

태양열을 이용한 흡수식 냉방시스템의 시뮬레이션과 운전조건의 검토

허 재 영* · 이 상 용**

Simulation of Solar/Absorption Cooling Hybrid System and
Examination of Its Operating Condition

Jae Young Her and Sang Yong Lee

ABSTRACT

Solar/absorption cooling system was analyzed and its operating condition was examined. For the system, the optimum size of absorption refrigerator and collector area should be determined. As the temperature of water supplied to the generator increases, the collector efficiency decreases whereas the coefficient of performance of absorption refrigerator increases up to a certain point, and vice versa for decreasing of the temperature of water supplied to the generator. Thus if the cooling load is given, the appropriate operating condition can be determined between the two opposing trends by simulation program.

As an example of the simulation, the case of Jeju province was studied. Under the conditions (such as weather data and prices of components, etc.) given in the sample calculation, the result shows that the optimum temperature of water supplied to the generator turned out to be 80.3°C, and still shows a large economical disadvantage in present stage compared to the case of conventional vapor compression cooling/heating combined heat pump system.

* 한국과학기술원 기계공학과

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

기 호 설 명

- A ; 집열판 면적 [m^2]
 $C.O.P.$; 성능계수 (Coefficient of Performance)
 F_c ; 집열판 회로의 개폐를 정하여 주는 값, 열려있을 때 1, 닫혀있을 때 0
 F_g ; 발생기 열공급 회로의 개폐를 정하여 주는 값, 열려있을 때 1, 닫혀있을 때 0
 F_R ; 집열판 열제거 계수 (Collector Heat Removal Factor)
 h ; 시간각 [degrees]
 I ; 수평면에 대한 일사량 [kW/m^2]
 I_c ; 집열판에 대한 일사량 [kW/m^2]
 I_t ; 경사각 β 를 갖는 집열판이 받는 일사량 총합 [kWh/m^2]
 i ; 수평면에 대한 태양광 입사각 [degrees]
 i_β ; β 의 경사각을 갖는 집열판에 대한 태양광 입사각 [degrees]
 L ; 위도 [degrees]
 \dot{m} ; 질량 유량 [kg/s]
 Q ; 열유량 [kW]
 R_f ; 흡수식 냉동기 용량에 대한 실제 냉각 효과의 비율 (Capacity Fraction)
 T ; 온도 [$^{\circ}C$]
 T_a ; 건구 온도 [$^{\circ}C$]
 T_w ; 습구 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT ; 냉각탑의 온도 접근값 [$^{\circ}C$]
 U ; 집열판의 열손실 계수 [$W/m^2 \cdot ^{\circ}C$]
 V ; 축열조의 용적 [m^3]
 α ; 집열판의 흡수판 흡수율
 β ; 집열판 경사각 [degrees]
 δ ; 태양의 적위 (Solar Declination, degrees)
 θ ; 시각 [hr]

- ρ ; 밀도 [kg/m^3]
 τ ; 집열판의 덮개유리 투과율
 η ; 집열판의 효율
 첨 자
 g ; 발생기 (Generator)
 c ; 집열판 (Solar Collector)
 cn ; 응축기 (Condenser)
 e ; 증발기 (Evaporator)
 s ; 축열조 (Storage)
 i ; 입구
 o ; 출구
 1 ; 축열조의 아랫 부분
 2 ; 축열조의 가운데 부분
 3 ; 축열조의 윗 부분

I. 서 론

태양에너지는 그 양이 무한정이라는 점과 매우 깨끗하게 사용할 수 있어 공해와 무관하다는 점등의 이유로 많은 관심을 끌고 있으며 이에 따라 비교적 폭 넓은 연구가 행해지고 있다.

이 논문에서는 평판형 태양열 집열판 (Flat Plate Solar Collector) 과 축열조 (Storage) 를 이용하는 태양에너지 이용중에서 관한 부분을 다룬다. 급탕이나 난방시스템에 태양 에너지를 이용하는 연구개발에 관해서는 이미 상당한 진전을 보이고 있으며, 1973-1980년 사이에 걸쳐 많은 전산 시뮬레이션 프로그램이 개발돼 응용되고 있다.⁽¹⁾

평판형 태양열 집열판에서는 보통 40~95 $^{\circ}C$ 사이의 열원이 생성되는데 낮은 온도에서 사용할수록 집열판의 효율이 높아지기 때문에 80~90 $^{\circ}C$ 에서 사용하는 냉방시스템보다는 40~80 $^{\circ}C$ 에서 사용하는 급탕 혹은 난방시스템이 경제성에 있어서 보다 유리하며, 이 점이 냉방시스템에 앞서 급탕-난방 시스템이 개발된 중요한 이유일 것이다.

