

소형 흡수식 냉동기의 성적계수에 관한 실험적 연구

Experimental Study on the Coefficient of Performance of a Small Absorption Refrigerator

이 선 규* 김 상 수**
Sun Kyoo Lee Sang Soo Kim

ABSTRACT

The purpose of this research is to study the characteristics of the coefficient of performance (COP) of the small absorption refrigeration system. This experimental study is performed with two selected variables, the temperature of the generator and the input temperature of the cooling water. In order to determine the input temperature of the generator which gives maximum COP, the experimental data are obtained with controlling the temperature of the generator in the range of 20-32°C of the temperature of the cooling water. The range of the generator heat supplying temperature which gives maximum efficiency is about 90-95°C. The temperature range depends on the characteristics of the equipment unit. The most important result in this experiment is the trends of the COP in accordance with the variation of these temperatures. This trend will furnish the informations and knowledges for designing and operating the absorption refrigerator.

기 호 설 명

<p><i>COP</i> : 성적계수 (Coefficient of Performance, Dimensionless)</p> <p><i>C_p</i> : 정압비열 (kcal/kg°C)</p> <p><i>f</i> : 순환비 (Circulating Ratio, Dimensionless)</p> <p><i>G</i> : 발생기로 유입되는 물은 용액의 질량유량 (kg/h)</p> <p><i>G_v</i> : 발생기에서 증발하는 증기의 질량유량 (kg/h)</p>	<p><i>i</i> : 엔탈피 (kcal/kg)</p> <p><i>m</i> : 질량유량 (kg/s)</p> <p><i>P</i> : 압력 (Pa)</p> <p><i>Q</i> : 냉동증기 1kg당 열교환량 (kcal/kg)</p> <p><i>Q̇</i> : 열유량 (kcal/h)</p> <p><i>T</i> : 온도 (K)</p> <p><i>TSC</i> : 전열면적계수 (Transfer Surface Coefficient)</p> <p><i>X</i> : 농도 (Dimensionless)</p> <p style="text-align: center;">〈첨 자〉</p> <p><i>a</i> : 흡수기 (absorber)</p>
--	--

* 한국과학기술원 기계공학과, 현재 광림기계주식회사

** 정회원, 한국과학기술원

- c : 응축기 (condenser)
- e : 증발기 (evaporator)
- g : 발생기 (generator)
- i : 입구 (entrance) 혹은 임의점 (any point)
혹은 이상적인 경우 (ideal case)
- o : 출구 (exit)
- p : 펌프 (pump)
- r : 고농도 (rich solution)
- s : 시스템 (system)
- v : 증기 (vapor)
- w : 희농도 (weak solution)

1. 서 론

본 연구는 리튬브로마이드 수용액 (LiBr-H₂O) 을 이용한 소형흡수식 냉동기를 설계 제작하여 성능 특성을 실험적으로 구하고 이의 해석으로부터 가장 적절한 설계조건과 운전조건을 구하는 데 필요한 자료를 얻는 것을 목적으로 한다.

기존의 증기압축식 냉동기가 고급 에너지인 전기를 사용하는데 반하여 폐열이나 태양열 혹은 지열과 같은 열가의 저급 에너지를 사용할 수 있는 흡수식 냉동기는 1824년 Faraday가 행한 실험에서 그 기본 원리가 알려진 후 계속 발전하여 지금은 냉동기 뿐만이 아니라 제 1종 및 제 2종 흡수식 열 펌프에 대한 연구도 활발히 진행되고 있다. 흡수식 냉동기는 냉동효과를 얻는데 필요한 에너지의 형태가 열이냐 열 형태의 에너지를 사용하는 증기압축식 냉동기에 비해 일반적으로 성적계수의 값이 작아 경제성의 이유로 대형으로 생산되어 왔다. 그러나 1970년대의 에너지 위기 이후 폐열의 재활용이나 태양열의 이용 등에 관한 관심이 증대하면서 이들 폐열 혹은 태양열을 이용하기에 적합한 소형 흡수식 냉동기의 개발이 요구되어 지고 있으며 이에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 흡수식 냉동기에서는 사용되는 냉매의 종류에 따라 냉동온도와 성능특성이 많이 달라지며 현재까지는 주로 LiBr-H₂O 와 H₂O-NH₃ 등이 널리 실용화되고 있으나

본 연구에서는 LiBr-H₂O 를 흡수제 냉매로 사용하였으며 이를 이용한 흡수식 냉동기는 절대진공에 가까운 상태에서 운전되며 응축되지 않는 물질이 누입되면 성능에 미치는 영향이 크기 때문에 이의 방지에 대한 세심한 주의가 요구된다. 또한 리튬브로마이드의 수용액의 농도가 너무 높으면 결정화^{1),2)}가 일어나 펌프에 무리를 줌은 물론 성능이 급격하게 떨어지므로 주의하여야 한다.

