

헬륨의 비이상기체 거동에 따른 VM 열펌프의 손실

Thermal Losses Due to Non-ideal Gas Behavior of Helium in VM Heat Pumps

백 종 훈*, 장 호 명*
J. H. Baik, H. M. Chang

Key words : Helium(헬륨), Real gas(실제기체), VM heat pump(VM열펌프), Heat pump(열펌프)

Abstract

A cycle analysis is performed to investigate how the non-ideal gas behavior of helium reduces the heating capacity of VM heat pumps. Since the operating pressures of VM heat pumps are as high as 1 to 20 MPa, the compressibility factor of helium becomes clearly greater than 1 and the non-ideal behavior always represents a thermal loss in heating. To calculate the amount of the losses, an adiabatic cycle analysis is performed with the real properties of helium and the net enthalpy flows through the two regenerators are numerically obtained. It is shown that the non-ideal gas losses could be as much as 8% in the heating capacity when the operating pressures are greater than 10MPa. The effects of the operating temperatures and the dead volumes on the loss are presented.

기 호 설 명

C : 비열, kJ/kg-K
 h, h^* : 비엔탈피, 인접한 열교환기온도에서의 비엔탈피, kJ/kg
 $\langle H \rangle$: 한 사이클 당 엔탈피 유동, kJ/cycle
 m, \dot{m} : 질량, 질량유량, kg, kg/s
 P : 압력, MPa
 Q : 한 사이클 당 열, kJ/cycle
 t : 시간, s
 T : 온도, K
 v : 비체적, m³/kg

V : 체적, m³
 W : 한 사이클 당 일, kJ/cycle

그리스 문자

α : 체팽창계수(volume expansivity), 1/K
 β : 등온압축율(isothermal compressibility), 1/kPa

하 첨 자

A : 중온작동체적
 D : 불용체적(열교환기 및 재생기)
 H : 고온작동체적
 HX : 열교환기
 i : 고온, 중온 및 저온작동체적

* 홍익대학교 기계공학과

- j : 고온 및 저온재생기
- L : 저온작동체적
- p : 정압과정
- REG : 열재생기
- TOT : 전체

1. 서 론

VM열펌프는 가정이나 사무용 건물의 냉방 및 난방을 하나의 설비로 할 수 있는 기기이다. VM 열펌프는 열구동형 열펌프로서 전기동력 대신 도시가스 등을 연료로 사용하므로 냉방기로 사용할 경우에는 하절기 냉방부하 급증에 따른 전력예비율의 감소를 방지할 수 있는 장점이 있다. 또한 작동유체로 CFC가 아닌 헬륨을 사용하므로 오존층 파괴와 같은 환경오염을 막을 수 있다. 반면 단점으로는 작동압력이 매우 높아 설계 및 제작시의 어려움이 있으며, 다른 열펌프들에 비하여 효율이 낮다는 점 등을 들 수 있다. 따라서 이러한 VM열펌프의 실용화 목적으로한 연구가 현재 국내외에서 활발히 진행중에 있다^{(1)~(4)}. VM열펌프는 Fig.1과 같이 고온, 중온 및 저온부의 작동체적과 고온, 중온 및 저온열교환기, 고온 및 저온열재생기로 구성되어 있다. VM열펌프는 고온의 열원으로부터 고온열교환기로 유입되는 열을 이용하여 고온작동체적의 변

위기(displacer)가 왕복운동을 하게 되며, 이로 인하여 주기적으로 발생하는 전체 작동체적내의 압력 변화가 중온열교환기에서 대기로 열을 방출하게 되며 이를 이용하여 난방을 수행할 수 있도록 구성되어 있다. 단순난방기와 비교될 수 있는 VM열펌프의 특징은 다음과 같다. Fig.2에서 보는 바와 같이 고온의 열원으로부터 열을 공급받아 중온으로 일을 수행함과 동시에 이러한 일을 이용하여 저온으로부터 냉동을 수행하게 되며, 고온과 저온열교환기를 통하여 전달된 일은 중온열교환기를 통하여 열전달의 형태로 중온으로 배출된다. 즉, Fig.2의 VM열펌프를 검사체적으로 하여 에너지 보존식을 적용하면 다음과 같다.

