

저온 상변화 물질 특성을 이용한 태양열 물펌프 실용화 연구 개발(II)

- 시스템 구성 및 작동분석 -

김영복 · 이양근* · 이승규 · 김성태 · 나우정 · 민영봉
경상대학교 농업생명과학대학 농업시스템공학부, 농업생명과학연구원,

Development of a Solar Powered Water Pump by Using Low Temperature Phase Change Material

- System Construction and Operation Analysis -

Kim, Y. B., Lee, Y. K.*, Lee, S. K., Kim, S. T., La, W. J. and Min, Y. B.
Division of agricultural systems engineering and The Institute of Agriculture and Life
sciences, Gyeongsang national university, 900 Gazwadong, Chinju city, 660-701, Korea

Summary

In this study, the energy conversion equipment from the radiation energy to mechanical energy by using n-pentane as the operating fluid was constructed and the performance to pump the water was tested for the utilization of solar powered water pump. The equipment was designed optimally, after the theoretical analyses of the water pumping head and water quantity per cycle were done. The pentane vapour temperature in the condenser and the temperature of the outlet water from the condenser became lowered and the heat transfer rate became higher with decreasing the water inlet level to the condenser. The temperature difference between the condenser and the water tank was significant. Therefore, the distance between the water tank and condenser was recommended to be shorten and the diameter of their connecting pipe was recommended to be narrow in order to reduce the resistance of the fluid passage and improve the heat transfer rate. The amount of water pumped was 1.6 ~ 2.4 liters. Mass flow rate of the cooling water became lowered when the cooling water pipe was prolonged from the condenser to improve the heat transfer rate.

(Key words : Condensation rate, Energy conversion, Phase change material, Solar energy, Water pump)

서론

화석에너지의 자원한계와 환경과의 친화성 등으로 인해 자연에너지 이용에 대한 연구필요성은 더욱 증대되고 있다. 태양에너지는 훌륭한 자연에너지로서 그 동안 온수를 제조하여 이용하거나 광전지를 이용한 발전에 많은 연구

가 진행되어 왔다. 그러나 태양에너지를 이용하여 여름철 지하수를 양수하는데 사용할 수 있다면 많은 물이 필요한 여름철에 태양에너지 자원이 풍부하므로 그 보완성도 뛰어나고, 특히 전기가 공급되지 않는 외진 곳에서 동력이 필요한 경우 매우 유리하게 작용할 수 있을 것이다. 이러한 관점에서 태양열을 이용하여 물

* 이 논문은 산업자원부에서 시행한 에너지·자원기술개발사업의 논문입니다.

* 상주대학교 기계공학부(Division of machinery, Sangju national university).

Corresponding author ; Kim, Y. B., Division of agricultural systems engineering and The Institute of Agriculture and Life sciences, Gyeongsang national university, 900 Gazwadong, Chinju city, 660-701, Korea, Tel : (055)751-5461, E-mail : youngkim@nongae.gsnu.ac.kr

을 양수하는 연구가 18세기초 프랑스 물리학자 Bernard Foret Belidor⁶⁾에 의해 시도되었는데 그것은 최초의 태양열 물펌프라 할 수 있는 장치로서 그것은 球型(spherical dome)의 용기와 두 개의 逆止밸브(Check valve)로 구성되며, 태양에너지가 球型(spherical dome)의 용기를 가열하면 용기내의 상단부 공기가 가열되고, 가열된 공기가 팽창하면서 공기 아래에 있는 물에 압력을 가하여 逆止밸브가 설치되어 있는 통로로 물을 상단부 물 저장 탱크로 밀어 올리도록 되어 있다. 그리고 구형의 용기내의 공기를 인위적으로, 혹은 밤이 되어 자연적으로 냉각되면 용기내의 공기 압력이 대기압 이하로 내려가게 되고 그 압력차에 의해 하단부에 있는 물을 逆止밸브가 있는 통로를 통해서 구형의 용기내로 흡입하여 끌어올리게 된다.

그러나 이 장치는 하루 중 낮에 가열되고 밤에 냉각되면 한 사이클로 가동되기 때문에 물의 양이 많지 않은 단점이 있고, 작동유체로서의 구형 용기에 가열되는 열량이 그 아래에 있는 물로 전달되기 때문에 작동물질 가열 열량이 줄어들게 되어 장치효율이 현저하게 낮은 단점이 있다. 이후 작동물질의 순환과 동력화 방법에 따른 태양열 물펌프 연구가 있어 왔으나 국내에 있어서는 김 등^{1,2)}에 의한 펜탄의 증기압을 이용한 물펌프 장치의 에너지변환 실험과 작동 사이클 과정에서의 열역학적인 해석을 통한 성능분석 등의 연구가 있다. 본 논문에서는 김 등^{1,2)}에 의한 장치의 성능을 개선할 목적으로 기액 분리탱크와 응축기를 분리하여 가열에너지가 냉각코일에 의해 손실되는 것을 막고 냉각코일이 가열증기에 의해 온도 상승함으로서 냉각능력이 부족해지지 않도록 장치를 개선하고자 하였다. 이와 관련하여 Kwant 등⁵⁾은 응축부와 물탱크, 공기탱크를 분리하여 설계한 바 있고, 온도변화에 따른 탱크효율에 대해 분석한 바 있다.