80~90°C 정도의 열원으로 구동시킬 수 있는 흡수식 냉동기가 생산되면서부터 태양열을 냉방에 이용할 수 있게 되었다. 흡수식 냉동기는 1824년 Faraday가 행한 실험에서 그 기본원리가 알려진 후 계속 발전하여 지금은 주로 LiBr-H₂O와 H₂O-NH₃를 작동 유체로 사용하는 흡수식 냉동기가 생산되고 있다.²⁾ 실제로 평판형 태양열 집열판을 이용하여 냉방을 하고자 할 때 가장 큰 문제는 80~95°C 정도의 높은 온도의 열원을 공급하므로써 집열판의 효율이 상당히 떨어진다고 하는 것인데, 이에 따라서 이 시스템의 경제성은 기존의 냉방기에 비해 훨씬 낮게 나타난다. 그래서 사실상 태양열을 이용한 냉방시스템에 관한 정확한 설계법이나 전산 프로그램들이 충분히 개발되어 있지 못하고 지연되고 있는 실정이다.

그러나 앞으로의 집열판 효율 증진, 기존 에너지원 가격 상승 및 저렴한 가격의 집열판의 개발등으로 인한 본 시스템의 경제성 향상이 가까운 장래에 이루어질 수 있다는 판단하에 본 논문에서는 특정 지역의 기상 조건이 주어지고 냉방 부하가 일정하게 주어졌을 때 흡수식 냉동기의 운전조건과 용량 그리고 평판형 집열판의 면적을 결정하는 프로그램의 작성을 시도하여 보았다.

II. 시스템의 시물레이션

태양열을 이용한 냉방 시스템은 주로 평판형 집열판, 흡수식 냉동기, 축열조, 냉각탑등의 주요 구성 요소들로 이루어져 있다. Fig. 1. 에는 이 시스템의 개략적인 구성을 표시하고 있다. 이들 이외에 보조 장치로 보조 가열기, 온도 조절 장치, 공기 분리기, 압력이 갑자기 높아지기 쉬운 집열기 출구에서 사용되는 감압장치 (Solar Extrol) 등이 붙어 있다.

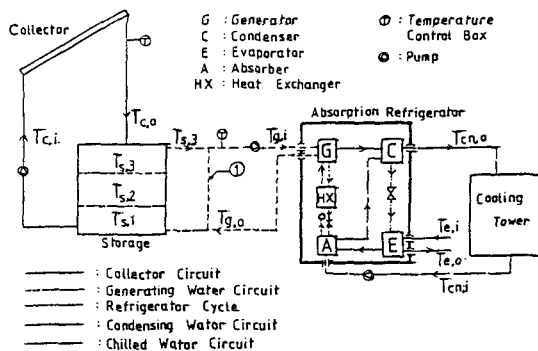


Fig.1 Schematic Configuration of Solar/Absorption Cooling Hybrid system

1. 흡수식 냉동기의 특성

증기 압축식 냉동기에서는 고온 고압의 냉매를 만들 때 압축기를 사용하는데 이때 일 형태의 에너지가 필요하다. 반면 흡수식 냉동기에서는 이에 해당되는 과정에 열공급 장치를 사용하여 일 대신 열 형태의 에너지를 공급해 주어야 한다.

Fig.2에 나타난 것처럼 흡수식 냉동기는 5개의 열교환기로 이루어지는데 각각 그 기능에 따라 발생기 (Generator), 냉각기 (Condenser), 증발기 (Evaporator), 흡수기 (Absorber), 용액 열교환기 (Solution Heat Exchanger)로 불리워진다.

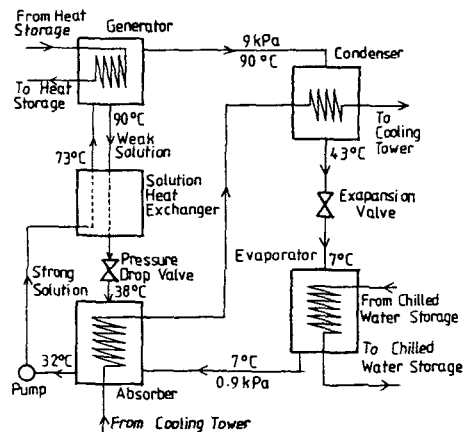


Fig.2 Schematic Diagram of Absorption Refrigerator

공급열량을 받아서 증기를 발생시키는 곳이 발생기인데 이곳에 공급된 열원에 의해서 농도가 높은 용액이 가열되어 용액에 녹아 있던 냉매의 일부가 증발된다. 여기서 발생된 고온 고압의 증기는 증기 압축식 냉동기와 똑같이 응축기, 팽창 밸브, 증발기를 통하여 흡수기로 들어간다.

한편 발생기에서 증기를 방출한 용액은 그 농도가 낮아지게 되며 이는 용액 열교환기를 통하여 흡수기로 돌아오는데 이때 증발기를 거쳐서 흡수기로 들어온 냉매와 섞이어 다시 농도가 높은 용액이 된다. 이 혼합 과정에서 발생열량이 생기는데 이 발생열량을 제거하기 위하여 냉각수를 사용한다. 이 높은 농도의 용액은 펌프와 용액 열교환기를 통하여 다시 발생기로 돌아가 공급열량에 의해 가열된다.^(2,3,4)

흡수식 냉동기에 쓰이는 흡수제-냉매의 조합은 주로 LiBr-H₂O와 H₂O-NH₃인데 H₂O-NH₃는 발생기에서 180℃ 정도 이상의 높은 온도의 열원이 필요하여 태양 에너지를 이용하기에는 적당치 않으며 실질적으로 태양 에너지를 이용한 냉방 시스템에는 LiBr-H₂O를 사용하는 흡수식 냉동기만이 사용된다.

