

2단 응축 히트펌프 온수시스템의 사이클 해석 및 성능분석

유영선 김영중 강금춘 백 이 윤진하 강연구 이형모

Performance of Heat Pump Water Heater with Dual Condenser

Y. S. Ryou Y. J. Kim G. C. Kang Y. Paek J. H. Yun Y. G. Kang H. M. Lee

Abstract

The heat pump water heater developed in this research consisted of one evaporator, one compressor, 1st condenser, 2nd condenser, one expansion valve, one water tank, one recirculation circuit and etc. The performance of heat pump water heater was tested and analyzed. The quantities of output water changed linearly from 2380 to 660 l/h, and the output water temperature changed curvedly from 29.9 to 44.5°C when the opening rate of recirculation valve changed from 0 to 100%. The COP of heat pump water heater increased from 3.0 to 3.8 when the quantities of output water changed from 660 to 2380 l/h. When the temperature distributions of water tank were measured during 50 minutes after turning on the heat pump, the temperature stratification by the level appeared apparently. When the inlet water temperature changed from 30 to 50°C, the output energy of heat pump hardly changed. The surface area of double pipe heat exchanger changed from 0.429 to 6.254 m² when the compressor capacity increased from 1.0 to 50.0 PS.

Keywords : Heat pump, Water heater, Water tank

1. 서론

우리 나라에서 시설농업이나 축사 등에 사용되는 온수시스템은 주로 화석에너지를 연료로 하는 보일러가 대부분을 차지하고 있어 생산비중 연료비의 지출이 크게 증가하고 있다. 최근에는 심야전기 온수기의 보급이 증가하고 있는 추세이나 전기설비용량이 크고 대용량의 축열탱크 등이 필요하기 때문에 초기 투자비용의 지출이 과다하며 이용시간의 제약 등으로 인하여 경제성에 있어서 재검토가 필요한 실정이다.

심야전기 보다는 가격이 높지만 24시간 이용이 가능한 농업용 전기는 현재 100kW까지 설비가 가능하며, 이를 히트펌프와 연계하여 사용한다면 심야전기와 비교할 때 2배이상의 온수를 얻을 수 있기 때문에 앞으로 농업에 이용되는 온수시스템을 대체할 수 있는 경제적인 방법이라 판단된다.

히트펌프 온수기는 미국, 일본 등 비교적 전기가 풍부한 지역에서 에너지 효율을 높일 목적으로 개발되어 농업분야 뿐만 아니라 일반 산업분야에 널리 보급되고 있으며, 전기사용량을 기준으로 5.0kW이하 소형의 히트펌프 온수기는 가정용으로 보급되어 겨울철에는 온수공급에 이용하고, 여름철에는 냉방기로 이용함으로써 기계이용율을 크게 높여 경제성을 확보하고 있다.

히트펌프 온수기는 기본적으로 전기사용량의 3배에 달하는 온수(30~50°C)를 생산할 수 있기 때문에 모든 산업분야에 적용이 가능하며, 현재의 연구방향은 구조의 단순화를 통한 경제성의 확보와 공기를 열원으로 하는 경우 0°C 이하의 저온에서도 안정적으로 온수를 생산할 수 있는 기술의 개발에 초점이 맞추어져 있다(Gregory, John, 1999). 또한 다목적으로 이용할 수 있도록 온수의 온도와 유량을 조절할 수 있는 방법이 개발된다면 현재 이용하고 있는 석유보일러의 대부분은

This article was submitted for publication in August 2006, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in September 2006. The authors are Y. S. Ryou, KSAM member, Senior researcher, Y. J. Kim, KSAM member, Researcher, G. C. Kang, KSAM member, Researcher, Y. Paek, KSAM member, Researcher, J. H. Yun, KSAM member, Director General, Y. G. Kang, KSAM member, Post-Doctoral Researcher, and H. M. Lee, System Engineer, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, Korea. The corresponding author is Y. S. Ryou, Energy and Resources Engineering Laboratory, National Institute of Agricultural Engineering, Suwon, 441-100, Korea; Fax: +82-31-290-1945; E-mail: <rys0418@rda.go.kr>.

전기를 이용하는 히트펌프 온수기로 대체될 가능성이 높다.