본 연구에서는 태양열을 동력원으로 하고 작동물질로서 저온상변화물질을 이용하여 그 액체 기체 상변화과정에서의 체적변화를 동력으로 변

환, 물을 양수하는 태양열물펌프를 실현할 목적으로 그 장치를 최적 설계하고 장치제작, 장치의 구동을 통하여 장치특성을 분석하였으며, 특히 응축기의 중요성을 감안 그 열 교환 성능을 중심으로 분석하였다. 장치의 최적설계는 장치 구성 요소 간 균형을 도모함으로써 장치 효율을 높이고 자원의 낭비를 방지하게 됨은 물론 시스템의 효율을 높이게 될 것이며, 장치구동 특성과 응축기 열 교환 능력에 대한 분석을 통하여 장치의 운전과 개선에 대한 정보를 획득할 수 있을 것으로 기대된다.

재료 및 방법

1. 태양에너지와 태양열물펌프 양수량

태양열물펌프의 에너지원으로서 태양강도와 일사량에 대해서 살펴보면, 태양강도를 나타내는 하나의 기준으로서 대기권 밖의 연중 평균일사량은 태양상수라 하며, 그 값은 1.353 kW/m^2 이지만 이것이 지표면에 도달할 때는 이것보다 적은 값이 된다. 2002년 기상청 홈페이지에 나타난 자료를 분석하면³⁾, 한국의 전국적인 태양열 일사량을 연 평균치로 계산하면 서울을 제외하고는 전국이 하루 약 $3.488 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{day}$ 정도의 일사에너지를 받고 있는 것으로 보고 되고 있으며, 부산, 진주를 잇는 남해동부지방은 약 $3.95 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{day}$ 이상으로 전국에서 가장 일사조건이 좋은 것으로 나타나고 있다. 2000년 우리나라 지역의 평균 연간 총 일조시간은 약 2,112 시간이며, 최소 총 일조시간은 서울의 1,506 시간, 최대는 여수의 2,321 시간이었다. 하루 평균 일조시간은 5.786 시간이며, 이 평균일조시간을 기준으로 평균태양강도를 계산하면 0.6 kWh/m^2 이 된다. 일조시간과 태양강도를 기준으로 1 m^2 당의 하루 일사에너지는 $1.256 \times 10^7 \text{ J}$ 에 상당하며, 이중 일로 변환되는 양은 열효율과 장치효율을 고려하여야 한다. 그런데 태양열물펌프의 최대에너지변환효율은 태양열물펌프의 작동물질을 비교적 저온에

서 액체기체 상변화하는 펜탄과 같은 물질을 이용할 경우 그 사이클을 랭킨사이클을 기준으로 하여 살펴볼 수가 있는 데 이 경우 작동온도범위를 고온 열원을 상변화온도인 35℃, 저온열원을 그보다 10℃ 낮은 온도로 하여 카르노사이클 열효율을 계산하면⁹⁾ 이론적인 최대열효율은 약 3.25%로 나타난다. 그 관계식은 고온열원의 온도를 TL, 저온열원의 온도를 TH라 하면 카르노 사이클의 열효율은 $(TH - TL) / TH$ 로서 구해진다. 그러나 이러한 이론적인 열효율을 얻는다는 것은 매우 어렵다. 만약 이 에너지변환 효율을 비가역성이나 집열효율, 장치효율 등을 고려하여 1%라고 한다면 위에서 언급한 1 m²당의 하루 태양열 입사에너지로서 양정 10 m일 때 하루 약 1.3톤의 물을 양수할 수 있는 양으로 계산된다.

2. 장치설계요건

태양열 물펌프는 물의 흡입과 배출 사이클은 자동으로 반복되어야 할 것이며, 작동물질과 물, 공기의 양과 상태변화, 그 이동이 양정과 양수량에 따라 효율적으로 설계되어야 한다. 시스템을 구성하는 탱크, 밸브, 파이프 등 장치구성요소들의 크기와 그 배치는 상호간 논리적인 균형을 이루어야 한다. 이 과정에서 작동물질증기와 공기의 압력은 기체의 상태방정식을 이용하여 계산할 수 있으며, 이를 이용하여 탱크의 크기를 설계할 수 있다. 그리고 탱크를 연결하는 파이프의 체적을 고려할 경우의 설계의 복잡성에 비해 파이프의 체적이 탱크체적에 비해 매우 적음을 고려하여 여기서는 탱크체적만을 고려하여 설계하도록 하였다.

3. 장치능력과 열원

태양열물펌프는 양정과 양수량을 고려하여 설계되어야 하는 바 본 연구에서는 사이클 당 양수량을 실험실 수준으로 하여 최대 약 3 liters가 되도록 하였고, 이를 고려하여 물탱크 체적을 비

롯하여 각 탱크의 체적을 설계 제작하였다. 그리고 양정은 우선 1.5 liters로 하여 실험하였던 바 양정의 수준은 물상승 파이프를 높임으로서 가능하므로 필요에 따라 그렇게 할 수 있도록 설계하였다. 작동물질은 엑서지(exergy)를 고려하여²⁾ 펜탄으로 하였다. 펜탄(n-pentane)은 그 특성이 Table 1에 나타난 바와 같이 액체와 기체의 상변화온도가 적당하고 부식이나 독성이 없으며, 열적으로 화학적으로 안정되어 있다⁴⁾.