흡수식 냉동기에서는 각각 열공급수, 냉각수, 냉수(Chilled Water, 냉방용 라디에터에 들어가는 물)가 흐르는 3개의 회로를 연결하여 사용하고 이 때 흡수식 냉동기 성능 특성은 이들 회로로 흘러 들어가는 각 순환수의 온도에 의해 결정되는데 이 중 냉수온도는 5℃~12℃ 사이의 값을 가지며 냉동기 성능에 큰 영향을 주지 않는다.^(5,6)

본 논문의 프로그램에서 냉동기 성능 특성에 관한 자료가 입력조건으로 쓰이는데 위에서 설명한 3개의 회로 중 냉수의 온도를 7.2℃(45°F)로 고정시키고 나머지 두 회로를 통해서 흘러들어오는 순환수, 즉, 열공급수의 공급온도(T_{g,i})와 냉각수의 공급온도(T_{cn,i})로 각 열량을 나타낼 수 있다. 다시 말하면 공급열량(Q_g), 냉

각열량(Q_{cn}), 냉각효과(Q_e)등을 프로그램에 입력시키면 각 열량은 열공급수 온도와 냉각수 온도의 함수로 나타낼 수 있다. Fig.3은 AR-KLA사 제품인 3 RT(Refrigeration Ton, 냉동톤) 용량의 흡수식 냉동기의 성능 특성을 단위 냉동톤 당(當)의 열량으로 바꾸어 표시하여 놓은 것이다.⁽⁷⁾ 즉, 본 계산에서는 용량의 차이가 아주 크지 않은 범위(대략 10 RT 이하) 내에서는 성능이 대체로 유사할 것이라고 가정했다.

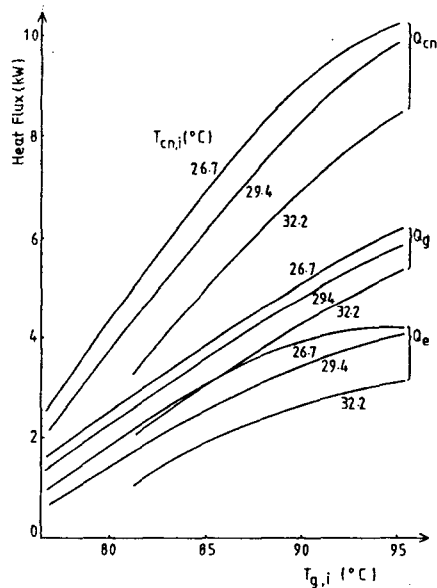


Fig.3 Performance Curve of Absorption Refrigerator (per unit RT)⁽⁷⁾

흡수식 냉동기의 성능 계수(Coefficient of Performance, C.O.P)는 다음과 같이 표시된다.

$$C.O.P = \frac{\text{증발기에서 얻어지는 냉각효과}}{\text{발생기에 공급되는 공급열량}} \dots\dots(1)$$

이에 따라서 Fig.3의 성능 특성을 성능 계수로 표시해 보면 Fig.4와 같으며 여기서 볼 수 있듯이 주로 열공급 온도가 85℃~90℃ 정도일

때 성능 계수의 최대값이 나타난다.

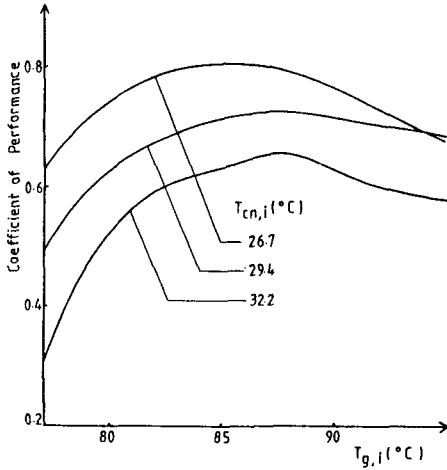


Fig.4 Coefficient of Performance of Absorption Refrigerator⁽⁷⁾

2. 평판형 태양열 집열판의 효율

집열판에서 얻을 수 있는 유효열량을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$Q_c = A [\tau \alpha I_c - U (T_c - T_a)] \dots\dots\dots (2)$$

집열판의 효율은 (2)식의 유효 열량과 집열판 위에 입사되는 일사량의 비로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = Q_c / A I_c \dots\dots\dots (3)$$

$$= \tau \alpha - U \frac{ T_c - T_a }{ I_c } \dots\dots\dots (4)$$

실제로 집열판의 효율을 나타낼 때에는 집열판의 평균온도 T_c 를 결정하기 어려우므로 집열판 열제거 계수 (Collector Heat Removal Factor) F_R 을 사용하여 다음과 같은 식을 쓴다.⁽¹⁾

$$\eta = F_R \left(\tau \alpha - U \frac{ T_{c,i} - T_a }{ I_c } \right) \dots\dots (5)$$