이와 같은 가능성을 가지고 본 연구에서는 공기를 열원으로 이용하는 고효율 히트펌프 온수기를 개발하고자 하였으며, 기존의 히트펌프 온수기의 단점을 보완하기 위한 방법으로 응축기의 냉매가 2단응축이 이루어지도록 설계하여 제작하였고, 증발, 응축, 압축 및 팽창과정으로 구성되는 냉매사이클의 특성을 분석하였다(Edwin, Glen, 1996). 또한 온수탱크의 구조를 간단한 방법으로 성층화 할 수 있도록 설계제작하여 자연대류에 의한 에너지 손실을 최소화 할 수 있도록 하였으며, 물탱크와 응축기 사이에 온수재순환 회로를 도입하여 온수의 온도와 유량을 이용목적에 적합하게 조절이 가능하도록 구성함으로써 히트펌프 온수기의 적용범위를 다변화 하고자 하였다.

2. 재료 및 방법

본 연구에서 개발한 히트펌프 온수기는 증발기측의 열원(heat source)으로 공기를 이용하였으며 응축기측의 열흡수매체(heat sink)는 물을 이용하여 그림 1에서 보는 바와 같이 압축기, 오일분리기, 1차응축기, 2차응축기, 성층화 구조의 물탱크, 필터드라이어, 팽창밸브, 증발기, 기액분리기와 응축기 등으로 구성하였다.

증발기에는 흡입력이 강한 송풍기를 부착하여 증발기를 통과하는 공기가 냉매에 열을 전달하고 외부로 배출되는 구조로 제작하였으며, 2차응축기와 물탱크 사이에는 온수재순환을 위한 밸브를 설치하여 가동초기에 물탱크 내부로 유입되는 냉수를 예열하여 저장함으로써 일정량의 온수를 확보할 수 있도록 하였다. 물탱크 내부에는 바닥으로부터 1/5지점과 4/5지점에 타공망을 설치하여 온도차에 의한 자연대류를 억제하여 온도에 따른 성층화가 이루어질 수 있도록 하였다. 2차응축기에는 유입수와 물탱

크 내부의 하부에 있는 낮은 온도의 물이 혼합되어 통과할 수 있도록 하였으며, 1차응축기에는 물탱크 상부에 있는 높은 온도의 물이 통과하면서 재가열되어 이용할 수 있도록 구성하였다.

그림 2는 본 연구에서 개발한 히트펌프 온수기의 회로내에서 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기를 순환하면서 열을 이동시키는 열매체인 냉매(R22)의 상태변화를 도식화 한 증발, 단열팽창, 압축 및 응축과정의 T-S(온도-엔트로피), P-V(압력-부피), P-h(압력-엔탈피)선도로서 열의 이동과정 중에 나타나는 냉매의 상태변화를 가시적으로 표현한 것이다(유, 2001).

T-S선도를 살펴보면 9-1-2-3로 연결되는 과정은 증발기에서 냉매가 증발하는 과정을 표현한 것이며 이때 냉매는 일정한 온도를 유지하면서 공기로부터 열을 흡수하여 액체상태에서 기체상태로 변화하면서 증발잠열을 흡수하게 된다.

a-b의 과정은 증발과정을 거친 냉매가 압축기로 흡입되면서 P-V선도에서 보는 바와 같이 일정한 압력을 유지하면서 부피가 커지게 되는 이때 P-h선도에서 보는 바와 같이 엔탈피는 약간 증가하게 된다. b-c-d의 과정은 압축기에 흡입된 기체상태의 냉매가 압축되는 과정으로서 b-c의 과정에서는 엔트로피가 일정한 상태에서 냉매가 압축되어 온도와 압력이 높아지는 현상을 나타내고 있으며, c-d의 과정은 압축과정의 상사점 부근에서 일어나는 현상으로서 압력과 온도의 변화없이 부피만 줄어드는 상태를 나타내고 있다.

이상의 과정에서 충분히 압축된 고온고압의 기체냉매는 응축기로 유입되면서 4-5-6-7-8의 과정을 거치게 된다. 4-5-6의 과정은 1차응축기에 유입된 냉매가 온수탱크로부터 응축기로 유입되는 온수를 재가열하고 냉각되는 과정을 나타내고 있으며, 이때 냉매는 P-h선도와 T-S선도에서 보는 바와 같이 압력이 거의 일정한 상태에서 고온고압의 기체에서 액체상태로 변화하는 과정에 들어서게 된다. 6-7의 과정은 냉매가 일정한 온도를 유지하면서 기체에서 액체상태로 변화하는 과정으로서 증발기에서