2. 흡수식 냉동기의 원리

Fig. 1에서 보는 바와 같이 잘 절연된 2개의 통에 각각 고농도의 리튬브로마이드 수용액과 H₂O를 넣고 추기장치를 통해 2개의 통을 진공 상태로 만들어 준다.³⁾ 이 때 고농도의 리튬브로마이드 수용액으로 H₂O의 증기가 흡수되며 리튬브로마이드 수용액은 고농도에서 저농도로, 또한 흡수열을 발생하여 수용액의 온도가 상승하게 된다. 온도가 상승되고 농도가 떨어진 리튬브로마이드 수용액은 흡수능력이 감소하게 된다. 여기서 리튬브로마이드 수용액이 들어 있는 통을 흡수기, H₂O가 들어 있는 통을 증발기라고 한다. 증발기내에서의 증발은 흡수기에서의 흡수에 의해서 일어나는 것이며 이와 같은 흡수를 이용한 증발에 의해 물의 온도를 강하시키는 것이 흡수식 냉동기의 기본 개념이다.

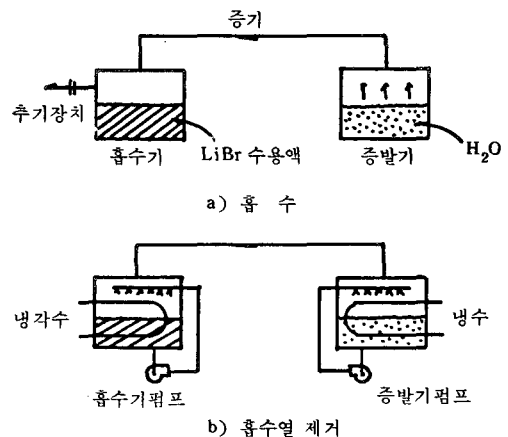
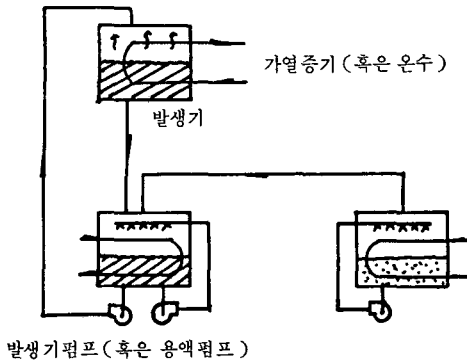
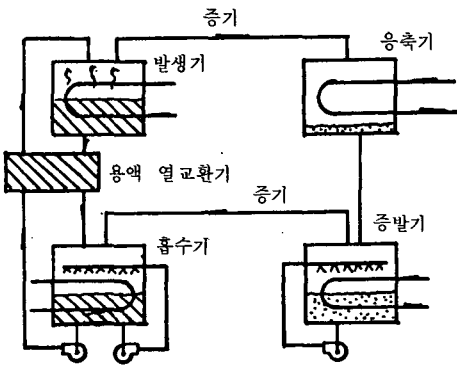


Fig.1 The Principle Diagram of Absorption Refrigeration Process



c) 회용액의 농축



d) 사이클 형성

Fig.1 (Continued)

Fig.1(b)에서는 흡수열에 의해서 상승된 리튬브로마이드의 온도를 내려주기 위해서 흡수기에 냉각수를 보내어 주는데 효과적인 열교환을 위해 흡수기 펌프를 설치한다. 증발기에서도 효과적인 증발을 위해 내부의 포화압력에 대한 포화온도보다 높은 온도의 냉수를 보낼 수 있는 냉매 펌프를 장착한다. 실제로 냉각효과는 증발기 내부에 있는 냉매로부터 얻는 것이 아니고 여기를 지나가는 냉수가 증발기 내부에 있는 냉매를 증발시킨 후 떨어지는 온도로써 냉동효과를 얻게 된다. 흡수기의 농도를 계속 고농도로 유지시켜 주기 위해서 그위에 가열장치를 설치하여 흡수기 내 증기를 흡수하여 묽어진 수용액과 여기서 증발된 후의 고농도의 수용액을 용액펌프를 통해 교환해 준다. 이 가열장치를 발생기라고 한다. 위와

