



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사 학위논문

냉매를 열원으로 하는
증발식 담수 시스템 특성연구

Characteristics of Solar Desalination System Using
Refrigerant As a Heating Source

The seal of Korea Maritime University is a circular emblem. It features a central stylized building with three vertical pillars. Below the building are wavy lines representing water. The year '1945' is inscribed in the center. The outer ring of the seal contains the university's name in Korean: '한국해양대학교' (Korea Maritime University) and the English name 'KOREA MARITIME UNIVERSITY'.

지도교수 유 삼 상

2012년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과
정 일 영

본 논문을 정일영의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 공학박사 김 동 혁 (인)

위 원 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 유 삼 상 (인)



2012년 2월

한국해양대학교 대학원

Characteristics of Solar Desalination System Using Refrigerant As a Heating Source

IL-YOUNG JEONG

*Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering
Graduate School of
Korea Maritime University*



Abstract

The evaporative desalination system using solar thermal energy would be very efficient and attractive method to get fresh water from brine due to low carbon dioxide generation. In this research the solar desalination system as a heating source of refrigerant R123 and R141b in the evaporator was considered. The circulation of refrigerant in the evaporator can reduce the energy consumption of the system, through using the latent heat of the refrigerant instead of the sensible heat of present warm water.

The system was composed of the single-stage fresh water production unit of 1 ton/day capacity with shell and tube type evaporator, heaters instead of solar collector for supplying proper heat to refrigerant, and refrigerant circulation system. Various operating flow rate and temperature ranges were imposed on the experiments to get the optimum design data. The

experimental results showed that the optimum flow rate of brine feed to evaporator was 1.2Liter/min of R123 and 1.0Liter/min of R141b, and the yield of fresh water increased with brine temperature rise.

It was confirmed that the flow rate of heating source of refrigerant as heating source decreased down to one fifth that of the present warm water system, and it was proven to be very efficient system for solar desalination.



목 차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경	1
1.2 연구 목적	4
1.3 선행연구 조사	6
제 2 장 이론적 배경	8
2.1 해수 담수화 기술	8
2.1.1 다단 플래시 증발법	9
2.1.2 다중 효용 증발법	10
2.2 1단 증발법 공정	12
2.2.1 담수기 구조 및 운전 특성	12
2.2.2 1단 증발법 운전 조건	14
2.3 냉매 적용 담수 시스템	16
2.3.1 시스템 특징	16
2.3.1.1 냉매 적용 담수시스템의 장점	16
2.3.1.2 냉매 적용 담수시스템의 단점	17
2.3.2 냉매 적용 시스템	18
2.4 적용 냉매의 특징	20
2.4.1 상변화 온도와 압력	20
2.4.2 증발 잠열과 증기 및 액체의 현열	23
2.4.3 밀도	25
2.5 물의 증발 온도	26
2.6 냉매 증발기 열교환기 설계	27

2.6.1 냉매 R123 적용 시 증발기 열 교환 면적 산정	27
2.6.1.1 관 내부 응축 열전달계수 산정	27
2.6.1.2 관 외부 증발 열전달계수 산정	28
2.6.1.3 R123 냉매 증발기 열교환 면적	29
2.6.2 냉매 R141b 적용 시 증발기 열 교환 면적 산정	30
2.6.2.1 관 내부 응축 열전달계수 산정	30
2.6.2.2 관 외부 증발 열전달계수 산정	30
2.6.2.3 R141b 냉매 증발기 열교환 면적	30
2.7 응축기 열교환기 설계	32
2.8 태양열 집열기 집열면적	33
제 3 장 실험장치 및 실험방법	34
3.1 담수기 제작	34
3.1.1 담수기 본체	34
3.1.2 증발기 및 응축기 설계	36
3.1.2.1 증발기 설계	36
3.1.2.2 응축기 설계	36
3.1.3 응축기 유로 해석	39
3.1.4 이젝터 성능 해석	42
3.2 실험 장치	46
3.3 실험 방법	53
제 4 장 실험결과 및 고찰	54
4.1 냉매 R123 적용 시 실험 결과	54
4.1.1 Orifice 유무에 따른 담수 생성량	54
4.1.2 증발기 해수 주입량에 따른 담수 생성량	55
4.1.3 증발기 입구 냉매 온도에 따른 담수 생성량	58

4.1.4 증발기 해수 유입 온도에 따른 담수 생성량	58
4.1.5 냉매 R123 적용 실험 결과 분석	61
4.2 냉매 R141b 적용 시 실험 결과	63
4.2.1 증발기 해수 주입량에 따른 담수 생성량	63
4.2.2 증발기 입구 냉매 온도에 따른 담수 생성량	63
4.2.3 증발기 해수 유입 온도에 따른 담수 생성량	65
4.2.4 냉매 R141b 적용 실험 결과 분석	67
제 5 장 결론	69
참 고 문 헌	71



사 용 기 호

A	열전달 면적 [m^2]
C_P	정압비열 [$kJ/kg \cdot K$]
D	직경 [m]
G	질량유량 [kg/m^2s]
h	열전달 계수 [$W/m^2 \cdot K$]
k	열전도도 [$W/m \cdot K$]
Q	전열량 [kW]
ΔT_{LMTD}	대수평균온도차 [$^{\circ}C$]
U	총괄전열계수 [$W/m^2 \cdot K$]
v	속도 [m/s]
x	건도

하첨자

<i>copper</i>	동관
<i>i</i>	관 내측
<i>l</i>	액체
<i>o</i>	관 외측
<i>v</i>	기체

그리스 문자



μ	점도 [$Pa \cdot s$]
ρ	밀도 [kg/m^3]

표 목 차

Table 2.1 Classification of desalination technology

Table 2.2 Object refrigerants

Table 2.3 Freon origin application for possible refrigerant

Table 2.4 Latent heat and sensible heat of R123 and R141b

Table 2.5 Proper refrigerant temperature

Table 3.1 Standards of evaporator design

Table 3.2 Standards of condenser design

Table 3.3 Velocity distribution of wedge type

그림 목차

Fig. 2.1 Process of multi-stage flash distillation

Fig. 2.2 Process of multi-effect distillation

Fig. 2.3 Structural drawing of desalination system

Fig. 2.4 A photograph of desalination system

Fig. 2.5 Schematic diagram of desalination system

Fig. 2.6 Evaporative desalination system using refrigerant as a heating source

Fig. 2.7 Evaporation temperature with the gage pressure of R141b/R123

Fig. 2.8 Mollier diagram of R123

Fig. 2.9 Mollier diagram of R141b

Fig. 2.10 Evaporation temperature of water

Fig. 2.11 Photograph of solar collectors

Fig. 3.1 Photograph of desalination system

Fig. 3.2 Schematic of evaporator pipe

Fig. 3.3 Photographs of evaporator unit

Fig. 3.4 Schematic of condenser tube unit

Fig. 3.5 Photographs of condenser unit

Fig. 3.6 Photograph of wedge established in condenser entrance

Fig. 3.7 ◆ type of wedge

Fig. 3.8 ▲ type of wedge

Fig. 3.9 ▼ type of wedge

Fig. 3.10 Schematic diagram of ejector

Fig. 3.11 Geometry and mesh of the ejector

Fig. 3.12 Velocity distribution of ejector

Fig. 3.13 Velocity of secondary fluid

Fig. 3.14 Velocity of third fluid

Fig. 3.15 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 3.16 Measurement of temperature and pressure

Fig. 3.17 Photograph of the apparatus

Fig. 3.18 Evaporator and Condenser

Fig. 3.19 Refrigerant tank

Fig. 3.20 Refrigerant pump

Fig. 3.21 Ejector pump

Fig. 3.22 Sea water tank

Fig. 3.23 Feed brine tank

Fig. 3.24 Heater

Fig. 3.25 Data acquisition

Fig. 4.1 Photographs of orifice

Fig. 4.2 Fresh water production with overflow orifice

Fig. 4.3 Fresh water production with brine flow rate of 0.5~3.5L/min

Fig. 4.4 Fresh water production with brine flow rate of 0.5~1.5L/min

Fig. 4.5 Fresh water production with refrigerant temperature

Fig. 4.6 Fresh water production with brine feed temperature

Fig. 4.7 Overall heat transfer coefficient of evaporator with feed brine flow rate

Fig. 4.8 Cycle diagram of refrigerant 123 in the desalination system

Fig. 4.9 Fresh water production with brine flow rate of 0.8~2.5L/min

Fig. 4.10 Fresh water production with refrigerant temperature

Fig. 4.11 Fresh water production with brine feed temperature

Fig. 4.12 Overall heat transfer coefficient of evaporator with feed brine flow rate

Fig. 4.13 Cycle diagram of refrigerant 141b in the desalination system



제 1 장 서론

1.1 연구 배경

지구온난화에 따른 기후변화, 산업화에 따른 공업용수 증가, 인구증가에 따른 물 수요의 증가로 지구촌은 점차 물 부족 문제가 심각해지고 있다. 물 부족 문제는 인류의 존폐를 위협할 정도의 심각한 문제로 부각되고 있다. 물 부족 문제는 국제적으로 국가 간에 하천의 이용을 놓고 분쟁이 증가하고 있을 정도로 그 문제는 매우 심각한 수준에 직면해 있으며, 이러한 물 부족 문제를 해결하기 위하여 세계 각국에서는 엄청난 양의 자금과 인력을 쏟아 붓고 있는 실정이다.

물은 지구 표면적의 71%를 덮고 있을 뿐 아니라 그 양도 무려 13.9억톤에 달하는 물질이다. 이는 지구 전체를 2.7km 깊이로 덮을 수 있는 양이며, 전체 물의 2.6%에 불과한 담수는 지구 전체를 약 70m 깊이로 덮을 수 있는 양에 해당한다. 담수 중에 빙설 및 지하수를 제외한 사람이 손쉽게 사용할 수 있는 담수호의 물 또는 하천수는 전체 물의 0.01%이하인 약 10만km³에 불과하며, 이는 지구 전체를 약 23cm 깊이로 덮을 수 있는 양에 불과하다. 이처럼 실제 사람이 이용할 수 있는 물의 양은 아주 적다.

국제연합아동기금(UNICEF) 및 세계보건기구(WMO)가 2008년에 공동으로 발표한 PROGRESS ON DRINKING WATER AND SANITATION에 의하면 물 이용의 안정성 측면은 점차 개선되고 있으나, 2006년 기준으로 세계 인구의 13%(약 9억명)가 아직까지도 안전한 음용수를 이용할 수 없는 상황이며 약 25억의 인구가 기본적인 위생시설도 없이 생활하고 있다.

물 이용의 양적인 측면에서 UN은 지난 세기에 인구는 두 배로 증가한 반면 물 사용은 6배나 늘었다고 하였다. 또한 급속한 도시화, 인구집중, 이상기후에 따른 세계적인 물 부족을 가증시키고 있어, UNICECO는 “물도 기후변화나 환

경문제처럼 세계적인 협력과 과학적인 접근이 필요하다”고 촉구하고 있다.

이렇듯 세계 인구 및 물 수요는 급격하게 증가하고 있으나, 지구 전체의 수자원량은 거의 변함이 없어서, 1인당 사용 가능한 물의 양의 감소 및 물과 관련된 환경 피해는 갈수록 가속화될 것으로 전망되고 있으며, 최근에는 수소가스 및 바이오 에탄올 등 대체에너지 생산을 위한 물 이용의 증가가 더욱 커질 것으로 전망되고 있어 우리나라와 같이 식량 및 에너지 등을 외국에 크게 의존하고 있는 국가의 경우 물 부족이 더욱 심화될 수 있음을 우려하고 있는 학자도 있다.

이러한 물 부족 문제를 해결할 수 있는 대안으로 가장 대두되는 것이 해수담수화 기술이라 할 수 있다. 해수는 지구상의 물의 양에 있어서 절대다수를 차지하고 있으나 인간의 생활용수나 산업용수로 이용하기에는 염도가 너무 높아서 사용하지 못하고 있는 실정이다. 해수담수화 기술은 지구상의 절대 다수를 차지하고 있는 해수를 염분을 제거하여 담수로 만드는 기술이라 할 수 있으며 크게 역삼투법(Reverse osmosis), 증발법(distillation), 전기투석법(Electrodialysis) 등이 있다.^{1)~4)}

그러나 해수담수화 공정은 매우 많은 양의 전기 및 열에너지가 해수의 염 제거 공정에 소요된다. 이에 사용된 전기 및 열에너지가 화석연료로부터 얻어진 것이라면 온실가스 배출이 더욱 심화될 것이며, 이에 따른 기후변화는 더 많은 물 부족을 야기 시키는 악순환이 계속된다고 할 수 있다. 따라서 전 세계적으로 해수담수화 공정에 사용되는 에너지를 최소화 시키는 방법들에 관한 많은 연구가 진행되고 있다.

이와 같은 연구 중에 하나로 물 부족 문제 및 온실가스 배출 문제를 동시에 해결 할 수 있는 신재생에너지를 이용한 담수화 기술이 크게 부각되고 있다. 특히 신재생에너지원 중 해수담수화 공정에 가장 적합하다고 할 수 있는 것이 바로 태양에너지를 이용하는 것이다. 태양에너지를 이용한 해수 담수화 공정의 원초적인 기술은 자연 증발법을 이용하는 솔라스틸(Solar Still, 자연증발) 시스템으로서 순수하게 태양복사에너지만을 이용하므로 에너지 소비량이 제로에 가

값이다.⁵⁾ 그러나 이러한 솔라스틸의 경우 효율적인 측면에서는 매우 낮아 하루 담수 생산량은 설치 면적에 비하여 매우 낮은 단점이 있다.

이러한 단점을 해결하기 위하여 2005년 한구에너지기술연구원에서는 저압 증발식 담수기와 진공관형 집열기를 이용한 태양열 해수담수화 시스템이 개발되어 현재 가동 중에 있다. 개발된 담수 기술 개념은 태양에너지로부터 증발에 필요한 열에너지를 얻는 태양열시스템과 펌프 등을 구동하는데 필요한 전기에너지를 얻는 태양광 발전 시스템을 동시에 활용한 증발식 해수 담수 기술이다.⁶⁾

본 연구에서는 태양에너지를 이용한 소형 해수 담수화 시스템 개발에 있어 에너지 절감과 장치의 소형화를 위해 해수를 증발시키는 열원의 매체를 변경하여 성능을 비교 평가하고자 한다.



1.2 연구 목적

우리나라를 포함하여 지구상의 수많은 국가들이 물이 부족한 여건에 있다. 우리나라의 경우 서남해안의 도서지방에서 갈수기에 식수와 생활용수의 부족 그리고 일부 지역은 공업용수의 부족을 겪고 있다. 외국은 특히 중동지역 국가들을 중심으로 다수의 대형 담수설비가 건설되어 있으며 2002년 이후 담수설비 증가에 따른 세계 담수생산량은 매년 3.0×10^6 Ton/day정도 증가하고 있다.⁷⁾

이러한 담수를 생산하는 방식으로는 증발법과 역삼투압법이 적용되고 있으며, 이들 중에서 증발법이 중동지역의 75%를 차지할 정도로 널리 적용되고 있다. 그러나 이 증발법은 해수를 증발시켜 물을 얻는 방식으로 대량의 담수의 생산이 가능한 반면 생산에 필요한 다량의 에너지가 요구된다. 이 담수 생산에 필요한 에너지량을 줄이고 탄소배출량을 효과적으로 감소시킬 수 있는 효과를 얻을 수 있는 방법으로는 자연에너지인 태양열을 이용하는 방법이나 산업공정의 폐기되는 열을 적용하는 방법이 있다.^{8)~11)}

태양열 해수 담수화 시스템에 있어서 증발식 담수기를 사용하는 경우 태양에너지 해수 담수화 시스템의 설치 비용 중 가장 많은 부분을 차지하는 집열기의 설치 요구 면적이 높아져 설비규모가 수만톤급이 될 경우에는 적용할 수 없다. 하지만 중소형 설비 즉 일 50~2,000톤의 담수 용량에 적용할 수 있는 적절한 규모가 된다. 우리나라의 산재한 도서지역이나 리비아 등 중동국가의 해변지역을 중심으로는 대규모 용량설비 보다는 오히려 이러한 태양열을 이용한 중소규모의 담수설비가 활발히 보급될 수 있을 것으로 전망된다.

