 열재생기에서의 압력강하에 의한 손실 (2) 열교환기에서 기체와 벽면과의 온도차 (3) 열재생기재료(matrix 라고 불리운다)와 기체와의 온도차 (4) 압축기 및 팽창기에서의 열전달에 기인한 hysteresis 손실 (5) 팽창 실린더와 피스톤의 열교환에 의한 shuttle heat transfer (6) 고온과 저온사이의 전도 및 대류열전달 (7) 피스톤, 실린더의 gap에 의한 손실. 이들의 순서가 손실의 크기와 반드시 일치하지는 않지만, 대체로 그 중요성의 순서로 보아도 무난하다. 이 손실들을 계산하는 모델은 꽤 알려져 있으나, 이 중 많은 부분이 본 원고의 다음편인 G-M 냉동기의 손실들과 유사하므로 다음편에서 보다 구체적으로 다루기로 하고 여기에서는 한가지 예를들어 Stirling 냉동기의 2 차적 해석의 방법을 설명하기로 한다.

세번째로 언급된 열재생기 재료와 기체와의 온도차에 의한 손실은 그림 2.13의 기체의 유동방향의 거리에 대한 온도의 선도로 간략히 설명될 수 있다. 실선으로 표시된 중간의 온도가 고온의 열교환기와 저온의 열교환기 사이에 선형으로(linearly) 분포된 시간에 따라 변하지 않는 열재생기재료(matrix)의 온도이다. 기체가 고온에서 저온으로 흐를때 기체는 실선상부의 점선과 같이 matrix 보다 높은 온

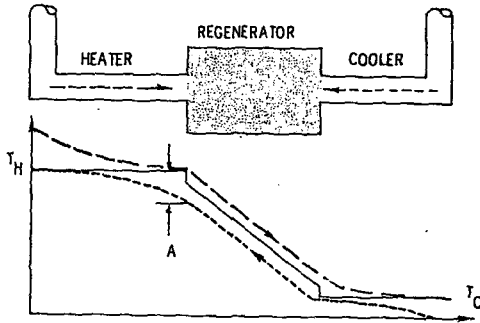


그림 2.13 열재생기 재료와 기체와의 온도차에 의한 손실

도를 갖고 있어 냉각이 이루어지며, 반대방향의 유동시는 실선하부의 점선과 같이 matrix 보다 낮은 온도로 가열이 이루어진다. 따라서 A 라고 표시된 온도에 해당되는 엔탈피 만큼 고온에서 저온으로의 열손실이 발생하는 것이다. 이는 그림 2.2에 표시된 에너지 관계식은