같은 장치를 사이클로 구성하기 위해서는 발생기에서 증발된 증기를 다시 증발기로 보내야 하는데 이 증기를 응축시켜야 할 필요가 있으므로 Fig.1(d)에서와 같이 발생기 옆에 응축기를 설치하여 흡수식 냉동 사이클을 구성할 수 있다. 이의 전체적인 원리도는 Fig.2에 나타나 있다. 흡수기, 발생기, 응축기, 증발기는 서로 유기적인 관계를 갖고 있으며 이들의 관계가 성능 특성을 결정한다.^{4),5)}

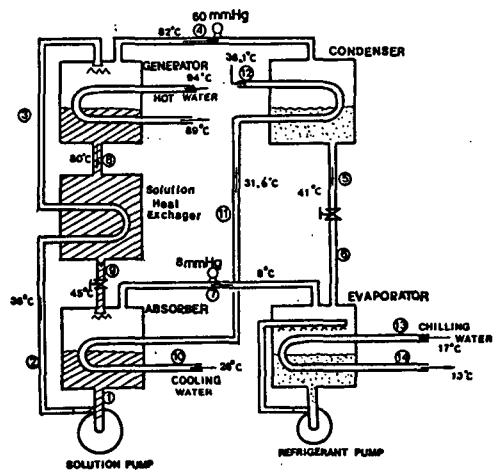


Fig.2 Schematic Diagram of Basic Absorption Refrigerator

3. 흡수식 냉동 사이클에 대한 해석

사이클의 원리도가 Fig.2에 나타나 있다. 고압부의 응축기와 저압부의 증발기 사이의 압력 차이는 수주높이 약 1m 정도가 되는데 일반적으로 "U"형의 관⁷⁾을 이용하여 응축기와 증발기 사이를 연결시켜 냉매의 높이차를 만들어 주는데 그렇게 충분히 높일 수 있는 공간이 부족할 경우에는 응축기와 증발기 사이에 밸브를 두면 여기서와 증발기의 냉매 입구에서 압력이 조절된다.

냉각수 입구 온도는 성적계수에 중요한 변수이며 특히 흡수식 냉동기가 높은 농도 범위에서 작동될 때 흡수기의 온도가 너무 낮게 되면 결정화의 위험이 있으므로 주의하여야 한다. 고압부의 압력은 발생기와 응축기 내부의

압력을 나타내고 저압부의 압력은 흡수기와 증발기 내의 압력을 나타내는데 고압부의 압력은 응축기 내부의 증기의 포화압력이고 저압부는 증발기 내부의 증기의 포화압력을 나타낸다. 이 고압부와 저압부의 압력은 응축기를 지나는 냉각수 출구의 온도와 증발기를 나오는 냉수의 출구 온도로서 조절할 수 있다. 리튬브로마이드 수용액의 압력과 온도의 농도에 따른 평형 상태도(Duhring Chart)는 Fig.3 (냉각수 입구 온도가 26°C인 경우)에 주어져 있다.

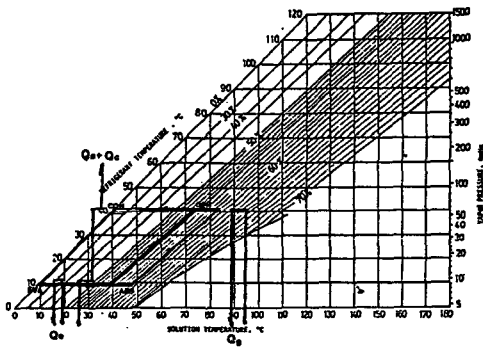


Fig.3 Determination of Basic Cycle in Duhring Chart (Entrance Temperature of Cooling Water is 26°C)

회로는 용액에 대한 회로와 냉매에 대한 회로 두 가지로 나눌 수 있다. 용액에 대한 회로는 흡수기에서 용액 순환펌프를 지나 용액 열교환기를 거쳐 발생기로 유입되어 증발된 후 다시 용액 열교환기를 거쳐 흡수기로 내려오는 회로이고, 발생기에서 증발된 증기가 응축기에서 응축되고 밸브를 지나 증발기에서 가열되어 과열증기 혹은 포화증기로 흡수기로 들어가 용액에 섞여 용액 펌프와 용액 열교환기를 거쳐 발생기로 들어가는 것이 냉매에 대한 회로이다.