본 연구는 이러한 태양열이용 위성(satellite)형 소형 담수 시스템의 개발에 있어서 소요 에너지의 절감과 소형화를 위한 기술 개발을 위한 연구로써, 본 연구에서는 담수시스템에서 해수를 증발시켜 담수를 생성하기 위해 증발기에 열을 제공하는 물 대신에, 냉매를 적용하여 냉매가 기상에서 액상으로 변화되는 잠열(latent heat)를 사용하는 담수 시스템을 연구하였다.

냉매적용 해수 담수화 시스템의 증발기의 최적 설계를 위한 실험으로, 담수 생산용량 1Ton/day 규모의 냉매적용 담수시스템을 제작하여 특성을 실험하였다.

냉매를 적용한 담수 시스템에서 효율을 높이기 위해 R123과 R141b의 냉매를 적용하여 성능을 비교하였으며 증발기는 셸튜브식을 채택하였다. 그리고 증발기 내 주입 열량 변화, 해수 유입 유량 변화 등에 따른 담수생산량 변화를 실험을 통하여 시스템의 특성을 파악하였다.



1.3 선행연구 조사

증발법은 해수담수화 기술 중 가장 오래된 기술로서 가장 널리 사용되고 있다. 증발법을 이용한 담수화 설비는 현재 전세계의 담수화 설비 중 약 70%를 차지하고 있다. 증발법으로 만들어진 담수의 염도는 이론적으로 “0”이기 때문에 보일러용 초순수의 제조 등에도 응용되고 있다. 증발법 담수화 설비는 증발기의 형상과 열원의 이용방법에 따라 다중 효용 방식, 다단 플래쉬 방식, 증기 압축 방식 등으로 분류할 수 있다. 일반적으로 해수의 담수화 공정은 많은 에너지를 필요로 하기 때문에 에너지 소비를 줄이는 것이 최대 관건이다. 따라서 태양에너지에 의해 열과 전기를 공급받아 작동되는 해수 담수화 시스템으로, 해수를 가열하는데 필요한 열은 중온용 고효율 진공관형 태양열 집열기로부터 얻고, 펌프는 태양광 집광관에 의해 작동하므로써 많은 에너지 소비를 줄일 수 있으며 전기가 공급되지 않는 지역에도 설치될 수 있는 장점을 갖고 있다.

태양열 증류법은 해수를 담수화하는데 필요한 에너지를 태양열 집열기로부터 공급받는 친환경적인 담수화 장치로 직접법과 간접법이 있다. 직접법은 태양에너지를 모으는 집열기와 해수 증발기가 하나가 되어 있는 방식이며, 간접식은 집열기와 담수화 장치가 분리되어 있는 것으로 태양열 집열기에 모아진 열에너지를 MED나 MSF의 에너지원으로 간접 이용하는 방식이다. 이런 태양에너지를 이용한 담수 시스템의 연구는 아직 많이 이루어지지 않았지만 신재생에너지에 관심이 높아진 지금 국내 및 국외에서 활발한 연구가 이루어지고 있다.

최순열은 선박용 쉘&튜브 방식의 1 Ton/day의 최대 담수생산량을 가진 담수기를 이용하여 담수기 내부의 작동압력과 온수 온도를 변화시키면서 담수량 실험을 수행하였다.¹²⁾

곽희열은 태양에너지 해수담수화 시스템의 경제성 확보 및 고효율화를 실현하기 위해 태양에너지 해수담수화 시스템에 최적화된 $3m^3/day$ 용량의 다중 효용 증발식 담수기를 개발하여 성능평가를 수행하였다.⁶⁾

Joseph et al은 해수나 오수를 평판형 태양열 집열기를 통과시키면서 직접 가열하고, 진공펌프를 이용하여 저압으로 유지되어지는 증발기 내부로 유동시켜 증발시킨다. 해수나 오수는 저장 탱크에서 집열기로 보내기 전에 응축기에서 증발된 증기와 열교환하여 예열되고, 증기는 응축되어 담수가 생성되어진다. 최대 담수생산량은 8.5 Liter/day이었다. 이러한 운전특성을 가지는 담수시스템을 이용하여, 일사량에 따른 담수량을 평가하였다.¹³⁾

김정배는 태양열을 열원으로, 태양광셀에 의해 전기에너지를 공급받는 태양에너지 담수화 시스템에 적용하기 위하여, 담수기의 담수 생산용량이 최대 1.5Ton/day의 용량으로 설계 및 제작되어진 이젝터와 이젝터 펌프를 이용하는 상용품 판형 방식의 선박용 담수기에 직접 해수를 공급하여 담수량과 관련된 실험인자들에 대한 담수기의 성능평가와 담수기에의 열원 이용을 위하여 필요한 설계를 위한 기초 결과를 제시하기 위하여, 해수의 응축기 입구온도와 유량, 가열수의 증발기 입구온도와 유량의 변화에 따른 실험을 수행하였다.¹⁴⁾

중동 Abu Dhabi Solar Desalination Plant는 진공관형 태양열 집열기와 Multiple Effect Stack-type(MES) 증발기를 조합한 발전소를 운영하고 있으며 태양열 집열면적은 1862m²이고 담수 생산량은 120ton/day이다.¹⁵⁾

지금까지의 태양열을 이용한 담수시스템의 연구로서는 주로 태양열 집열기나 증발식 담수 시스템의 종류에 따른 연구가 이루어졌고 증발기에 열을 제공하는 매체에 대한 연구는 없었다. 본 논문에서는 증발기에 열을 제공하는 물 대신에, 냉매를 적용하여 냉매가 기상에서 액상으로 변화되는 잠열(latent heat)를 사용하는 담수 시스템에 대한 연구를 하였고 현재 상변화 매체를 이용한 증발식 해수 담수화 장치에 대한 특허도 등록되어있다.

제 2 장 이론적 배경

2.1 해수 담수화 기술

해수는 지구상의 물의 양에 있어서 절대 다수를 차지하고 있으나 인간의 생활용수나 산업용수로 이용하기에는 염도가 너무 높아서 사용하지 못하고 있는 실정이다. 부족한 지표수를 보충하고 담수의 부족현상과 고갈현상 등의 문제점을 해결하기 위해서는 해수를 담수로 전환시킬 필요가 있다.

담수화 방법들을 상세하게 분류하면 상변화 유무에 따라서 상 변화법과 상 불변화법으로 구분된다. Table 2.1은 상변화 유무에 따른 담수화 기술의 분류를 표로 나타낸 것이다. 또한 에너지 사용형태에 따라서 열을 이용한 방법, 압력을 이용한 방법 및 전기 에너지를 이용한 방법으로 구분할 수 있다.

Table 2.1 Classification of desalination technology

상변화	증발법	다단플래쉬법
		다중효용법
		증기압축법
		투과기화법
	결정법	냉동법
		가스수화물법
상불변	막분리법	역삼투압법
		전기투석법
	용매추출법	

열이용 공정은 해수가 가열되어 수증기로 증발되고 이것이 다시 응축되어 담수를 형성하는 자연의 물 순환 과정과 같은 원리이다. 해수에는 염분 등 여러 가지 이물질이 용해되어 있어 비점상승으로 순수한 물보다 더 높은 온도에서 끓는다. 따라서 압력을 낮추어 진공에서 가동함으로써 끓는점을 낮추는 것이 에너지 소요가 적고 더 경제적이다.

2.1.1 다단 플래시 증발법(Multi-Stage Flash Distillation-MSF)

다단 플래시 증발법은 현재 대용량 담수화장치에 가장 널리 사용되는 담수화 기술로 현재 전 세계 담수화 용량의 85%를 차지하고 있다. 다단증발법은 순간적으로 증기(Vapor)를 방출하는 플래싱(Flashing) 현상을 이용해 해수를 증기(Vapor)로 만들어 준 후에 응축시켜서 담수를 생산하는 방법을 말한다. 여러 단계에서 순차적으로 증발-응축 현상을 만들어주기 때문에 대용량화가 가능하며 1956년 쿠웨이트에서 하루에 2,250m³을 생산하는 MSF 플랜트가 건설된 이후 1970년대 이후 중동에서는 대부분 MSF방식의 담수플랜트로 건설되고 있다.¹⁵⁾

Fig. 2.1 은 다단 플래시 증류법의 공정도를 나타낸 것이다. 내부는 진공상태로 염수(Brine)의 포화 압력보다 낮기 때문에 플래쉬(Flash) 증발로 증기가 발생되며 이 증기는 단 상부의 열 교환기에서 응축되어 담수가 생산된다. 한편 이 때 발생된 응축열은 열 교환기 내부의 해수(Seawater)를 가열하는데 사용되어 각 단을 지나며 순차적으로 가열된 해수는 염수 가열기(Brine Heater)에서 추가 열원을 공급받아 최고 염수 온도(Top Brine Temperature)까지 가열된 이후 플래쉬 증발이 일어나게 된다. 해수 가열기에서 사용되는 열원은 주로 스팀(Steam)이며, 이 스팀은 주로 발전 플랜트의 스팀 터빈(Steam turbine)이나 열회수 보일러(Heat recovery boiler)에서 받기 때문에 MSF플랜트는 주로 발전 플랜트와 함께 같이 건설되며, 이렇게 발전 플랜트와 함께 건설되는 담수

플랜트를 발전-담수(Power & Water) Co-generation plant 혹은 Dual purpose plant라고 불리우기도 한다.

2.1.2 다중 효용 증발법(Multi-Effect Distillation, MED)

다중 효용법 (Multiple effect distillation / MED)은 다단증발법의 단(Stage)과 유사한 이펙트(Effect)라는 일련 용기 안에서 담수화 과정이 일어나며, 관내에서 응축하는 수증기와 관 외부를 흐르는 농염수 간의 잠열 교환에 의한 증발과 용기 내의 압력을 낮추는 원리를 이용하는 방법을 말한다. 이러한 원리를 이용하여 공급된 해수에 첫 번째 이펙트 이후에 추가적인 열 공급 없이 다중 끓음 현상을 유도할 수 있다. 다중효용법 설비에서 예열기를 통하여 가열된 해수는 각 이펙트의 관 다발 위에 분무되어 관 내를 흐르는 스팀에 의하여 끓는 점까지 가열된다. 관 다발 위에 분무된 해수는 얇은 막(Film)의 형태로 관 외벽을 흘러 열교환 효율을 증대시키며 빠른 증발이 유도된다. 다중 효용법의 공정은 Fig. 2.2 에 나타나있다.

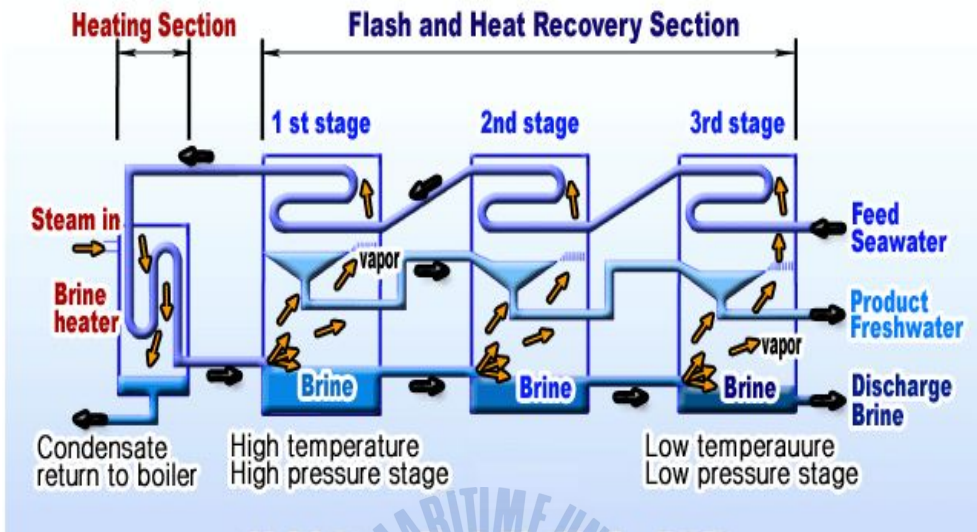


Fig. 2.1 Process of multi-stage flash distillation

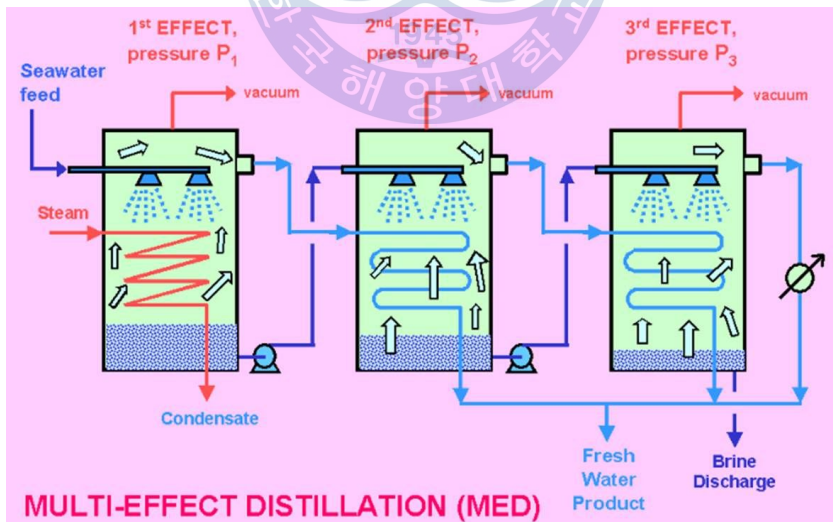


Fig. 2.2 Process of multi-effect distillation

2.2 1단 증발법 공정

2.2.1 담수기 구조 및 운전 특성

1단 증발법 연구에 적용된 SAT(Shell & Tube)열교환기 방식의 담수기는 Fig. 2.3과 Fig. 2.4에서와 같은 구조를 가지고 있다. 담수기 내부는 두 개의 SAT열교환기가 설치되어 있으며 상부에 응축기와 하부에 증발기로 분리 되어 있다. 하부의 증발기에서 응축기로 유입되는 곳에는 데미스터(Demister)가 설치되어 유입되는 액적을 차단하여 생산수의 염도를 제어한다.¹⁶⁾

증발기에서 가열된 증기가 응축기에서 열 교환하여 응축기 출구온도는 상승하게 된다. 온도가 상승한 해수의 일부가 증발기로 유입된다. 해수는 가열수와 열교환하여 증발하여 증기가 되고 증발되지 못한 일부 해수는 증발기 Suction을 통하여 이젝터로 들어간다. 증발된 증기는 데미스터를 거쳐 응축기에서 응축되어 담수를 생산한다. 응축기 출구의 해수와 증발기에서 증발되지 못한 해수 그리고 불 응축가스(NCG)가 혼합되어 이젝터를 통과하면서 담수기내부의 압력이 진공상태를 유지한다.

