


해수 온도차 열에너지를 이용한 열펌프 시스템 연구

이 경 중* · 방 광 현**

A Study on the Heat Pump System utilizing Seawater Temperature-Difference Thermal Energy

Kyung-Jung Lee, Kwang-Hyun Bang

Abstract



This paper reports the estimated seawater temperature-difference thermal energy reserves in major seaside cities in Korea and the results of an experimental heat pump operation utilizing seawater thermal energy. The method of estimating the reserves is based on the available effective seawater flow and the thermal energy corresponding to 1°C of seawater temperature change considering the environmental impact. An experimental heat pump system is also designed and operated to evaluate the performance of the heat pump system utilizing ocean thermal energy. The heat pump system, rated at 3 hp, is a vapor-compression, water-cooled type. The demonstration tests of both heating cycle and cooling cycle were successful, showing heating rate of 7,970 kcal/h, COP 3.8 and cooling rate of 5,730 kcal/h, COP 3.6.

1. 서론

최근 급격히 증가하는 에너지 수요에 비해, 일반적으로 공급되고 있는 화석에너지나 원자력에너지는 지구 온난화와 핵폐기물 등의 환경오염 문제로 인해 그 사용이 한정되어 있다. 특히 국내의 에너지 소비량은 지난 85년 이후 연평균 10.3%의 높은 증가추세를 지속하고 있으며, 에너지 해외 의존도도 증가하여 96년에 97%를 상회하였다⁽¹⁾. 따라서, 이러한 에너지 공급 증가의 한계를 극복하기 위해서는 에너지 소비효율을 개선하는 문제뿐만 아니라, 현재 미활용되고 있는 공장, 소각로 등에서의 배열과 해수 및 하수에 있는 풍부한 자연 열에너지를 활용하는 것이다. 자연 열에너지는 일반적으로 저온 열원으로 사용되고, 이의 이용으로 열펌프(heat pump) 기술의 발달과 아울러 이러한 미활용에너지의 활용에 대한 기대가 크게 증대되고 있다.

* 한국해양대학교 대학원

** 한국해양대학교 기계공학부 조교수

이러한 미활용에너지 중에서 해수 열에너지는 주로 OTEC(Ocean Thermal Energy Conversion)이라 불리는 해양온도차발전⁽²⁾과 열펌프에 적용하는 두 가지 방법으로 활용이 가능하다. 전자는 바다의 표면온도와 심해저 온도의 차를 이용하는 것으로, 이 시스템이 실용화되기 위해서는 일반적으로 따뜻한 표면수와 차가운 심해수 사이의 온도 차이가 20℃보다 커야하는 요구조건을 충족해야만 한다⁽²⁾. 우리 나라 경우, 연해에서의 온도차가 작아 실용성이 작은 점이 일반적인 의견이다. 후자의 경우, 가정용이나 상업용 건물의 공조 시스템 및 지역냉난방시스템에서, 동절기에는 해수를 열원으로, 하절기에는 냉각수로 이용한다.

본 연구에서는 이러한 장점을 가지고 있는 해수 열에너지를 이용한 열공급 시스템의 국내에서의 활용 및 보급 촉진을 위해서 해수 열에너지 부존량 산출 방법을 정립하고, 해수 열에너지가 냉난방 열수요 공급에 대한 점을 고려하여 우리 나라 연안의 7개 주요 도시를 대상으로 지역별 해수 열에너지의 부존량 및 이용 가능량에 대해 조사, 분석하였다. 또한 냉매 R-22 증기압축식 해수 열원 열펌프를 설계, 제작하여 성능을 평가하였다.

2. 해수 열에너지 부존량

2.1 부존량 산출방법

미활용에너지를 이용하기 위해서는 이용 가능 열량이 얼마나 존재하는가를 알아야 한다. 그러나, 일반적으로 미활용 에너지의 부존열량에 대한 정의는 그다지 명확한 해석이 아직 없다. 특히 해수와 같은 자연에너지, 즉 일반적으로 말하는 온도차에너지(물리적인 에너지)는 그 이용 방법에 따라 다르게 정의될 수 있다.