이러한 과정을 간단한 산술적인 식으로 표현하기 위해서 농도의 비로 표시되는 순환비를 정의한다. 순환비란 발생기로 유입해 들어오는 묽은 용액의 질량유량 G 와 발생기에서 발생되어 Fig.2의 4를 통하여 응축기로 유입

되는 증기의 질량유량 G_v 와의 비를 말한다. 즉 발생증기 1kg을 만드는데 필요한 묽은 용액의 질량유량을 말한다. 순환비⁶⁾를 f 로 나타내면,

$$f = G/G_v \dots \dots \dots (1)$$

으로 표시할 수 있다. 또한 발생기로 들어오는 저농도의 리튬브로마이드 수용액의 농도를 X , 발생기 아래 파이프를 통하여 용액 열교환기로 유출되는 고농도의 리튬브로마이드 수용액의 농도를 X_r 라 하면 발생기에서는 리튬브로마이드는 증발하지 않으므로, 리튬브로마이드에 대한 질량보존법칙을 세우면 다음과 같다.

$$GX_w - (G - G_v)X_r = 0 \dots \dots \dots (2)$$

$$fX_w - (f - 1)X_r = 0 \dots \dots \dots (3)$$

$$f = X_r / (X_r - X_w) \dots \dots \dots (4)$$

발생증기 1kg당 소요된 펌프일을 AL_p , 펌프의 입구와 출구에서 용액의 엔탈피를 각각 i_1, i_2 라 하면,

$$\text{Pump work} = G(i_2 - i_1) \dots \dots \dots (5)$$

$$AL_p = (\text{Pump work}) / G_v \dots \dots \dots (6)$$

$$= f(i_2 - i_1) \dots \dots \dots (7)$$

이 되고 발생기로 유입되는 묽은 용액의 엔탈피를 i_3 , 이 때 발생된 증기의 엔탈피를 i_4 라 한다면 발생증기 1kg당 발생기에서의 기열량 Q_g 는 발생기에 대한 에너지 보존법칙으로부터 얻을 수 있다.

$$G i_3 + G_v G_g = G_v i_4 + (G - G_v) i_8 \dots \dots \dots (8)$$

$$f i_3 + Q_g = i_4 + (f - 1) i_8 \dots \dots \dots (9)$$

$$Q_g = f(i_8 - i_3) + (i_4 - i_8) \dots \dots \dots (10)$$

또한 냉동증기 1kg당 흡수기에서의 냉각열량을 Q_a 라 하면 열교환기에서 흡수기로 들어가는 용액의 유량은 $(G - G_v)$, 엔탈피는 i_9 이고 증발기에서 나와 흡수기로 들어가는 증기의 유량은 G_v , 엔탈피는 i_6 , 용액 순환펌프로 빠져나가는 질량유량은 G , 엔탈피를 i_1 라 하면 흡수기에 대한 에너지 보존법칙으로부터 Q_a 를

구할 수 있다.

$$G_v i_7 + (G - G_v) i_9 = G i_1 + G Q_a \dots\dots\dots (11)$$

$$Q_a = f(i_9 - i_1) + (i_7 - i_9) \dots\dots\dots (12)$$

밸브 전 후에서의 엔탈피는

$$i_5 = i_6 \dots\dots\dots (13)$$

이고 발생증기 1kg당 응축열량 Q_c 와 냉동열량 Q_e 는 다음과 같다.

$$Q_c = i_{11} - i_{10} \dots\dots\dots (14)$$

$$Q_e = i_{14} - i_{13} \dots\dots\dots (15)$$

전체 회로에서 보면

$$Q_g + Q_e + AL_p = Q_c + Q_a \dots\dots\dots (16)$$

이고 AL_p 의 값이 다른 열 수지에 비해 무시할 수 있을 정도로 작으므로

$$Q_g + Q_e = Q_c + Q_a \dots\dots\dots (17)$$

가 성립된다.

시스템에 대한 성적계수를 $(COP)_s$ 라 하면

$$(COP)_s = Q_e / (Q_g + AL_p) \dots\dots\dots (18)$$

$AL \ll Q_g$ 이므로

$$(COP)_s = Q_e / Q_g \dots\dots\dots (19)$$

로 표시할 수 있다.

