

해수열원 및 폐열이용 고성능 열펌프 시스템 성능실험

최 광 일, 오 종 택[†], 오 후 규^{**}

여수대학교 대학원, [†]여수대학교 냉동공학과, ^{**}부경대학교 냉동공조공학과

Performance Test for High Efficient Heat Pump System using Seawater Heat Source and Exhaust Energy

Kwang-Il Choi, Jong-Taek Oh[†], Hoo-Kyu Oh^{**}

Graduate School, Yosu National University, Chonnam 550-749, Korea

[†]Department of Refrigeration Engineering, Yosu National University, Chonnam 550-749, Korea

^{**}Department of Refrigeration and A/C Engineering, Pukyong University, Pusan 608-737, Korea

(Received July 9, 2003; revision received October 4, 2003)

ABSTRACT: The performance characteristics of heating and cooling operation for a heat pump system using seawater heat source and exhaust energy are presented. The heat pump system is made of a waste heat recovery system and a vapor compression refrigeration system. The working fluid is R-22. The heat pump system COPs are measured during heating and cooling operation modes, and the resultant COPs were 9.7 and 7.9, respectively, which are three times higher than those of the heat pump itself. Therefore, the performance of the heat pump system using exhaust energy is excellent compared to that of a general heat pump. The experimental data can be effectively used for the design of the high efficient heat pump using a seawater heat source.

Key words: Waste heat recovery(폐열회수), Seawater heat source(해수열원), Vapor compression cycle(증기압축사이클), COP(성능계수), Heating and cooling operation(가열 및 냉각운전)

기 호 설 명

AW_{comp} : 압축일 [kW]
 COP : 성능계수
 Q : 열량 [kW]
 T : 온도 [°C]

하첨자

c : 응축

c, out : 저열원 출구
 e : 증발
 HP : 열펌프
 HS : 난방시스템
 h, in : 고열원 입구
 R : 열펌프 냉각
 RS : 냉방시스템
 s : 원수(해수)
 $tank$: 목적수조(양식수조)
 tc : 총가열량
 te : 총냉각열량
 w : 급수

† Corresponding author

Tel.: +82-61-659-3273; fax: +82-61-659-3003

E-mail address: ohjt@yosu.ac.kr

1. 서 론

열펌프는 저온 열원으로부터 열을 흡수하여 고온 열원으로 열을 방출시키는 장치로서 열의 흡수 및 방출이 동시에 일어난다. 이 장치가 열의 방출을 목적으로 사용되면 열펌프가 되고 열의 흡수를 목적으로 사용되면 냉동기가 되는 것으로써 동일한 사이클로 구성되며 작동온도 및 범위만 다를 뿐이다.⁽¹⁻²⁾ 이 시스템을 육상수조식 양식장에 이용하면 동절기 수온 상승이 필요할 때 열펌프로 작동시켜 열을 공급하고, 수온 저하가 필요한 하절기는 냉동기로 전환시켜 열을 제거하면 양식수조의 급수온도를 연중 적온으로 유지시킬 수 있다.

열펌프가 1972년부터 활어조에는 이용⁽³⁾되었으나 육상수조 양식장에 최초 사용된 곳은 일본 Kinki(近畿) 대학 수산연구소의 치어양식이다.⁽⁴⁾ 즉 1985년 1월부터 1986년 2월까지 도미치어 성장에 가동시킨 열펌프 COP(동절기 : 2.8, 하절기 : 2.9) 데이터를 분석한 결과 경제성이 충분히 있다고 보고하였다. 그러나 영세한 양식업자들은 장치의 설치 및 운전의 문제점과 이용의 절실함을 느끼지 못했기 때문에 확대 보급되지 못하였다. 또한 일본 북해도 전력회사와 미쯔비시 전기회사가 공동으로 10℃ 이하의 저온해수를 이용하는 열펌프 시스템을 개발하여 넓치 치어양식에 이용한 보고⁽⁵⁾에 의하면 최대 COP가 7로써 기름 직화식 보일러 시스템보다 에너지 소비를 상당히 절약할 수 있다고 하였다. 그러나 일본 전국 20군데 이상의 양식장에 사용되고 있는 이와 같은 열펌프 시스템도 폐열을 이용하지 않거나 브라인을 이용한 간접 가열방식이다. 그러므로 에너지 효율이 그다지 높지 않을 뿐만 아니라 급수가열 전용으로써 냉각용으로는 이용할 수 없는 많은 문제점을 가지고 있다.⁽⁶⁻⁷⁾

국내 해수열원을 이용한 열펌프 관련 연구⁽⁸⁾는 냉난방의 일부분에 관한 것으로써 에너지 절약을 위한 구체적인 연구 및 양식장 온도조절 등과 같은 산업에 적용시키기 위한 것은 대단히 부족하다.