3. 축열조의 해석

집열판의 입구 온도 $T_{c,i}$ 를 낮게 공급할 수록 집열판의 효율이 높아져 열회수의 효과를 높여 주게 되는데 이런 이유로 축열조내의 온도분포는 매우 중요한 의미를 갖게 된다.^(8,9,10)

여기서는 간략한 계산을 위하여 축열조를 깊이 방향으로 3개의 같은 크기의 구간으로 나누어 계산하게 되는데 Fig.5에 나타난 바와 같이 다음 식을 쓸 수 있다. 축열조의 단열은 완벽하다고 가정한다.

$$\frac{V}{3} \rho_s \cdot \frac{dT_{s,3}}{d\theta} = F_c \dot{m}_c (T_{c,o} - T_{s,3}) - F_s \dot{m}_s (T_{s,3} - T_{s,2}) \dots\dots (6)$$

$$\frac{V}{3} \rho_s \cdot \frac{dT_{s,2}}{d\theta} = F_c \dot{m}_c (T_{s,3} - T_{s,2}) - F_s \dot{m}_s (T_{s,2} - T_{s,1}) \dots\dots (7)$$

$$\frac{V}{3} \rho_s \cdot \frac{dT_{s,1}}{d\theta} = F_c \dot{m}_c (T_{s,2} - T_{s,1}) - F_s \dot{m}_s (T_{s,1} - T_{g,o}) \dots\dots (8)$$

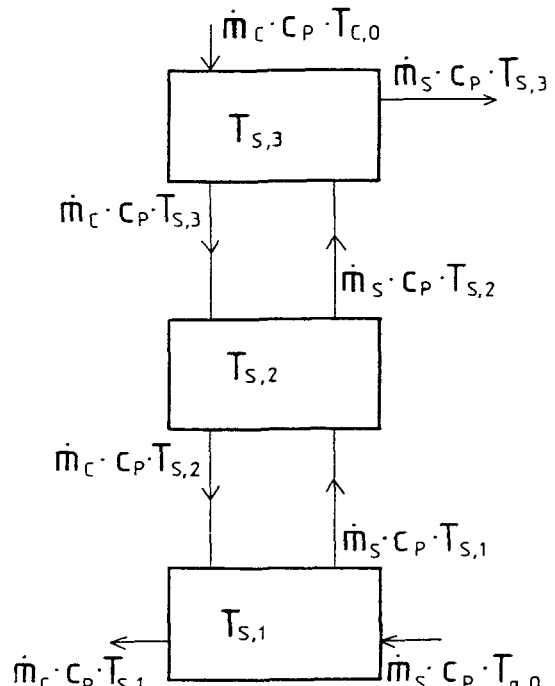


Fig.5 Stratified Model of Water Storage Tank

Fig. 4에서 발생기 열공급 온도 ($T_{g, i}$)가 낮을수록 흡수식 냉동기의 성능 계수 (C.O.P.)가 감소하는 비율이 증가하기 때문에 이를 방지하기 위하여 발생기 열공급 온도를 적정하게 유지하여 줄 필요가 있다. 그러므로 발생기 열공급 회로에서는 순환수가 흡수식 냉동기의 발생기로 들어가기 전 그 온도가 일단 온도 조절장치에 의해 감지되고, 이 온도가 미리 설정되어 있는 발생기 열공급온도 $T_{g, i}$ 보다 낮으면 열공급수회로가 중단되어 설정된 온도에 이를 때까지 계속 축열하며, 반대로 발생기 열공급 온도보다 높으면 발생기 출구에서 나오는 낮은 온도의 물을 발생기 입구로 들어가는 높은 온도의 물과 혼합하여 온도를 낮추게 되어 있다. (열공급 온도를 낮추기 위하여 발생기 출구에서 나오는 물을 이용하는 과정을 Fig.1에 ①로 표시하였다.)

4. 냉각탑의 특성

일반적으로 흡수식 냉동기에 사용되는 전형적인 냉각탑에 대한 특성이 Fig. 6에 나타내어져 있으며⁽⁵⁾ 이를 함수화하여 온도 접근값 (Temperature Approach, ΔT)를 습구 온도 T_w 와 냉각효과 비율 (Capacity Fraction, R_f)의

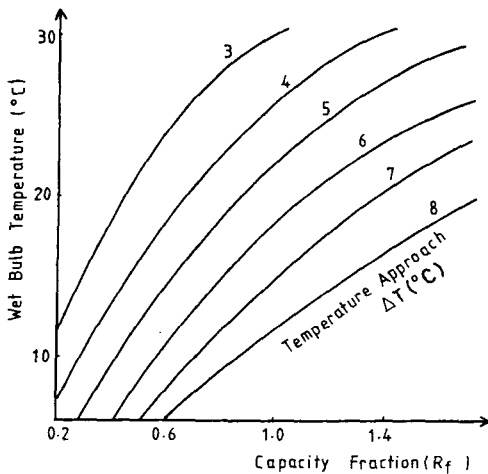


Fig.6 Performance of Typical Cooling Tower⁽⁵⁾

함수로 만들어 사용한다. 온도 접근값이란 냉각탑에서 공급되는 냉각수 온도 ($T_{cn, i}$)와 습구 온도 (T_w)의 차이를 나타내는 값이며 냉각효과 비율이란 흡수식 냉동기에서 정격 용량에 대한 실제 냉각효과의 비율을 말한다.