위의 식 (18)의 Q_e 와 Q_g 의 값을 열유량의 값으로도 표시할 수 있는데

$$(COP)_s = \dot{Q}_e / \dot{Q}_g \dots\dots\dots (20)$$

이 때 열유량은 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p AT \dots\dots\dots (21)$$

4. 실험장치

4-1 부품제작

열교환장치들(발생기, 응축기, 증발기, 흡수기, 용액열교환기)은 직육면체로 5mm 두께의 스테인레스판으로 제작하였으며 발생기와 흡수기는 각각 관찰유리(Sight Glass)를 각각

장착하였다. 용액 열교환기는 관찰유리 없이 조립하였으며 응축기와 증발기는 위에 관찰유리를 두어 내부를 관찰하였다. 용액펌프로는 1/4마력의 순환펌프를 냉각수 공급용 펌프와 열공급회로에서의 펌프, 그리고 증발기에 상온의 물을 순환시키는 데 필요한 펌프들은 1/8마력 순환펌프를 사용하였다.

항온조는 500ℓ의 수조로써 냉각수가 저장되며 이 냉각수의 온도를 조절하기 위해서 히터(220V, 4Kw, 단상)를 사용하였다.

가열회로는 보일러와 발생기에 열을 공급시켜 주기 위한 폐회로로 보일러는 두께 5mm의 스테인레스판으로 제작하였으며 이 내부에 설치된 히터는 4Kw 220V 삼상이 3개, 4Kw 220V 단상이 1개인데 단상 히터를 슬라이더스에 연결하여 보일러내의 물의 온도를 조절할 수 있게 하였다. 이 실험장치의 설계사양은 Table 1에 주어져 있다.

4-2 측정장치

열공급회로, 냉각수 공급회로, 주회로에 흐르는 유량을 측정하기 위해 오리피스 유량계를 제작⁹⁾, 각 펌프에 장착하고 마노미터(Manometer)에 연결하였으며 각각의 조건에서 보정하여 측정하였다. 온도를 측정하기 위하여 Copper-Constantan 열전대를 사용하였으며 이 열전대의 온도측정 범위^{9),10)}는 $-100^{\circ}\text{C} \sim 230^{\circ}\text{C}$ 이고 온도계기(Thermometer)로부터 각 열교환장치들의 입출구 온도를 읽어 이 온도 차이로부터 전달된 열유량을 식 (21)과 같이 구할 수 있다.

4-3 진공도 검사

주 회로내의 새는 곳을 찾기 위하여 우선 회로 내부를 고압상태(계기압 3기압)로 놓고 비눗물 검사를 하였다. 완전한 누설방지는 힘든 일이며 본 장치의 진공도 상태는 계기압 : 기압에서 12시간 동안 0.001기압 정도 떨어졌으며 진공 상태일 때 1/100기압 하에서 2시간 동안 거의 변화하지 않는다.

Table 1. 실험장치의 설계사양 ($T_c, i = 26^\circ\text{C}$ 의 정격운전상태)

Unit	증발기	발생기	응축기	흡수기
Tube				
길이 mm	700	670	700	750
재질	동	동	동	동
외경 mm	9.53	9.53	9.53	9.53
내경 mm	7.85	7.85	7.85	7.85
각 공급수의 온도				
입구 $^\circ\text{C}$	18.0	97.5	31.6	26.0
출구 $^\circ\text{C}$	13.5	87.5	36.1	31.6

5. 실험방법 및 결과

냉각수(Cooling Water)의 응축기 출구 온도와 증발기에서 냉수(Chilling Water)의 출구 온도에 의하여 응축기 내부와 증발기 내부의 온도를 추정할 수 있다. 이를 추정한 온도에 대응하는 포화압력들을 고압부와 저압부의 압력으로 한다. 농도의 변화는 4~5% 정도로 두는데 본 실험에서는 저농도를 54%로 고농도를 59%로 한다.

냉각수 회로의 입구 온도가 20°C , 26°C , 32°C 의 3가지 온도에 대하여 성적계수가 최대점이 되는 정격운전조건(Normal Operating Condition)에서의 발생기 입출구 온도와 증발기 입출구 온도를 측정하여 냉각수 회로 입구 온도가 26°C 인 경우 Duhring 선도에 기본 사이클을 위와 같이 설정할 수 있다. 실험장치를 가동시킨 후 약 30분 정도 지나면 흡수기와 발생기에서 농도 차이가 생기고 시스템이 정상 상태에 이르게 된다. 발생기 입구 온도가 80°C 가 되면서부터 2°C 간격으로 스퀴드를 이용하여 각 온도에서 시스템이 정상 상태에 이르면 발생기 열공급수 입출구 온도와 증발기 냉수의 입출구 온도를 측정한다. 이 때 열공급수 회로와 냉수공급 회로내의 유량은 각각 $0.170(\ell/s)$, $0.138(\ell/s)$ 이고 냉각 회로에서의 유량은 $0.131(\ell/s)$ 로 고정시키고 발생기 열공급수의 입구 온도를 변화시

켜 가면서 여러 냉각수 온도에 대하여 성적계수를 구하였다.