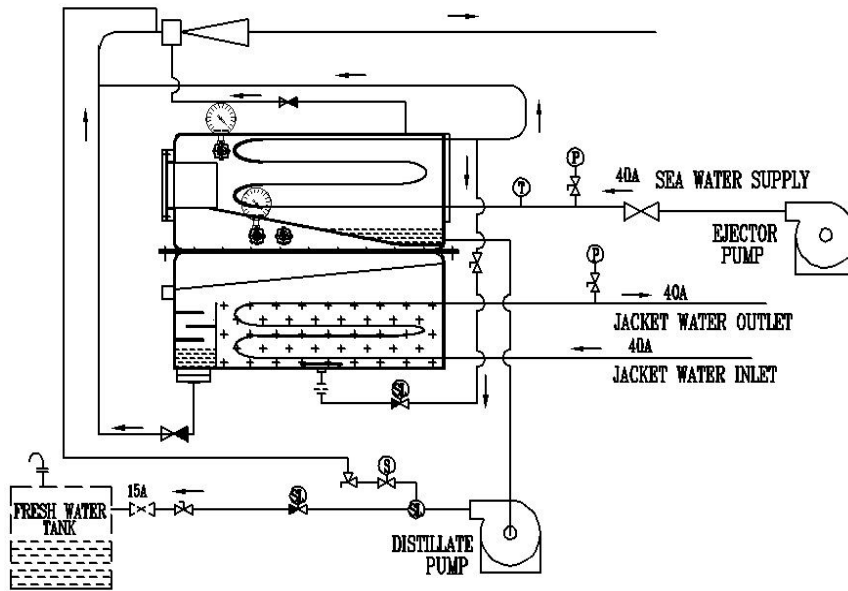


Fig. 2.3 Structural drawing of desalination system

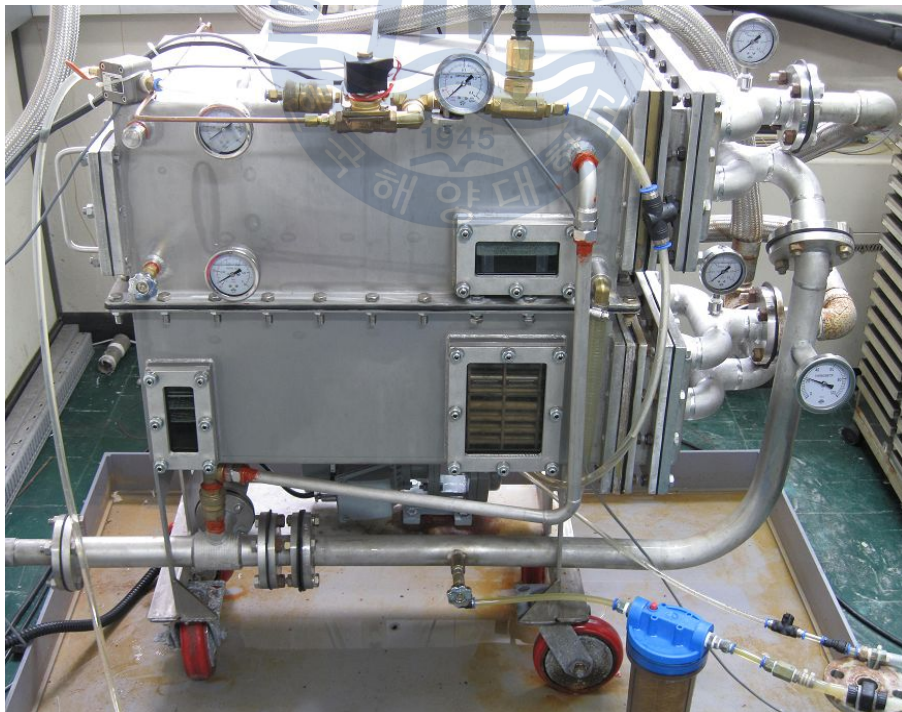


Fig. 2.4 A photograph of desalination system

2.2.2 1단 증발법 운전 조건

태양열을 이용한 1단 SAT 해수담수화 시스템에서는 태양열을 열원으로, PV 모듈에 의해 전기에너지를 공급받는 태양에너지 담수화 시스템에 적용하기 위하여, 담수기 설계를 최적화한 것이다. 담수기의 담수 생산량은 3 ton/day으로 설계하였다. 이젝터를 작동하여 담수 장치를 대기압보다 낮은 진공압력으로 가동하여 낮은 증발온도를 유지하였다. 이에 해수를 증기로 만들기 위해서는 보통 70~100°C의 작동온도가 필요하지만 1단 증발법 공정에서는 45~50°C의 낮은 공급 온도의 조건에서 운전을 실시하였다.

Fig. 2.5 은 해수 담수화 시스템의 개략도를 나타낸 것이다. One stage, one effect SAT 담수장치의 운전 조건을 살펴보면 가열수 온도를 70°C도 정하고, 가열수 유량을 60, 80, 100, 120 l/min, 증발기 유입되는 해수량을 3.0, 4.0, 5.0 l/min로 변경하였다. 운전 중 응축기에 공급되는 해수 입구온도는 국내 표층해수의 계절별 평균온도를 고려하여 해수 입구온도를 22°C로 결정하였다. 1단 증발법 공정에 적용된 해수의 염도는 33,000 PPM(3.3 %)이었다.

응축기 해수 유입량은 이젝터 펌프성능에 의해 결정이 된다. 1단 증발법 공정에 사용된 이젝터 펌프의 출구 압력은 4 bar이지만 담수기 입구에서의 압력은 시스템의 압력손실로 인하여 약 3.5 bar (100 l/min) 이다.

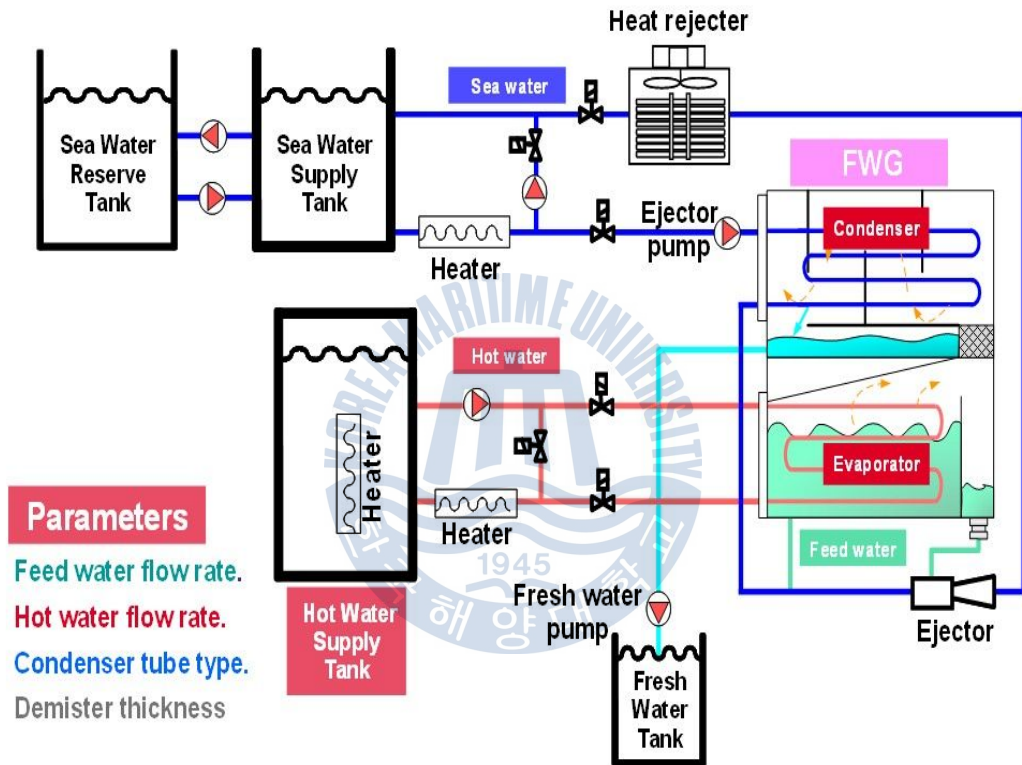


Fig. 2.5 Schematic diagram of desalination system

2.3 냉매 적용 담수시스템

2.3.1 시스템 특징

일반 담수기의 열원을 제공하는 매체는 물이 널리 사용되고 있다. 물은 태양 열 집열부에서 70~80℃로 가열된 후 축열조에 포집되어 진다. 축열조의 열수는 펌프에 의하여 담수기의 증발기에 주입되면서 해수를 증발시키고 10℃정도 냉각된 60~70℃로 축열조로 반송되는 물의 현열 온도차를 이용하는 시스템이다. 이 때 유량은 통상 담수기 1Ton 생산 용량을 기준할 때 35 L/min 정도로 대용량의 열수가 순환되어 펌프 동력의 소요가 크게 된다.

본 연구에서는 증발기에 열을 제공하는 물 대신에, 냉매를 적용하여 냉매의 상(phase)이 기상에서 액상으로 변화되는 잠열(Latent heat)를 사용하는 담수시스템에 대한 연구를 수행하였다.

2.3.1.1 냉매 적용 담수시스템의 장점

냉매를 적용한 담수 시스템의 장점으로 해수의 증발을 위한 열원의 순환동력을 절감할 수 있다. 증발기에 해수 증발열 제공을 물 대신 냉매가 수행함으로써 순환유량이 크게 감소하여 펌프의 동력을 크게 절감할 수 있게 된다. 하루 담수 1Ton의 생산을 위한 물의 순환유량은 35L/min인 반면, R123을 적용한 시스템에서의 순환 유량은 7.18L/min, R141b의 경우 6.45L/min으로 각기 물의 20.5%, 18.4%가 순환되는 것이다.

그리고 증발기의 전열면적이 크게 감소된다. 증발기 관 내부를 흐르는 냉매는 기상과 액상이 존재하는 2상 흐름으로 열전달계수가 증가하여 전열면적이 기존 열수 순환형에 비하여 70% 정도로 감소하게 된다.

2.3.1.2 냉매 적용 담수시스템의 단점

냉매를 적용한 담수 시스템에서의 단점은 냉매가 간접적으로 열교환되는 시스템이라는 것이다. 냉매 적용 담수 시스템은 냉매가 태양열 집열뷰브나 집열판을 직접 순환하면서 열을 담수기의 증발기에 직접 제공하는 것이 가장 시스템 효율이 높게 되나 집열판의 유지 보수 등으로 냉매의 손실이 발생할 수 있기 때문에 적용이 불가능하게 된다. 그러나 태양열 시스템은 축열조가 필수적으로 설치되므로 축열조의 열수와 냉매액을 열교환시켜 냉매 증기를 생성시킨 후 증발기에 순환시키는 간접 가열 시스템을 구성하게 된다.

또 다른 단점으로 냉매의 간접 열 교환에 따른 설비가 소요된다는 것이다. 기존의 태양열 열수 순환시스템에 더하여 기본적으로 냉매탱크, 냉매순환펌프, 그리고 열 교환기가 추가로 소요되어 고정비용이 일부 증가하게 된다. 그러나 지속적인 운전을 고려하여 볼 때 운전비의 감소에 따라 비용절감이 큰 것으로 판단된다.

태양열 축열조의 열수와 냉매를 열 교환시키기 위해서는 판형 열교환기가 필요하게 되며, 축열조의 열수 순환은 기존의 집열판용 순환펌프를 사용한다. 기존 시스템의 증발기 가열용 열수 순환펌프는 냉매 펌프로 대체된다. 냉매 펌프는 기존 냉동장치에서 널리 사용하고 있는 냉매 순환 펌프를 적용하게 된다.

2.3.2 냉매 적용 시스템

Fig. 2.6은 냉매적용 담수 시스템의 개략도이다. 시스템을 보면, 태양열 축열조의 온수는 태양열 집열관에서 80℃의 열수로 되어 태양열 축열조에 저장된다. 냉매액은 관형열교환기1에서 80℃의 열수와 열 교환되어 65~70℃의 냉매기체로 상변화된 후 증발기에 주입된다. 집열관으로부터 돌아오는 열수는 직접 냉매를 가열하고 잔여열은 축열조에 저장된다. 저장된 축열은 기존의 펌프를 사용하여 열교환기1로 지속적으로 순환 이용된다.

고온의 냉매기체는 증발기 하부에서 주입되는 해수를 증발시키고 자신은 35~40℃로 액화되어 냉매저장조로 반송된다. 이 때 열교환기2를 사용하여 냉매액의 잔여열을 열교환기1로 순환되는 냉매액의 예열(preheating)에 이용하고 20~25℃로 냉매탱크로 들어오게 된다.

냉매를 적용 시스템의 장점은 냉매의 상변화 잠열을 이용하게 됨으로써 소요 동력감소와 전열면적의 감소 효과뿐만 아니라, 여러 개의 증발기를 적용하는 MED나 MSF 시스템 경우 열량을 효과적으로 배분, 이용함으로써 담수 생성량을 증대시킬 수 있게 된다.

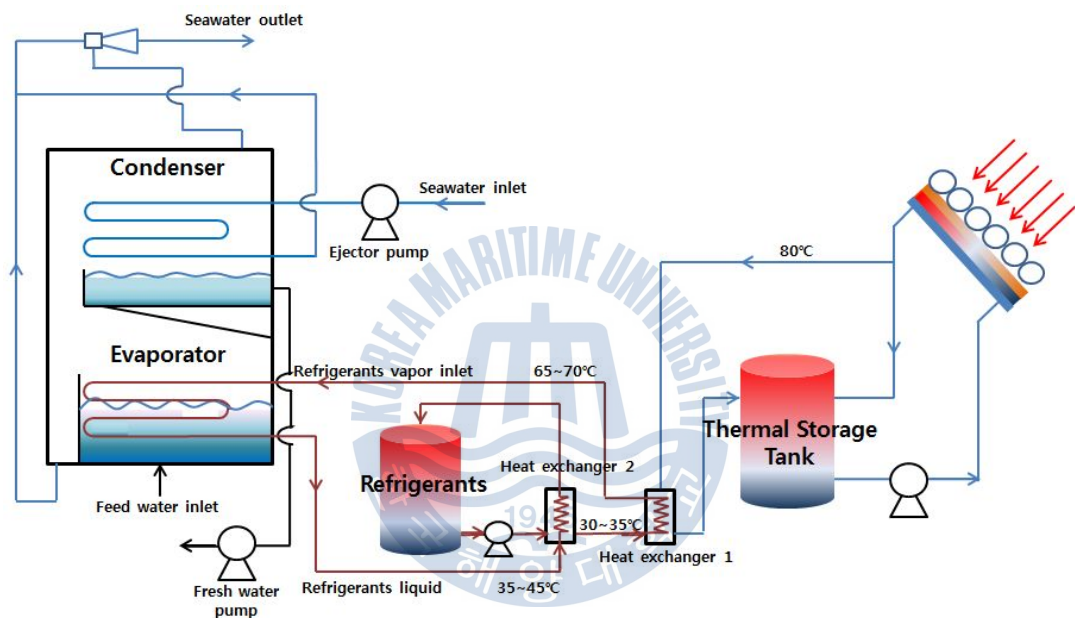


Fig. 2.6 Evaporative desalination system using refrigerant as a heating source

2.4 적용 냉매의 특징

담수 시스템에서 증발기에 열수 대신에 냉매를 적용하기 위해서는 담수 시스템에 적합한 냉매를 선택하여야 한다. 그러므로 담수 시스템에 적용할 수 있는 적정 냉매는 다음과 같은 특성을 가져야한다. 우선 태양열 집열기를 통해 축열조에 저장된 열수와 열교환을 거쳐 냉매의 상이 변해야한다. 축열조에 저장된 열수의 온도는 70~80℃이므로 열교환된 냉매는 50~70℃범위에서 담수 시스템에 적용될 것이다. 그러므로 50~70℃범위에서 적절한 상변화 온도와 압력을 가질 수 있는 특성을 가진 냉매를 선택하여야 한다. 그리고 상변화를 이용하여 증발을 하기 위해서는 큰 증발 잠열을 가져야하고 증기와 액의 현열값도 커야한다. 인체에 아무런 해가 없는 물 대신에 사용하기 위해서는 무독성, 무연소성의 특성을 가진 냉매가 적합하고 저가격 등의 조건을 구비하여야 한다.