$$Q_A = Q_H + Q_L \tag{1}$$

따라서 고온으로부터 직접 열교환을 하는 단순난방기는 Q_H 만큼의 난방용량을 얻을 수 있는데 비하여 VM열펌프는 저온으로부터 전달되는 열교환량이 Q_L 만큼 더욱 많은 난방용량을 중온열교환기로부터 얻을 수 있다. 또한 고온 및 저온작동체적을 검사체적으로 하면 이상적인 VM열펌프에서는 Q_H 와 Q_L 이 각각 W_H , W_L 과 같아지게 된다. 그러나 실제로는 헬륨의 물성으로 인하여 주어진 Q_H 와 Q_L 에 대하여 W_H , W_L 가 약간 감소하게 된다. 따라서

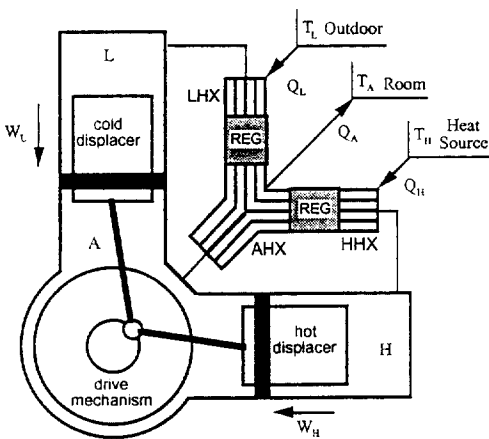


Fig.1 Configuration of VM heat pump

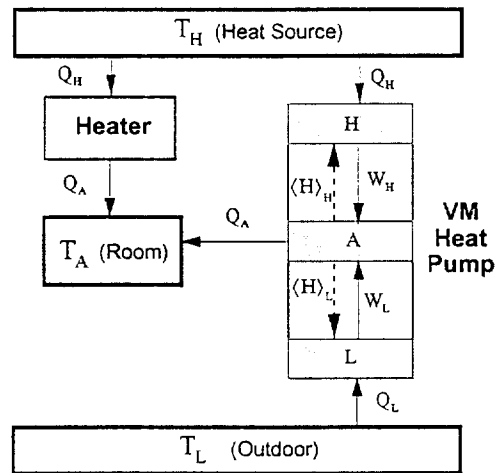


Fig.2 Energy flow in simple heater and VM heat pump

실제 시스템에서의 Q_A 는 이상적인 일량의 합보다 적어지게 되며 이는 곧 전체 VM열펌프시스템에서 손실로써 작용하게 된다. 이러한 손실의 원인을 좀 더 자세히 알아보기 위하여 중온작동체적과 중온열교환기를 검사체적으로 하여 에너지보존법칙을 적용하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_A = W_A - \langle H \rangle = \int P dV_A - \int \dot{m} h dt \quad (2)$$

식 (2) 우변의 엔탈피유동량은 한 사이클동안에 검사체적인 중온열교환기와 중온작동체적내로 유입되는 비엔탈피와 검사체적내의 질량유량을 사이클 적분한 값을 의미한다. 또한 중온작동체적의 일량 W_A 는 고온 및 저온작동체적에서의 일량 W_H , W_L 의 합과 같으므로 실제로 중온열교환기에서 얻을 수 있는 난방용량의 계산식은 다음과 같다.

$$Q_A = W_H + W_L - \int \dot{m} h m dt \quad (3)$$

만약 작동유체인 헬륨이 이상기체 거동을 할 경우, 단위자기체인 헬륨의 정압비열이 온도에 따라 변하지 않으므로 압력의 변화가 관계없이 식 (3) 우변의 사이클 적분항은 소거된다. 그러나 실제기체의 경우에는 이 사이클 적분항이 소거되지 않는다. 그 이유는 다음과 같다. Fig.3에서 보는 바와 같이 헬륨은 역전온도이상의 같은 온도에서 압력이 증가함에 따라 엔탈피가 증가한다. 특히 VM열펌프는 총 체적이 일정하고 입력변화가 작동유체의 온도변화에 의하여 일어나므로 압력비(최고압력/최