본 연구에서는 환경적인 인자를 고려하여 부존량을 정의하였다. 그러나 해수의 경우 이러한 환경적 영향은 실제로 해양의 지리적 특성 등과 같은 많은 인자가 복합적으로 관계되기 때문에 평가하기가 용이하지는 않은 실정이다(예: 원자력발전소의 온배수 환경영향). 본 연구에서는 이 환경영향 조건을 포괄적인 개념으로 부존량 산출의 기준으로 하였다. 해수와 같은 온도차에너지의 부존열량, Q는

$$Q = \rho c_p W \Delta T \dots\dots\dots (1)$$

이며, 여기서 ρ 는 해수의 밀도, c_p 는 비열, W는 해수유량, ΔT 는 온도차이다. 염도가 일반적으로 3.5% 정도인 해수의 밀도는 1,030 kg/m³, 비열은 0.942 kcal/kgK이다⁽⁶⁾. 일반적인 해양 규모에 대해 해수 열에너지 부존량은 대략 무한정이라 할 수 있지만, 연안 지역의 냉난방에 이용하는 해수 유량 W는 다음과 같이 유효해안선 거리에 비례한다고 생각할 수가 있다.

$$W = [\text{유효해안선거리}] \times [\text{해안선 단위 거리당 이용가능 유량}]$$

해안선 거리당 이용가능 유량은 실제 해안의 지리적 구조 및 해류에 따라 결정되기 때문에 이 목적에 부합되도록 산출하기가 용이하지 않다. 따라서 본 연구에서는 일본 관서지구에 대해 구체

적으로 산출을 시도한 경우를 기준으로 하여⁽³⁾, 깊이 10 m, 근해 1 km 까지의 해수량을 1개월 동안의 이용가능 해수량이라 판정하고, 따라서 10⁴ m³/월/m 로 하였다. 한편, 만약 1 km 내의 수심이 10 m보다 낮은 경우는 실제 평균수심에 해당하는 수량을 적용하였다. 또한 해안선의 굴곡이 심할 경우 근해가 적어도 1 km가 되도록 적절한 직선거리를 산출하고 이를 유효해안선거리로 하였다. 해양 환경을 고려하여 허용되는 온도차, ΔT에 대해서는 아직 정량적인 법적 규제사항 또는 자료가 없는 관계로 국외 사례를 고려하여 이용 온도차를 1°C로 하였다. 따라서, 이러한 해수 열에너지 부존량 산출 방법을 이용하기 위해서는 해안선 거리 및 근해 수심에 대한 자료가 필요하다.

2.2 지역별 해수 열에너지 부존량

앞에서 제시한 부존량 산출 방법으로 대상 지역인 7개 도시에서의 해수 열에너지 부존량을 산출하기 위해 해수온도자료⁽⁷⁾와 연안 해도⁽⁸⁾를 이용하였다. 해수온도는 한국해양자료센터에서 기록한 1986년부터 1995년까지의 10년간 월평균 해수면 온도를 이용하였다. 냉난방 기간 각 4개월에 해당하는 월 평균 온도를 Table 1에 표시하였다. 또한 부산의 경우를 예로 월별 해수온도와 대기온도를 Fig. 1에 비교하여 보았다. 부산의 경우 해수온도가 대기온도보다 1월에 7°C정도 높고, 8월에 10°C정도 낮다. 그러나 목포의 경우 8월에 해수온도와 대기온도가 27°C에서 거의 같다.