냉각수의 공급온도를 같은 상태로 유지하면서 냉각수의 유량을 감소시킬 때 냉동부하를 일정하게 유지하려면 높은 발생기 열공급 온도가 필요하게 되며, 그 결과 냉동기의 성능계수가 다소 떨어지게 된다.⁽⁶⁾

그러나 본 연구에서 대상으로 삼은 ARKLA사의 실제 냉동기에서는 냉각수의 유량을 적정하게 결정하여 고정된 값을 사용하고 이에 따른 성능곡선 (Fig. 3)을 제시하고 있으므로 본 계산 실험에서는 냉각수 유량의 변화는 고려하지 않았다.

5. 기상 조건의 검토

계산에 필요한 기상 자료는 건구 온도, 습구 온도, 일사량등이다.

기상 자료에 나와 있는 일사량에 관한 자료는 수평면의 단위 면적당의 일사량이므로 일정 각도로 기울어져 있는 집열판에 대한 일사량으로 환산하여야 한다.

태양광의 입사각을 계산하기 위해 사용되는 태양의 기본각은 시간각 (Hour Angle, h), 태양의 적위 (Solar Declination, δ), 위도 (Latitude, L) 등으로써 이 세각이 태양의 위치를 결정하여 준다. 시간각은 현재 시각 (θ)과 정오시와의 차이에 15를 곱하여 준 값으로 정오 전에 양(+), 정오 이후에 음(-)의 값을 갖게 된다.

정남 방향으로 수평면에 대해 경사각 β 만큼 기울어진 평면에 대한 태양의 입사각과 수평면에 대한 입사각은 기하적 조건으로 태양 기본각 h , δ , L 을 이용하여 다음과 같이 표시할 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\cos i_{\beta} = \sin \delta (\sin L \cos \beta - \cos L \sin \beta) + \cos \delta \cosh (\cos L \cos \beta + \sin L \sin \beta) \dots \dots \dots (9)$$

$$\cos i = \sin \delta \sin L + \cos \delta \cosh \cdot \cos L \quad (10)$$

위 두 식을 이용하여 구해진 i_{β} 와 i 를 사용하여 경사각 β 로 기울어진 집열판에 떨어지는 일사량은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$I_c = \frac{\cos i}{\cos i_{\beta}} I \quad \dots \dots \dots (11)$$

집열판의 경사각은 시스템 사용 기간중에 집열판 위에 쏟아지는 일사량의 총합 I_t 가 최대가 되는 각도로 한다.⁽⁷⁾

$$\frac{dI_t}{d\beta} = 0 \quad \dots \dots \dots (12)$$

이 값을 제주도 지역에 대해 계산한 결과 36.5° 로 산출되었다. 이 값을 이용하여 집열판 위에 떨어지는 일사량을 산출한 결과를 수평면에 대한 일사량과 함께 Fig. 7 에 도시하였다.

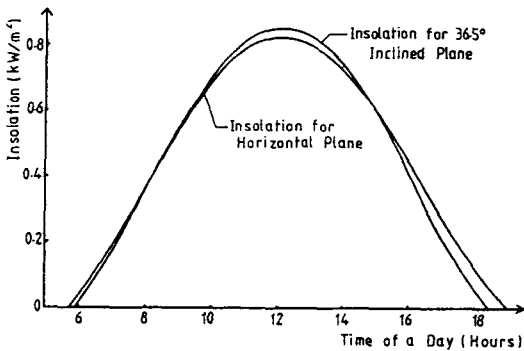


Fig.7 Solar Insolation of Jeju Province (The Result of the Least Square Curve-Fit)⁽⁷⁾

III. 제주도의 경우를 중심으로 한 계산실례와 그 결과

본 계산 실례에서 적용한 기상자료는 한국중

양기상대에 편람되어 있는 제주시 건입동 측후소에서 관측된 자료이며 냉방부하가 2 RT인 경우에 대해서 계산하여 보았다. 하루 중 냉방기 사용 시간은 11시부터 16시까지 5시간으로 하였다. 제주 지역의 기상 특성은 대체적으로 일사량은 많은 편이나 남해안의 타 지방에 비해 구름의 양이 많아서 비교적 좋은 위도 조건에도 불구하고 최적의 일사량 조건은 아니다. 대기 온도는 한 여름의 하루 중 최고 온도가 대체로 $26^\circ\text{C} \sim 30^\circ\text{C}$ 정도로 기온의 분포가 그리 높지 않으며 습이므로 습도는 높은 편이다.