저압력)는 낮으나, 단위체적당의 난방용량을 크게 하기 위하여 헬륨의 한 사이클 동안의 평균작동압력은 100기압 정도로 임계압력인 0.227MPa에 비해 매우 높다. 따라서 작동압력이 약 2MPa이상의 압력이 되면 압축성인자(compressibility factor)가 1보다 커지는 비이상성이 나타나므로 이러한 엔탈피의 비이상성은 압력증가에 따라 커질 것을 예측할 수 있다. 이는 식 (3)의 우변 사이클 적분항이 소거되지 않는 것을 의미하며 이 항이 양수일 경우, 즉 작동체적이 증가할때의 평균압력이 감소할때의 평균압력보다 클 경우 중온열교환기에서 고온 및 저온작동체적방향으로 정미엔탈피유동이 발생하게 된다. 그러므로 주어진 VM열펌프에 대하여 정미엔탈피유동량만큼 Q_A 가 감소하게 되며, 이는 곧 작동유체인 헬륨의 비이상기체 거동에 따른 손실로 생각할 수 있다. 여기서 한가지 주의할 점은 이러한 작동유체의 비이상기체 거동에 의한 손실이 재생기의 효율과는 무관하다는 점이다. 이는 비이상기체 거동에 따른 정미엔탈피유동이 전체작동체적내의 압력변화와 질량유동에 따른 작동유체의 열역학적 물성에 기인한 것이므로 재생기의 이용도가 100% 이어도 이에 무관하게 압력의 변화에 의하여 발생하게 되기 때문이다.

따라서 본 논문에서는 기존의 연구에 많이 사용되었던 VM열펌프 사이클의 이상기체 가정을 사용한 단열해석방법^{(1)~(8)}을 실제기체의 물성이 포함된 식으로 재작성하여 이를 통한 사이클 해석을 수행함으로써 헬륨의 비이상기체 거동으로 인하여 발생하는 손실을 계산하고 몇 가지 변동가능한 설계 변수들에 대하여 난방용량과 손실량과의 관계를 예측하고자 하였다.

2. 해석모델 및 수치해법

이상기체의 가정을 이용한 단열해석방법은 이미 국내외에서 발표된 바 있으며^{(1)~(8)}, 또한 실제기체의 물성을 사용한 단열해석방법이 국내에서 발표된 바 있다⁽⁹⁾. 이는 Stirling사이클에 대한 단열 해석이었으며 VM열펌프사이클의 해석방법도 이와 크게 상이하지 않아 동일한 지배방정식으로 유도될 수 있고, 단지 작동체적과 열교환기, 재생기등의

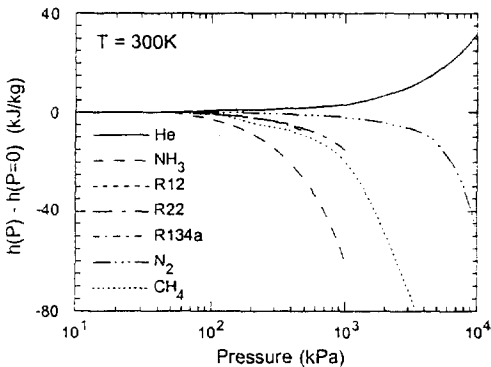


Fig.3 Enthalpy departure of various gases as a function of pressure at T=300K

구성이 다르므로 본 논문에 자세한 유도과정은 생략하기로 하고 결과식만을 인용하기로 한다.

해석모델 및 가정은 기존의 발표된 논문⁽⁸⁾의 내용과 동일하며 열교환기와 열재생기의 유용도가 100%라는 일반적인 가정이 사용된다. 이러한 해석방법의 핵심은 질량보존식과 에너지보존식을 3개의 작동체적과 3개의 열교환기, 2개의 열재생기에 모두 적용하여 전체 시스템 내에서의 압력변화를 온도와 압력의 함수로 주어지는 여러 열역학적 물성들과 주어진 체적변화로 표현하는 것이다. 먼저 체적변화에 따른 질량입출입이 발생하는 3개의 작동체적에 질량보존식과 에너지보존식을 적용하면 질량이 유입될 경우와 방출될 경우에 따라 두가지의 식을 얻을 수 있다. 질량이 유입되는 경우($dm > 0$)에는 인접한 열교환기의 온도와 전체작동체적의 압력에서의 엔탈피인 h^* 가 유입되므로 미소 질량변화량은

$$dm = \frac{m\left(\beta - \frac{\alpha^2 v T}{C_p}\right) dP + \frac{dV}{v}}{1 + \frac{\alpha}{C_p}(h^* - h)} \quad (4)$$

로 쓸 수 있으며, 질량이 방출되는 경우($dm < 0$)에는 작동체적내의 온도와 압력에서의 엔탈피인 h 가 방출되므로 미소질량변화량은 다음과 같이 간단히 쓸 수 있다.