Table 1. Monthly-averaged Seawater Temperatures

지역 \ 기간	냉방기간 월평균 해수온도 (°C)				난방기간 월평균 해수온도 (°C)			
	6월	7월	8월	9월	12월	1월	2월	3월
인 천	19.4	23.2	25.4	23.4	7.6	4.0	2.8	5.0
부 산	17.9	20.7	23.9	22.9	13.0	11.3	11.2	12.0
울 산	16.7	17.6	21.0	22.3	14.7	12.9	12.2	12.3
강 릉	16.8	20.4	22.8	21.7	10.6	8.4	7.1	7.5
군 산	22.2	25.1	25.6	26.2	6.0	2.8	3.5	6.8
목 포	20.1	23.4	25.3	23.5	9.4	6.2	5.2	6.9
서귀포	18.9	22.8	25.7	24.6	17.7	15.9	15.1	15.7

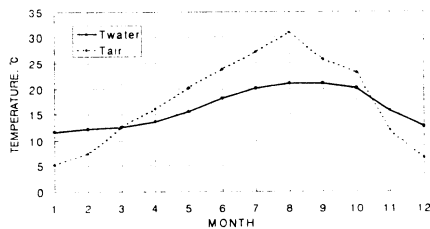


Fig. 1. Monthly-averaged Temperatures of Sea Surface and Ambient Air in Pusan

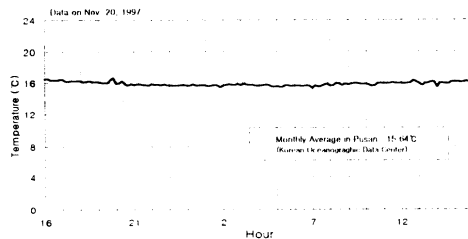


Fig. 2. Typical Change of Seawater Surface Temperature during a Day

한편, 이 해수온도 자료는 매일 오전 10시에 1회 측정된 자료이어서, 실제 일중 해수온도 변화를 검토하기 위하여 부산 지역에서 PC용 Data Acquisition System을 사용하여 24시간 동안 매 5분마다 해수온도 측정을 하였다. 결과는 Fig. 2와 같으며, 일중 내내 온도 변화는 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이었다. 이러한 특성은 특히 열펌프의 안정적 운전에 좋은 조건을 보여주고 있다고 볼 수 있다.

해안거리 및 수심은 각 지역별 해도를 검토하여 유효해안선거리를 산출하였으며 (부산의 경우 Fig. 3), 그 결과는 Table 2와 같다. 인천, 부산, 울산 및 목포에서 수심이 10 m보다 낮은 근해가 있어 이의 거리와 평균수심을 따로 정리하였다. 수심이 10 m가 넘는 해안은 부존량 산출 방법에 따라 수심 10 m에 해당하는 수량을 이용하였다.

Table 2. Effective Seashore Length and Average Seawater Depth

지역	유효해안선 길이 (km)	1 km 내 평균수심 (m)	해수 열에너지 부존량 (Tcal/mon)
인천광역시 (영종도 포함)	23.7	10	487
	66.4	4	
부산광역시 (가덕도 포함)	38.7	20	488
	23.2	5	
울산광역시	34.8	20	410
	10.7	7	
강릉시	14.0	20	136
군산시	41.1	5	199
목포시	28.2	18	301
	9.3	3	
서귀포시	24.9	10	242

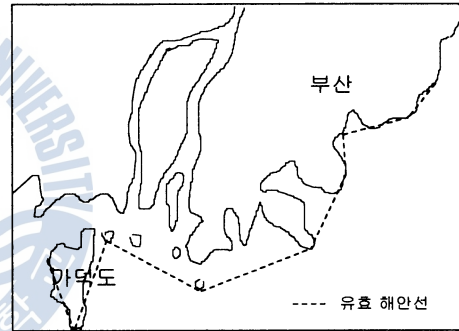


Fig. 3. The Effective Coast-line in Pusan

이러한 자료를 이용하여 산출한 7개 도시에서의 해수 열에너지 부존량은 Table 2에 정리하였다. 인천과 부산이 488 Tcal/월로 거의 같으며, 조사 대상 지역 중 강릉은 도시가 상대적으로 작아 해안선 길이가 작기 때문에 136 Tcal/월로 가장 적다. 부산의 부존량은 대략 해운대 신시가지 주거 단지의 10개에 달하는 지역의 난방 열공급량에 해당하는 규모이다.