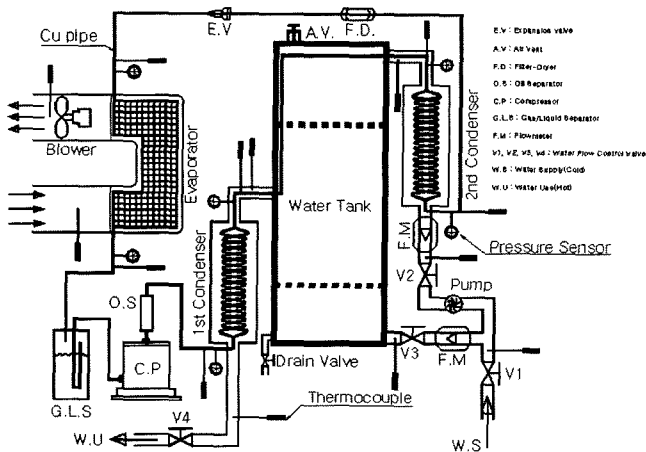


Fig. 1 Heat pump water heater with dual condenser.

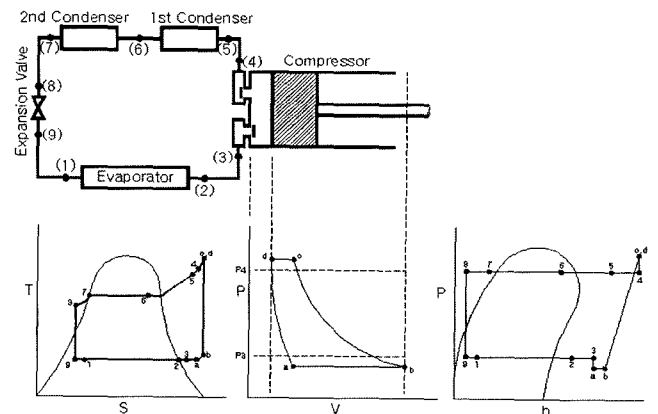


Fig. 2 T-S, P-V and P-h diagram of refrigerant (R22) in heat pump circuit.

흡수한 잠열을 고온고압의 상태에서 방출하는 과정이라 할 수 있다. 7-8의 과정은 응축기에서 액체상태로 변화된 냉매가 팽창하기 전에 과냉각되는 현상을 보여주고 있으며, 대부분의 히트펌프에서는 응축기에서 일부의 냉매가 액화되지 못하는 경우를 대비하여 과냉온도를 5°C 정도로 유지하는 것이 보통이다.

8-9의 과정은 T-S선도에서 보는 바와 같이 단열팽창과정이다. 이와 같은 단열팽창과정을 거치면서 고압의 액체냉매는 저압의 미립화 액체로 변화하게 되는 데 이와 같은 과정은 냉매가 증발기를 통과하면서 기화하기 쉬운 상태로 만들기 주기 위하여 거치는 과정이다. 8-9의 과정에서 냉매가 팽창밸브를 통과하게 되면 냉매의 압력이 1/3~1/5로 낮아지면서 동시에 상변화 온도가 낮아지게 되고 또한 액체냉매가 액체미립자로 변하여 쉽게 증발할 수 있게 된다.

팽창과정을 거친 후에 냉매는 다시 증발기로 유입되고 이와 같은 일련의 과정은 압축기의 구동력에 의하여 반복적으로 발생하면서 저온의 공기에서 흡수한 열을 고온의 응축기로 이동시켜 온수를 생산하게 된다.

그림 2의 선도는 증발기와 응축기내에서 변화하는 냉매의 상태변화를 예측할 수 있도록 하며, 또한 증발기와 응축기의 최적설계를 위한 기초자료로 이용하여 시스템의 효율 향상을 도모할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

가. 증발기 설계

공기열원 히트펌프에서 열을 흡수하는 증발기의 설계를 위해서는 그림 3에서 보는 바와 같이 증발기내에서 이루어지는 냉매의 상태변화를 2상유동부와 과열증기부로 분리하여 열유동 현상을 해석해야 하며, 증발기측의 열전달 현상은 다음의 식 (1), (2)로 해석이 가능하다.