성적계수에 영향을 미치는 변수는 많이 있지만 실제로 가장 중요한 변수는 발생기 공급수의 입구 온도이며 대개 다른 변수들은 시스템의 초기 상태에 좌우되고 실제 장치에서는 고정시킬 수 있으므로 냉각수 입구온도 20°C , 26°C , 32°C 의 온도에 대하여 발생기 입구의 공급수 온도와 냉각수 온도를 변수로 하여 그 성능특성을 구하였다.

위의 방법으로 각각의 냉각수 입구 온도에 대하여 발생기 공급수 입구 온도의 변화에 따른 이 공급수의 출구 온도와 이때 냉수의 입출구 온도와 각 펌프들의 유량으로부터 각 부분에서의 열교환량을 계산할 수 있다. 각 부분에서 열교환된 양은 C_p 의 값을 각 펌프에 흐르는 물의 온도에 대하여 각각 그 값을 구하여 식 (2)으로부터 계산한다. 성적계수는 발생기에서의 열교환량과 증발기에서의 열교환량의 비로 산출하며 발생기 공급수 입구 온도의 변화에 따른 성적계수의 변화와 각 부분에서의 열교환량을 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5의 (a)에서 발생기의 온도가 상승함에 따라서 Q_g 의 증가율에 비해 Q_e 의 증가율이 떨어지고 있음을 알 수 있다. Fig. 5의 (b)는 (a)의 발생기와 증발기에서 공급한 열량과 흡수기와 응축기에서의 냉각 열량과의 열수지의 비교를 위해 산출한 그림이다.

6. 해 석

실험결과에 대한 해석은 여러 가지로 할 수 있으나 여기서는 가장 확실하고 주된 이유라고 생각되는 것을 들어 해석하였다. Fig. 4에 대한 해석은 다음 3가지 관점에서 이해가 되어야 할 것이다.

i) 일정한 공급수 온도에 대하여 냉각수 온도가 낮을수록 성적계수는 증가한다.

ii) 일정한 냉각수 공급온도에 대하여 발생기 열공급수 온도가 증가할 때 성적계수는 증가하다가 임의 열공급수 온도에서부터는 감소한다. 이 때 최대의 성적계수를 갖는 시스템

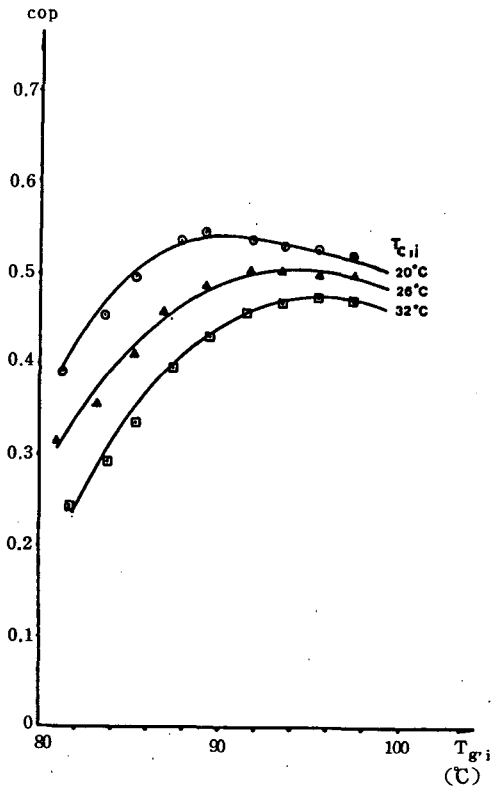
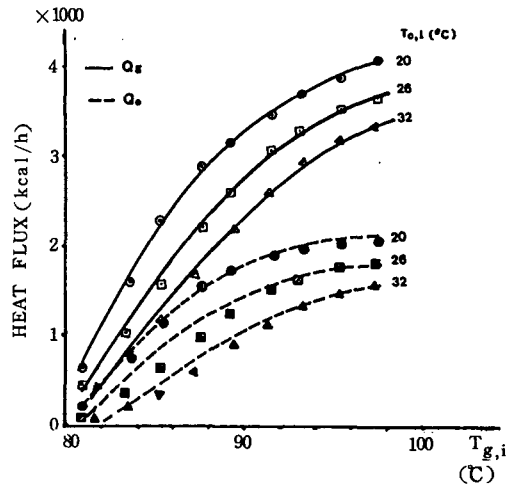