따라서 본 연구는 해수 및 담수 육상수조 양식장에서 사용하는 해수(담수)와 그 해수(담수)의 폐열을 열원으로 이용하여 연중 양식수조에 필요한 열펌프 시스템을 개발하고자 한다. 이를 위해 최

적 급수온도 18℃를 자동조절시키고 에너지를 상당히 절약시킬 수 있는 열펌프 시스템의 컴퓨터 모사(simulation) 데이터⁽⁹⁻¹⁰⁾를 기본으로 설계 제작한 급수용량 6 m³/h 열펌프 시스템의 가열 및 냉각 성능시험 결과를 발표하고자 한다.

2. 열펌프 시스템 장치 및 데이터 측정

2.1 실험장치의 개요

본 연구를 위해 제작한 해수열원 이용 열펌프 시스템은 Fig. 1⁽¹¹⁾과 같이 열회수기, 압축기, 유분리기, 사방절환밸브, 응축기, 수액기, 전자팽창밸브 및 증발기 등으로 구성된 냉매회로 전환방식이다.

Fig. 1을 간단히 설명하면, 먼저 냉매흐름은 가열운전(겨울철)의 경우 압축기(⑧)에서 토출된 고온고압의 냉매증기는 유분리기(⑨)를 경유하여 4방절환밸브(⑩)에 의해 응축기(④), 냉각의 경우는 ⑦이 응축기가 됨)로 들어간다. 거기서 가열체(①)와 열교환하여 냉매액으로 되고 수액기(⑫)에 저장된다. 수액기의 액냉매는 팽창밸브(⑬)에서 교축팽창되고 증발기(⑦)에서 폐해수(⑤)와 열교환하여 다시 압축기로 흡입되는 1단압축 1단팽창 증기압축식 냉동사이클과 유사하다. 냉각운전(여름철)은 4방절환밸브(⑩)에 의해 ④와 ⑦의 열교환기(응축기 및 증발기)가 서로 전환되어 가열운전의 경우와 같은 냉매회로를 구성한다.

두번째로 급수(양식장 급수) 및 폐수(양식장에 급수된 후 바다에 버리는 물)의 흐름을 살펴보면 원수조(①)에서 원수펌프(②)에 의해 펌핑된 물은 열회수기(③)로 들어가 목적수조(양식수조)에서 버려지는 폐수와 1차적으로 열교환되어 예열(겨울철) 및 예냉(여름철)된다. 그리고 예열 및 예냉된 해수는 열교환기(④)에 의해 열교환(가열 및 냉각)을 거치면서 예정된 온도로 조절된 후 목적수조(⑤)에 공급된다. 목적수조에서 사용 후 버려지는 오염된 폐수는 다시 열회수기(③)로 보내져 원수를 예열 및 예냉한 후 다시 열펌프의 열원(증발 및 응축열원)으로써 사용하기 위하여 열교환기(⑦)로 들어가며 순환방식에 의해 열교환에 이용된다. 열교환에 이용된 물은 실제 양식장에서는 버려지는 폐수이지만 본 연구에서는 실험을 위해 폐수를 다시 원수조로 되돌리는 시스템으로