2.4.1 상변화 온도와 압력

축열조의 열수 온도인 70~80℃의 열원을 적절히 사용하기 위하여는 냉매가 그 온도에서 증발기에 제공할 수 있어야만 한다. 즉, 냉매의 증발 온도가 70~80℃에서 이루어질 때 최적의 냉매가 되는 것이다. 그러나 축열조를 흐르는 냉매는 펌프에 의하여 압력이 약간 증압되고, 축열조에서 70~80℃의 고온의 물에 의하여 가열되면서 액체가 기체로 체적이 팽창되어 압력이 약 1~3bar의 게이지압으로 상승하게 된다. 그러므로 약 1~3bar의 압력에서 70~80℃에 액체가 기체로 상변화되는 냉매가 가장 최적의 냉매가 된다. 그 대상이 되는 냉매군을 Table 2.2 에 나타내었다.

이들 중 탄화수소계 냉매로는 메탄올(Methanol)이나 아세톤(Aceton) 등이 적절한 냉매이나 이들 모두 기체 상태에서 연소 및 발화 성질이 있으므로 적용이 배제된다. 그러므로 독성이 없고 무연소성인 프레온계 냉매가 적절한 냉매

가 된다. 그러나 프레온계 냉매 성분 중 염소성분 (Cl-)으로 인하여 오존층이 파괴되는 문제로 규제 냉매인 R11, R113, R30을 제외하면 Table 2.3과 같이 R123, R141b가 대상 냉매가 된다.

R123과 R141b는 소화제나 발포제로 쓰이는 냉매로 기존의 R11, R1121 등의 대체 냉매로 개발된 냉매들이다.

Fig. 2.7 는 두가지 냉매의 압력에 따른 증발온도를 나타낸다. 여기서 압력은 게이지 압으로 표시된 것이다. 그림에서 보면 게이지 압으로 2bar일 때의 증발온도는 각 61.8℃, 67.2℃ 그리고 3bar일 때는 각기 72.3℃, 78℃가 된다. 즉 70~80℃의 축열조 온수의 열을 증발기에 전송하는데 적절한 냉매가 됨을 알 수 있다.



Table 2.2 Object refrigerants

HFC, HCFC, CFC의 프레온계 냉매	R11
	R123
	R141b
	R113
	R30
탄화수소계 냉매	R610
	R611
	R1130
	Methanol
	Ethanol
	Aceton

Table 2.3 Freon origin application for possible refrigerant

Refrigerant		R123	R141b
Evaporate temperature	at 1bar (absolute pressure)	27.8℃	32℃
	at 3bar (absolute pressure)	61.8℃	67.2℃

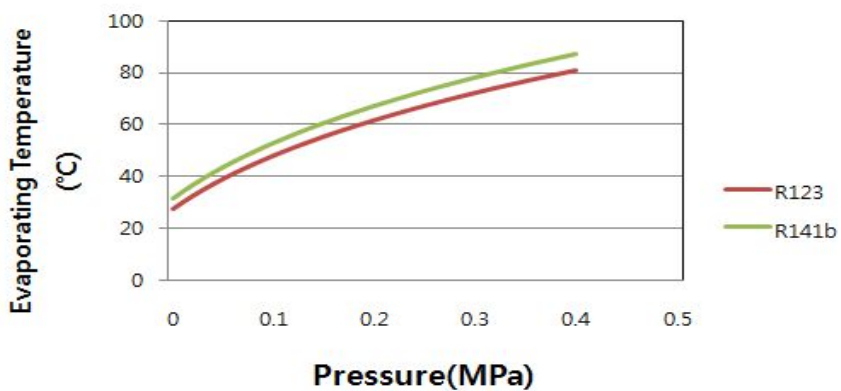
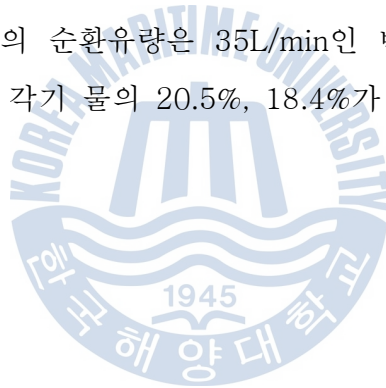


Fig. 2.7 Evaporation temperature with the gage pressure of R141b/R123

2.4.2 증발 잠열과 증기 및 액체의 현열

냉매의 상변화 잠열과 함께 냉매의 기상에서의 현열도 증발기의 열원에 활용이 가능하게 된다. 단위 kg의 냉매 당 잠열과 현열이 클수록 냉매유량흐름이 감소하게 되어 유리하게 된다. 예를 들어 70℃에 기화되는 냉매가 축열조에 주입되어 80℃의 축열조 물과 열 교환하여 75℃로 나온다면, Fig. 2.8과 Fig. 2.9에서 냉매는 온도가 70℃로 일정하게 유지되면서 액상에서 기상으로 상 변화되어 열량을 $b-a$ 만큼 흡입하게 된다.

한편, 70℃에서 75℃는 현열 과열(Super heating) 구간으로 $c-b$ 의 열량이 된다. 만약, 냉매 R123을 사용하여 절대압 4bar(게이지압 약 3bar)로 하루 담수 1Ton(0.7 L/min)을 제조하는 데 순환냉매의 소요 유량을 보면, 하루 담수 1Ton의 생산을 위한 물의 순환유량은 35L/min인 반면, R123은 7.18L/min, R141b는 6.45L/min으로 각기 물의 20.5%, 18.4%가 순환된다.



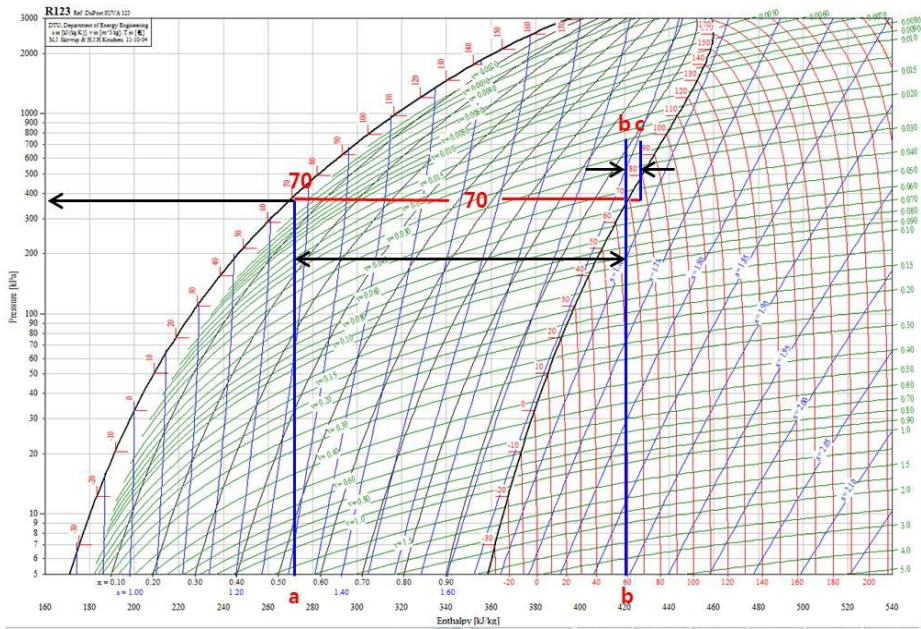


Fig. 2.8 Mollier diagram of R123

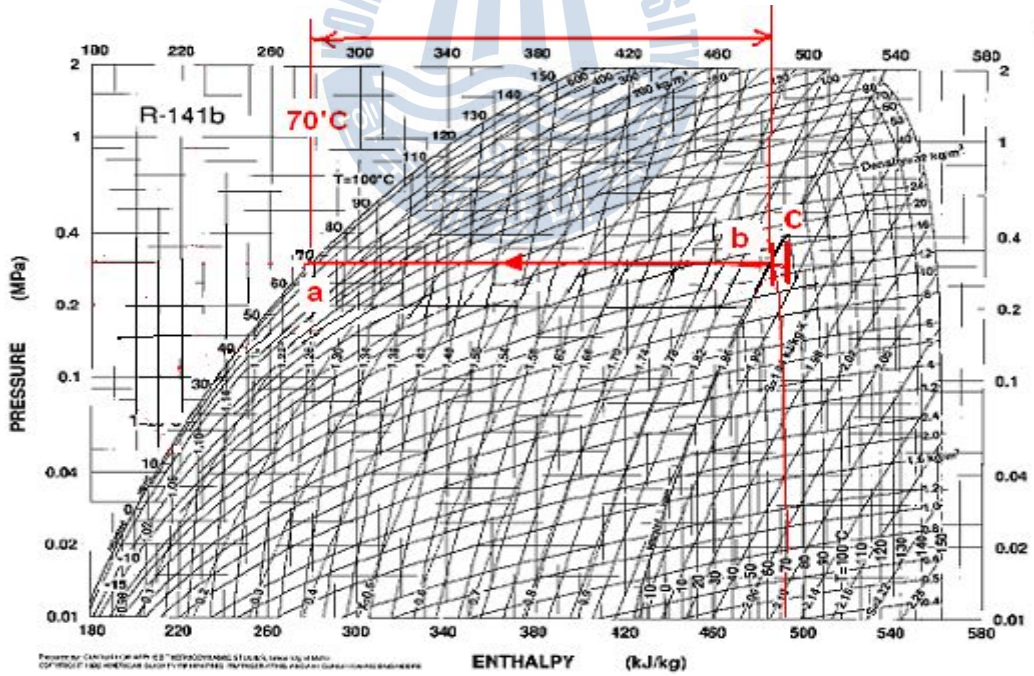


Fig. 2.9 Mollier diagram of R141b

Table 2.4 는 각기 두 가지 냉매의 온도에 따른 포화영역에서의 잠열과 과열/과냉 영역에서의 현열을 보여준다. R141b가 R123 보다 잠열은 30%, 현열은 15%정도 큰 것을 알 수 있다.

Table 2.4 Latent heat and sensible heat of R123 and R141b

Refrigerant		R123	R141b
Latent heat	1bar absolute pressure	170.3 kJ/kg	223.1 kJ/kg
	4bar absolute pressure	149.6 kJ/kg	198.9 kJ/kg
Sensible heat (at 4 bar)	Overheat vapor	0.7958 kJ/kgK	0.914 kJ/kgK
	Overheat liquid	1.085 kJ/kgK	1.243 kJ/kgK

2.4.3 밀도

냉매의 밀도는 단위 kg당 이용할 수 있는 열량과 펌프동력에 영향을 미친다. 냉매의 밀도가 높으면 즉 단위 체적(m³)당 질량(kg)이 크면 단위 시간당 순환량(m³/min)이 전달하는 잠열량(kJ/kg)이 커지는 것이다. 그러나 펌프는 순환냉매의 질량이 커지므로 인하여 동력소요가 증가하게 되며 밀도가 매우 크면 기름 종류처럼 일반 펌프로 원활한 순환이 어렵게 된다. Table 2.5는 R123과 R141b의 각 비점에서의 밀도값을 나타낸다.

Table 2.5 Proper refrigerant temperature

Refrigerant	R123	R141b
Density(kg/m ³)	1,457	1,221

2.5 물의 증발 온도

증발식 담수기는 증발기 내부 진공도에 의하여 물의 증발 온도가 결정된다. 이젝터에 의하여 진공이 유지되고 열수가 주입되면 해수의 증발이 발생하게 된다.

진공 압력에 따른 증발 온도를 보면 Fig. 2.10과 같다. 해수 온도 15℃일 때 물의 증발 진공압은 1.7kPa, 20℃일 때 2.34kPa, 25℃때 3.17kPa, 30℃일 때 4.24kPa이 된다. 역으로 압력 4.24kPa일 때는 30℃에 증발이 발생하는 것이다.

국내 연안 해수온도는 동절기와 하절기에 3℃~26℃가 된다. 증발기에 주입되는 해수는 응축기를 거친 후 증발기에 주입되고 있으며, 응축기의 열을 받아 해수 온도보다 10~11℃가 상승하게 된다. 그러므로 13~36℃의 해수가 증발기에 주입되게 된다.

실험은 증발기에 주입되는 해수 온도를 15~30℃로 일정하게 유지하고 압력을 이젝터의 성능에 따라 3~4kPa로 유지하면서 성능 실험을 하였다.

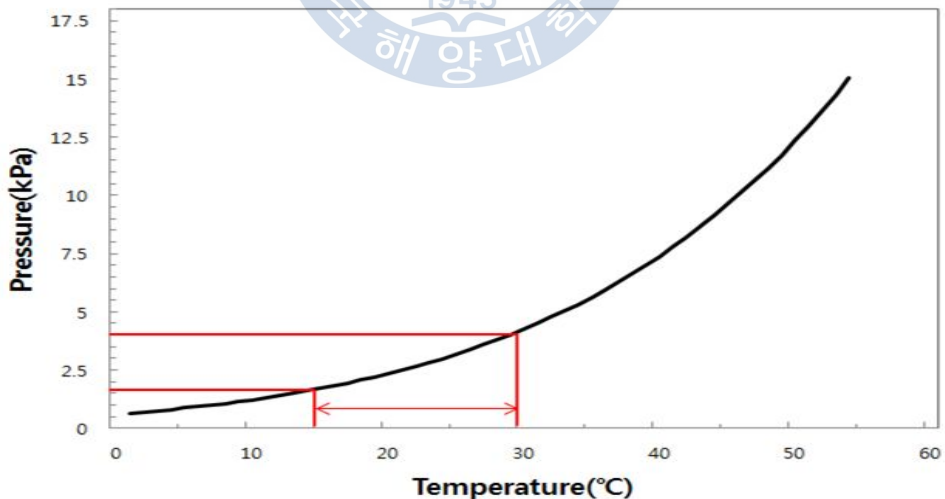


Fig. 2.10 Evaporation temperature of water

2.6 냉매 증발기 열교환기 설계

2.6.1 냉매 R123 적용 시 증발기 열 교환 면적 산정

열교환기에서 열전달 능력을 해석하는 데는 열교환기의 종류, 열교환기 형상, 열교환 물질의 특성, 상변화 여부, 흐름 방향 등에 따라 다르게 계산된다. 본 연구에서는 helical식 열교환기가 적용된다. 따라서 담수기의 증발기 경우 튜브 측에 냉매기체가 액체로 상변화 되는 2상 흐름, 외측에 증발 할 해수액이 흐르는 열교환기를 설계하여야 한다.

2.6.1.1 관 내부 응축 열전달계수 산정

관내부에는 냉매기체가 주입되어 액화되는 2상 관내응축 열전달 현상이 발생하게 된다. 관내 열전달계수는 냉매의 관내 2상 열전달 해석의 대표적 실험식인 Cavallini & Zecchin이 제시한 상관식을 사용하여 산정한다.

Cavallini & Zecchin의 상관식의 2상 열전달계수 h_{TP} 는

$$h_{TP} = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_l^{0.33} \frac{k_l}{d} \quad (1)$$

$$Re_{eq} = Re_v \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0.5} + Re_l \quad (2)$$

$$Re_l = \frac{G \cdot (1-x) \cdot d}{\mu_l} \quad (3)$$

$$Re_v = \frac{G \cdot x \cdot d}{\mu_v} \quad (4)$$

$$Pr_l = \frac{\mu_l C_p}{k_l} \quad (5)$$

여기서 x 는 건도이다. 기체의 질량유량흐름 G_v 는 다음과 같다.

$$G_v = V_v \cdot \rho_v [kg/m^2 s] \quad (6)$$

2.6.1.2 관외부 증발 열전달계수 산정

관외부에서는 0.03~0.1bar의 진공 상태에서 해수가 주입되어 비등되는 현상이 발생한다. 비등 열전달 현상의 열전달계수는 정확한 산정과 예측에 어려움이 많은 관계로 본 연구에서는 참고문헌의 기 실험 데이터⁶⁾를 역으로 추적하여 이용하였다.

열교환기의 설계를 위한 열전달 면적을 구하기 위한 식은 다음과 같다.