$$\begin{aligned}
 q_{eva} &= q_{TP,eva} + q_{vapor,eva} \\
 q_{TP,eva} &= \dot{m}_r (H_{sat,vapor} - H_{in,eva}) \\
 &= \dot{m}_{src,eva} C_{p,src,TP} (T_{TP,in,src} - T_{out,src}) \\
 &= U_{TP,eva} A_{TP,eva} \Delta T_{LM,TP,eva} \\
 q_{vapor,eva} &= \dot{m}_r (H_{out,eva} - H_{sat,vapor}) \\
 &= \dot{m}_{src,eva} C_{p,src,vapor} (T_{in,src} - T_{TP,in,src}) \\
 &= U_{vapor,eva} A_{vapor,eva} \Delta T_{LM,vapor,eva}
 \end{aligned} \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 A_{eva} &= A_{TP,eva} + A_{vapor,eva} \\
 A_{TP,eva} &= \frac{q_{TP,eva}}{U_{TP,eva} \Delta T_{LM,TP,eva}} \\
 A_{vapor,eva} &= \frac{q_{vapor,eva}}{U_{vapor,eva} \Delta T_{LM,vapor,eva}}
 \end{aligned} \tag{2}$$

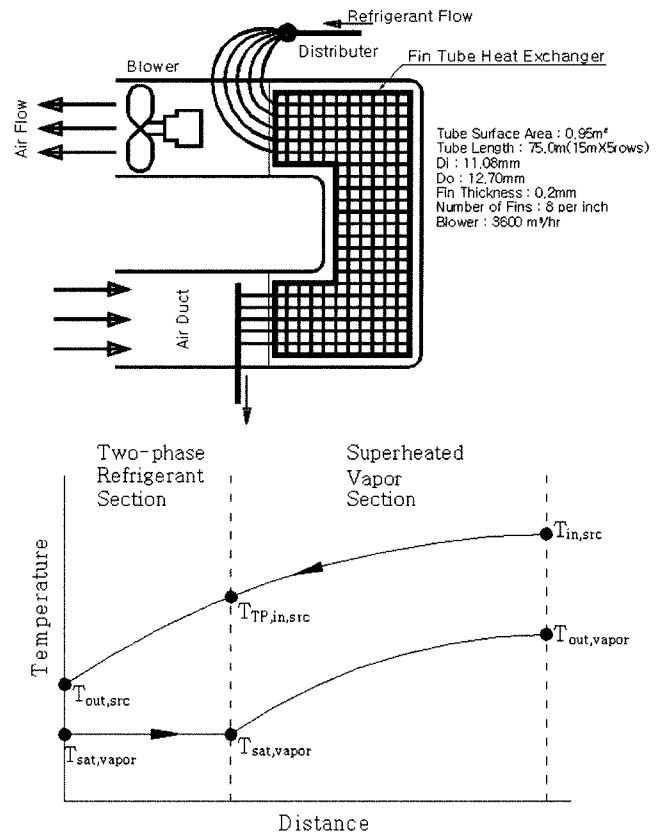


Fig. 3 Phase variation of fluids on evaporator.

나. 응축기 설계

증발기와 달리 응축기에서는 그림 4에서 보는 바와 같이 과열증기부, 2상유동부와 과냉액체부로 분리하여 해석할 수 있으며, 이와 같은 열전달 현상을 해석하기 위하여 다음과 같이 열평형 방정식을 정립하였으며, 이를 기초로 시뮬레이션을 수행하여 응축기의 최적설계에 활용하였다(유, 2001).

$$\begin{aligned}
 q_{cond} &= q_{vapor,cond} + q_{TP,cond} + q_{liquid,cond} \\
 q_{vapor,cond} &= \dot{m}_r (H_{sheat,vapor} - H_{sat,vapor}) \\
 &= \dot{m}_{src,cond} C_{p,sink,vapor} (T_{out,sink} - T_{TP,out,sink}) \\
 &= U_{vapor,cond} A_{vapor,cond} \Delta T_{LM,vapor,cond} \\
 q_{TP,cond} &= \dot{m}_r (H_{sat,vapor} - H_{sat,liquid}) \\
 &= \dot{m}_{src,cond} C_{p,sink,TP} (T_{TP,out,sink} - T_{TP,in,src}) \\
 &= U_{TP,cond} A_{TP,cond} \Delta T_{LM,TP,cond} \\
 q_{liquid,cond} &= \dot{m}_r (H_{sat,liquid} - H_{out,liquid}) \\
 &= \dot{m}_{src,cond} C_{p,sink,liquid} (T_{TP,in,sink} - T_{in,sink}) \\
 &= U_{liquid,cond} A_{liquid,cond} \Delta T_{LM,liquid,cond}
 \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 A_{cond} &= A_{vapor,cond} + A_{TP,cond} + A_{liquid,cond} \\
 A_{vapor,cond} &= \frac{q_{vapor,cond}}{U_{vapor,cond} \Delta T_{LM,vapor,cond}} \\
 A_{TP,cond} &= \frac{q_{TP,cond}}{U_{TP,cond} \Delta T_{LM,TP,cond}} \\
 A_{liquid,cond} &= \frac{q_{liquid,cond}}{U_{liquid,cond} \Delta T_{LM,liquid,cond}}
 \end{aligned} \tag{4}$$