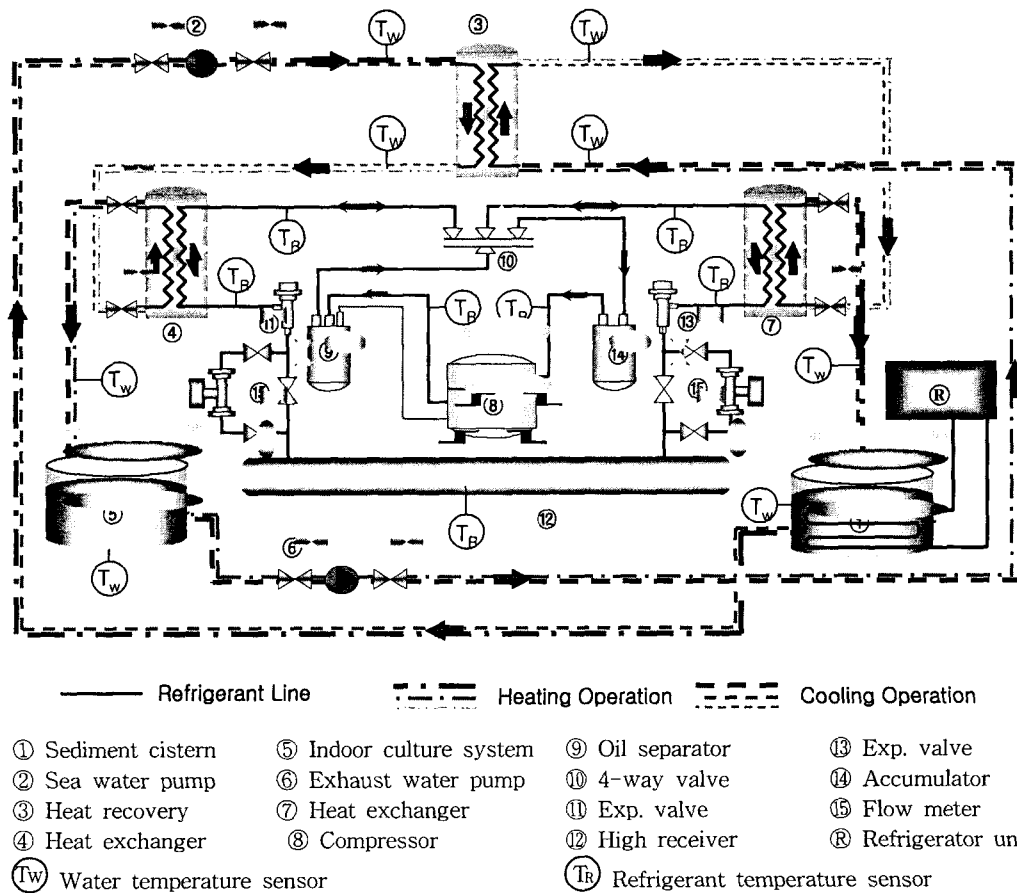


Fig. 1 Schematic diagram of heat pump system.

구성하였다. 사방절환밸브는 목적수조온도와 원수 온도를 비교하여 원수온도가 급수조절온도보다 낮을 경우 자동으로 가열운전 상태로 전환시키고, 온도가 높을 경우 냉각운전으로 전환시킨다. 즉, 응축기와 증발기를 상호 전환시켜 가열 및 냉각 운전이 되도록 하는 것이다.

2.2 실험장치의 사양 및 데이터 측정

해수열원을 이용한 열펌프 시스템에 대한 컴퓨터 모사 결과를 바탕으로 Fig.2와 같이 열펌프 시스템을 설계 및 제작하였으며, Table 1은 실험장치의 기계 및 기기에 대한 사양을 나타낸 것이다.

열펌프 시스템 장치 내의 8지점에서의 물온도와 7지점의 냉매온도를 측정하기 위하여 T-type 열전대를 사용하였으며, GP-IB Recorder를 이용

하여 운전중의 온도변화를 PC(퍼스널 컴퓨터)에 저장되도록 하였다. T-type 열전대는 칼로리미터와 정밀 온도계로 보정하였으며, 그 오차범위는 ±0.1℃ 정도이다. 또한 시스템 내의 냉매유량을 측정하기 위하여 질량유량계를 고압수액기와 팽창밸브 사이에 설치하였고, 판형 열교환기인 증발기 및 응축기 내의 압력강하는 차압 트랜듀서로써 측정하여 설계치와 비교하였다.

실험은 가열(겨울철)의 경우 원수조 온도를 해수온도 조건(10℃)에 맞추기 위해 보조냉동기를 가동하여 원수조온도 10℃로 냉각한 후 열펌프 시스템을 가동하여 목적수조(양식수조)온도인 18.7℃, 급수량을 6m³/h로 유지시키고 온도변화 및 압력과 냉매유량을 측정하였다. 냉각(여름철)운전의 경우는 원수조온도를 25℃로 가열한 다음 가열운전과 같은 방법으로 목적수조온도(18℃)를 유지시킨 후 데이터를 측정하였다.