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{LMTD}} \quad (7)$$

이 식에서 총괄전열계수인 U 를 구하기 위해서는 관내부 고온측과 관외부 저온측의 열전달계수 h_o, h_i 를 구해야 하는데 이는 총괄열전달계수에 관한 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_o A_o} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (8)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{D_o}{2k_{copper}} \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right) + \frac{1}{h_i} \left(\frac{D_o}{D_i}\right) \quad (9)$$

기 실험 데이터⁶⁾를 보면 관 내부에는 온수가 흐르고 관외부에는 유입된 해수가 온수에 의하여 가열되어 증발이 발생한다. 알고 있는 변수 인자들로는 전열면적, 관내 열전달계수, 온도차, 총괄전열계수이므로 이들로부터 관외 열전달

계수를 구해낼 수 있게 된다.

총전열량 및 총괄 전열 계수는 (7)식을 이용하여 계산되며 총괄전열계수 (Overall heat transfer coefficient)는 (9)의 식으로부터 계산할 수 있다.

열전달계수인 h_i 는 Dittus-Boetler식을 사용하여 구하게 된다.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (10)$$

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.023 \left(\frac{Dv\rho}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (11)$$

총괄전열계수 식 (9)으로부터 h_o 를 구하게 된다.

2.6.1.3 R123 냉매 증발기 열교환 면적

본 연구의 관외 열전달도 동일하게 해수의 비등열전달이므로 관외 열전달계수는 기 실험 데이터의 값을 대입하고, 관내 열전달계수는 냉매의 응축 열전달 계수를 대입하면 총괄전열계수 U 를 구할 수 있다.

증발기 입출구 냉매의 온도는 65℃로 기체에서 액체로 상태만 변하게 되며, 해수는 30℃로 유입되어 35℃로 배출되므로 대수평균 온도차는 32.4℃가 된다.

그러므로 냉매 R123을 적용한 증발기 전열면적은 총전열량식 (7)로부터 $A = 0.789m^2$ 이 된다.

2.6.2 냉매 R141b 적용 시 증발기 열 교환 면적 산정

냉매 R141b를 적용하는 시스템도 R123과 동일하게 담수기의 증발기 관내부를 냉매가 흐르면서 기체 상태에서 액체 상태로 상변화 되는 2상 흐름, 관외부에 증발할 해수 액이 흐르는 열교환기가 된다.

증발 열교환기의 설계를 위한 열전달 면적을 구하기 위한 식은 R123과 동일하며, 총괄전열계수인 U 를 구하기 위하여는 관 내부 고온 측과 관 외부 저온 측의 열전달계수 h_o, h_i 를 구하여야 한다.

2.6.2.1 관내부 응축 열전달계수 산정

관내부에는 R141b 냉매기체가 주입되어 액화되는 2상 관내응축 열전달 현상이 발생하게 된다. 관내 열전달계수는 R123 경우와 동일하게 냉매의 관내 2상 열전달 해석의 대표적 실험식인 Cavallini & Zecchin이 제시한 상관식을 사용하여 산정한다.

R123과 동일하게 Cavallini & Zecchin의 상관식으로 부터 2상 열전달계수 h_{TP} 를 구하게 된다.

2.6.2.2 관외부 증발 열전달계수 산정

관외부의 비등 열전달 현상의 열전달계수는 R123 경우와 동일하게 참고문헌의 기 실험 데이터⁶⁾를 이용하면, 관외 비등 열전달계수 h_o 얻을 수 있다.

2.6.2.3 R141b 냉매 증발기 열교환 면적

본 연구의 관외 열전달도 동일하게 해수의 비등열전달이므로 관외 열전달계수는 기 실험 데이터⁶⁾의 값을 대입하고, 관내 열전달계수는 냉매의 응축 열전

달계수를 대입하면 총괄전열계수를 구할 수 있다.

증발기 입출구 냉매의 온도는 65℃로 일정하면서 기체에서 액체로 상태만 변하게 되며, 해수는 30℃로 유입되어 35℃로 배출되므로 대수평균 온도차는 32.4℃가 된다.

그러므로 전열면적은 총전열량 식 (7)으로부터 0.5454 m² 이 된다. 그러므로 R141b 냉매이용 시스템은 기존 열수 시스템의 70% 전열면적이 필요하게 된다.



2.7 응축기 열교환기 설계

일반적으로 증발식 담수기 설계에 있어서 증발기 뿐만 아니라 응축기 열교환기 설계도 매우 중요한 요소로 작용된다. 증발기 및 응축기의 열교환기 방식 및 전열면적이 담수 생산량에 미치는 영향은 매우 크다고 할 수 있다. 증발기의 전열면적이 작을 경우 각단에서 발생하는 증기의 양이 작아 전체적인 담수 시스템의 효율을 감소시킨다.

또한 응축기의 전열면적이 작을 경우 응축기에 공급된 증기를 전부다 응축시키지 못해 NCG(Non Condensable Gas) Line을 통해 증기가 이젝터로 배출되는 현상이 나타난다. 따라서 담수 시스템을 설계 하는데 있어서 응축기 전열면적의 계산 또한 중요한 담수 생산량에 큰 영향을 미친다.

응축기 열교환기의 설계를 위한 열전달 면적을 구하기 위한 식은 다음과 같다.

$$A = \frac{Q}{U\Delta T} \quad (12)$$

여기에서 Q 는 1Ton/D의 담수를 생성하기 위한 응축열량이고, U 는 총괄열전달계수이다. 응축기로 유입되는 해수의 유량은 35L/min이고 응축기로 14.5℃의 해수가 유입하여 열을 흡수하여 증기를 응축시킨 후 23℃의 온도로 나가므로 ΔT 는 8.5℃가 된다. 따라서 응축기의 전열면적은 위의 식 (12)에 의해 1.02m²가 된다.

2.8 태양열 집열기 전열면적

태양열 해수 담수화 시스템에 있어서 증발식 담수기를 사용하는 경우 태양열 집열기는 시스템의 설치 비용 중 가장 많은 부분을 차지한다. 그러므로 담수 시스템의 설비규모가 수만톤급이 될 경우에는 집열기의 설치 요구 면적이 높아져 적용하기 어렵다. 하지만 중소형 설비 즉 일 50~2,000톤의 담수 용량에 적용할 수 있는 적절한 규모가 된다.

태양열 집열기의 집열면적을 계산하기 위해 우선 담수 시스템에서 요구되는 열량을 계산하여야 한다. 하루 1Ton의 담수를 생성하기 위해 증발기에 제공되는 열수의 열량을 보면, 증발 소요열량 Q 는 26kW이다. 태양열 시스템의 경우 하루 중 8시간을 기준으로 작동하기 때문에 필요한 열량은 3배가 된다. 집열기의 효율을 0.6%, 평균 일사량을 $700\text{W}/\text{m}^2$ 으로 가정하면 1m^2 당 순간 일사 강도는 초당 0.42kW가 된다. 집열기의 전열면적은 필요한 열량에서 순간 일사 강도를 나누어 주면 요구되는 전열면적을 계산 할 수 있다.

따라서 태양열 해수 담수화 시스템에서 하루 1Ton의 담수를 생성하기 위해 필요한 집열기의 집열 면적은 약 186m^2 가 된다.



Fig. 2.11 Photograph of solar collectors

제 3 장 실험장치 및 실험방법

3.1 담수기 제작

3.1.1 담수기 본체

해수에 의한 부식 방지와 진공도, 열전달계수 등을 고려하여 Fig 3.1과 같이 견고한 SUS(stainless steel)재질의 증발기와 응축기 외부 용기를 제작하여 실험하였다.

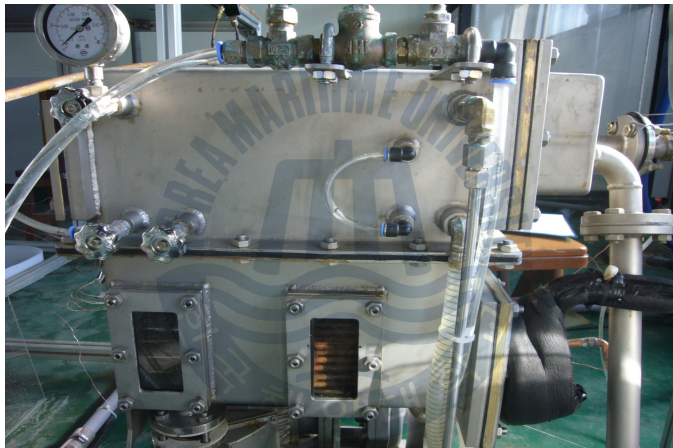


Fig 3.1 Photograph of desalination system

냉매 R123, R141b용 증발기를 제작하기 위하여, 앞 장의 열전달계수의 산정 및 전열면적의 산정결과를 적용하여 냉매이용 담수기의 증발기 및 응축기를 설계하였다. 증발기 및 응축기의 설계기준을 Table 3.1~3.2에 나타내었다.

Table 3.1 Standards of evaporator design

Evaporator heating quantity	26 kW (93,600 kJ/h)
Refrigerant flow rate	Liquid 6.7 L/min
Refrigerant temperature	60°C ~ 70°C
Seawater flow rate	1~3 L/min
Heating surface	0.62m ²

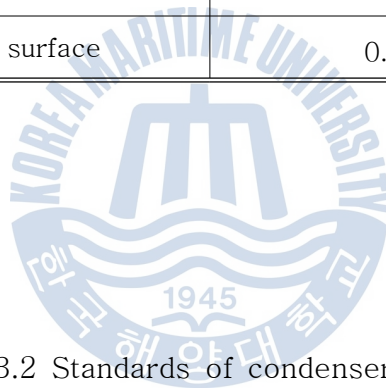


Table 3.2 Standards of condenser design

Condenser total heat	26 kW
Condenser flow rate	35 L/min
Condenser inlet temperature	25°C
Temperature difference	11°C

3.1.2 증발기 및 응축기 설계

3.1.2.1 증발기 설계

증발기 관은 외경 8mm, 0.7T의 동관을 적용하였다. Shell-tube식 담수기에 통상 적용하는 Cu-10Ni의 백동은 성형을 위하여 금형이 필요한 관계로 제작이 용이한 동관을 사용하였다. 관은 소형의 형태로 비등이 용이하게 발생하도록 Fig 3.2과 같이 helical 식을 채택하였으며 전체 관 길이는 8개 채널로 총 25.0m 길이로 제작되었으며 전열면적은 $0.62m^2$ 이다.

Fig 3.3의 증발기 관 입구와 출구는 Manifold식 헤더를 두었으며 입구측 냉매 기체의 분배가 용이하도록 주입구의 구경을 달리하여 제작하였다.

3.1.2.2 응축기 설계

응축기는 Fig 3.4와 같이 해수가 상부 우측으로 주입되어 4 pass를 거쳐 방출되는 방식을 채택하였다. 응축기 관은 외경 10mm, 0.7T 백동관을 사용하였다. 전열면적은 $1.02 m^2$ 로 채널당 유로 구멍은 22개로 가로 4~5개, 상하 2~3개로 설계하였다.

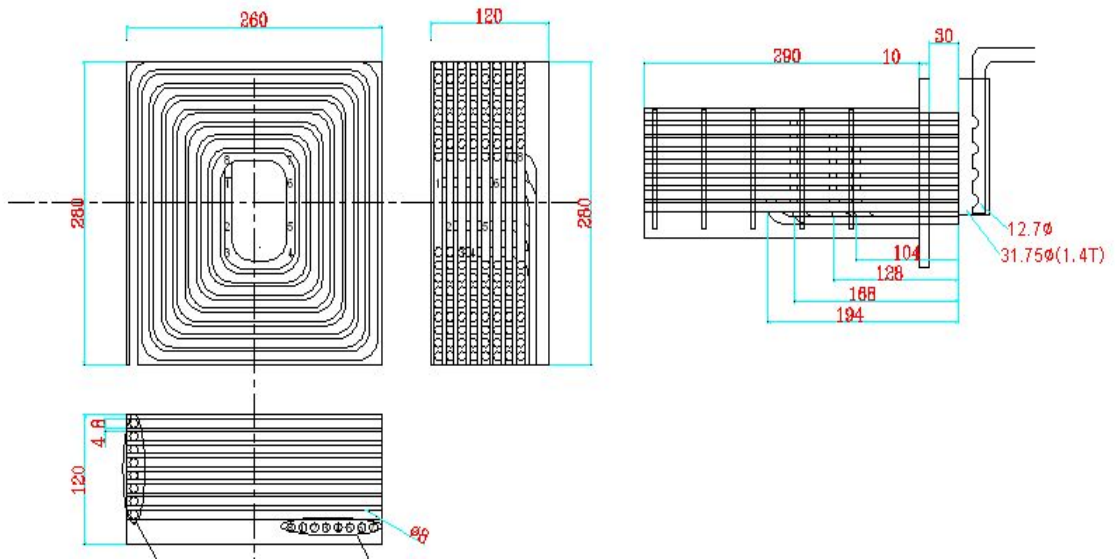


Fig. 3.2 Schematic of evaporator pipe

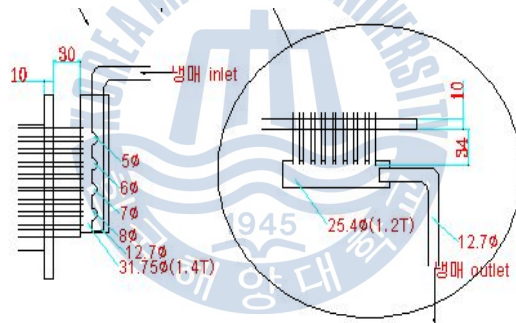


Fig. 3.3 Photographs of evaporator unit

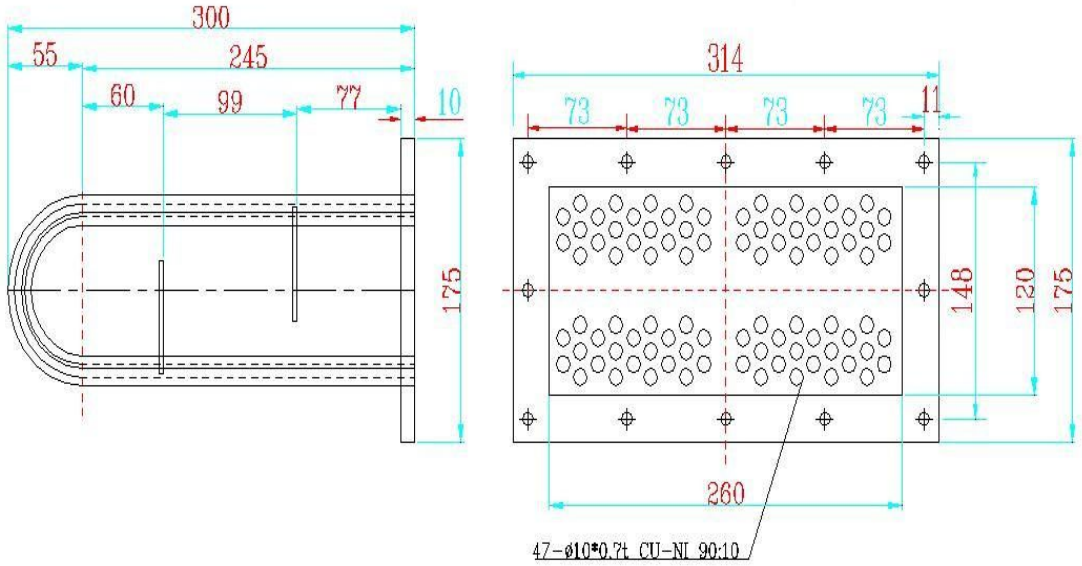


Fig. 3.4 Schematic of condenser tube unit



Fig. 3.5 Photographs of condenser unit

3.1.3 응축기 유로 해석

응축기에 흐르는 해수유량은 35L/min로 대량의 물이 흐르게 되며, 관외부에서의 원활한 수증기의 응축을 위해서는 채널당 22개의 유로에 균일한 물의 분배가 요구되어 진다. 응축기 입구로 들어간 해수가 각각의 유로에 균등하게 분배되지 않으면 증발된 수증기의 응축 능력이 저하되므로 담수기 전체 효율이 감소하게 된다. 이와 같은 문제를 해결하고자 채널의 헤더부에는 Fig 3.6과 같이 분배용 쇄기(wedge)를 설치하여 유입되는 해수가 균등하게 분배되도록 하였다.