공기의 건구 온도와 습구 온도는 Fig. 8. 에 나타나 있다.

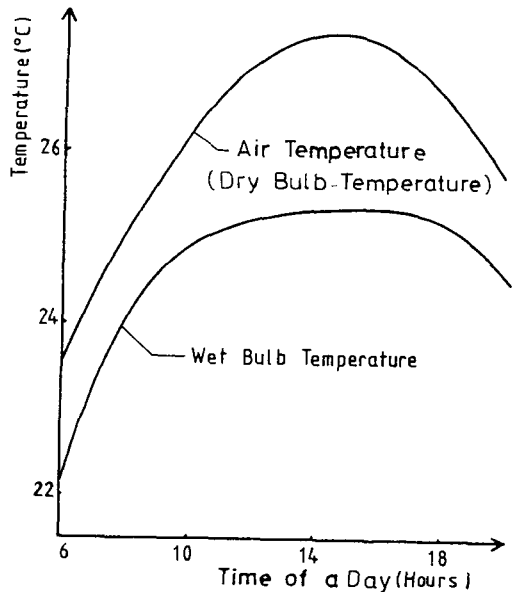


Fig.8 Temperature Conditions of Jeju Province (The Result of the Least Square Curve-Fit)⁽⁷⁾

흡수식 냉동기에 있어서는 공급 열량의 온도가 낮을수록 냉각 효과가 작아지므로 낮은 발생기 열공급 온도에서 운전할 때 같은 냉방부하를 얻기 위해서 더 큰 용량의 흡수식 냉동기를 사용하여야 한다. 즉, Fig. 4. 에서 보듯이 발생

기 열공급 온도 $T_{g,i}$ 가 낮을수록 성능 계수가 급격히 떨어지므로 같은 냉동 부하를 얻기 위한 흡수식 냉동기의 용량은 급격히 증가한다. 반면에 발생기 열공급 온도가 낮으면 열공급수가 발생기를 통하여 다시 축열조로 돌아갈 때 낮은 온도로 축열조 아랫 부분으로 들어가 그 부분의 온도를 낮게 유지해 준다. 따라서 집열판 효율을 좋게 하여 주는데 이런 이유로 집열판 면적을 줄여 준다. 그러나 이것은 흡수식 냉동기의 성능계수가 급격히 줄어 들지 않는 열공급 온도 영역에서 가능하며 이 영역이하의 열공급 온도에서는 성능계수가 급격히 떨어져서 이에 필요한 큰 용량의 냉동기를 운전하기 위하여는 오히려 소요되는 공급 열량이 증가하기 때문에 집열판의 효율이 좋아짐에도 불구하고 더 넓은 집열판이 필요하게 된다. 이러한 관계가 Fig.9에 잘 나타나 있다.

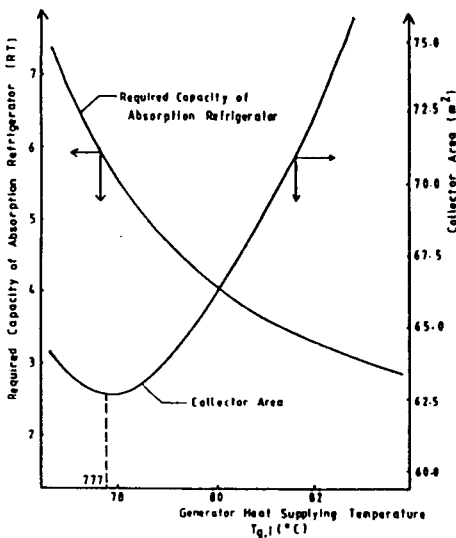


Fig.9 Required Capacity of Absorption Refrigerator and Solar Collector Area for 2 RT Cooling Load

Fig. 9는 2 RT의 냉방 부하에 대하여 각 열공급수 온도 $T_{g,i}$ 의 값에서 구해지는 흡수식 냉동기의 소요 용량과 이에 필요한 집열판의 면적을 나타내는데 낮은 $T_{g,i}$ 의 값에서 흡수식

냉동기의 성능 계수 감소가 급격해 짐을 잘 나타내고 있다. 즉, $T_{g,i}$ 가 낮아지면서 흡수식 냉동기의 소요 용량 증가가 심해지고 있으며 이에 따라서 감소하던 집열판 면적도 다시 증가하기 시작한다.

소요 비용은 크게 설치비와 운전비로 나뉘어 지는데 설치비는 시공비를 포함하여 건설 초기에 드는 제 비용등을 의미하며 운전비는 설치된 시스템을 작동시키는데 소요되는 비용을 말한다 우선 설치비를 구성하는 주요 항목은 집열판의 필요한 면적에 대한 가격과 여기에 계산되어진 용량의 흡수식 냉동기의 가격 이외에 축열조, 공기 분리기, 온도 조절 장치, 감압장치 (Solar Extrol) 등의 가격이 포함된다. 운전비는 펌프 전력 소모에 대한 비용을 말하는데 이 비용의 평가는 현재가를 사용하며, 이 현재가를 계산하는데 연금현재가율 (年金現價率, Series Present Worth Factor, SPWF)⁽¹²⁾이 이용된다. 전체 소요 비용은 설치비와 운전비의 합으로 표시된다.