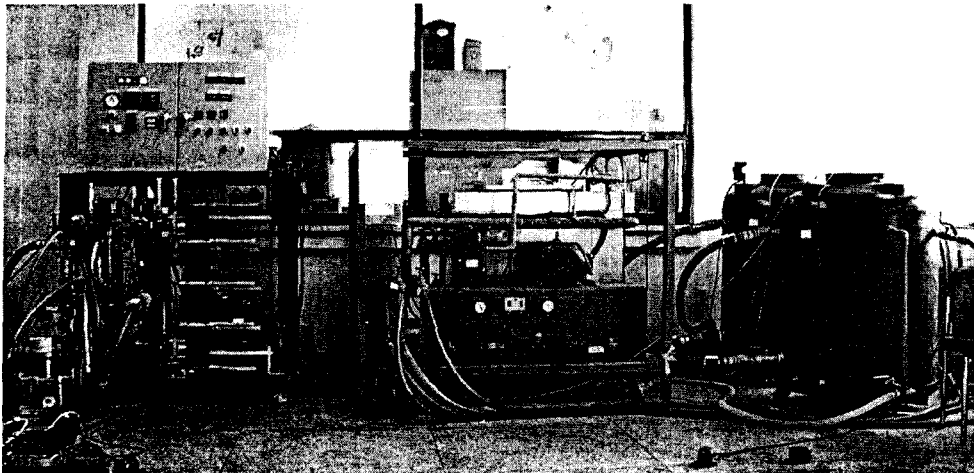


Fig. 2 High efficient heat pump system with supply water volume 6 m³/h.

Table 1 Specification of heat pump system

	Specification
Compressor	R22 hermetic reciprocating Cooling capacity : 25.6 kW Condensing temp. : +40°C Evaporative temp. : +10°C Motor : 5 HP * 3 Ø * 4 P * 380 V
Heat recovery	Type : Gasket plate type Capacity : 56.9 kW Water flow : 6 m ³ /h Sealing material : N.B.R Plate material : SUS304
Heat exchange	Type : Brazed plate type Capacity : 30.2 kW Water flow : 6 m ³ /h Sealing material : N.B.R Plate material : SUS304
Pump	Model : PuU-756M (LG) Capacity : 0.2 m ³ /min (H 6 m)
Indoor culture system & sediment cistern	Capacity : 0.35 m ³

2.3 열펌프 시스템 COP 계산

열펌프 시스템의 성능은 일정량의 해수가열량을 발생시키는 데 소요되는 전력량 결정의 중요한 변수이다. COP(성능계수)와 가열용량은 열원

인 해수의 온도에 따라 달라지며 열원의 온도가 내려가면 이 두 가지 변수도 감소한다.⁽¹²⁻¹³⁾ 하절기 냉각성능도 해수온도의 함수이고 냉각용량 및 COP 모두 열원인 해수온도가 증가할 따라 감소한다.

열펌프의 COP_{HP}는 압축일에 대한 응축열량의 비로 나타내며 다음의 식(1)과 같다.

$$\begin{aligned} \text{COP}_{HP} &= \frac{Q_c}{AW_{comp}} = \frac{Q_e + AW_{comp}}{AW_{comp}} \quad (1) \\ &= 1 + \frac{Q_e}{AW_{comp}} \end{aligned}$$

여기서 AW_{comp} 는 압축일로써 제품생산시의 동력을 기준으로 하였고, Q_c 및 Q_e 는 각각 응축열량과 증발열량으로서 응축기 및 증발기에서의 순환수량과 입출구 온도차로 계산하였다.