$$dm = m\left(\beta - \frac{\alpha^2 v T}{C_p}\right) dP + \frac{dV}{v} \quad (5)$$

3개의 열교환기와 2개의 열재생기에서는 체적이 일정하고 시간에 따른 온도도 일정하므로 이들 불용체적내의 질량변화량은 주어진 온도와 압력의 변화로 표시가 가능하다⁽⁹⁾. 따라서 이렇게 얻어진 각각의 부품들에 대한 질량변화식에 전체 질량은 보존된다는 조건을 사용하여 압력변화의 식으로 지배방정식들을 정리하면 식 (6)과 같다.

$$dP = \frac{\sum_i \left[\frac{\frac{dV}{v}}{1 + \frac{\alpha}{C_p}(h^* - h)} \right]_i}{A_D + \sum_i \left[\frac{m\left(\beta - \frac{\alpha^2 v T}{C_p}\right)}{1 + \frac{\alpha}{C_p}(h^* - h)} \right]_i} \quad (6)$$

식 (6)의 분자, 분모에 포함된 비엔탈피의 차이는 고온, 중온 및 저온작동체적의 질량유동방향에 따라 각각 식 (7), (8)로 표시된다.

$$dm > 0 : h^* = h \quad (7)$$

$$dm < 0 : h^* = h_{HX} \quad (8)$$

이때 h_{HX} 는 인접한 열교환기의 온도와 압력에서 계산된 비엔탈피이다. 따라서 각 작동체적에서의 질량유동방향에 따라 식 (6)을 모두 6가지의 미분방정식으로 나타낼 수 있고, 이는 고온, 중온 및 저온작동체적의 체적변화가 주어지면 적분하여 압력의 변화를 계산할 수 있는 미분방정식들이다.

고온, 중온 및 저온작동체적의 체적변화가 주어지면, 냉매의 전산프로그램⁽¹⁰⁾과 함께 미분방정식인 식 (6)은 수치적으로 적분할 수 있다. 앞서 언급한 바와 같이 이 6개의 적분식에서 온도와 압력의 함수로 계산되는 냉매의 전산프로그램을 이용하여 일체의 수치적 미분은 포함되지 않는다는 장점이 있다. 수치해법으로는 4차 Runge-Kutta의 방법을 사용하여 각각의 미분방정식을 적분하였다. 계산프로그램은 Fortran-77언어로 작성하였다. 압력과 질량의 상대오차가 10^{-3} 이하가 될 때까지 계속하였으며 적절히 가정된 초기 조건에 대해, 약 3회이내의 반복으로 주기적 정상상태에 수렴하였다. 같은 계산을 이상기체의 경우와 실제기체의 경우에 대하여 수행하였다. 이러한 결과를 통하여 사이클 해석의 적절한 수행여부를 확인한 후, 실제기체 물성을 사용한 해석프로그램을 이용하여 여러 조건에 대하여 계산을 수행하고 이로부터 실제기체의 비이상성에 따른 손실의 영향을 고찰하였다.

3. 결과 및 고찰

우선 계산에 사용된 VM열펌프의 제원을 Table 1에 나타내었다. 다음 주어진 체적변화에 대한 실제기체의 비이상기체 거동을 알아보기 위하여 이상기체 해석을 포함하는 전산프로그램을 작성한 후, 이를 통하여 동일한 용량의 VM열펌프에 대하여 이상기체와 실제기체의 경우에 대한 해석을 수행하였다. 이 때 두 해석방법의 결과를 비교하기 위해

Table 1 Specifications of VM heat pump for calcuation

	hot	warm	cold
Cylinder			
Bore(cm)	8.0		10.0
Stroke(cm)	4.2		4.2
Swept volume(cm ³)	211		330
Clearance volume(cm ³)	10.6		16.5
Length of displacer(cm)	8.0		8.0
Appencic gap(cm)	0.1		0.1
Heat exchangers			
Internal tube diameter(mm)	4.2	3.18	2.5
Number of tubes	78	192	320
Regenerators			
Inner diameter(mm)	123		110
Thread diamterter(mm)	0.04		0.04
Porosity	0.80		0.78