3. 해수열원 열펌프

해수열원 열공급시스템은 1970년대 이후에 세계적으로 관심을 갖게 되었으며 실용화의 노력이 계속되어 오고 있다. 북유럽의 스웨덴, 노르웨이, 핀란드 등에서는 지리적으로 추운 지역이어서 주로 지역 난방용으로 사용되고 있다. 스웨덴에서는 용량이 1 MW 이상급인 열펌프 플랜트의 약 30% 정도가 해수열원 열펌프이며, 노르웨이에서는 해수를 열원으로 약 15 km²에 달하는 지역의 난방에 해수열원 열펌프를 사용하고 있고, 시스템 COP가 3.2 정도의 좋은 결과를 보였다. 일본에서

는 지역냉난방과 양식장에 적용할 수 있는 해수열원 열펌프의 개발이 70년대부터 활발히 진행되어 왔다. 반면 국내에서는 해수열원 열펌프의 이용사례는 거의 없다.

본 연구에서는 해수 열원을 이용하는 실험용 열펌프를 설계, 제작하여 시험 운전하였다. 열펌프 시스템은 냉매 R-22를 사용하는 증기 압축식으로 구성되었다.

3.1 열펌프 설계

해수 열원을 사용하는 열펌프의 성능을 평가하기 위해 실험용 열펌프를 설계하였다. 시스템은 미활용에너지인 해수 열원을 이용하는 실험 장치로, 바닥 면적이 76m²인 실험실을 공조할 수 있는 능력의 장치로 구성되었다. 보통의 수냉식 열펌프와의 차이는 실외 열교환기의 설계시 해수의 유동이 특별히 고려되었다는 점이다. 열펌프 사이클 설계 시, 난방 사이클에는 가장 낮은 해수 온도(1월, 12℃)를 사용하였고, 냉방 사이클에는 가장 높은 온도(9월, 21℃)를 사용하였다.

바닥 면적이 76m²이고, 높이가 3.6m인 실험실의 부하계산은 실내 조건이 난방시 20℃, 냉방시 26℃, 상대습도 55%, 외기 조건이 난방시 -7.1℃, 냉방시 31.6℃, 상대습도 62.7% 로 계산 하였고, 외기 조건은 부산의 TAC 2.5%를 참고 하였다⁽¹⁰⁾. 결과는 난방 부하 11,200 kcal/h, 냉방 부하 7,700 kcal/h 이다.

R-22 냉매를 사용하는 열펌프 사이클은 해수 온도와 실내 공급수의 온도를 기초로하여 P-h 선도로 구성하였다⁽¹¹⁾. 계산된 열 부하를 이용하여 이와 상응하는 증발기와 응축기의 열량을 계산하였고, 그 결과를 아래에 요약하였다.

<u>Duty</u>	<u>Heating cycle</u>	<u>Cooling cycle</u>
Thermal load	11,200 kcal/h	7,700 kcal/h
Supply water temp.	45℃	7℃
Seawater inlet temp.	12℃	21℃
condensing temp.	50℃	31℃
Evaporating temp.	2℃	2℃
Condenser heat rate	11,200 kcal/h	8,700 kcal/h
Evaporator heat rate	9,200 kcal/h	7,700 kcal/h

열펌프 시스템은 압축기, 실외 해수용 열교환기, 실내 증발기 및 응축기, fan-coil unit로 구성되어 있다. Fig. 4는 열펌프의 개략도를 보여주고 있다. 해수를 이용하는 실외 열교환기가 특별히 설계, 제작되었다. 난방과 냉방 사이클의 변환은 적절히 배치되어 있는 shut-off 밸브를 조절하여 구성하고, 냉매의 온도와 압력은 압축기 입구와 출구 지점과 리시버 탱크에서 측정할 수 있게 제작하였다. 냉매의 온도는 T-type 열전대를 파이프 fitting을 통해 튜브에 삽입하여 측정하였으며, 시스템은 펌프다운 모드와 RTD센서를 이용한 온도 컨트롤러에 의한 on-off 컨트롤로 작동한다.