$$Q_L = W_{exp} - \Delta H \dots\dots\dots (2.29)$$

로 수정되어, 냉동부하에 ΔH 만큼의 손실을 의미한다. 실제의 열재생기의 열전달 현상은

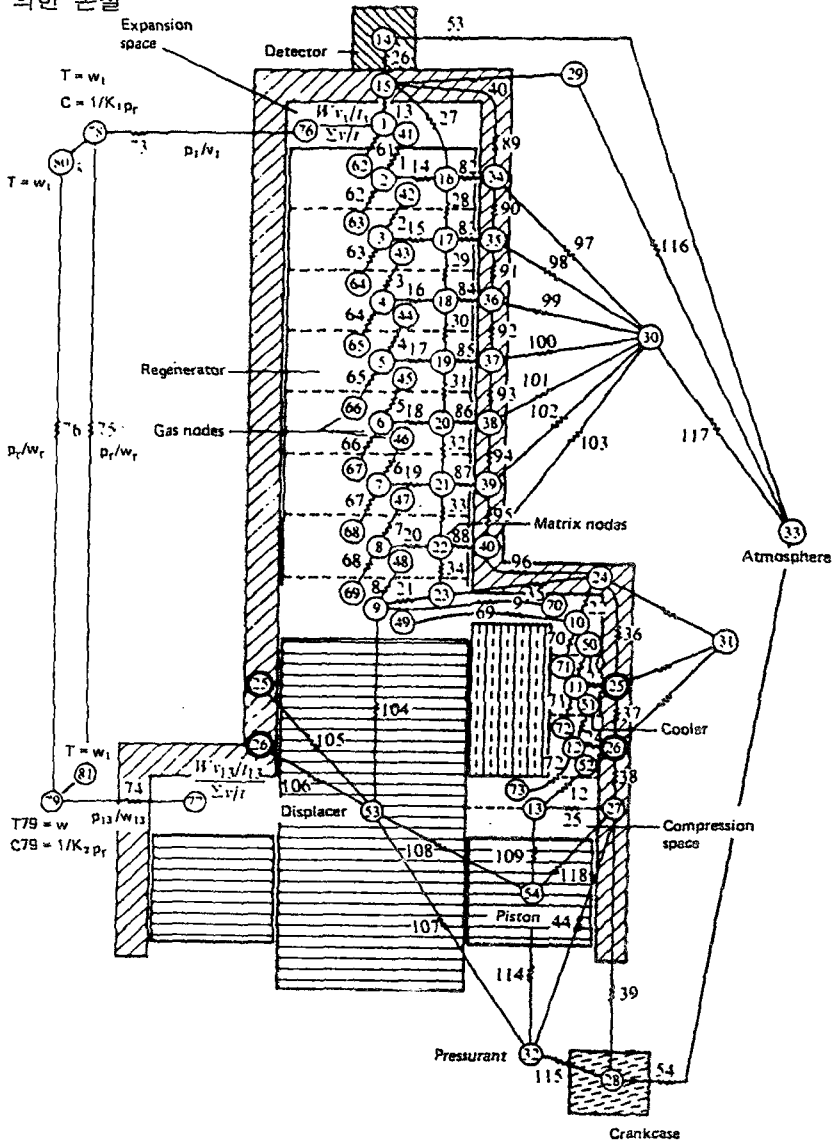


그림 2.14 3 차적 설계를 위한 대용량계산의 예

이보다 훨씬 복잡하다. 기체가 큰 압력의 변화를 겪으며 왕복운동을 하여 압력변화에 의한 기체온도의 변화량이 고려되어야 하고, 열재생기내의 간극체적과 왕복하는 기체의 유동량의 비가 또한 열재생기의 열적 성능에 영향을 미치는 것이다. 게다가 80 K 이하의 저온에서는 matrix의 비열이 줄어들어 matrix의 온도자체가 시간에 따라 변하게 되는데 이 경우 그 손실은 더욱 가중된다.

이러한 현상들을 모두 포함한 열재생기 설계의 방법은 손쉽게 얻어질 수 없다. 그러나 (그림 2.13의 모델이 2-domain 모델이라면) 압력의 강하를 고려한 4-domain 모델과 matrix의 비열을 고려한 계산방법이 위의 열손실을 매우 잘 설명하고 실제 열재생기의 성능을 예측할 수 있다. 이 과정에서 명심해야 할 사항은 이 예를 들어 설명하는 2 차적설계의 방법에서는 각각의 손실들을 별개로 계산하여, 다른 손실과의 복합손실은 고려하지 않는다는 사실이다. 따라서 열재생기에서의 압력강하는 없고 고체의 전도현상, 외부로부터의 heat leak 등을 고려할 필요가 없는 것이다.

3 차적설계는 여러손실에 관한 현상을 종합적으로 고려하여 설계하는 방법을 의미한다. 필히 이방법은 대용량의 컴퓨터계산을 요구한다. 외국의 일부 연구기관에서는 수년 또는 십수년에 걸쳐 이 계산방법을 연구개발했고 몇몇 컴퓨터 code는 고가에 판매되기도 한다. 예를들어 미국의 NASA개발 Project의 code는 그림 2.14로 설명하기도 하고, 계산결과를 기체의 온도, 기체유동방향의 거리, 그리고 시간의 3 차원공간에 그림 2.15와 같이 나타내기도 한다. 또 외국의 일부에서는 이러한 복잡한 유체의 유동을 control volume (Euler 식 기술)이 아닌 control mass (Lagrange 식 기술)의 방법으로 훨씬 더 효과적으로 예측할 수 있다고 믿고 컴퓨터 code의 개발을 시도하기도 한다.

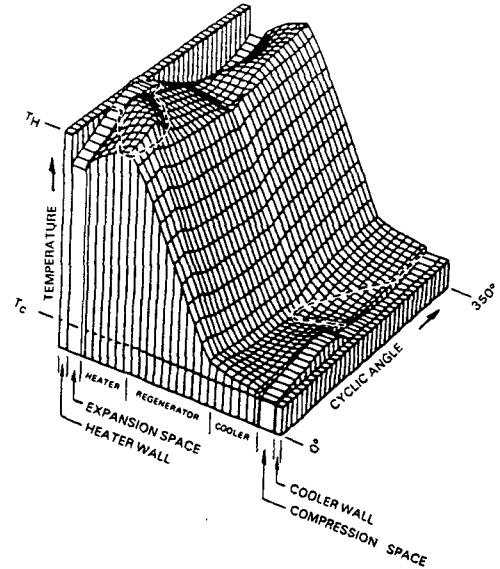


그림 2.15 기체온도, 기체유동방향의 거리, 시간의 3 차원공간에 표시된 Stirling 냉동기의 운전상태

많은 Stirling 전문가들은 엄청난 비용과 시간이 소비되는 이러한 3 차적 설계방법이 경제성과 결과 data의 신빙성면에서 다소 회의적이며, 본 저자들도 서론에서 언급한 바와같이 이와 비슷한 견해를 갖고 있다.

2.3 결 어

Stirling 냉동기는 최근의 대기오염문제, 석유가 아닌 천연자원의 활용 등에 기인한 Stirling 엔진과 함께 외국에서는 물론 국내에서도 많은 학계, 업계의 관심이 모아지고 있다. 차세대를 겨냥한 전략제품으로 부각되는 이 분야에 우리나라의 기술은 이미 수십년 뒤져 있다고 해도 과언이 아니다. 저자들의 부족한 식견으로 본 원고에서는 Stirling 냉동기에 국한해서 두서없이 기술하였으나, 관련기술의 중요성과 장래성은 힘주어 강조하고 싶다.