식(1)은 압축기, 응축기 및 증발기로 된 열펌프 자체만의 성능계수이다. 그러나 산업용 열펌프 시스템에는 부속기기 및 장치들의 소비에너지도 포함시켜야 하므로 식(1)을 사용하는 것보다는 다음의 식(2)를 이용하여 성능계수를 구하는 것이 더 합리적이라고 할 수 있다.^(5,12,14) 즉, 해수가열시의 열펌프 시스템 성능계수는 총전력 입력이 압축기 동력보다 크기 때문에 열펌프 자체만의 성능계수와 같지 않으므로 본 실험 및 양식장에 적용시키는 열펌프 시스템도 방정식(2)를 이용하여 성능계수를 나타내는 것이 정확하다고 하겠다.

$$COP_{HS} = \frac{Q_{tc}}{AW_e} \quad (2)$$

식(2)의 Q_{tc} 는 McQuiston⁽¹²⁾ 및 Sauer⁽¹⁴⁾에 의하면 응축열량뿐만 아니라 전동기의 손실열량과 기타 열량(전동기에서 발생한 열량을 합하면 응축열량이 증가되어 성능계수가 증가하지만 본 시스템은 양식장 내부가 아닌 밖에 설치되었으므로 성능계수 계산에 고려하지 않고 폐열회수 열량만 고려하였음) 등을 합한 전체 열량이고, AW_e 는 압축일(AW_{comp})과 열교환기의 팬 및 응축기 팬 등의 전기입력까지 포함시키지만 본 시스템은 물대 물 열펌프 시스템으로써 열교환기 및 응축기 팬 등을 사용하지 않고 폐열회수용 펌프만 사용하였으므로 펌프동력 1.3kW를 포함시켰다.

또한 냉동기로 이용하는 냉각시의 COP_R 는 식(3)과 같이 정의한다.

$$COP_R = \frac{Q_e}{AW_{comp}} \quad (3)$$

그리고 냉각시스템의 COP_{RS} 를 구하는 방정식도 식(2)와 유사하므로 다음의 식(4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$COP_{RS} = \frac{Q_{te}}{AW_e} \quad (4)$$

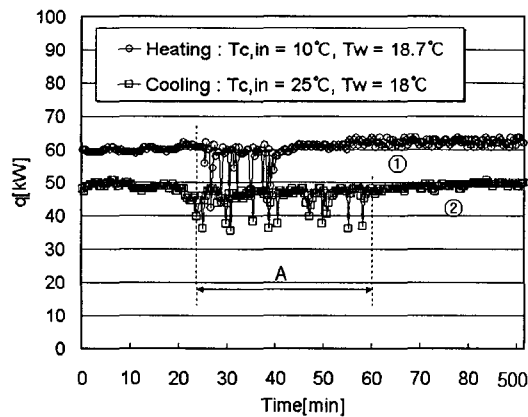


Fig. 3 Performance of heating and cooling operation of heat pump system, $G_w=6 \text{ m}^3/\text{h}$.

여기서, Q_{te} 는 증발열량(Q_e) 및 폐열회수기에서의 폐열회수량 등을 합한 전체 열량이다.

Fig. 3은 열펌프 시스템의 가열 및 냉각 운전시 그 능력을 나타낸 것이다. 즉, A구간은 시스템이 정상상태가 되기 전의 압축기 ON/OFF 상태이고, 정상운전(가열: 원수온도 10°C, 급수온도 18.7°C, 냉각: 원수온도 25°C, 급수온도 18°C)시의 가열 및 냉각 능력은 각각 약 61kW와 50kW임을 알 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 가열운전

Fig. 4는 가열운전시의 수온변화에 따른 열펌프 시스템의 성능계수를 나타낸 것이다. 원수온도 10°C일 때 급수온도 18.7°C가 유지되었으며, Fig. 4에 표시된 A구간은 급수온도를 증가시킬 때의 기온도에 따른 손실열을 고려한 것으로서 압축기 ON/OFF에 의한 열펌프 시스템의 운전상태이고, B구간은 원수온도를 최저 10°C(Fig. 1의 ①번 냉동기 용량의 제한으로 10°C가 최저조절온도임)로 일정하게 계속 유지시켰을 때 급수온도가 18.7°C (± 0.1)로 일정함을 나타내고 있다. 즉, 이것은 열펌프 시스템의 가열운전시 정상상태 운전을 나타내는 것으로서 시스템 성능계수는 약 9.7임을 알 수 있다.