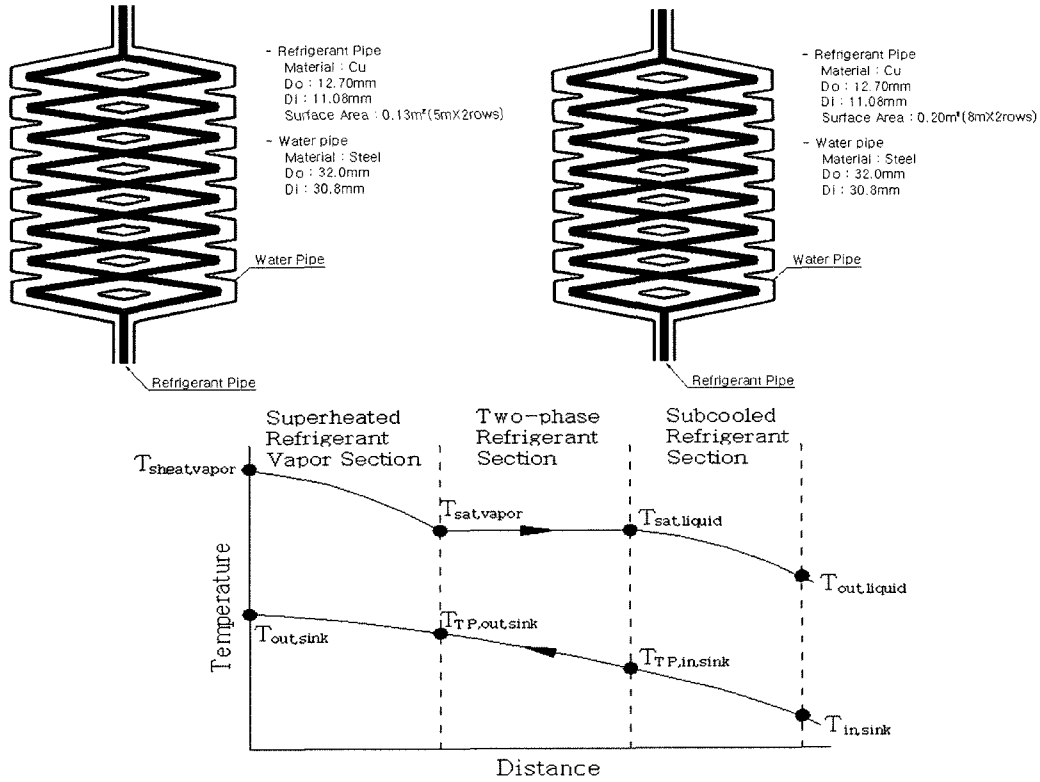


Fig. 4 Phase variation of fluids on condenser.

그림 5는 온도성층화를 유도하기 위하여 2개의 다공판을 부착한 물탱크를 나타낸 것이며, 다공판의 구조는 그림 6에서 보는 바와 같다.

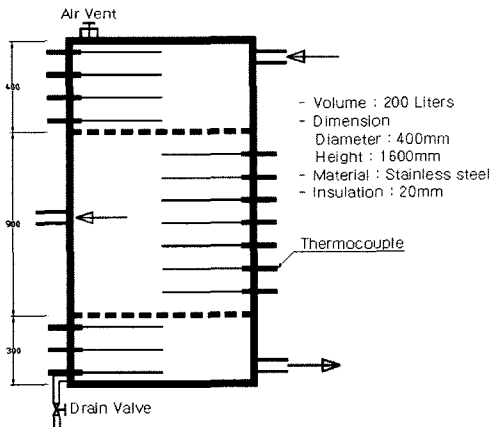


Fig. 5 Water tank structure and temperature sensor array.

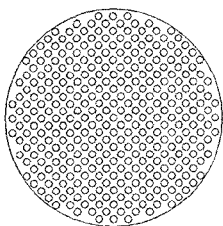


Fig. 6 Perforated plate for temperature stratification of water tank.