실험장치에는 고온열원으로서 복사에너지를 공급하기 위한 방법으로 적외선램프(185W)를 설치, 조합하여 가열하였으며, 복사에너지의 수준을 조절할 수 있도록 배치하였다. 2000년 우리나라 평균일조시간을 기준으로 평균태양강도를 계산하면 0.6 kW/m²인데 비해 본 연구에서의 면적을 고려할 때 가열강도가 약간 높는데 확실한 결과를 확인하기 위하여 강도수준을 높게 책정하였다. 그러나 작동물질 단위질량당 공급열량은 전열면적에 따라 달라지므로 필요한 가열강도는 면적설계를 통하여 조절할 수 있게 된다. 저온열원으로서의 양수된 물을 냉각 이용하였다.

Table 1. Properties of n-pentane

Property	Value
Molecular formula	C ₅ H ₁₂
Molecular weight	72.146
Boiling point(℃)	36.07
Density(g/ml)	0.626
Latent heat(kJ/kg)	358
Critical temperature(K)	469.77
Critical pressure(Mpa)	3.369
Critical density(g/ml)	0.232

4. 시스템 구성요소 및 작동원리

시스템의 작동요건과 설계요건에 따라 구성된 시스템은 연구의 결과이지만 설명의 편의상 여기서 그 장치를 살펴보면 Fig. 1과 같다. 그림에서 탱크 F는 작동물질 액체와 증기를 분리시키

는 기능을 하며, 작동물질은 복사에너지에 받아 가열, 증발되어 탱크 F내의 압력이 상승하게 된다. 탱크 F의 압력이 상승하여 밸브 V₁이 열리면 작동물질증기는 물탱크 W로 들어가며 탱크 내의 물을 밀어 공기탱크 A로 들어가게 한다. 이에 따라 공기탱크 A내의 공기는 압축되며, 그 압력이 양수할 물의 양정에 상당할 정도로 상승하게 되면 압축공기는 바닥의 탱크 B로부터 물을 밀어 올려 양수된 물의 저장탱크 S로 보내게 된다. 공기탱크 A가 물로 채워지게 되면 V₁은 닫히고 V₂는 열려 팽창 후의 작동물질 증기는 응축탱크 C에서 응축된다. 이로 인해 공기탱크 A내의 압력은 하강하고 생성된 진공으로 인해 최종적으로는 바닥탱크 B속으로 바닥의 물이 들어오게 된다. 이때 물탱크 W내에는 약간의 물이 응축하게 되는데 이 응축된 작동물질 액체는 그 밀도차로 인해 물 위에 뜨게 되며, 밸브 V₂를 통해 응축탱크 C로 유도될 수가 있다. 공기탱크 A가 전부 공기로 채워지게 되면 밸브 V₂는 닫히고 다음 사이클을 시작하게 된다. 응축탱크내의 응축된 작동물질 액체는 분리탱크 F내의 온도나 압력신호를 통해 태양열이 없는 밤이 되어 시스템의 동작이 정지되는 것을 감지하여 그때 밸브

V₁, V₂, V_c, V_f를 개방함으로써 분리탱크로 유도할 수가 있다.

5. 탱크의 크기 결정

가. 탱크 B

양수할 물 속에 잠겨 있는 탱크 B의 크기는 사이클 당 양수할 물의 양 이상이 되어야 한다. 사이클 당 양수할 물의 양이 너무 많으면 시스템 내에 공급해주어야 할 작동물질의 양이 너무 많아지고 사이클 당 소요시간이 길어져서 열손실이 증가하게 된다. 사이클 당 양수량이 너무 적으면 사이클 당 소요시간이 너무 짧아져서 밸브를 연속 작동해야 하는 부담이 증가하게 되고 부드러운 운전이 되지 못하며, 부하손실도 커지게 된다. 양수하는 물의 체적을 V_p라고 하면 탱크 B의 체적 V_b는 양수체적 V_p에 따라 결정되며, 최소조건을 기준으로 보면 다음과 같이 결정된다.

$$V_b \geq V_p \dots\dots\dots (1)$$

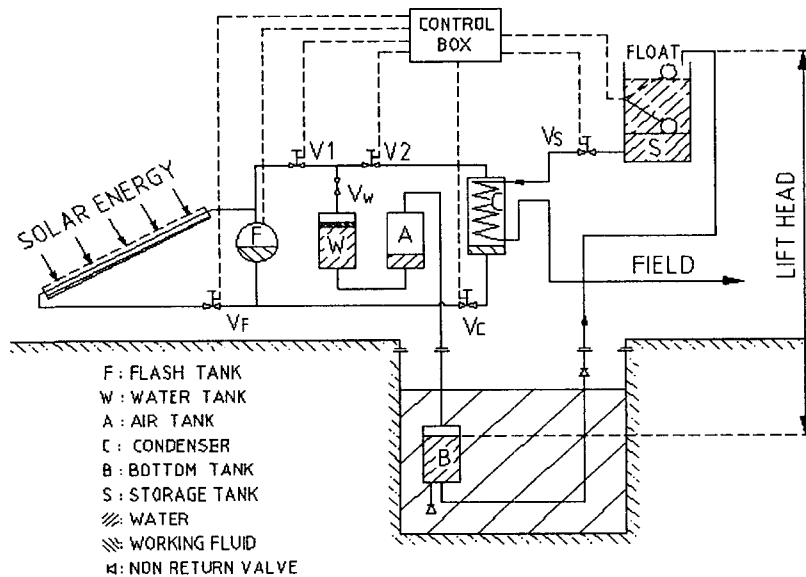


Fig. 1. Diagram of the solar water pumping system.