Fig.4 Experimental Results of COP & $T_{g,i}$ at Various Cooling Temperatures

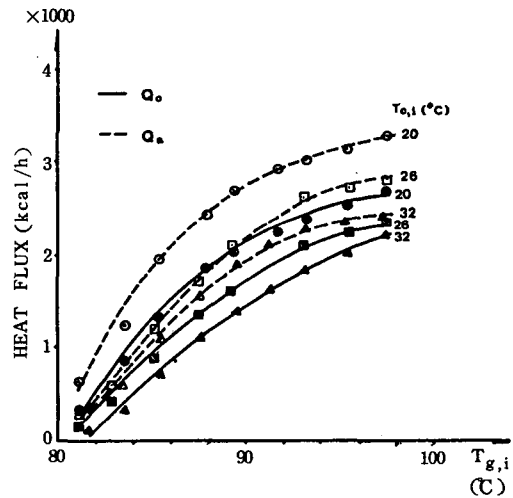
의 운전조건을 정격운전조건 (Normal Operating Condition) 이라고 한다.

iii) 냉각수 공급온도가 증가하면 정격운전 조건을 갖는 발생기 열공급수 온도는 증가한다.

일정한 발생기 열공급수 온도에서는 발생기 내부의 온도가 일정하고 이 때 발생하는 냉매의 양도 일정하다고 볼 수 있으므로 일정한 냉매의 양에 대해서 응축기 내부의 온도가 강해지면 응축되는 냉매의 양도 많아지고 또한 흡수기 내부의 온도도 낮아져 흡수능력이 상승된다. 증발기 내부에서의 열교환량은 냉매의 양에 비례하고 또한 흡수기의 온도가 낮을수록 흡수능력이 상승되어 증발기 내부에서의 열교환량도 증가한다. 그러므로 동일한 발생기 열공급수 온도에 대하여 냉각수 온도가 감소하면 성적계수는 증가한다. 또한 발생기 열공



a) Heat Flux in Generator and Evaporator



b) Heat Flux in Condenser and Absorber

Fig.5 Experimental Results of Heat Flux & $T_{g,i}$ at Various Cooling Temperatures

급수 온도를 증가시키면 발생기 내에서 열교환량이 증가하고 (Q_g 의 증가), 발생한 냉매 증기는 응축기 내부에서 응축되며 이 응축된 냉매는 증발기로 유입되어 냉수의 온도를 강하시켜 주면서 대부분이 증발하게 된다. 그러므로 증발기에서의 열교환량은 냉매의 유량에 비례한다. 그러나 발생기 내부의 온도가 계속 증가하고 이에 따라 냉매의 양도 증가하는데, 냉매의 양이 너무 많아져 응축기에서의 응축능력이 발생한 냉매의 양을 모두 응축시킬 수 없

을 때 응축되지 못한 나머지 증기는 압력을 상승시킨다. 이렇게 압력이 상승하면 이 압력의 상승에 따라서 발생기 내부의 수용액에 대한 증발 정도가 떨어지게 되고 자연적으로 냉매의 발생율은 감소하게 된다.

증발기 내에서의 열교환량은 발생된 냉매의 양에 비례하므로 증발기에서의 열교환량도 그 증가율이 감소하게 된다. 이에 대해서는 Fig. 5(a)에 나타나 있으며 이 증가율의 감소로 인하여 성적계수는 어느 온도에 이르면 그 값이 감소하게 된다. 냉각수의 공급온도가 상승되면 응축기 내부의 포화압력이 상승되므로 냉각수의 온도가 상승하게 되면 같은 냉매의 양을 발생시키기 위해서는 발생기 내부의 온도가 더 높아야 할 것이다. 그러므로 앞서 언급했던 바와 같이 응축기의 능력이 감소하게 되는 발생기의 온도가 전체적으로 상승하게 되므로, 냉각수 온도가 상승하면 정격운전 상태에 해당되는 발생기 내부의 온도가 상승한다.