다. 재순환 밸브의 개폐도에 따른 토출수 유량 및 온도 변화

본 연구에서 개발한 히트펌프 온수시스템은 시스템의 성능향상과 순간온수기능을 부여하기 위하여 2차응축기에서 예열한 후 물탱크내에 저장된 온수의 일부를 재순환 시킬 수 있는 구조로 설계되었으며, 실험 결과 그림 7에서 보는 바와 같이 재순환 밸브의 개폐율이 0~100%까지 증가함에 따라 토출되는 물의 온도는 30℃에서 45℃까지 곡선적으로 증가하는 경향을 보였다. 이때 토출되는 온수의 양은 밸브의 개폐율이 증가함에 따라 1차함수의 형태로 감소하였으며, 개폐율 0%일 때에는 2,400 L/hr였고 100%일 때는 700 L/hr였다.

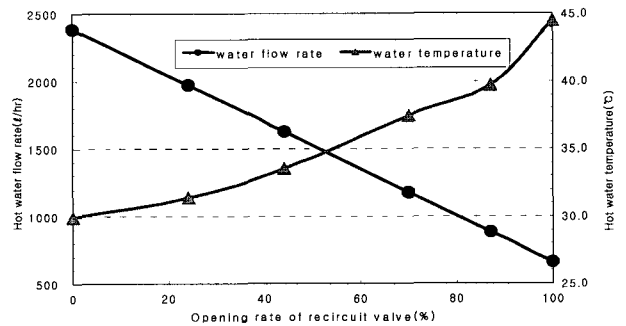


Fig. 7 Variation of water temperature and fluid rate by opening rate of recirculation valve.

이와 같이 재순환 밸브의 개폐율을 조정하여 토출되는 온수의 양과 온도를 이용목적에 적합한 수준으로 간편하게 변화시킴으로써 기존의 온수시스템에서 단점으로 지적되고 있는 가열된 온수에 냉수를 혼합하여 이용목적에 적합한 온도로 조절하는 방식을 탈피할 수 있게 되었다.

라. 유량별 투입에너지 및 성능계수

그림 8, 9에서 보는 바와 같이 물의 유량을 변화시켜 가며 히트펌프 온수시스템의 성능시험을 수행한 결과 유량변화에 따른 전기소모량의 변화는 거의 없는 것으로 나타났으나, 응축기로부터의 토출열량은 유량이 600 L/hr인 경우에는 14,000 kcal/hr였으며, 유량이 1,500 L/hr까지 증가하는 경우에는 토출열량이 16,000 kcal/hr까지 증가하였으나 그 이후에는 유량이 증가하여도 토출열량은 거의 일정한 경향을 나타내었다.

이와 같은 연구결과로 보아 본 연구에서 설계제작한 히트펌프의 최대토출열량은 16,000 kcal/hr였으며, 최적유량은 1,200~1,500 L/hr인 것으로 판단된다.

유량의 변화에 따른 히트펌프 온수시스템의 성능계수 (coefficient of performance, COP)는 그림 9에서 보는 바와 같이 3.0~3.8로 나타났으며, 물의 유량이 증가함에 따라 로그함수의 형태로 약간 증가하는 경향을 보였다.

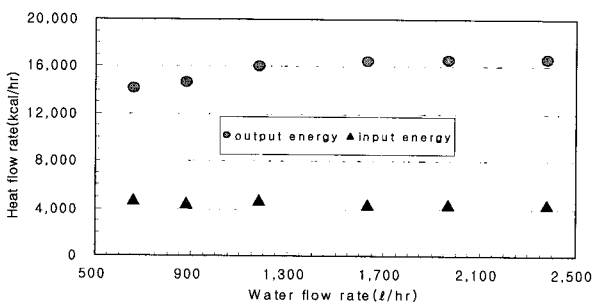


Fig. 8 Variation of heat flow rate according to water flow rate.

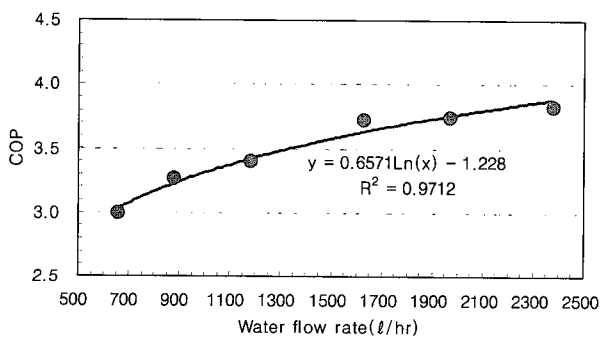


Fig. 9 COP variation of heat pump water heater.