나. 탱크 A와 W

물탱크 W에는 사이클 물 배출 과정 말기에는 탱크 F로부터 들어오는 작동물질의 증기가, 물 흡입 과정의 말기에는 탱크 A로부터 되돌아오는 물이 차게 된다. 탱크 A에 들어 있는 공기의 압축과정을 물에 의한 냉각 등을 고려하여^{7,8)} 이상 기체의 등온변화로 보고 탱크 체적간의 관계를 정리하면 다음과 같다.

$$P_{ai} \cdot V_a = P_{af} \cdot (V_a - V_x) \dots\dots\dots (2)$$

$$V_w = V_b + V_x \dots\dots\dots (3)$$

$$V_a = V_w + V_{af} \dots\dots\dots (4)$$

$$V_a > V_b \dots\dots\dots (5)$$

단, P_{ai}, P_{af} : 공기탱크 A 내의 양수초기압력과 양수후기압력
 V_w, V_a, V_b : 탱크 W, A, B의 체적

여기서 V_x 는 탱크 A의 공기압력이 양수해야 할 양정에 상당할 때까지 탱크 W로부터 탱크 A로 들어온 물의 양이다. 이 V_x 는 적더라도 파이프내의 공기가 압축되는 것을 고려하면 위의 관계로 나타난 것 이상이 된다. 공기탱크 체적 V_a 는 정해진 양정과 유량일 때에는 불필요하게 클 필요는 없으며, 공기탱크가 필요이상으로 크게 되면 압축해야 할 공기량이 증가하여 압축손실이 증가하게 된다. 위의 관계에서 방정식 (2)을 방정식 (3)에 대입하면 V_w 는 방정식 (6)과 같이 정리되며, 물탱크내의 물이 공기탱크 내를 채우고 넘쳐서 탱크 B로 들어가지 않도록 고려하면 방정식 (7)와 같이 수식화 된다.

$$V_w = V_b + (1 - P_{ai}/P_{af}) \cdot V_a \dots\dots\dots (6)$$

$$V_w \leq V_a \dots\dots\dots (7)$$

방정식 (6)을 이용하여 양정과 사이클당 양수량의 수준에 따라 V_b 와 V_w 의 관계를 구할 수가 있으며, 그 범위에서 조건 방정식 (7)를 만족시키면 된다.

다. 탱크 F와 C

작동물질의 기액 분리탱크 F의 크기는 그 압력과 연관되어 있으며, 기액 분리탱크로부터 작동물질의 증기가 물탱크 W로 들어갈 때의 과정을 물에 의한 냉각 등을 고려하여 등온과정으로 보면 다음과 같은 관계에서 구해진다.

$$P_{si} \cdot V_s = P_{sf} \cdot (V_s + V_w) \dots\dots\dots (8)$$

P_{si}, P_{sf} : 기액 분리탱크 F의 양수초기압력 및 양수후기압력
 V_s : 기액분리탱크 체적

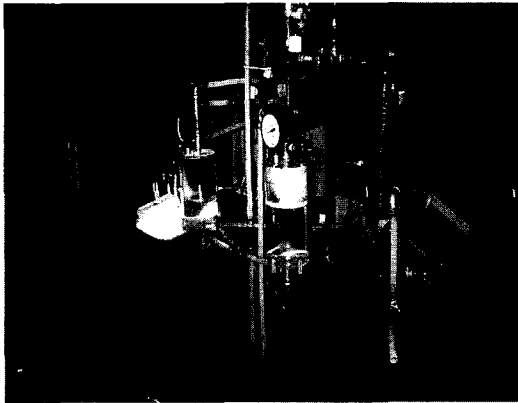
이 식에서 P_{sf} 는 팽창 후의 압력으로서 양정에 상당하는 압력이며, 탱크내 물을 고려할 때 근사적으로 P_{af} 와 같다. 그리고 응축탱크 C의 크기는 하루 동안 응축된 작동물질이 들어가야 하고 냉각수와 작동물질증기와의 열 교환을 보장할 정도의 열교환부가 들어가도록 설계되어야 한다. 여기서 열교환면적은 에탄올을 이용한 기존 연구에 의하면^{7,8)} 구리파이프를 이용한 이중관형 열교환기에서 응축면적이 6 m^2 일 때 $20 \sim 30 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ 정도의 열전달계수를 나타낸다고 하였다. 응축액 체적 V_{cm} 은 하루 중의 사이클수 n 과 물탱크내의 작동물질증기가 응축되는 것과 작동물질증기 밀도 dog 를 고려하여 다음과 같이 구해진다.

$$V_{cm} = n \cdot V_w \cdot \text{dog} \dots\dots\dots (9)$$

여기서는 실제적인 실용화장치의 작동조건과 실험실에서의 조건을 고려하여 $P_{ai} = 1013 \text{ hPa}$, $P_{af} = 1013 \sim 1993.45 \text{ hPa}$ (양정 $0 \sim 10\text{m}$), $V_a = 0 \sim 40 \text{ liters}$ 의 조건에서 분석하였다.