실험실이 해안으로부터 가까운 거리의, 4층 건물 4층에 위치해 있어, 간단한 배관으로 해수를 끌어올 수 있었다. 배관의 총 길이는 건물의 옥상에 위치해 있는 실외기까지 150m이고, 2마력 펌

프가 설계값인 40 lpm의 해수를 공급한다. 실제 해수 유량을 측정 한 결과 54 lpm의 해수를 안정적으로 공급하는 것으로 나타났다.

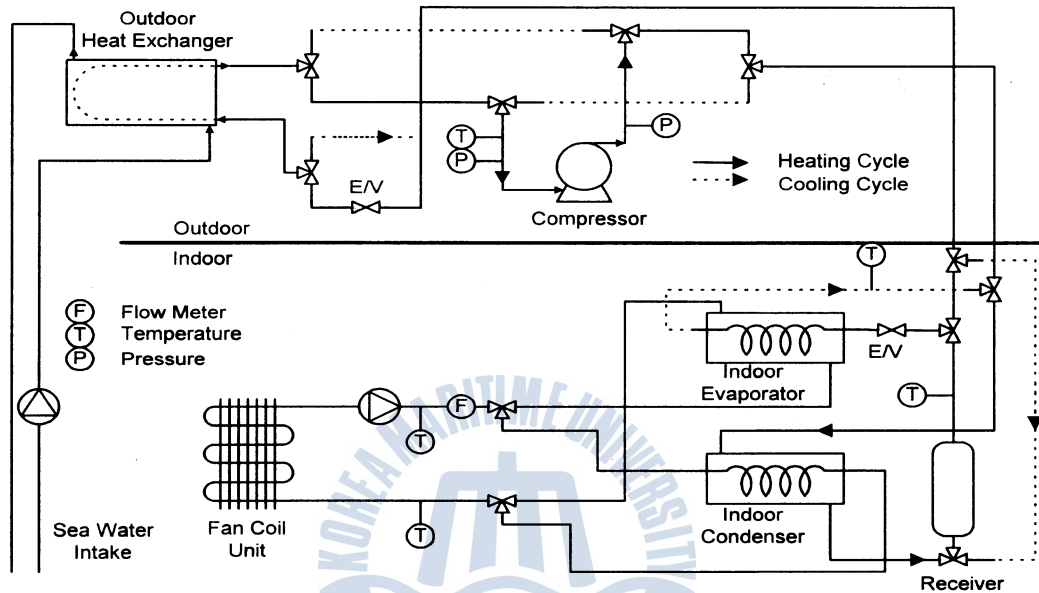


Fig. 4. Schematic of Experimental Heat Pump System

3.2 해수 열교환기

해수를 이용하는 열 펌프에 이용되는 열교환기의 설계에 있어, 부식과 biofouling 같은 몇가지 요소들이 고려되어야 한다. 해수를 이용하는 열교환기에서의 biofouling은 열교환기의 성능을 급격히 감소시킬 가능성이 있다.

Table 3. Physical Properties of AluminumBrass

Typical specification	ASTM.B.111 Alloy 687
Composition	Cu 77.1, Zn 20.6, Al 2.0, Ni 0.26 wt %
Density	8,330 kg/m ³
Thermal conductivity	100 W/mK
Coefficient of thermal expansion	18.5×10 ⁻⁶ K ⁻¹
Modulus of elasticity	1.1×10 ¹¹ MPa

해수를 공급할 경우, titanium, cupronickel, 316 stainless steel, 6% 몰리브덴을 함유한 austenitic stainless steel(SR-50A)등이 해수에 우수한 부식저항과 열전달 능력을 가지지만^{(12),(13)}, 본 연구에서는 동 합금 중의 하나인 aluminumbrass가 이용과 제작이 편리하기 때문에, 해수가 공급되는 실외 열교환기에 사용되었다. Aluminumbrass의 주요 물성치는 Table 3에 나타내었다.