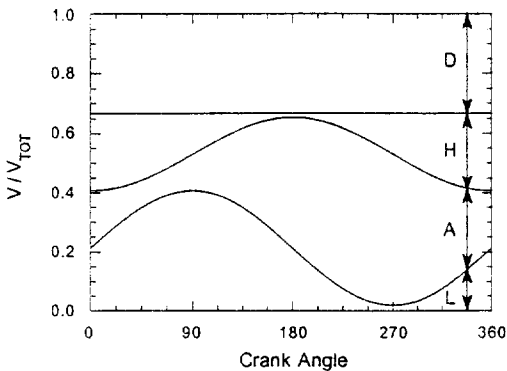


Fig.4 Dimensionless volume vs crank angle

서는 적절한 기준을 선택하여야 한다. 본 논문에서는 초기충전압력과 시스템내의 전체질량을 선택하였다. 이미 제작이 완료된 열펌프에 상온의 헬륨을 충전한다고 가정할 때 이상기체의 경우와 실제기체의 경우에 대하여 각각 다른 질량이 충전될 것이며, 이러한 질량의 차이는 충전되는 헬륨의 압력이 증가함에 따라 더욱 커질 것이기 때문이다. 또한 시스템내의 전체질량을 동일하게 하여 비교하는 경우도 초기충전압력이 다를 수 있으므로, 이러한 기준의 차이는 비교관점의 차이일 뿐 근본적으로 같은 내용이라 할 수 있다.

3.1 실제기체와 이상기체의 비교

먼저 Fig.4와 같이 주어진 작동체적의 체적변화에 대하여 위에서 언급한 두가지 비교기준을 설정한 후, 각각 실제기체와 이상기체로 가정하여 계산한 결과를 비교하였다. 이 때의 고온열교환기의 온도는 800K, 중온열교환기의 온도는 330K, 저온열교환기의 온도는 270K이다.

Fig.5는 각 작동체적의 변화에 따른 압력변화를 실제기체의 경우와 두 기준조건에서의 이상기체 해석결과를 비교한 것이다. 이를 한 사이클에 대하여 적분하면 각각의 작동체적에 출입하는 일량을 구할 수 있다. 고온작동체적과 저온작동체적은 사이클이

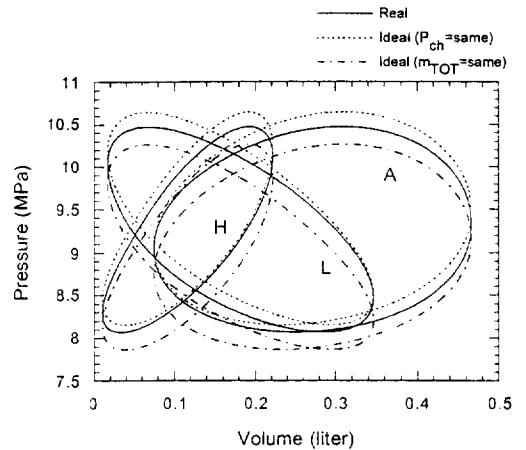


Fig.5 Pressure-volume diagram for three working spaces($P_{ch}=6.9\text{MPa}$, $m_{tot}=10.2\text{g}$)

진행됨에 따라 시계방향으로 적분하게 되며 이 때의 출력일은 양수가 된다. 반대로 중온작동체적의 경우에는 반시계방향으로 진행되며 사이클 적분의 결과 음수의 입력일을 갖는다. 그림에서 실선은 실제기체의 물성을 이용한 계산결과로 초기충전압력이 6.9MPa, 전체질량이 10.2g인 경우이고, 점선은 초기충전압력이 6.9MPa인 이상기체의 경우이며 이 때의 전체질량은 10.5g이며, 일점쇄선은 10.2g인 이상기체 경우의 경우이며 이 때의 초기충전압력은 6.7MPa이다. 그림에서 보는 바와 같이 점선으로 표시된 이상기체 거동의 경우와 실선으로 표시된 실제기체의 경우는 같은 체적변화에 대하여 작동압력이 분명히 다르다. 같은 충전압력을 기준으로 비교할 때, 이상기체의 가정으로 수행한 해석은 작동압력에 있어서 실제보다 과대평가를 하고 있다고 할 수 있다. 반대로 같은 전체질량을 기준으로 비교할 때, 이상기체의 가정으로 수행한 해석은 작동압력에 있어서 실제보다 과소평가를 하고 있다고 할 수 있다. 이는 앞서 설명한 바와 같이 높은 압력하에서 헬륨의 압축성인자가 1보다 크기 때문에 나타나는 현상이다.