Fig. 5는 열펌프 시스템의 가열운전상태에서 Fig. 1의 폐열회수기(③ Heat recovery) 폐열회수량을

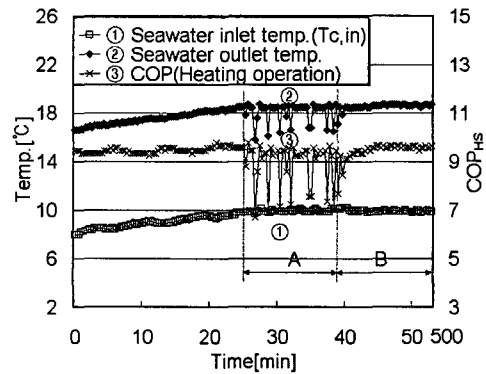


Fig. 4 Temperature and COP_{HS} for heating operation of heat pump system, $T_{tank}=18 \text{ }^\circ\text{C}$, $G_w=6 \text{ m}^3/\text{h}$.

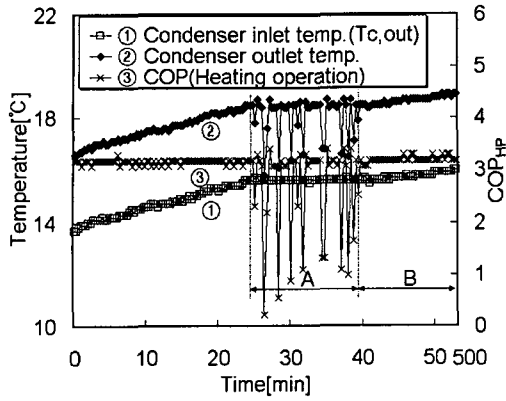


Fig. 5 Temperature and COP_{HP} for heating operation of heat pump, $T_{tank}=18^{\circ}C$, $G_w=6000$ kg/h.

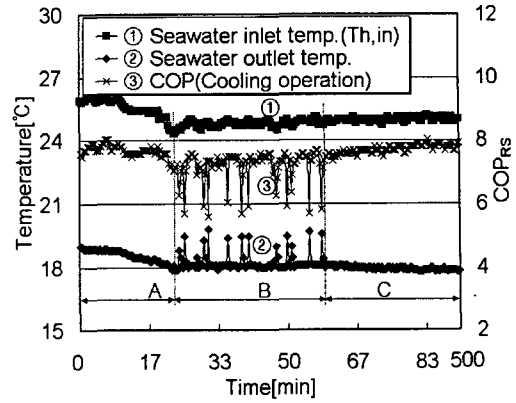


Fig. 8 Temperature and COP_{RS} for cooling operation of heat pump system, $T_{tank}=18^{\circ}C$, $G_w=6$ m³/h.

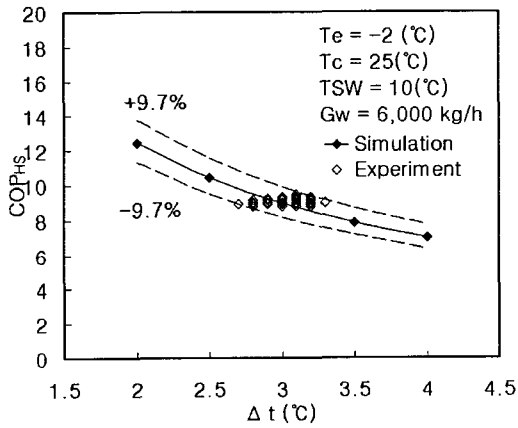


Fig. 6 Comparison of the predicted with experimental data for heat pump system at different seawater temperatures, $T_e = -2^{\circ}C$, $T_c = 25^{\circ}C$.

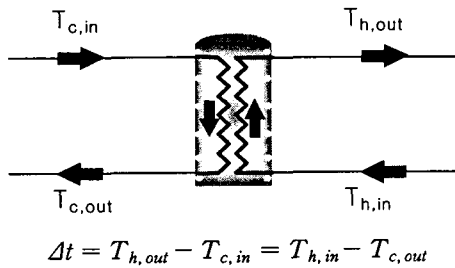


Fig. 7 Temperature difference (Δt) in waste heat recovery.