아울러 태양열을 이용하는 이 시스템은 겨울철에 대체로 추가 장치없이 난방에 사용할 수 있으므로 본 계산 실례에서는 겨울철에도 이 시스템을 사용하는 경우에 대해서 계산하였고 시스템의 사용년수를 10년, 연 이자율을 10%로 하였다. 태양열 집열판의 가격은 조사결과 대략 ₩ 95,500/m², 전기료는 대략 ₩ 120/KWH이며, 흡수식 냉동기의 가격은 용량에 따라 정격용량 2 RT일 때 180만원, 3 RT일 250만원 정도 이었다.⁽⁷⁾

전체 소요 비용 계산에 있어서 흡수식 냉동기 가격에 비해 집열판의 가격이 월등히 크므로 전체 비용을 최소화 하는 $T_{g,i}$ 는 Fig. 9의 집열판 면적이 최소로 되는 점에 가까이 있게 될 것이 예상되는데 계산결과 이 값은 Fig. 10과 같이 80.3°C로 나타났으며 이 때의 집열판 면적은 대략 67m², 소요되는 냉동기의 용량은 대략

4 RT 정도로서 이 경우의 10년간 전체 소요 비용은 ₩ 13,690,000이다.

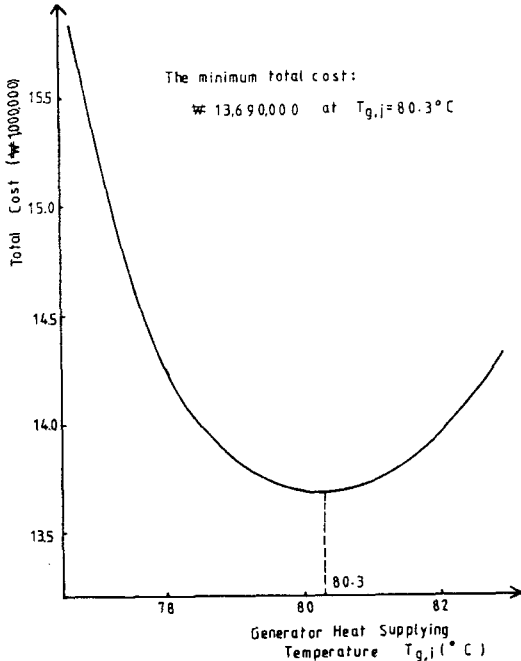


Fig.10 Total Cost for Solar Powered Absorption Refrigerator System

Fig.11은 $T_{g,i}$ 가 80.3°C 일 때의 축열조내 온도 분포를 나타낸다. 이 그림에서 9시와 11시 정도에서 온도의 변화가 급격한 것은 각각 집열판 순환회로와 발생기 열공급회로가 닫혀있다가 열리는 순간을 나타낸다. 아침의 일사량이 적은 시간 동안에는 집열판이 받는 일사량보다 열손실량이 많아 회로가 닫혀 있다가 일사량이 열손실보다 커지기 시작하는 시각(9시 부근)부터 집열판 회로가 열린다. 이 때 축열조 내부는 대체로 증화되어 있어서 축열조 윗 부분의 온도는 비교적 높게 유지되고 있으므로 집열판 회로가 열리는 순간부터 얼마간 온도가 떨어지다가 다시 올라가게 된다. 반면에 축열조 아랫부분은 집열판 회로가 열리면서 온도가 계속 올라가게 된다. 발생기 열공급 회로는 11시에 열리기 시

작하여 발생기 열공급수가 발생기를 통과하면서 온도가 낮아져 축열조 아랫 부분으로 돌아오기 시작하므로 11시에 축열조 아랫 부분의 온도가 갑자기 낮아진다.

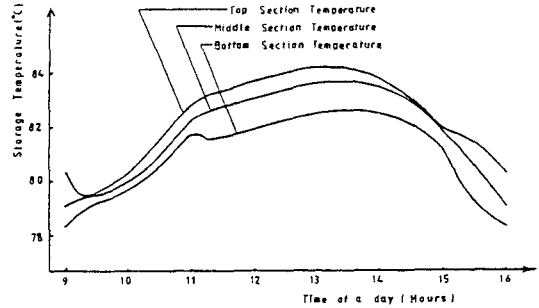


Fig.11 Variation of Temperature Distribution inside the Storage Tank ($T_{g,i} = 80.3^{\circ}\text{C}$)

흡수식 냉동기의 최대 성능 계수의 값은 $85^{\circ}\text{C} \sim 90^{\circ}\text{C}$ 사이에 있는데 Fig.10의 전체 비용의 최소 부분(80.3°C)은 이 성능 계수의 최대값 범위에서 많이 벗어나고 있음을 볼 수 있다. 반면에 평판형 태양열 집열판의 경우를 살펴보면, 냉방에 사용할 때에는 주로 흡수식 냉동기의 발생기 열공급 온도 범위에 있는 높은 온도의 열원이 필요하며, 이 때 시스템의 적절한 운영을 위해서는 집열판의 효율이 떨어진 상태에서 흡수식 냉동기에 소요되는 열량을 얻기 위하여 결과적으로 다소 넓은 면적의 집열판이 필요하게 된다.