여기에서 더욱 중요한 것은 이상기체 거동의 경우 중온작동체적에 전달되는 일량이 곧 중온열교환기에서 방출하는 열전달량과 동일하나, 실제기체의 경우에는 중온작동체적에 전달되는 일량이 중온열교환기에서 방출하는 열전달량보다 크다는 사실이다. 즉, 중온작동체적에 전달되는 일량 중 일부가

고온 또는 저온열교환기방향으로 정미엔탈피유동으로 빠져나가 그 양만큼 중온열교환기에서 방출하는 난방용량에 손실이 된다. 각 작동체적의 일선도상의 폐곡선 면적이므로 Fig.5에서 정량적인 비교가 될 수는 없다. 수치적인 적분의 결과, 고온작동체적의 출력일은 이상기체의 경우가 약간 크고 중온작동체적으로의 입력일과 저온작동체적의 출력일은 실제기체의 경우가 좀 더 큰 것으로 계산되었다.

3.2 비이상기체 손실

초기충전압력을 변화시키면서 실제기체의 물성을 이용한 단열해석을 수행하여 중온작동체적으로 전달되는 일량과 중온열교환기로부터 방출되는 열전달량, 그리고 그 차이인 헬륨의 비이상기체 거동에 따른 손실량을 계산하였다. Fig.6에서 보는 바와 같이 초기충전압력이 증가함에 따라 전체작동체적내의 한 사이클 당 평균작동압력이 증가함을 의미하므로 W_A 와 Q_A 가 증가하게 된다. 또한 평균작동압력이 증가함에 따라 좀더 이상기체 거동과 멀어지게 되며 비이상기체 거동에 따른 손실이 증가하게 된다. 초기충전압력이 약 0.6MPa인 경우에는 헬륨이 이상기체 거동을 하고 있음을 관찰할 수 있다. 이러한 비이상기체 손실을 초기충전압력의 함수로 나타내면 Fig.7과 같으며 저온부로의 손실과 고온부로의 손실을 구분하였다.