6. 장치의 구성과 계측제어부

실험장치 시스템은 Fig. 1에 나타난 바와 같으며, 이를 실제 구성한 것이 사진 1과 같다. 시스템의 작동원리는 앞서 설명한 바와 같다. 최적 설계된 장치의 실험과정에서 측정해야 할 항목은 온도, 압력, 양수량 등이며, 이를 위하여 필요한 계측기를 설치하였다. 그리고 변수의 수준에 따른 장치특성과 성능의 분석을 위해서는 수동으로 작동을 제어하지만 궁극적으로는 자동화가 실현되어야 하므로 그 연구를 위해 자동화 제어부 일부를 추가하여 설치하였다. 제어부는 온도나 양수량을 입력량으로 하여 물의 배출과



Picture 1. View of the experimental equipments.

흡입을 할 수 있도록 릴레이와 솔레노이드밸브를 설치하였고 이를 제어할 계측제어장치인 CR10x (Campbell Scientific, Inc., Utah, USA)를 설치하였다. 이와 관련한 각부의 사양은 Table 2에 나타난 바와 같다.

7. 실험방법

복사열을 계속 공급하면서 기억분리 탱크내의 압력이 양수에 상당하는 압력 이상이 되면 밸브를 열어 물을 배출하였고, 물탱크 내의 물이 하단에 이르면 작동물질증기의 공급을 밸브로서 차단하고 응축기로 통하는 밸브를 열어 증기가 응축기에서 냉각이 되도록 하였다. 응축기에서는 냉각수가 계속적으로 공급되도록 하였다. 물탱크 내의 작동 물질 증기가 응축되어 물탱크내의 물이 원위치로 되면 다시 새로운 사이클을 시작하였으며, 이 과정에서 각부의 온도, 압력, 물의 수위 등을 측정하였다. 사이클은 정상상태가 유지되는 경우를 고려하여 반복 8회를 실시하였으며, 사이클 당 냉각시간은 30분을 기본으로 하여 각각 20분, 10분으로 구분 실험해 봄으로서 총 24 사이클을 실험하였다. 냉각시간을 다르게 한 것은 냉각시간의 수준이 장치구동특성에 미치는 영향을 알아보려고 하였다.

Table 2. Specification of the measuring and control parts

Items	Description
Data Logger and control system	Campbell scientific, Inc., Model : CR10x Control input/output 8 channels Relay multiplexer AM416(32 channels)
Solenoid valve	Type : Normal open AC 200/220 V, 50/60 Hz, Rc PT 1/2, Inner Dia. 15 mm
Relay	Wonder SSR WK-1210SQ(Wonkwang Inc.) Input : 4-32 VDC, Output : 240 VAC, 10A
Pressure gauge	0-1 MPa, Vacuum upto 0-1.33 hPa, A type, Dia. 100 mm
Temperature sensor	T type thermocouple ϕ 3.2 mm

결과 및 고찰

1. 양정과 양수량 수준에 따른 탱크의 크기

양정과 양수량에 따른 장치구성요소간의 크기는 열역학적인 원리에 맞도록 설계되어야 하며 그 이론에 따른 설계기준을 그림으로 나타내면 Fig. 2와 같다. 그림에는 양정과 양수량의 수준에 따라 탱크 B와 W의 크기를 나타내었다. 양정 10 m, 사이클 당 유량이 40 liters일 때를 고려해 보면 우선 바닥체적 Va는 최소한 40 liters가 되어야 한다. 그리고 Vb는 Vw보다 적어야 하므로 Fig. 2에서 유량 40 liters를 나타내는 선상에서 Vb를 나타내는 선 이하의 영역에서만 조건을 만족하게 된다. 따라서 탱크 W의 최소한의 크기는 78.72 liters가 되며, 정확한 값은 주어진 주건 $V_b = 40$ liters, $P_{ai} = 1013$ hPa, $P_{af} = 1993.5$ hPa를 대입한 방정식 (6)과 방정식 (7)에서의 등식인 경우를 연립하여 풀면 된다.

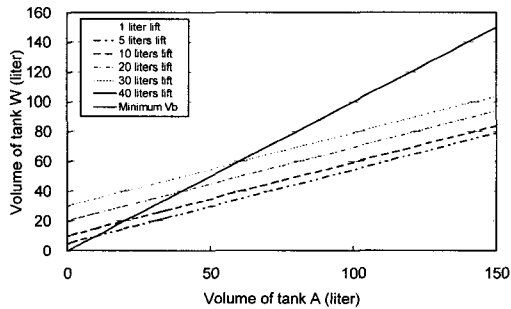


Fig. 2. Volume of tank A, B and W for 10 meters of water head depending on pumping water quantity per cycle.