이를 위해 우선 3가지 쇄기 형태(▲, ◆, ▼)에 대하여 Fluent를 사용하여 실제 실험 장치에 적용하기에 앞서 유동 해석을 수행하여 5개의 유로에 대한 해수의 분배 형태에 대한 수치해석을 실시하였다. 입구의 경계조건은 Velocity inlet, 35L/min으로 설정을 하였고 5개의 유로에 대하여 출구 속도를 비교하여 해수가 분배되는 모습을 확인하였다.

◆형 쇄기를 응축기 헤더부에 적용하였을 때 해석 결과는 Fig. 3.7과 같이 나타났다. 각각의 유로에 대한 출구 속도는 0.672, 1.08, 1.23, 1.04, 0.76m/s로 나타났다. Fig. 3.8은 ▲형 쇄기에 대한 해석 결과이며 출구 속도는 0.67, 1.08, 1.19, 1.08, 0.78m/s의 해석 결과가 나타났다. ▼ 형태의 쇄기에 대한 해석 결과는 Fig. 3.9에 나타나 있으며, 5개의 유로에 대한 출구 속도의 분포는 각각 0.60, 1.03, 1.19, 1.15, 0.74m/s로 해석되었다.

해석 결과 ▼ 형태의 쇄기에서 물의 분배가 원활하고, 와류형성 및 압력강하가 적은 것으로 얻어졌으나 제작이 용이한 다이아몬드 형태의 쇄기를 설치하여 실험을 실시하였다. 각 쇄기 형태에 따른 흐름을 보기 위하여 해수의 유로를 5개로 나누어 흐름을 분석한 유로군당 유속의 분배는 Table 3.3 에 나타내었다.

Table 3.3 Velocity distribution of wedge type

	▲ type of wedge (m/s)	◆ type of wedge (m/s)	▼ type of wedge (m/s)
Fluid path 1	0.67	0.672	0.60
Fluid path 2	1.08	1.08	1.03
Fluid path 3	1.19	1.23	1.19
Fluid path 4	1.08	1.04	1.15
Fluid path 5	0.78	0.76	0.74

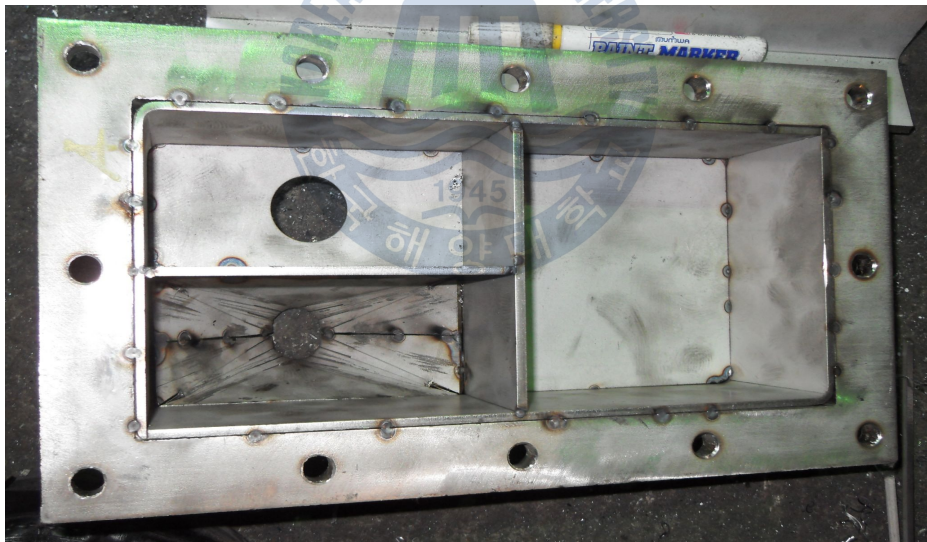


Fig. 3.6. Photograph of wedge established in condenser entrance

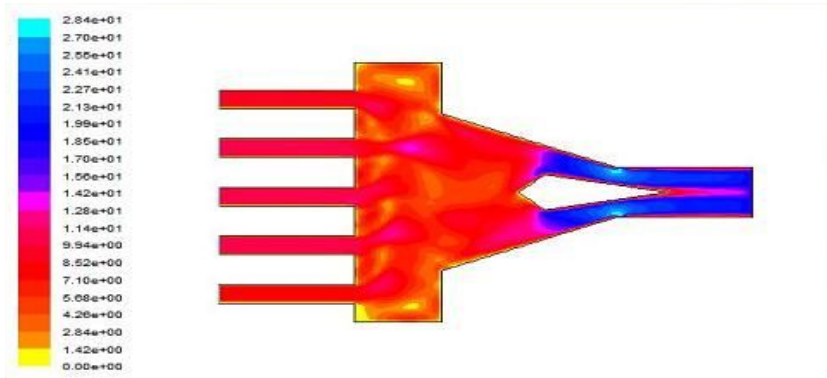


Fig. 3.7 ◆ type of wedge

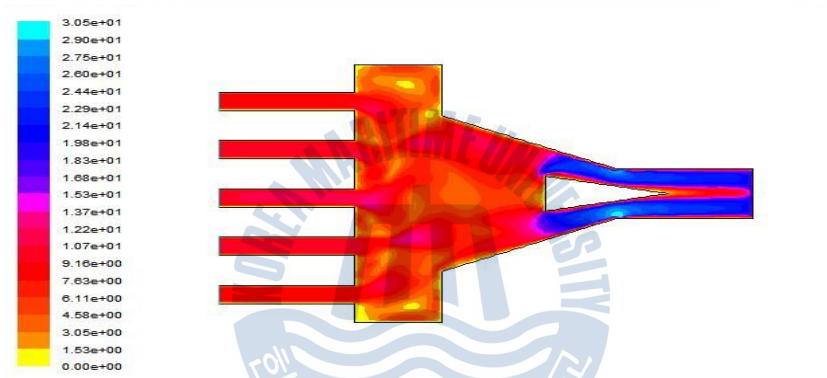


Fig. 3.8 ▲ type of wedge

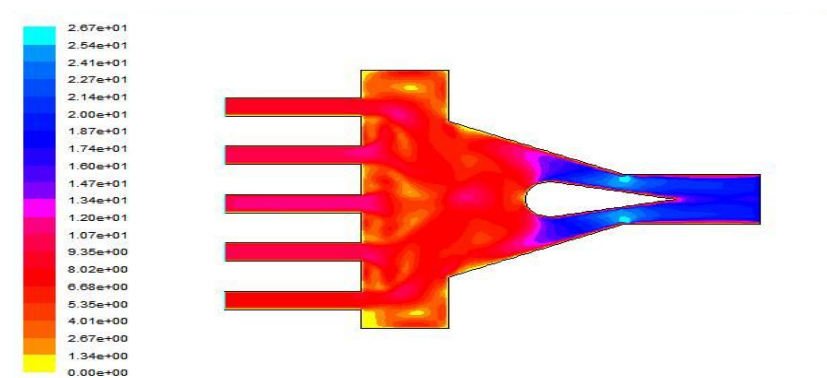


Fig. 3.9 ▼ type of wedge

3.1.4 이젝터 성능 해석

증발식 담수화 시스템의 경우 특히 담수기 내부의 진공압력은 담수 생산량에 매우 큰 영향을 미친다. 따라서 증발식 담수화 시스템에서 이젝터의 성능은 매우 중요하며, 반드시 운전 조건에 최적화된 설계를 통해 운영되어야 한다. 이젝터는 가동(회전)부분이 전혀 없이 증기 또는 유체가 갖는 에너지(열에너지 + 압력에너지)를 이용하여 흡입측을 원하는 진공압력으로 유지한다.¹⁷⁾ 이러한 이젝터는 설치비가 적게 들고 구동장치가 따로 필요없어 유지비가 낮고 반영구적이라는 장점이 있다. 일반적으로 이젝터는 유체를 고속으로 분사하는 노즐과 저압의 유체가 들어오는 흡인실, 구동유체와 흡인유체의 운동량 교환이 이루어지는 혼합부, 속도에너지의 일부를 압력에너지로 변환함으로써 토출을 가능하게 하는 디퓨저로 크게 구성되어 있다.¹⁸⁾ 본 연구에서는 이젝터의 노즐의 길이 및 입구 유체의 유량이 흡입 유체의 속도와 압력변화에 미치는 영향을 분석하고자 상용코드인 FLUENT 6.3을 이용한 CFD 해석을 수행하였다.

Fig. 3.10 은 이젝터 내부의 유동형상 이해를 위해 담수기에 사용된 이젝터를 유동구역별로 나타내었고 Fig. 3.11 는 Fluent를 이용한 CFD해석을 위하여 전처리 프로그램인 Gambit 2.3을 이용하여 설계한 이젝터 유체영역의 Geometry와 Mesh를 보여주고 있다.

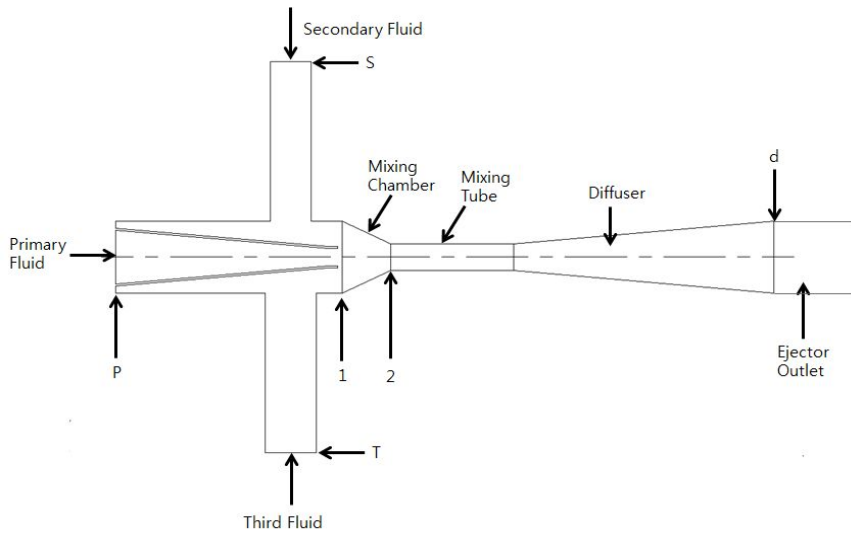


Fig. 3.10 Schematic diagram of ejector

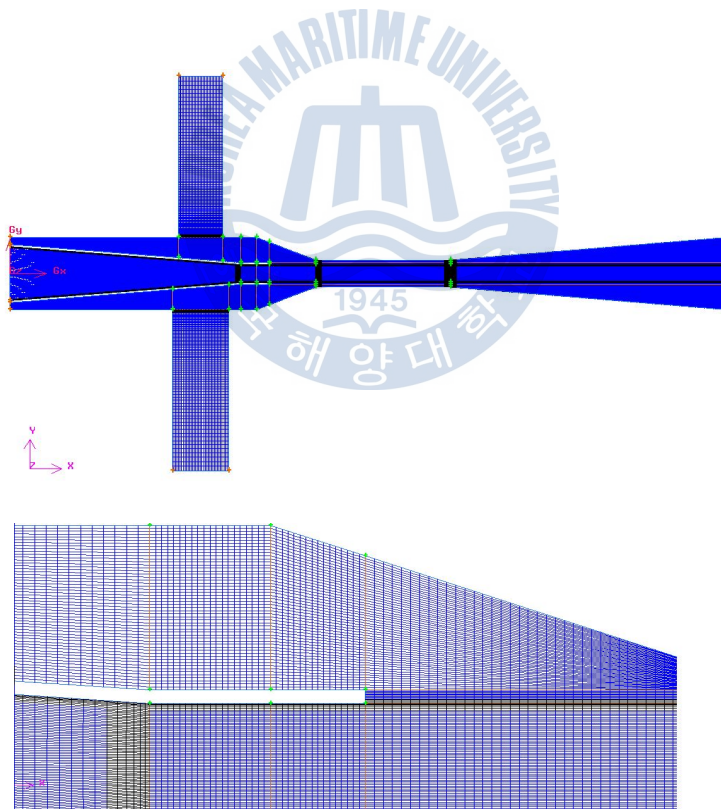


Fig. 3.11 Geometry and mesh of ejector

Fig. 3.12 는 구동유체가 2kg/s, 노즐끝단이 흡입부 중심축에 위치할 때 이젝터 내부의 유속 분포 해석결과를 나타내었다. 이젝터에서는 고압으로 분사된 구동 유체가 노즐을 통과하면 압력에너지가 속도에너지로 변화되어 2차 측 유체와 3차 측 유체가 흡입되어 혼합 Chamber를 지나 Diffuser로 빠져 나간다. 이때 압력분포를 보면 이젝터 내부에서 음압이 형성되는데 이 음압에 의해 이차 측 유체가 내부로 유입되는 것을 알 수가 있다.

Fig. 3.13은 흡입부 중심부에서 노즐끝단의 거리에 따른 2차 측 유체의 흡입 속도를 구동 유량에 따라 나타낸 것이다. 2차 측 유체 흡입부의 유속은 노즐의 끝단이 흡입부 중심축에 위치할 경우 구동유량이 3 kg/s 일 때 59.94 m/s로 가장 높게 나타났으며, 노즐의 끝단이 흡입부 중심축으로부터 Diffuser 입구 쪽으로 30mm 이동 할 경우 50.82 m/s로 2차 측 유체 흡입부의 평균 유속이 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 3.14 은 흡입부 중심부에서 노즐끝단의 거리에 따른 2차 측 유체의 평균 유속을 나타낸 것이다. 2차 측 유체의 평균 유속과 마찬가지로 3차 측 유체 흡입부의 유속도 노즐의 위치가 흡입부의 중심축에 위치하면 흡입부의 평균 유속이 증가하는 것으로 나타났다. 흡입부의 중심축에 노즐 끝단이 위치할 때 3차 측 유체 흡입부의 평균 유속은 구동 유체의 유량이 3kg/s 일 때 65.61m/s 으로 가장 높게 나타났으며, 흡입부의 중심축으로부터 Diffuser 입구 쪽으로 30mm에 위치하였을 경우 52.46m/s로 가장 낮게 나타났다.

구동 유체의 유량이 0.5kg/s 만큼 증가할수록 흡입되는 2차 유체의 속도는 약 30% 증가하고 3kg/s의 유량에서 가장 높은 흡입 속도가 나타났다.