제외하고 일반 열펌프의 COP 계산과 같은 방법으로 응축기(④ Heat exchanger)의 응축열량만을 열펌프 COP_{HP} 인 방정식(1)에 의해 계산한 것으로서 Fig. 4와 같은 구간에서 COP_{HP} 가 약 3.2임을 알 수 있다. 따라서 폐열을 회수한 후 그 폐열을 열펌프 시스템의 열원으로 이용함으로써 에너지를 상당히 절약시킬 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 4의 운전 결과와 기존에 발표된 바⁽⁹⁾가 있는 컴퓨터 모사를 비교한 것으로서 Fig. 7⁽⁹⁾에 나타낸 폐열회수기 온도차 $\Delta t(T_{h,in} - T_{c,out}$ 또는 $T_{c,in} - T_{h,out}$) 약 $3 \pm 0.3^{\circ}C$, 원수온도(해수 온도 T_{SW}) $10 \pm 0.1^{\circ}C$ 일 때 운전한 열펌프 시스템 성능계수 COP_{HS} 가 $\pm 9.7\%$ 의 오차 이내에서 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 냉각운전

Fig. 8은 급수온도를 $18^{\circ}C$ 로 일정하게 냉각운전한 결과로써 A구간은 초기냉각과정이고 B구간은 목적수조온도 $18^{\circ}C$ 를 유지시키기 위해 Fig. 4와 같이 압축기의 ON/OFF 운전이다. 그리고 C구간은 가열운전과 같은 방법으로 원수온도를 일정하게 유지시키면서 압축기를 계속 운전시켰을 때의 실험결과이다. 원수온도 $25^{\circ}C(\pm 0.1^{\circ}C)$ 일정한 상태에서 급수온도 $18^{\circ}C$ 로 일정하게 연속운전, 즉 정상 운전상태로 되었으며, 그때 열펌프 시스템 COP_{RS} 는 약 7.9가 되었다. Fig. 9는 열펌프 시

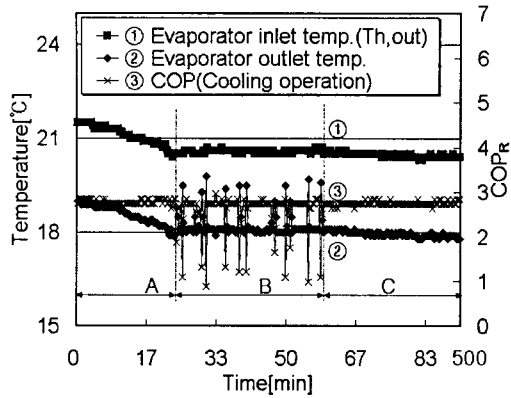


Fig. 9 Temperature and COP_R for cooling operation of heat pump, $T_{tank}=18^\circ\text{C}$, $G_w=6\text{ m}^3/\text{h}$.

시스템의 냉각운전시 열펌프 COP_R 인 방정식(3)으로 계산한 것을 나타낸 것으로써 Fig.8과 같은 구간에서의 열펌프 COP_R 가 약 2.7이 되었다. 냉각운전도 가열운전과 마찬가지로 열펌프 시스템의 COP_{RS} 가 열펌프 COP_R 의 3배 가까이 될 수 있다.

3.3 냉매유량

Fig. 10은 원수온도 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다. 원수온도가 증가할수록 증발기 입구 냉매온도 및 응축기 출구 냉매온도의 상승에 의해 냉매유량도 증가하고 있다. 즉, 원수온도 6°C 에서 14°C 까지 상승할 때 응축온도는 18.2°C 에서 27.3°C 까지, 그리고 증발온도는 -5.6°C 에서 -0.3°C 까지 상승하였다. 시스템 운전온도가 높아질수록 냉매유량이 증가한 것은 수온이 상승할수록 증발압력 및 응축압력이 상승하여 증발기에서 증발된 냉매가 압축기 흡입시에 비체적이 감소되기 때문인 것으로 사료된다.