2. 탱크의 크기

장치에 포함된 각 탱크부의 크기는 사이클 당 유량을 기준으로 하여 앞서 설명한 설계과정에 따라 설계, 제작하였으며, 그 크기는 Table 3과 같다. 탱크를 구성하는 재료는 투명아크릴로서 실험과정에서 내부의 움직임을 관찰할 수 있도록 하였으며, 재료두께는 8 mm로 하여 강도를 유지하도록 하였다. 응축부 열교환기 탱크는 내부에 구리 파이프를 원형 가공하여 내장하여 자체 제작하였으며, 아크릴 탱크 내부에 내경 10 mm, 두께 1.35 mm의 구리 파이프를 이중 나선형으로 가공하여 배치하였다. 이중 나선형으로 가공된 구리파이프의 바깥쪽 외경은 120 mm, 안쪽 외경은 84.6 mm로 하였고, 파이프의 길이는 바깥쪽 구리관은 6.7 m, 안쪽 구리관은 3.3 m로 하여 총 10 m로 하였다. 이에 따라 총 전열 면적은 외경기준으로 약 0.4 m²로 하였다.

3. 장치내 유체들의 경시별 온도변화

사이클 반복실험기간 중 장치를 순환하는 작동 물질과 물, 공기의 온도를 실험시간대별로 살펴보면 Fig. 3에 나타낸 바와 같다. 작동물질인 펜탄을 가열하는 탱크내부의 온도는 기액 분리탱크에서 가열증기를 배출하고 차단하는 과정을 반복하는 사이클 경과시간에 따라 약 40~86℃ 범위에서 변동하고 있었다. 그런데 기액 분리탱크내의 온도는 약 25~37℃ 범위에서 변하고 있는 바 이 온도는 기액 분리탱크 내부가 대부분 증기상태이고 작동 물질의 액체기체 상변화온도가 약 36℃인 점을 고

Table 3. Specification of the tanks

Tank	Outer diameter (mm)	Length (mm)	Volume (cc)	Thickness (mm)
F : Flash tank	200	235	3,374	8 for cylinder, 5 for cover
W : Water tank	150	279	4,049	
A : Air tank	150	306	4,464	
C : Condenser	150	465	6,912	
B : Bottom tank	150	215	3,063	
S : Storage tank	200	207	5,642	

려하면 예상보다 온도가 낮은 것이다. 그 이유를 찾기 위해 사이클 과정 중에 기액 분리탱크 내를 관찰하였던 바 온도센서인 열전대 온도감지부에 증기가 응축함으로써 증기온도가 아닌 액체온도가 측정된 것으로 밝혀졌다. 이러한 측정상의 문제를 극복하기 위해서는 측정방법을 바꾸어야 하지만 측정정보의 유용성과 비용상의 관점에서 검토하여야 할 것으로 판단된다. 물탱크내의 온도는 작동물질 증기가 물을 밀어내어 양수할 때에는 증기의 온도가 측정되고, 냉각되어 물을 흡입 상승시킬 때에는 물의 온도가 기록되는데 전체의 사이클 기간 중 약 23~24°C 범위, 공기탱크내의 온도는 22~23.5°C 범위로 유지되고 있었던 바 물탱크내의 이러한 비교적 낮은 온도는 응축기에서의 열 교환 능력을 저하시키는 것으로 판단되지만 8회의 사이클 기간 동안 큰 변동이 없는 것으로 보면 본 실험에서와 같이 양정이 1.5 m인 경우 이 수준으로 유지된다고 보아야 할 것이다. 다만 실용적으로 양정이 10 m를 넘을 경우가 대부분 일텐데 그 경우 물 배출시의 작동물질증기의 압력이 높아져야 하고 이에 따라 온도도 상승하기 때문에 응축속도도 빨라질 것으로 판단된다. 응축기로 들어오는 냉각수의 온도는 상온이하로 냉각시켜 공급하였으나 실험이 계속되는 동안 공급탱크의 온도가 상승함으로써 이에 따라 상승하였다. 냉각수의 공급온도범위는 실험에 따라 약 14~21°C 범위이었다. 한편 냉각수의 응축기 출구온도는 응축기에서의 열 교환량에 따라 약 15~22°C 범위로 배출되었다.

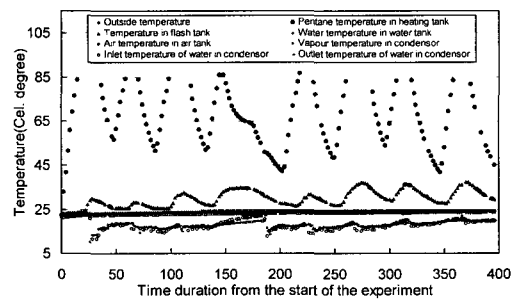


Fig. 3. Temperature variation depending on the inlet temperature of water in condenser for the case of thirty minutes cooling.

4. 냉각수온도수준이 장치온도변화에 미치는 영향

냉각수온도수준이 응축기의 성능에 미치는 영향을 분석하기 위해 그 수준에 따라 물탱크내의 온도, 공기탱크내의 온도, 응축기내의 증기온도, 냉각수의 출구온도변화를 살펴보면 Fig. 4와 같다. 그림을 살펴보면 사이클이 계속되어도 물탱크 내의 온도와 공기탱크내의 온도는 22~24°C 범위에서 비교적 일정하게 유지되고 있었으며, 응축기의 온도와 냉각수출구 온도는 냉각수입구 온도수준에 정의 상관관계로 변하고 있는 것을 알 수 있었다. 물탱크 내부나 공기탱크 내부의 온도는 일정할 것이 예상되지만 응축기의 온도가 냉각수의 입구온도수준에 따라 변하는 것은 장치의 개선을 위해 고려해야 할 사항으로 보인다. 즉, 응축기의 온도는 물탱크와 연결되는 파이프의 밸브가 열린 이후 빠른 시간 내에 물 배출작업을 마친 물탱크내의 작동물질증기가 응축기내로 이동하여 응축기내 냉각중인 작동물질증기와 혼합, 빠른 냉각으로 진행되어야 할 것으로 생각되지만 그림에서는 냉각수입구 온도가 낮을 경우 응축기의 온도와 물탱크 내부의 온도차이가 많이 나는 것으로 나타났다. 따라서 물탱크와 응축기와의 연결거리를 최소화하고 연결파이프 크기를 큰 것으로 하여 내부물질이동저항을 줄이는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있었다.