난방시 증발기, 냉방시 응축기로 사용되는 실외 열교환기를 외경이 16mm, 두께가 1.2 mm인 aluminumbrass tube를 이용하여 folded-tube type으로 설계, 제작하였다. Folded-tube type 설계는 특별한 압력용기가 필요치 않고, 재료나 제작비의 절감, 상대적으로 낮은 해수 측의 열전달계수로 인해 운전중 biofouling의 영향이 작은 이점이 있다. 열교환기 설계는 다음과 같은 열전달 해석을 통해 tube길이를 정하였다.

$$Q = UA\Delta T_{LM} \dots\dots\dots (2)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{wi} - T_r) - (T_{wo} - T_r)}{\ln[(T_{wi} - T_r)/(T_{wo} - T_r)]} \dots\dots\dots (3)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{t}{k_w} + \frac{1}{h_o}} \dots\dots\dots (4)$$

해수의 입출구 온도차는 5℃로 정하고, tube내의 냉매의 증발 열전달 계수는 5,000W/m²K⁽¹⁴⁾, 응축 열전달 계수는 3,000W/m²K⁽¹⁵⁾로 간단히 가정하였다. Tube 외부의 열전달 계수를 구하기 위해 Zhukauskas 상관식⁽¹⁶⁾을 이용하였다.

$$\overline{Nu}_D = C Re_{D, \max}^m Pr^{0.36} \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{1/4} \dots\dots\dots (5)$$

이상의 열해석에서, 응축기로 쓰일 경우 총괄 열전달 계수는 1,150 kcal/m²hK이고, 필요한 tube 길이는 22m이다. 여기에 여유율 20%을 더해 총 관 길이는 27m로 설계하였다. Folded tube는 stainless steel로 만들어진 750×600×150 크기의 직사각형 shell 내에 조립하였다. Shell의 내부에는 방식 도료를 칠하여 내식성을 높였다.

3.3 결과 및 토론

해수를 열원으로 하는 열펌프를 설계, 제작하였고, 시스템 기동후 한 시간 정도 정상상태 운전을 하였다. 난방 사이클로 시험 운전한 결과를 Fig. 5, 6에서 보여주고 있고, 냉방 사이클로 시험 운전한 결과를 Fig. 7, 8에서 보여주고 있다.

난방 사이클로 운전 시, 응축 압력이 20.5 kgf/cm², 증발 압력은 4.3 kgf/cm² 이었다. Fig. 5에서는 액의 온도가 48.8℃, 증기 온도가 17.4℃, 열교환기 입출구 온도가 40.7℃와 43.8℃로 ΔT가 3.1℃, 압축기 소요 전력이 3.2 kW임을 보여주고 있다. Fig. 6에서는 순환수량 44 lpm에 대해, 난방 열량이 7970 kcal/h임을 보여주고, COP는 3.8 정도를 나타내고 있다. COP를 계산하기 위한 압축기 동력은 압축기 소요 전력에 압축기 효율 75%로 가정하여 계산하였다.

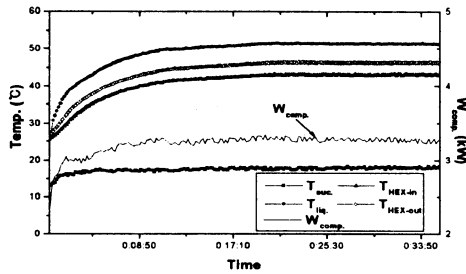


Fig. 5. Experimental Data in Heating-Cycle Operation

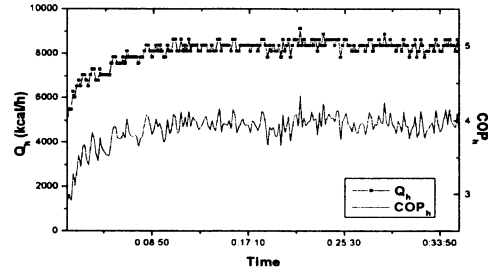


Fig. 6. Heating Rate and COP_h

냉방 사이클로 운전 시, 응축 압력이 12 kgf/cm², 증발 압력은 3.6 kgf/cm² 이었다. Fig. 7에서 액의 온도는 29.6°C, 증기의 온도가 8.9°C, 열교환기 입 출구 온도가 각각 12°C와 9.8°C로 ΔT가 2.2°C, 소요 전력은 2.5 kW 임을 보인다. Fig. 8에서는 COP가 3.6, 냉방 열량이 5730 kcal/h 정도임을 보여주고 있다.