4. 결 론

해수열원 및 해수폐열을 이용한 육상수조 양식장용 고성능 열펌프 시스템 개발을 위해 급수용량 $6\text{ m}^3/\text{h}$ 실험장치를 설계 제작하여 어민 양식장과 같은 조건 하에서 가동하였다. 그 결과 해수(원수)온도가 증가할수록 냉매의 증발 및 응축

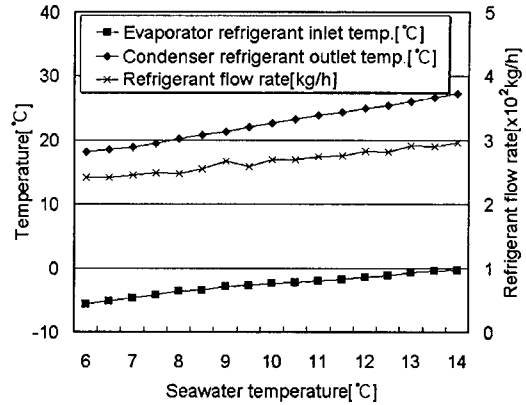


Fig. 10 Refrigerant flow rate in the heat pump system at different seawater temperatures.

온도의 상승과 더불어 냉매순환량도 증가하였다. 또한 온도 10°C 해수를 양식장 급수온도 18.7°C 로 가열했을 때 열펌프 시스템 COP_{HS} 는 9.7이었으며, 25°C 해수를 냉각운전하여 양식장 급수온도 18°C 로 조절하였을 경우의 열펌프 시스템 냉각 COP_{RS} 는 7.9로써 폐열회수를 고려하지 않은 열펌프 가열 COP_{HP} 와 냉각 COP_R 의 각각 약 3배가 되었으며, 본 실험에 의해 폐열회수 및 그 폐열을 열펌프 시스템의 열원으로 이용함으로써 미활용 에너지인 해수만을 열원으로 이용했을 때보다 에너지를 상당히 절약시킬 수 있음을 알 수 있었다. 따라서 본 실험장치 및 데이터는 미활용 에너지인 하천수, 하수, 지하수 등을 열원으로 사용하는 열펌프 시스템에도 응용할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 해양수산부(한국해양수산개발원) 수산특정연구개발과제(No. 1907030-2) 연구비 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Bradowicz, K. and Dyakowski, T., 1993, Heat pumps, Great Britain by Butterworth Heinemann, pp. 1-40.
2. Min, M. G., 1996, Theory and truth of heat

- exchanger, Youngpoong, Co. Ltd., Port IV, Chapter 10.
3. Regional Energy Committee of New Energy Foundation, 1992, The application manual for the newest unused energy, p. 26.
 4. Tsuji, T., 1989, Heat pump application for fish spawning and breeding, Refrigeration, Vol. 64, No. 735, pp. 8-15.
 5. CADDET, 1996, CADDET Demo. 389 JP93. 512/1X. H03.
 6. Kiyono, M., 1992, Development of high efficient production system for flatfish, JSRAE, Vol. 67, No. 780, pp. 1187-1192.
 7. Takashi, U., 1994, Development of a heat pump system using low seawater temperature as the heat source, The Resarch Report of Hokkaido Electric Power Company, No. 458.
 8. Bang, K. H., Lee, K. J. and Cho, S. H., 1998, Design and demonstration experiment of heat pump system utilizing ocean thermal energy, SAREK 1998 Summer Annual Conference, pp. 363-368.
 9. Choi, K. I., Oh, J. T. and Oh, H. K., 2003, Simulation for high efficient heat pump system using seawater heat source and exhaust energy, Korea Journal of Refrigeration and Air Condition, Vol. 15, No. 1, pp. 59-66.
 10. Choi, K. I., Youn, K. Y., Oh, J. T., Park, K. W. and Oh, H. K., 2000, Development of high efficient heat pump using seawater heat source for indoor culture system, Proceedings of the SAREK 2000 Summer Annual Conference (1), pp. 526-531.
 11. Choi, K. I., Youn, K. Y., Oh, J. T., Park, K. W. and Oh, H. K., 2000, Development of high efficient heat pump using seawater heat source for indoor culture system, Proceedings of the SAREK 2000 Winter Annual Conference (2), pp. 406-410.
 12. McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1994, Heating, ventilating, and air conditioning, John Wiley & Sons, Chapter 13.
 13. Oh, J. T., 2000, Development of heat pump system using seawater heat source for indoor culture system, Korean Association of Refrigeration, Vol. 19, No. 5, pp. 353-363.
 14. Sauer, Jr. H. T. and Howell, R. H. 1983, Heat pump system, John Wiley & Sons, pp. 409-412.