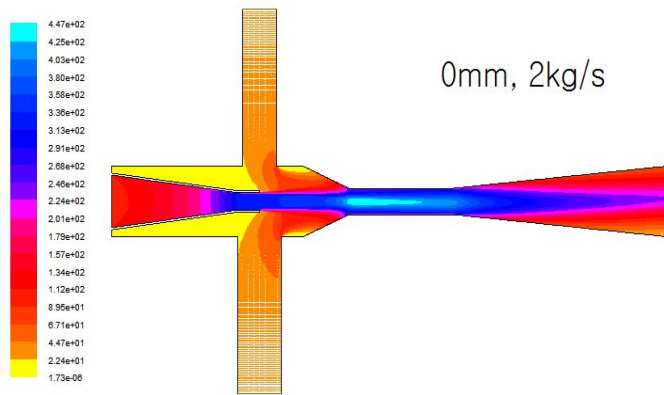


Fig. 3.12 Velocity distribution of ejector

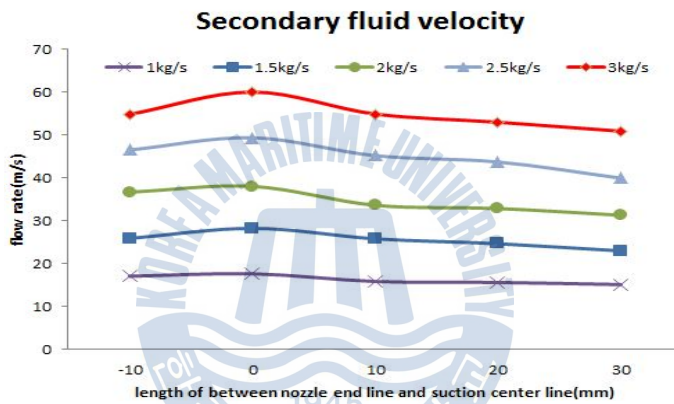


Fig. 3.13 Velocity of secondary fluid

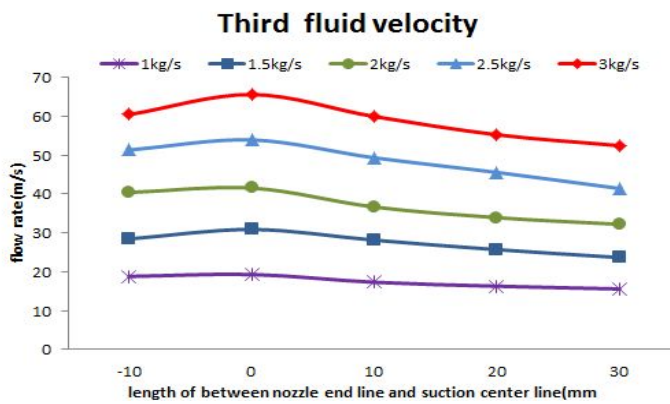


Fig. 3.14 Velocity of third fluid

3.2 실험장치

본 연구에서는 하루 1Ton 담수를 생산할 수 있는 용량의 실험 장치를 구축하였다. 장치의 구성을 보면 담수기, 이젝터 펌프, 해수탱크, 냉매탱크, 냉매가열기, Feed 해수탱크 등으로 Fig. 3.15과 같이 구성된다.

해수는 해수펌프를 사용하여 바다로부터 직접 취수하여 해수탱크에 저장한 다음 응축기의 냉각용, 이젝터 펌프용 그리고 증발기의 증발용 해수로 사용하였다. 응축기 배관은 10mm 외경, 0.7T의 두께 백동관을 사용하였다. 이젝터용 해수는 이젝터펌프에 의하여 유량 35L/min로 응축기를 거친 후 이젝터로 유입되면서 시스템의 진공을 8kPa로 유지시킨다. 시스템의 진공도를 조절하기 위하여 응축기와 이젝터 사이에 유출관(by-pass)을 설치하여 이젝터 유입 유량을 조절하였다. 증발용 Feed 해수는 가열기를 사용하여 15~30℃로 가열하여 증발기 내 하부로 주입한다.

냉매액은 인버터가 부착된 마그네틱 펌프를 사용하여 유량을 조절하였으며 펌핑된 냉매액은 질량유량계를 거쳐 가열기에서 55~65℃로 가열, 기화되어 담수기의 증발기로 주입된다. 주입된 냉매증기는 증발기의 관내부를 흐르면서 관외부의 해수를 증발시키면서 액화되어 냉매탱크로 반송된다. 증발기 관경은 8mm (0.7T), Cu관으로 관길이는 총 25.0m를 적용하였다.

증발기에서 증발된 물 증기는 응축기에서 관내를 흐르는 해수에 의하여 관 외부에서 응축된 후 하부에 적하되며, 담수펌프를 사용하여 포집하였다. 이 때 응축기를 흐르는 해수유량은 35L/min이며 입출구 온도차는 10~11℃가 된다.

증발기관 외부의 증발현상을 관측하고 증발기를 넘쳐(over flow) 이젝터의 해수에 빨려가는 Feed의 양을 조절하기 위하여 가시창을 설치하였다.

Fig. 3.16는 시스템의 온도와 압력을 측정할 지점을 나타낸다. 온도는 증발기 냉매 입출구, 응축기 해수 입출구, Feed 해수 입구를 T형 Thermometer로 측정하였으며, 압력은 증발기 그리고 냉매 입출구 압력을 측정하였다. 모든 측정값은 Data acquisition 장치를 사용하여 실시간 수집하였다.

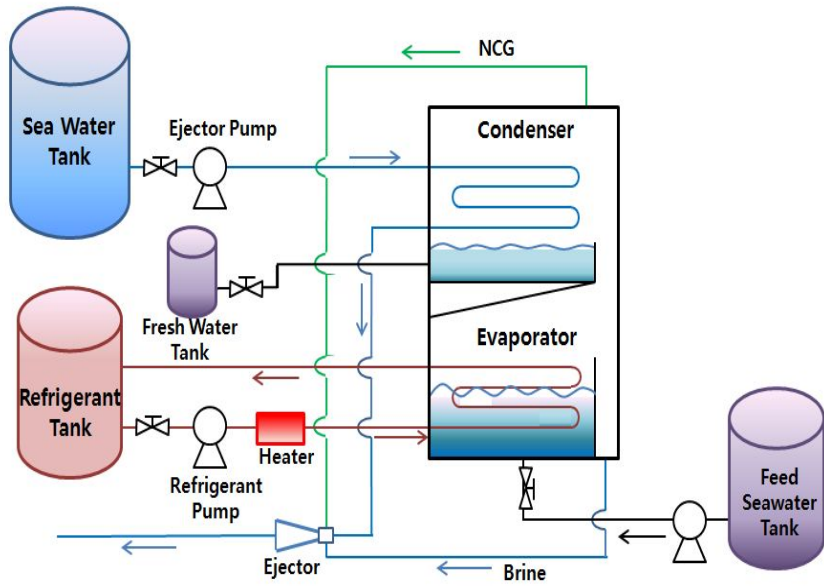


Fig. 3.15 Schematic diagram of experimental apparatus

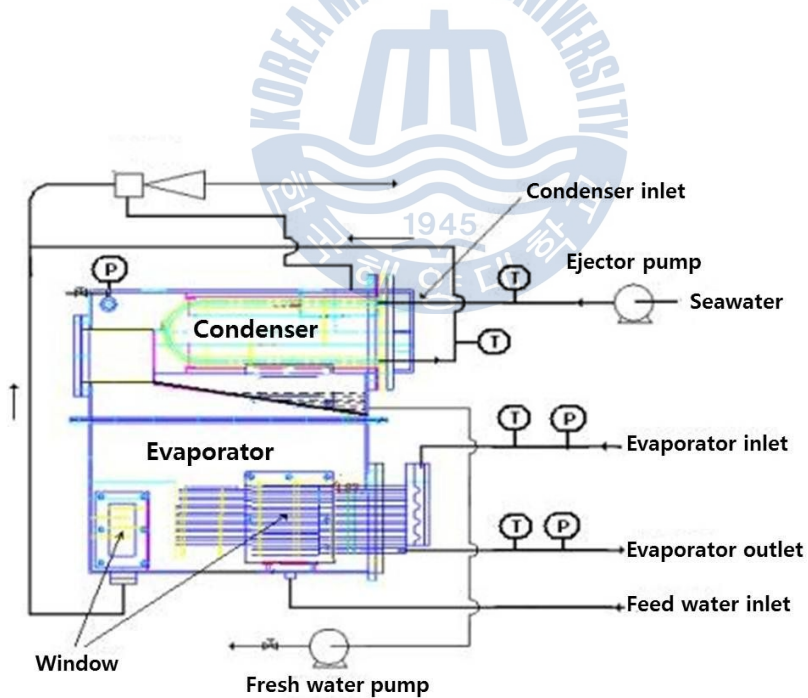


Fig. 3.16 Measurement of temperature and pressure



Fig. 3.17 Photograph of the apparatus



Fig. 3.18 Evaporator and Condenser



Fig. 3.19 Refrigerant tank



Fig. 3.20 Refrigerant pump



Fig. 3.21 Ejector pump



Fig. 3.22 Sea water tank



Fig. 3.23 Feed brine tank



Fig. 3.24 Heater



Fig. 3.25 Data acquisition

3.3 실험 방법

본 연구는 증발법을 이용한 해수 담수화 시스템에 있어 해수의 증발 열원으로 냉매를 적용시켜 성능을 비교 분석 하고자 하는 것이다. 열원을 물에서 냉매로 대체하였을 때의 성능을 비교하기 위해 기존 담수 시스템의 운전방법과 동일하게 실시하였으며, 냉매를 순환시킬 때 공정에서 약간의 차이가 나게 된다.

본 실험은 냉매를 적용하였을 때 담수 시스템의 성능을 비교 분석 하는 실험으로써, 실험의 변수로는 냉매의 종류에 따른 성능비교, 증발기에 주입되는 냉매의 유량, 온도에 따른 성능비교, 증발용 해수의 유량에 따른 성능비교이다.

이를 위한 연구 수행의 구체적 방법은 다음과 같다. 담수 시스템이 증발법을 이용하기 때문에 담수기를 진공의 상태로 유지하기 위해 먼저 해수를 35kg/min으로 이젝터와 응축기에 순환시켜 시스템의 진공도를 운전압력인 8kPa로 낮춘다. 약 20분 정도 후 담수기가 진공압력에 도달하면 증발기에 증발용 해수를 실험 유량만큼 유입시켜 흐름을 정상적으로 유지시킨다. 냉매 펌프를 가동시켜 냉매를 순환시키면서 전열기로 가열하여 증발기 입구에서 냉매의 상태가 기체상태가 유지되도록 Sight glass를 통해 확인하면서 온도를 조절한다. 냉매액은 4~10 kg/min의 유량으로 태양열 집열기 대신에 가열기에서 기화시켜 포화온도 55~65℃, 게이지 압력 2~3bar로 상승 증발기에 주입된다.

증발기에서 증발되는 Feed 해수는 Feed 해수 펌프를 통해 증발기 하단부로 유입되며 유량은 0.5~3L/min, 온도 15~30℃로 주입된다. 증발기로 주입된 냉매 기체가 증발용 해수를 증발시킨 후 응축기에서 생성되는 담수는 담수펌프를 구동시켜 포집하여 단위 시간당 담수 무게를 측정한다. 측정은 오차를 줄이기 위하여 하나의 조건에 대하여 20분씩 측정을 수회 수행하여 평균하였다.

제 4 장 실험결과 및 고찰

4.1 냉매 R123 적용 실험 결과

4.1.1 오리피스 유무에 따른 담수 생성량

증발기에 유입된 증발용 해수는 50~70% 정도가 증발하고, 잔여 해수는 증발기 뒤의 격막(baffle)을 넘어 Over-flow되어 이젝터로 빨려 나가게 된다. 이 넘치는 해수는 격막 후면의 체류공간에서 증발이 추가로 발생하게 된다. 그러나 증발기 해수 Feed 유량이 적게 되면 Over-flow된 해수는 체류하지 못하고 Over-flow 즉시 이젝터로 모두 빨려 나가는 현상이 발생하게 된다. 이로 인하여 추가적인 증발효과의 감소뿐만 아니라 증발된 수증기 일부가 이젝터로 같이 배출되어 담수 생성량을 감소시키게 된다.

그러므로 Over-flow된 해수가 체류할 수 있도록 이젝터 전 해수 배출구에 5mm 구경의 오리피스를 설치하여 오리피스 유무에 따른 담수량 비교 실험을 수행하였다.

증발기에서 증발되지 않고 Over-flow된 해수는 증발기의 압력과 온도 조건과 동일한 증발 포화상태로 오리피스가 설치됨으로 인하여 체류시간이 증가하여 이젝터로 배출 전까지 증발이 추가로 발생하게 된다.

Fig. 4.1 은 오리피스와 오리피스가 설치된 부분을 나타내며, 구경은 5mm를 적용하였다. Fig. 4.2은 오리피스 채용 전후 feed 유량의 변화에 따른 담수량 비교를 보여준다. 해수유입량은 0.5~1.5 L/min로 변화시키면서 담수생성량을 측정하였으며 유입해수의 온도는 25℃, 주입 냉매 포화온도 T_H 는 55℃로 하였다. 오리피스 적용 후 담수량이 16% 증가를 나타냈으며 이는 이젝터로 배출되는 증발증기를 차단하기 때문으로 판단된다.

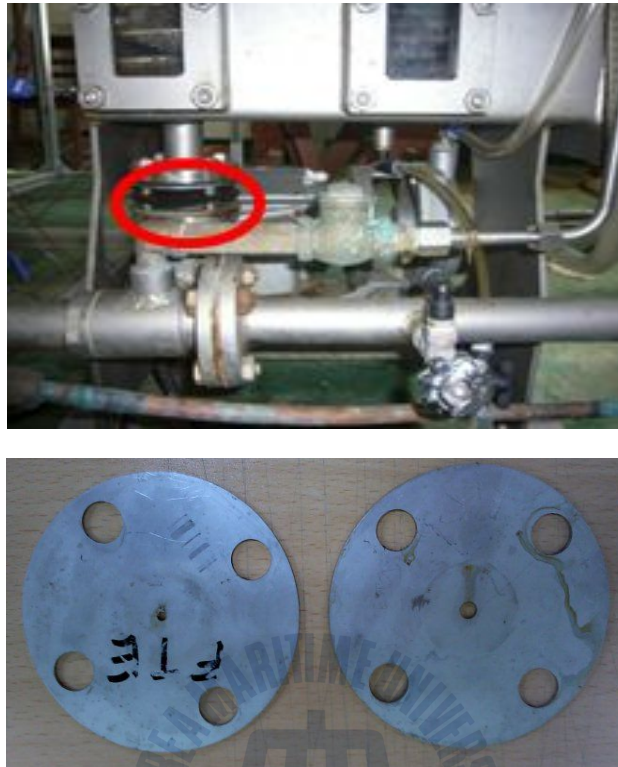


Fig. 4.1 Photographs of orifice

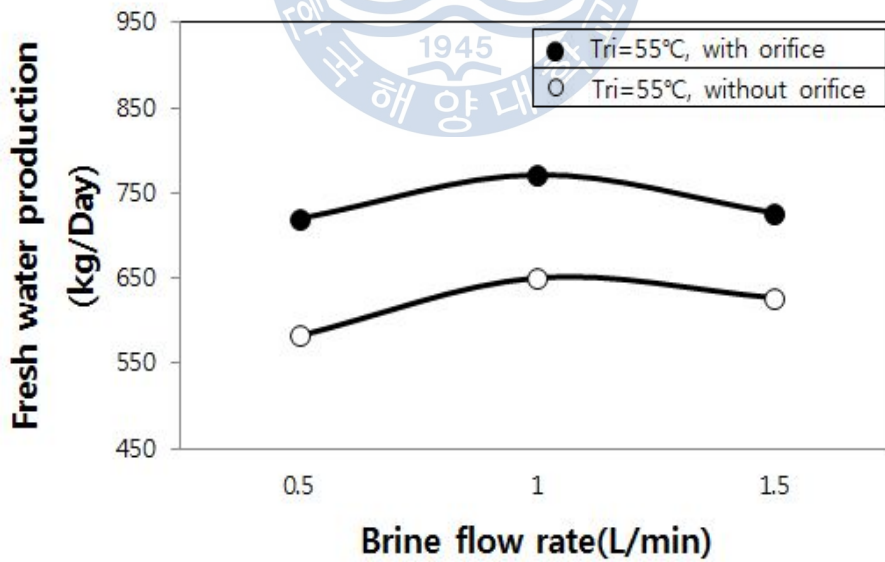


Fig 4.2 Fresh water production with overflow orifice

4.1.2 증발기 해수 주입량에 따른 담수 생성량

Fig. 4.3는 증발기에 주입되는 Feed 해수의 유량 변화에 따른 담수 생성량 실험을 결과를 보여준다. 해수유입량은 0.5~3 L/min로 변화시키면서 담수생성량을 측정하였으며 유입해수의 온도는 25℃로 하였다. 또한 증발기입구 냉매 포화온도는 55℃, 60℃ 경우를 실험하였다.