이러한 비이상기체 손실을 몇 가지 변수들을 변

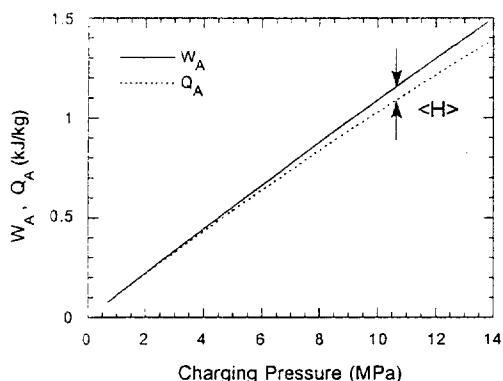


Fig.6 Q_A , W_A and non-ideal gas loss vs charging pressure

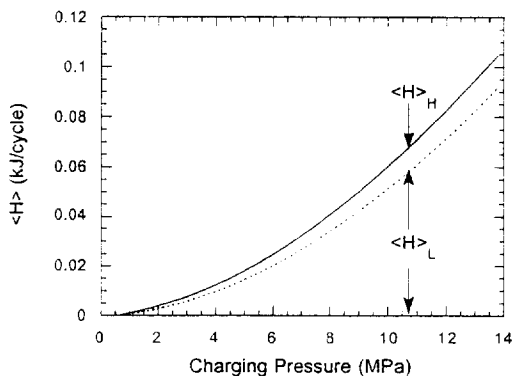


Fig.7 Non-ideal gas loss vs charging pressure

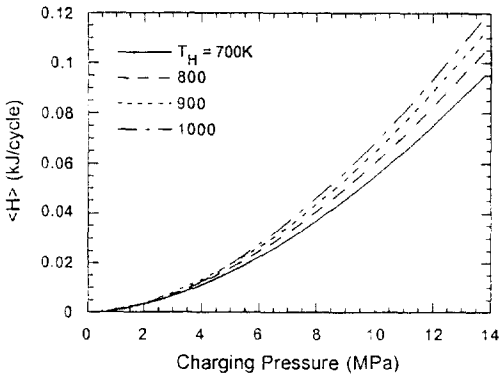


Fig.8 Non-ideal gas loss vs charging pressure for various T_H

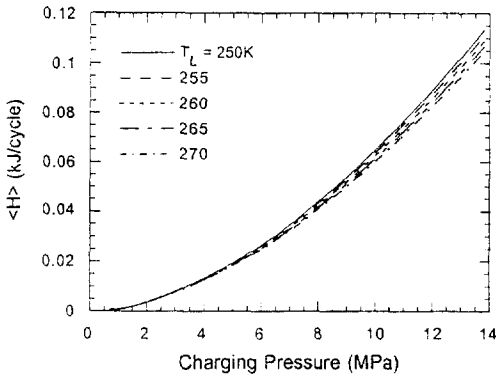


Fig.9 Non-ideal gas loss vs charging pressure for various T_L

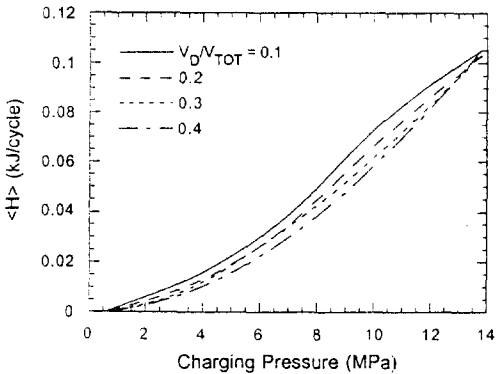


Fig.10 Non-ideal gas loss vs charging pressure for various dead volume ratios

화시키면서 계산하였다. 먼저 고온열원의 온도를 변화시켜 계산하였다. 이는 고온의 열원으로 사용하는 연료의 연소특성과 연관이 있으므로 변수로 채택하는 것이 의미있다. 여러 고온열원에 대하여 계산한 결과를 Fig.8에 나타내었다. 고온 열원의 온도가 증가함에 따라 비이상기체 거동에 따른 손실은 증가하게 되는데, 그 이유는 고온열교환기가 열교환하는 온도가 증가함에 따라 중온 또는 저온 열교환기와의 온도차가 커지게 되며 이로 인하여 동일한 전체질량 또는 초기충전압력에 대하여 고온 작동체적내의 압력이 국부적으로 상승하는 효과가 발생하여 전체작동체적내의 압력의 변화폭이 증가하기 때문이다. 이러한 고온열원의 변화에 따른 효과는 초기충전압력이 감소함에 따라 거의 무시할 수 있음을 보여주고 있다. 또한 고온열원의 온도상승으로 인하여 전체 작동체적내의 평균작동온도가 약간 상승하게 되는데 이로 인하여 줄어드는 비이상기체의 거동에 대한 영향은 미약한 것으로 생각된다.

또한 저온열원의 온도를 변화시키면서 비이상기체 거동에 따른 손실을 계산한 결과를 Fig.9에 나타내었다. 저온열원은 동절기의 외기온도를 의미하므로 이러한 외기조건의 변동에 따른 비이상기체 거동을 알아보는 것도 의미있다. 그림에서 보는 바와 같이 저온열원의 온도가 증가함에 따라 이상기체 거동에 좀더 가까워지게 되며 손실 또한 감소하게 된다. 고온열원의 변화에 따른 해석결과와 마찬가지로 초기충전압력이 감소함에 따라 저온열원의 온도변화에 따른 영향은 감소함을 알 수 있다.

다음은 불용체적과 전체체적의 비인 불용체적비를 변화시키면서 계산한 결과를 Fig.10에 나타내었다. 불용체적비가 감소함에 따라 헬륨의 비이상기체 거동에 의한 손실은 증가하며, 이는 불용체적비가 감소함에 따라 전체작동체적내의 압력변화폭이 증가하게 되므로 이에 따른 손실도 증가하게 된다. 마찬가지로 초기충전압력이 감소함에 따라 이러한 불용체적비의 영향은 감소하게 된다. 그러나 초기충전압력이 약 10MPa 이상부터는 이러한 불용체적비의 영향보다는 전체 작동체적내의 평균작동압력에 의한 영향이 두드러지는 것으로 생각된다. 이상과 같이 비이상기체 거동에 따른 손실은

작동유체의 물성변화에 기인한 것으로 재생기의 효율과는 무관하며 실제기체를 사용하는 VM열펌프에서는 기본적으로 포함된 손실이다.