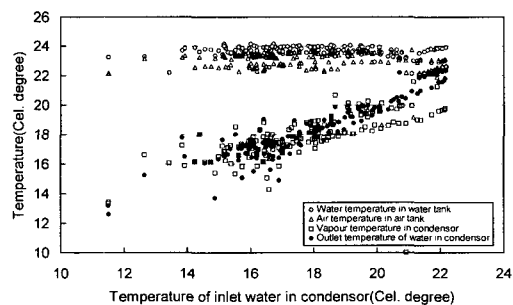


Fig. 4. Temperature variation of pentane, water and air of the system depending on the temperature of inlet water of the condenser.

5. 냉각수온도가 열교환능력에 미치는 영향

응축기로 들어가는 냉각수의 온도수준에 따라 냉각수의 입출구 온도차, 응축기내의 작동물질증기의 온도와 냉각수 입출구 평균온도와의 온도차가 어떻게 달라지는가를 알아보기 위해 냉각수입구 온도에 따라 나타내어 보면 Fig. 5와 같다. 그림을 살펴보면 냉각수 온도가 11℃에서 22℃까지 변할 때 두 온도차는 약 -3 ~ 4℃ 범위로 변하고 있었으며, 온도차는 냉각수의 온도가 낮을수록 온도차가 커지는 것으로 나타났다. 이것은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 응축기 내부의 작동물질의 온도가 냉각수 온도와 같은 경향으로 변하고 있는 점을 감안한다면 유의해야 할 사항으로 보이며 비록 응축기 내 작동물질의 온도가 냉각수온도 수준과 같은 경향으로 변하더라도 냉각수 온도를 낮추는 것이 냉각효과가 증대하게 된다. 이것은 어쩌면 당연한 사실이지만 응축기 내부의 온도만으로 냉각수 온도를 결정해서는 안 되며, 냉각수 온도는 최대한 저온으로 공급하는 것이 성능향상에 기여한다는 것을 알 수 있다.

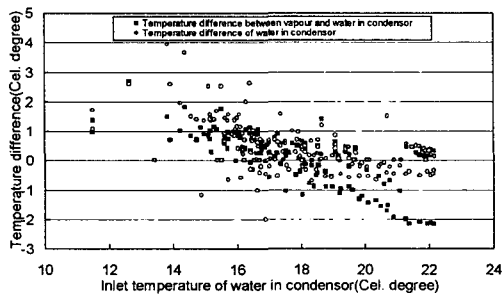


Fig. 5. Temperature difference between vapour and water and/of water in condenser for the case of thirty minutes cooling.

6. 냉각시간의 수준이 물 흡입 높이에 미치는 영향

냉각시간을 10분, 20분, 30분으로 나누어서 사이클을 진행하였던 바 물탱크내의 물높이로 측정된 자료를 토대로 살펴보면 냉각시간의 수준

에 따른 차이는 나타나지 않았다. 다만 냉각속도는 김¹⁾의 연구에 나타난 바대로 냉각초기에는 빠르게 나타났다. 냉각속도와 장치의 성능은 응축기의 냉각수 공급온도수준 등의 영향을 고려할 때 냉각수의 온도와 응축기의 전열면적에 크게 영향을 받는 것으로 판단된다.

7. 냉각수 순환유량특성과 응축기 열교환량

냉각수를 공급할 때 응축기내의 냉각수 체류시간을 길게 하여 전열량을 충분히 확보하기 위하여 응축기에서 나오는 냉각수 배출파이프를 위로 15 cm 정도 다시 연장하여 배출되도록 함으로서 응축기내로 들어간 물이 연장된 파이프길이 하단으로는 응축기내에 남아 있도록 하였다. 그런데 이 경우 응축기내의 냉각수 통과 구리 파이프내부를 흐르는 물의 저항에 의하여 냉각수 순환량이 감소하였던바 이를 냉각수 배출파이프가 연장되지 않은 경우와 비교하였더니 연장파이프가 없을 경우에는 냉각수 유량이 5.9 liter/min 이었으나 있을 때는 2.3 liter/min 으로 나타났다. 이러한 현상은 양수하는 물의 온도가 낮고 유량이 부족한 경우에는 연장파이프를 이용하는 것이 좋고, 냉각수의 양은 풍부하지만 그 온도가 낮지 않은 경우에는 연장파이프를 이용하지 않는 것이 좋다는 사실을 말해준다. 응축기에서 열 교환량은 냉각수의 온도수준에 따라 달라지는데 30분 냉각시간 실험의 경우 냉각수 온도가 13.84℃일 때 냉각수출고온도가 17.78℃로서 이 온도차와 물의 비열, 그리고 유량 5.9 liter/min을 고려하면 실험에서의 물의 최대 열 교환량은 95.75 kJ/min로 나타났다.