해수 열원 열펌프가 실용화되기 위해서는 몇 가지 핵심 기술이 개선되어야 한다. 해수가 저온 열원으로 이용될 경우, 난방을 위해서 큰 온도 상승이 필요하다. 보통 80°C 정도의 고온수가 공급될 경우, 응축온도가 90°C 정도 되어야 하지만, 일반적인 1단 증기 압축 열펌프 시스템으로는 쉽게 달성할 수가 없다. 이러한 온도 상승을 달성할 수 있는 특별한 열펌프 시스템의 개발이 필요하다⁽⁹⁾. 해수에 의한 부식, biofouling 등이 해수 열교환기 설계에 고려되어야 할 특수한 환경이다.

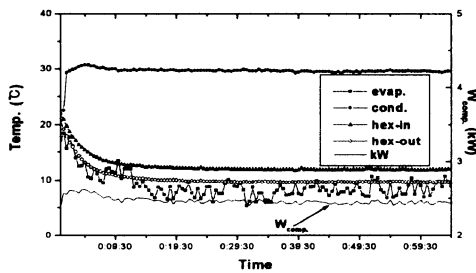


Fig. 7. Experimental Data in Cooling-Cycle Operation

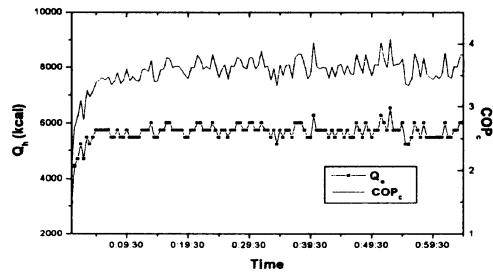


Fig. 8. Cooling Rate and COP_c

해수 열원 열펌프로 60°C 이상의 온수를 만들어 난방 열공급시스템으로 활용하기 위해서는 1단 증기압축식으로는 COP가 낮아 경제성이 없으며 cascade 방식의 열펌프로 성적계수를 향상시켜야 한다. Fig. 9에서 보듯이 1단 증기압축시스템 경우 각 냉매에 따른 이론적 COP가 응축온도 70°C의 경우 4 미만이다. 그러나 R-22에 대해 2원 cascade 시스템으로 할 경우 COP가 4 이상으로 향상됨을 볼 수 있다.

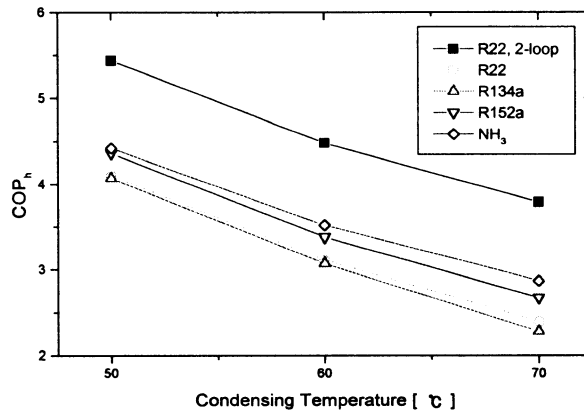


Fig. 9. COP Comparisons for Refrigerant and Cascade System

4. 결론

최근 에너지의 수요가 급증하는 반면, 기존의 에너지 공급원이 환경문제로 인하여 그 지속적인 증가에 문제점을 가지고 있는 국제적인 상황에서 미활용에너지의 이용 확대는 매우 바람직한 대체 에너지 전략이라고 볼 수 있다. 특히 이중 해수의 온도차 열에너지는 냉난방 공급 열원으로서 우수한 장점을 가지고 있다. 본 연구에서는 해수 열에너지의 이용 보급을 위해 지역별 부존량 조사를 산출 방법론 정립과 아울러 수행하였으며, 실제 해수 열에너지를 적용한 열펌프를 설계, 제작하고 성능을 평가하였다.