7. 결 론

본 논문에서는 소형 흡수식 냉동기를 설계 제작하고 냉각수 온도의 변화에 대하여 발생기 공급수 온도에 따른 성적계수를 실험을 통하여 구하고 이의 해석으로부터 다음과 같은 사실을 알 수 있었다. 발생기 내부의 온도가 상승할수록 증발기에서의 냉각열량은 증가하지만 이 냉각열량의 증가율은 공급열량의 증가율에 비하여 그 증가율이 감소하므로 성적계수는 발생기의 온도에 따라 증가하다가 감소하는 값을 갖는다는 것을 알 수 있었다. 이때 최대의 효율을 갖는 발생기 열공급수 입구 온도가 존재하며 이 온도는 시스템의 특성이 된다. 본 실험장치에서는 냉각수 온도에 따라서 다르지만 발생기 열공급수 입구 온도가 대략 90°C~95°C 정도에서 최대의 효율을 갖는다. 또한 냉각수 온도가 낮을수록 성적계수는 향상되지만 이 때 농도가 너무 높으면 결정화의 위험이 있으므로 주의해야 한다. 이 관계는 Fig.3의 Duhring 선도에서도 알 수 있다. 작동원리에서도 알 수 있듯이 일반적으로 응

축기 내부의 전열면적이 커지면 성적계수는 향상되나 경제적으로 가장 적절한 전열면적을 발생기, 흡수기, 발생기에서의 열수지를 고려하여 결정해야 한다. 본 실험의 결과로부터 각 냉각수 공급 온도의 입구 온도가 20°C일 때 $Q_e : Q_g : Q_a : Q_c$ 는 1:1.8:1.6:1.2 정도이고 26°C에서는 약 1:1.9:1.6:1.3이며, 32°C일 때는 1:2.1:1.7:1.4 정도이다. 또한 $TSC = Q_e / (Q_e + Q_g + Q_a + Q_c)$ 라 하면 각 온도 20°C, 26°C, 32°C에서의 TSC 값은 0.179, 0.172, 0.161의 비를 갖는다.

소형 흡수식 냉동기의 전체적인 성능의 향상과 개발을 위해서 앞으로 많은 연구가 이루어져야 할 것이다. 특히 각 부에서의 정확한 전열면적을 계산하기 위하여 Simulation Program을 개발하고, 열교환기의 형상, 내부 전열코일의 배치, 분무기의 형상 및 분무방법 등의 변화에 따른 성능 특성을 고찰하여야 한다. 가열원을 증기로 하였을 때의 특성을 고찰하고 다른 우수한 작동유체의 개발 및 첨가제¹⁰⁾에 대한 연구가 진행되어 더 높은 성능의 흡수식 냉동기를 개발하여야 한다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 기계공학부에서 실시한 제2종 흡수식 열펌프의 일환으로 수행되었으며 특히 많은 조언을 주신 김영인 박사님께 감사 드린다.

참 고 문 헌

1. M.A.R. Eisa, M.G. Sane, S. Devota and F.A. Holland, "Experimental study to determine the optimum flow ratio in a water lithium bromide absorption cooler for high absorber temperature," Chem Eng Res Des, Vol. 63, July 1985.
2. P. Kumar, S. Devotta and F.A. Holland, "Effect of flow ratio on the performance of an experimental absorption colling system," Chem Eng Res Des, Vol. 62,

- May 1984.
4. Xavier Jacob, Lyle F. Albright, W.H. Tucker, "Factors affecting the coefficient of performance for absorption air-conditioning system," ASHRAE Semiannual Meeting, Chicago, Illinois, January 27-30, 1969.
 5. G. Ali Mansoori and Vindow Patel, "Thermodynamic basis for choice of working fluids for solar absorption cooling system," Solar Energy, Vol. 22, pp. 483-491, 1979.
 8. S. Alizadeh, F. Bahar and F. Geola, "Design and optimization of an absorption refrigeration system operated by solar energy," Solar Energy, Vol. 22, pp. 149-154, 1979.
 9. J.P. Hollman, "Experimental Method for Engineers," 4th edition, McGraw Hill, 1984.
 10. Benedict, "Fundamental of Temperature, Pressure and Flow Measurements," 2nd edition, Wiley-Interscience Publication, 1977.
 11. A. Macriss, "Selecting Refrigerant-Absorbent fluid system for Solar Energy Utilization," ASHRAE Trans., Vol. 8, pt. 1, pp. 975-985, 1976.