마지막으로 헬륨의 비이상기체 거동에 따른 손실의 크기와 다른 손실들의 크기와의 상대적 비교를 언급하고자 한다. 극저온 VM냉동기의 경우⁽¹¹⁾에는 이 손실의 크기가 열교환기손실, 재생기손실, 서플열전달, 마찰손실, 전도손실등 모든 다른 손실들의 합과 비슷한 크기로 계산되었다. 그러나 극저온 VM냉동기가 약 11~20K 정도의 낮은 온도까지 작동한다는 점을 고려한다면, 상온근처에서 작동하는 난방용 VM열펌프의 경우는 헬륨의 비이상기체 거동이 냉동기만큼은 중요하지는 않을 것이다. 본 논문에서 채택한 사양과 유사한 열펌프에 대하여 대략적인 손실의 크기⁽³⁾는 열교환기손실이 난방용량의 약 20%이고 재생기손실이 약 5% 정도로 보고되었다. 따라서 작동압력이 10MPa 정도일 때 난방용량의 약 8%에 이르는 비이상기체손실은 실제 설계에서 무시할 수 없는 중요한 요인으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 VM열펌프에서 발생하는 헬륨의 비이상기체 거동에 따른 손실을 계산하기 위하여 실제기체의 물성을 고려한 VM열펌프의 단열해석 프로그램을 개발하였다. 동일한 용량의 VM열펌프에서 작동압력을 변화시키면서 실제기체의 비이상기체 거동에 따른 손실을 계산하였다. 작동압력이 2MPa이하일 경우에는 비이상기체 거동에 따른 손실이 무시할 만큼 작으며, 작동압력이 10MPa이상에서는 비이상기체 손실이 난방용량의 약 8%까지 발생하였다. 그리고 고온열원과 저온열원의 온도, 불용체적비의 영향을 고찰하였다. 모든 경우에 대하여 작동압력이 증가함에 따라 실제기체는 이상기체 거동에서 멀어지게 되므로 손실도 증가함을 알 수 있다. 실제기체의 비이상기체 거동에 의한 손실은 VM열펌프에서 발생할 수 있는 다른 손실들에 비교하여 결코 무시할 수 없는 양이므로 실제기체를 이용하여 운전되는 VM열펌프의 해석에서 이러한 비이상기체 거동에 의한 손실은 반드시 고려되

어야 한다. 따라서 부가적으로 발생할 수 있는 압력강하에 의한 손실, 재생기에서의 재열손실, 왕복 유동열전달에 의한 손실 등을 추가로 고려하면 일반적인 VM열펌프의 설계프로그램으로 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구에는 에너지 절약 기술개발 위탁사업 연구비의 지원에 의하여 수행된 연구의 결과이다.

참 고 문 헌

1. 강병하, 1992, "Vuilleumier(VM) 사이클 열펌프", 공기조화·냉동공학회 학회지, 제21호, 제1권, pp. 19~25.
2. 정은수, 장호명, 1995, VM사이클 열펌프의 주요손실 해석 및 저감방법연구, 위탁과제 중간보고서, 한국과학기술연구원.
3. 최연석, 백종훈, 장호명, 정은수, 1994, "VM 열펌프의 주요손실", 1994년 공기조화·냉동공학회 하계학술대회 논문집, pp. 286~296.
4. Carlsen, H., Kuhl, H. D., Schulz, S., and Thomas, B., 1993, "Effects of an Improved Hot Regenerator on the Performance of a Vuilleumier Heat Pump", Proc. 6th ISEC, Eindhoven.
5. Finkelstein, T., 1960, "Generalized Thermodynamic Analysis of Stirling Engines", SAE Paper No. 188B.
6. Rios, P. A., 1969, "An Analytical and Experimental Investigation of the Stirling Cycle", Ph. D. Thesis, M.I.T.
7. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., 1984, Stirling Cycle Engine Analysis, Adam Hilger Ltd, Bristol.
8. Walker, G., 1983, Cryocoolers, Plenum Press, New York.
9. 백종훈, 장호명, 1995, "실제기체 물성을 이용한 Stirling 냉동기 단열해석", 공기조화·냉동공학회 논문집, 제7권, 제1호, pp. 150~

- 160.
10. Arp, V. D. and McCarthy, R. D., 1989, "Thermophysical Properties of Helium-4 From 0.8 to 1500K with Pressures to 2000MPa", NIST Technical Note 1334.
 11. Vourgourakis, E. J. and Sherman, N. I., 1987, Component Development for a Five-Year Vuilleumier(VM) Cryocooler, Part XV Final Report, Vol. 1, Hughes Aircraft Co., AFFEL-TR-79-3092, Chapter 4.