해수 열에너지의 부존량은 각 지역의 유효해안선길이와 평균수심 및 환경영향을 고려한 1°C 온도차를 기준으로 7개 해안도시에 대해 산출하였으며, 부산과 인천이 488 Tcal/월 정도의 부존량을 보였다.

열펌프 시스템은 3 hp 급 증기 압축식, 수냉식이고, 시스템은 압축기, 실외 열교환기, 실내 증발기, 응축기, fan-coil unit로 구성되었다. 해수를 이용하는 실외 열교환기는 folded tube 형으로, 16 mm-OD aluminumbrass tube를 사용하였다. 냉난방 사이클 모두 시험 운전한 결과, 안정된 운전을 보였으며, 난방 열량 7,970 kcal/h, COP 3.8, 냉방 열량 5,730 kcal/h, COP 3.6 정도를 보였다. 해수 열원 열펌프의 경제성과 실효성을 높여 보급, 활용하기 위해서는 성적계수가 적어도 4.0 이상이어야 한다. 이는 1단 증기압축식 열펌프로는 달성하기가 어려우며, 따라서 cascade 방식의 열펌프 개발, 적절한 냉매 선정으로 열펌프 고효율화 및 고온의 토출 증기에 대한 윤활유 문제 등이 앞으로의 연구 대상이라고 볼 수 있다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구소 및 과학재단 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 에너지저소비형 경제구조로의 전환 및 기후변화협약에의 대응, 에너지경제연구원, 1997. 8.
2. W. H. Avery and C. Wu, Renewable Energy from the Ocean: A Guide to OTEC, Oxford University Press, 1994.
3. P. S. Park, "Estimation of Quantity of Unused Energy and Its Energy Saving Potential," Energy and Resources, Vol. 13, No. 2, pp. 23-30, 1992.
4. 방광현, 이경중, 조성화, 박준택 "해수 열에너지 부존량에 관한 연구", 공기조화냉동공학회 하계학술대회, 1998.6.
5. 이경중, 조성화, 방광현, "해수열원 열펌프 설계 및 시험운전에 관한 연구", 공기조화냉동공학회 하계 학술대회, 1998. 6.
6. D. J. Kukulka, B. Gebhart, and J. C. Mollendorf, "Thermodynamic and Transport Properties of Pure and Saline Water," Advances in Heat Transfer, Vol. 18, pp. 325-363, 1987.
7. 연안정지 해양관측 자료, 한국해양자료센터, 1986-1995.
8. 항해도서지목록, 국립해양조사원, 1996. 9.
9. G. Alefeld and R. Radermacher, Heat Conversion Systems, CRC Press, 1994.
10. 김영호, 박정원, 공기조화설비, 보문당, 1996.
11. H. J. Sauer, Jr. and R. H. Howell, Heat Pump Systems, John Wiley & Sons, 1983.
12. W. H. Avery and C. Wu, Renewable Energy from the Ocean: A Guide to OTEC, Oxford University Press, 1994.
13. Y. S. Park et al., "SR-50A 6Mo-Super Austenitic Stainless Steel for Seawater Service," Korea Patent No. 28412, 1989.
14. J. S. Kim et al., "Heat Transfer and Two-phase Flow Characteristics of Refrigerant Mixtures in Evaporator Tube," Advanced Fluid Engineering Research Center Report AFR-94-DE, pp. 163-203, 1995.
15. H. K. Oh, "Condensing Heat Transfer Characteristics of Binary Vapor Mixtures inside Horizontal Tubes," Advanced Fluid Engineering Research Center Report AFR-94-DE, pp. 205-235, 1995.
16. F. P. Incropera and D. P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, 1996.