참고로 여름철에 같은 냉방능력(2냉동톤)을 갖는 냉·난방 겸용의 증기 압축식 열펌프의 비용을 산출해 본 결과 10년간 대략 300만원 정도의 총비용이 소요되며, 이와 아울러 겨울철에는 얼마간의 보조 열원이 추가로 필요하였다. 이에 의하면 태양열을 이용한 흡수식 냉방 시스템은 운전비가 거의 들지 않는다고 해도 이 시스템을 구성하는 설치비가 많이 소요되기 때문에 보조 열원이 필요한 기존 냉·난방 겸용 증기 압축식 열펌프와 비교해도 현재 상태로는 비경제적이다. 그러나 가격이 저렴한 집열판과

흡수식 냉동기의 생산이 가능해지고, 좀 더 높은 온도의 물을 공급할 수 있는 집열판의 개발, 그리고 보다 낮은 발생기 열공급 온도에서 최적 성능 계수를 갖는 흡수식 냉동기가 개발된다면 초기 설치비를 많이 줄일 수 있고, 또한 부품의 수명이 연장되고 기존 화석 에너지원의 고갈로 에너지 가격이 상승되는 경우 상대적으로 저렴한 운전비로써 유지가 가능하다는 장점 때문에 앞으로 이의 경제성이 향상될 수 있는 여지가 많다.

IV. 결 론

본 논문에서는 태양열을 이용한 흡수식 냉방 시스템의 시뮬레이션 프로그램에 의하여 흡수식 냉동기의 소요용량과 집열판 면적의 결정에 영향을 미치는 흡수식 냉동기의 운전 조건이 검토되었다.

제주도 지역의 기상조건을 적용한 계산 실험으로부터 흡수식 냉동기의 가장 적절한 발생기 열공급 온도는 80.3℃로 계산되었다. 태양열을 이용한 냉방 시스템은 운전비가 거의 들지 않는다는 장점에도 불구하고 이 시스템의 초기 투자비가 워낙 많이 들기 때문에 현재로서는 경제성이 기존 냉·난방 겸용 증기 압축식 열펌프시스템에 비해 뒤떨어지는 것으로 평가되었다. 그러나 언젠가는 고갈되어 갈 기존 화석 에너지원의 가격 상승과 함께 시스템을 구성하는 각 부품의 수명 연장이 가능하다면 다음과 같은 점들을 연구 검토 함으로써 미래에 실용화의 가능성을 엿볼 수 있다.

- 1) 저렴한 가격의 집열판 및 흡수식 냉동기의 개발
- 2) 현재의 평판형 태양열 집열판보다 다소 높은 온도에서 열원을 공급할 수 있는 집열판 개발
- 3) 보다 낮은 발생기 열공급 온도에서 최적 성능 계수를 갖는 흡수식 냉동기의 개발

후 기

본 연구는 1984년도 한독 태양-풍력 복합발전에 관한 연구사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 협조해 주신 한국과학기술원 기계공학부의 이춘식 박사님, 김영인 박사님께 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

1. 손병찬 외 7인, "설비형 태양열 시스템의 개발 및 개량 연구", 동력자원연구소 연구보고서, 1981.
2. Althouse, D., "Modern Refrigeration and Air Conditioning", Goodheart - Willcox, 1979.
3. ASHRAE Handbook, Fundamentals, 1978.
4. Gunther, C., "Refrigeration, Air Conditioning and Cold Storage", Chilton Book Company, 1969.
5. Newton, B., "Optimizing Solar Cooling Systems", ASHRAE Journal, Vol 18, pp. 26-31, November 1976.
6. Newton, B., "Solar Cooling", Application of Solar Energy for Heating and Cooling of Buildings, ASHRAE GRP 170, 1977.
7. Her, J. Y., "Simulation of Solar / Absorption Cooling Hybrid System and Examination of Its Operating Condition", M. S. thesis, KAIST, 1985.
8. Duffie, A., and Beckman, A., "Solar Energy Thermal Processes", John Wiley and Sons, 1974.
9. Ahmed, S. B., and Sriramula, V., "Performance of a Storage Unit Coupled to a Flat Plate Solar Collector", Solar Energy International Progress, 1978.

- 10 . Sriramula, V., Ahmed, S. B., and Gupta, M. C., " Investigations of a Thermal Storage Unit for Solar Powered Generation ", Solar Energy and Conservation, 1978 .
- 11 . 손병찬 외 7인, " 태양에너지 이용기기 성능시험 기술개발 및 태양에너지 자원 조사 평가 ", 동력자원연구소 연구보고서, 1981.
- 12 . Stoecker, W. F., " Design of Thermal Systems ", 2nd ed., McGraw-Hill Book Company, 1980 .