마. 온수저장탱크의 온도성층화

일반적으로 온수저장탱크의 내부에서는 상하온도차에 의하여 자연대류현상이 발생하며, 이와 같은 대류로 인한 열에너지의 손실은 약 5~10%로 알려져 있다. 따라서 본 연구에서는 온수탱크의 대류를 억제하기 위하여 그림 5, 6에서 보는 바와 같이 탱크의 바닥면을 기준으로 1/5지점과 4/5지점에 다공판을 설치하였으며, 또한 응축기에서 가열된 온수는 탱크의 상부로 유입시키고 재순환 되는 온수는 탱크의 하부에서 유출시켜 응축기로 순환하도록 하였다.

이와 같이 온도성층화를 고려하여 설계한 온수탱크의 온도 분포를 측정된 결과 그림 10에서 보는 바와 같이 탱크상부와 하부의 온도 편차가 뚜렷하게 나타났으며, 히트펌프온수기를 50분 가동한 후에는 상층부의 온도가 50℃ 이상을 유지하였으며, 2/5지점이 온도는 37℃였고, 1/5지점의 온도는 초기온도와 같은 30℃로 일정하게 유지하였다. 이와 같은 결과로 보아 온수탱크내부에서 자연대류에 의한 열에너지의 손실은 거의 없는 것으로 판단된다.

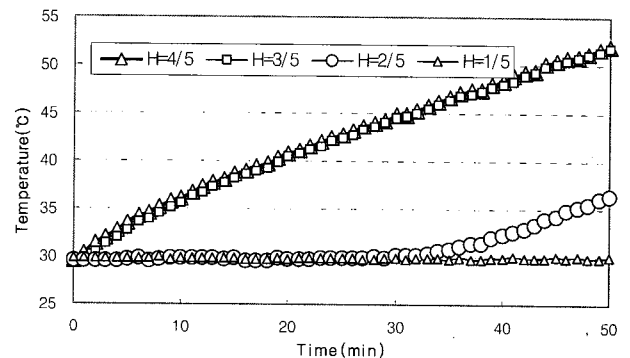


Fig. 10 Temperature stratification of water tank in closed loop.

바. 유량 및 온도에 따른 토출열량

히트펌프온수기는 열매체의 유량이 크고 유입온도가 낮은 경우에 온수로 토출되는 열량이 크게 나타나며, 이와 반대로 유량이 작고 유입온도가 높으면 토출열량이 작아지게 된다. 밀폐계에서 유량과 유입온도의 변화에 따른 히트펌프온수기의 토출열량을 측정된 결과 그림 11에서 보는 바와 같이 유량이 커질수록 토출열량은 증가하는 경향을 보였으며, 906 L/h에서 11,000 kcal/h로서 토출열량이 가장 크게 나타났다. 또한 유입수의 온도가 30~50℃로 변화하는 경우 유입수의 온도변화에 따른 토출열량의 변화는 거의 없는 것으로 나타났으며, 이와 같은 결과는 응축기의 구조를 2원화함으로써 예열 응축기에서 냉매의 충분한 응축이 이루어졌기 때문인 것으로 판단된다.

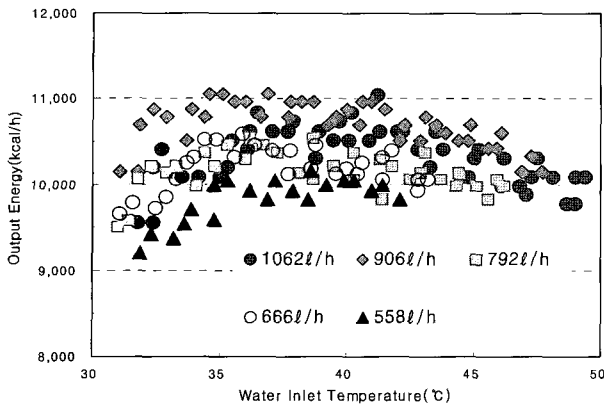


Fig. 11 Output energy of heat pump water heater according to the variation of water flow rate and water inlet temperature in closed loop.

사. 압축기 용량별 2중관형 응축기 설계결과

히트펌프 온수기는 사용 목적에 따라 토출열량이 다르기 때문에 하나의 모델로 고정시켜 적용한다는 것은 불합리하다. 따라서 용량의 변화에 따른 2중관형 응축기의 기본적인 설계 데이터를 제시할 필요가 있다.