8. 양수량과 압력

본 실험에서 양수량은 실험에 따라 1.6~2.4 리터로서 나타났던 바 양수량은 작동물질증기를 배출하는 시각과 그 배출기간에 따라 결정되는 것인데 본 실험에서는 냉각효과를 확인하기 위해 냉각시간을 다르게 하였기 때문에 일정하게

나타나지는 않았다. 그리고 본 실험에서의 양정은 1.5 m로서 이 양정은 압력으로 보면 0.116 MPa.a 정도가 되는데 장치내부의 압력은 작동물질가열탱크와 기액 분리탱크 내의 압력은 0.13~0.14 MPa.a, 물탱크와 응축기내의 압력은 약 0.11 MPa.a 정도로 나타났다. 응축기 내부는 진공압력이 되면 응축열 교환능력이 향상되기는 하지만 비록 장치 제작 시 진공으로 만들었다 하더라도 물탱크내로부터 작동물질탱크가 응축기로 들어 오게 되면 진공이 해소되고 냉각이 되어 상당한 진공을 유지시킨다 하더라도 사이클이 진행됨에 따라 진공은 해소되게 마련이다. 따라서 진공이 되면 열 교환 능력이 향상되기는 하지만 별도의 진공 유지 장치를 설치하면 장치가 복잡하게 되고 비용이 증가하게 된다.

적 요

태양열을 동력원으로 하여 열에너지를 동력으로 변환, 물을 양수할 목적으로 저온 상변화물질인 펜탄을 작동물질로 하는 에너지변환장치를 제작하여 실험하였다. 장치는 각부의 크기를 그 기능과 상호작용 원리에 따라 논리에 맞게 최적 설계하였다. 장치의 제작 후 실험을 통하여 그 운전 특성을 분석하여 성능향상에 필요한 자료를 획득하고자 하였다. 작동물질인 펜탄을 가열하는 탱크 내부의 온도는 사이클 경과시간에 따라 약 40~86°C 범위에서 변동하고 있었으며, 물탱크내 온도 약 23~24°C, 공기탱크 내 온도 22~23.5°C 범위에서 비교적 일정하게 유지되고 있었다. 응축기내의 온도와 냉각수출구 온도는 냉각수입구 온도수준에 따라 정의 상관관계로 변하고 있는 것을 알 수 있었으며, 또한 열 교환 능력도 냉각수 온도수준이 낮을수록 커진다는 것을 확인하였다. 물탱크내 온도와 응축기내 온도가 상당히 차이가 나므로 물탱크와 응축기와의 연결거리를 최소화하고 연결파이프 크기를 큰 것으로 하여 내부물질이동저항을 줄이는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있었다. 실험 중 양수량은 1.6~2.4 liter로 나타났으며, 냉각시간의 수준에 따른 물탱크내의 흡입물높

이 상승은 차이를 나타내지 않았다. 응축기로부터의 냉각수 배출파이프가 연장되지 않은 경우 냉각수 유량이 5.9 liter/min 이었으나 연장파이프가 있을 때는 2.3 liter/min으로 나타났다. 이러한 현상에서 양수하는 물의 온도가 낮고 유량이 부족한 경우에는 연장파이프를 이용하는 것이 좋고, 냉각수의 양은 풍부하지만 그 온도가 낮지 않은 경우에는 연장파이프를 이용하지 않는 것이 좋다는 사실을 알 수 있다. 실험에서의 응축기내 냉각수의 최대 열교환량은 95.75 kJ/min로 나타났다. 작동물질가열탱크와 기액 분리탱크 내의 압력은 0.13~0.14 MPa.a, 물탱크와 응축기내의 압력은 약 0.11 MPa.a 정도로 나타났다.

인 용 문 헌

1. 김영복, 이양근, 이승규, 김성태, 정병섭. 2003. 저온 상변화 물질 특성을 이용한 태양열 물 펌프 실용화 연구 개발 - 장치의 최적설계 -. 한국농업기계학회 2003동계학술대회논문집. pp. 406-411.
2. 김영복, 이양근, 이승규, 김성태, 나우정, 정병섭. 2002. 태양열을 동력원으로 한 물펌프 연구 개발 - 에너지변환실험과 성능해석 -. 한국농업기계학회지. 제27권 제4호. pp. 327-334.
3. 기상청 홈페이지. 2002. <http://www.kma.go.kr/>
4. Dreisbach, R. R., 1959. Physical properties of chemical compounds-II, ACS.
5. Kwant, K. W., Rao, D. P. and Srivastava, A. K. 1981. Experimental studies of a solar water pump. In: Proc. Int. Solar Energy Congress, Brighton. pp. 1172-6.
6. McVeigh, J. C. 1977. Sun power. Pergamon press.
7. Sumathy. K., Venkatesh, A. and Sriramulu, V. 1994. Heat transfer analysis of a flat-plate collector in a solar thermal pump, Energy 19:983-991.
8. Sumathy, K., Venkatesh, A. and Sriramulu, V. 1966. A Solar thermal water pump, Applied Energy 53:235-243.
9. Yunus, A. Cengel and Boles, M. A. 2003. 열역학. McGraw-Hill Korea.