압축기의 용량이 1 ps에서 50 ps까지 변화하는 경우 냉매관과 물관의 직경, 열전달 면적 등을 계산한 결과 표 1에서 보는 바와 같이 냉매관으로 사용되는 튜브의 면적은 0.429~6.254 m²까지 변화하였으며, 튜브직경은 4.1~33.2 까지 변화하였다.

4. 요약 및 결론

현재 이용되고 있는 석유보일러를 대체할 수 있는 하나의 수단으로 히트펌프 온수기는 에너지 효율과 경제성에 있어서

충분한 가능성이 있는 시스템으로 고려되고 있으며, 본 연구에서는 다목적 고효율 히트펌프 온수시스템의 개발을 위하여 예열 응축기와 온수재순환 밸브를 부착한 히트펌프 온수기를 설계 제작하여 성능을 평가하였으며, 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

- 가. 히트펌프 온수 시스템의 증발기 및 응축기의 지배방정식 정립하였으며, 정립된 지배방정식을 이용하여 증발기 및 응축기의 열전달 면적을 계산하였다.
- 나. 히트펌프 온수 시스템에서 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기를 연속적으로 통과하면서 열을 이동시키는 냉매의 온도, 압력, 엔트로피, 엔탈피, 비체적 등의 특성을 도식적으로 예측할 수 있는 T-S, P-V, P-h선도를 작성하였다.
- 다. 개방계에서 온수 재순환 밸브의 개폐율을 0~100%까지 변화시키는 경우 토출수의 유량은 2380에서 660 L/hr까지 직선적으로 감소하였으며, 토출수의 온도는 29.9에서 44.5°C까지 곡선적으로 증가하였다.
- 라. 토출수의 유량을 660에서 2380 L/hr까지 증가시키는 경우 히트펌프 온수 시스템의 성능계수는 3.0에서 3.8까지 로그함수의 형태로 증가함을 알 수 있었다.
- 마. 온도성층화를 고려하여 설계한 온수탱크의 온도분포를 측정된 결과 히트펌프온수기를 50분 가동한 후 온수탱크 상층부의 온도는 50°C 이상을 유지하였으며, 2/5지점의 온도는 37°C였고, 1/5지점의 온도는 초기온도와 같은 30°C로 일정하게 유지함으로써 온수탱크내부에서 자연대류에 의한 열에너지의 손실은 거의 없는 것으로 나타났다.
- 바. 밀폐계에서 열매체의 유량과 유입온도의 변화에 따른 히트펌프온수기의 토출열량을 측정된 결과 유량 906 L/h에서 토출열량이 가장 크게 나타났으며, 유입수의 온도가 30~50°C로 변화하는 경우 유입수의 온도변화에 따른 토

Table 1 Design of double pipe shell and tube condenser

Compressor capacity (PS)	Tube surface area (m ²)	Tube inside diameter (mm), thickness: 0.5 mm	Shell inside diameter (mm) thickness: 2.0 mm	Length of shell and tube (m)
1.0	0.429	4.1	12.1	26.6
3.0	0.990	9.0	27.2	31.5
5.0	1.385	11.9	36.4	34.1
7.5	1.802	14.6	44.8	36.7
10.0	2.172	16.7	51.5	39.0
15.0	2.832	20.1	62.0	42.7
20.0	3.420	22.8	70.4	45.7
30.0	4.467	27.0	83.6	50.7
50.0	6.254	33.2	102.9	58.2

출열량의 변화는 거의 없는 것으로 나타났다.

사. 압축기의 용량이 1 ps에서 50 ps까지 변화하는 경우 냉매관과 물관의 직경, 열전달 면적 등을 계산한 결과 냉매관으로 사용되는 튜브의 표면적은 0.429~6.254 m²까지 변화하였으며, 튜브직경은 4.1~33.2 mm까지 변화하였다.

참고 문헌

1. Gregory, S. B. 1999. Heat pump apparatus for heating liquid. United States Patent Number 5,984,198.
2. John, T. D. 1999. Heat pump water heater and storage tank assembly. United States Patent Number 5,946,927.
3. Edwin, L. G. 1996. Heat pump hot water heater. United States Patent Number 5,573,192.
4. Glen, P. R. 1996. Fast recovery circuit for heat pump water heater. United States Patent Number 5,495,551.
5. Ryou, Y. S., Y. J. Kim, G. C. Kang, Y. Paek, J. H. Yun and G. J. Lee. 2001. Performance of an advanced heat pump water heater with pre-condenser. Proceedings of the KSAM 2001 Winter Conference 6(1): 117-123.