냉매 포화온도가 55℃일 때 담수생성량이 제일 큰 경우는 해수 유입량이 1L/min일 때로 평균 772kg/D가 얻어졌고, 냉매 포화온도가 60℃일 경우 담수생성량이 평균 814kg/D로 증가하였다. 냉매 유량이 1L/min보다 적거나 증가하면 담수 생성량이 감소하는 것으로 나타났다. 그 이유는 해수 Feed량이 적으면 증발기 외벽에 접촉하는 해수량이 감소하여 담수생성량이 줄어들며, Feed 량이 과다한 경우에는 해수의 유입온도에서 증발온도까지의 현열량이 증가하기 때문이다.

Fig. 4.4는 해수 Feed량에 따른 담수생성량을 보다 정밀하게 측정하기 위하여 주입 유량을 0.5~1.5L/min으로 변화시키면서 실험한 결과이다. 해수 Feed량이 1.2 L/min 일 때 최대 평균 810kg/D의 담수량이 얻어졌다. 담수 수율이 낮은 이유는 벽면의 열손실 때문으로 분석된다.

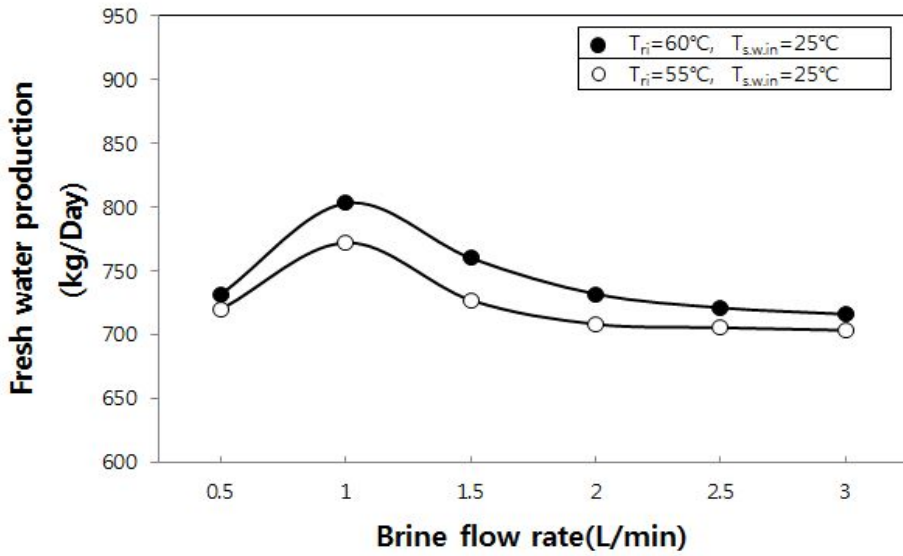


Fig. 4.3 Fresh water production with brine flow rate of 0.5~3.5L/min

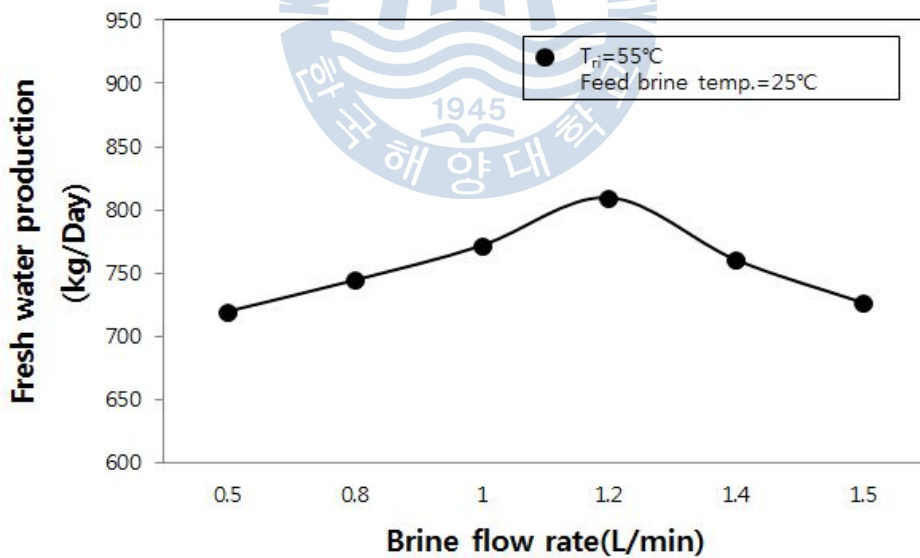


Fig. 4.4 Fresh water production with brine flow rate of 0.5~1.5L/min

4.1.3 증발기 입구 냉매온도에 따른 담수량

Fig. 4.5은 증발기에 주입되는 냉매증기의 열량에 따른 담수생성량의 실험 결과이다. Feed 해수 유량은 1.2 L/min, 온도는 25℃이며, 냉매의 유량은 10kg/min이었다. 최대 담수생성량은 온도 75℃에서 평균 860 kg/D이었다. 결과를 보면 주입 열량이 증가할수록 담수량이 증가함을 나타내나 온도의 증가율에 비하여 담수량의 증가율이 적은 것은 냉매의 현열에너지가 작기 때문인 것으로 보인다. 즉, 55℃에서 포화기체로 주입되어 증발기에서 사용되는 에너지량은 냉매가 액체에서 기체로 변환되는 잠열이며, 65℃로 주입되는 열량은 55℃까지의 잠열에 10℃에 해당하는 현열량 만큼이 증가하기 때문이다.

4.1.4 증발기 해수 유입온도에 따른 담수량

Fig. 4.6은 증발기에 주입되는 해수의 온도에 따른 담수 생성량을 나타낸다. 가열원인 냉매온도는 55℃, 진공압은 8kPa, Feed 해수 유량은 1.0L/min, 1.2L/min, 1.5L/min의 결과로, 해수 유입량이 1.2L/min일 때 그리고 해수 유입온도가 높을수록 담수생성량이 증가하여 최대 담수생성량은 평균 912 kg/D이 되었다. 해수 유입온도가 낮을 때 담수 생성량이 적은 것은 진공도 8kPa일 때 증발온도가 41.5℃이기 때문에 해수 유입 온도가 41.5℃보다 낮은 경우는 증발온도까지 가열이 되기 위한 현열이 소요되기 때문에 담수 생성량이 적은 것으로 판단된다.

Fig. 4.7은 Feed 해수 유량과 온도에 따른 증발기의 총괄전열계수이다. 총괄전열계수의 값은 관내 응축 열전달계수와 관외 비등 열전달계수를 포함한 값으로 Feed 해수유량 1.2L/min 그리고 Feed 해수온도가 높을수록 증가하였다.

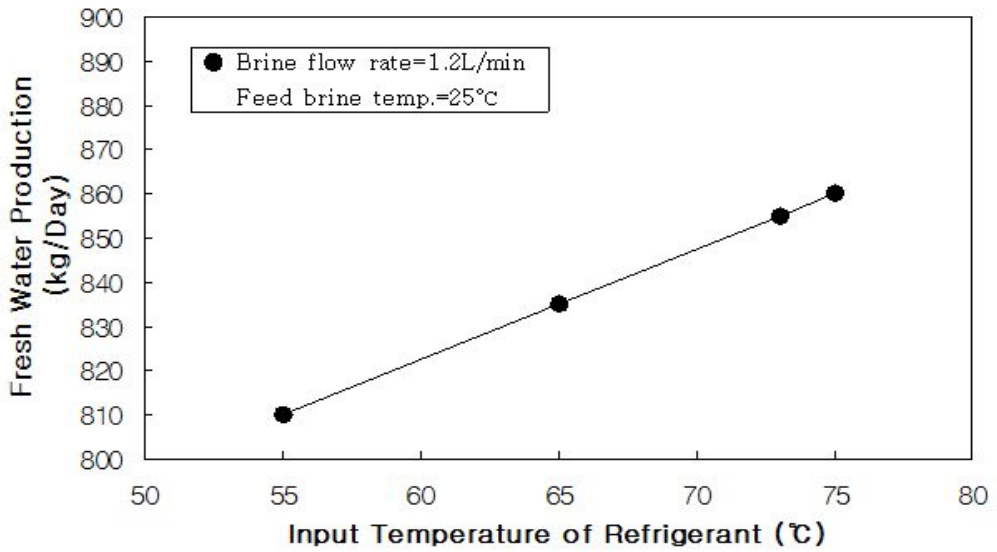


Fig. 4.5 Fresh water production with refrigerant temperature

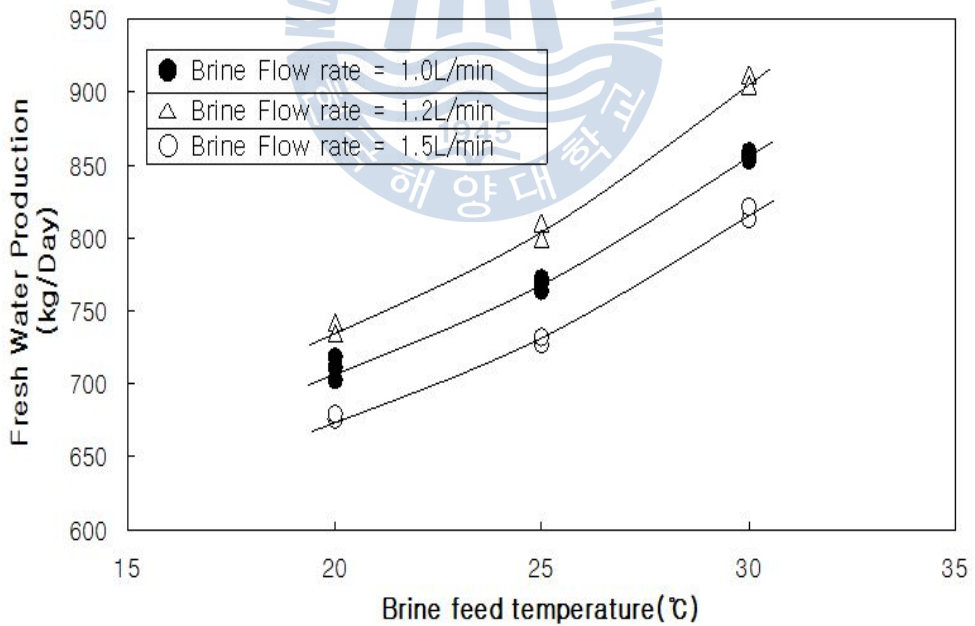


Fig. 4.6 Fresh water production with brine feed temperature

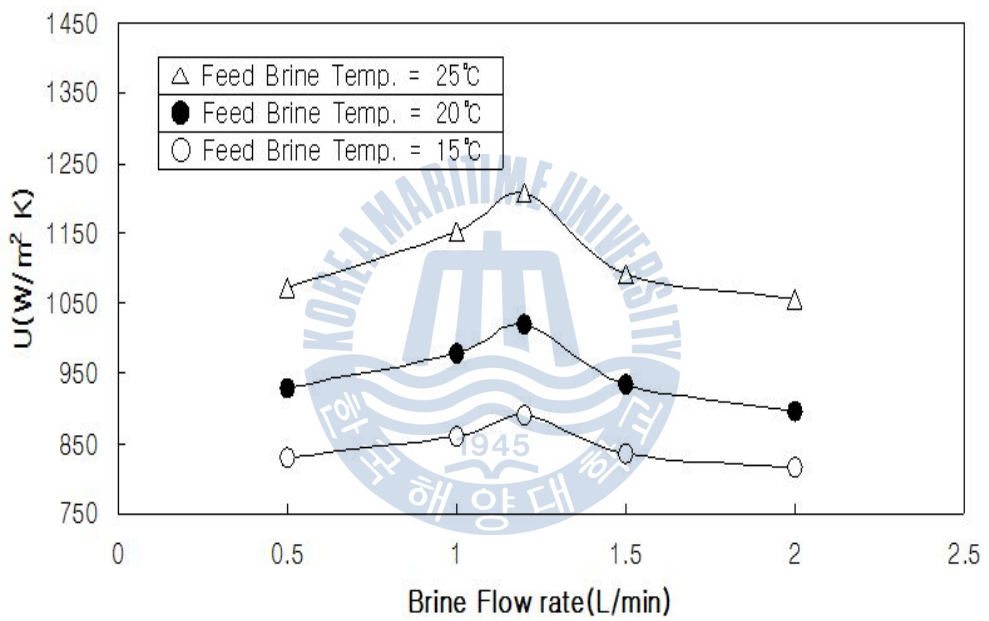


Fig. 4.7 Overall heat transfer coefficient of evaporator with feed brine flow rate

4.1.5 냉매 R123 적용 실험 결과 분석

Fig. 4.8은 해수 유량 1.2L/min 일 때 냉매 R123의 압력과 온도변화 사이클을 Mollier 선도에 나타낸 것이다. 그림의 지점 ①은 냉매 탱크 내 냉매액의 온도로 약 14℃, 압력은 0.6bar,g가 된다. 이 냉매액이 냉매펌프에 의하여 가압되어 지점 ②인 14℃, 2.0bar,g의 액체 상태가 된다. 냉매 펌프에 의해 가압된 냉매액이 냉매 가열기에 의해 가열되어 지점 ③인 60~70℃, 1.8bar,g의 포화기체 상태가 된다. 지점 ④은 증발기에 주입된 냉매기체가 해수에 증발열을 제공하면서 액체량이 증가하여 100% 액체인 포화액체가 되고 이 포화액은 온도가 더 떨어져 과냉되어 30℃, 압력 1.13bar,g로 증발기를 나오게 된다. 이 액은 다시 냉매액 저장탱크로 반송된다.

냉매 R123을 사용한 담수실험결과, 최적 해수 주입량은 1.2 L/min 이었으며 담수의 염도는 1~2 ppm로 매우 낮게 얻어졌다. 담수 생성량은 오리피스가 설치되지 않은 경우 650.5 kg/D이었고, 5mm 구경의 오리피스를 설치하여 771.5 kg/D의 담수가 얻어졌다. 설계치인 1T/D를 기준하면 각기 65%와 77.1%에 불과하였다. 이렇게 담수 생성량이 적은 원인은 증발기에서 증발 후 Overflow되는 유량과 함께 증발된 수증기가 방출되기 때문인 것으로 분석되었다.

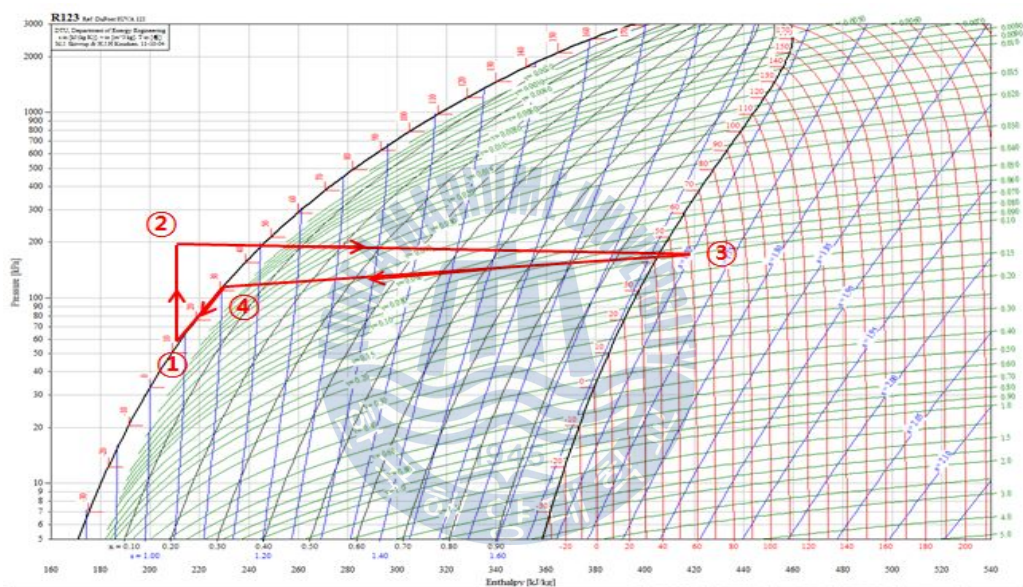


Fig. 4.8 Cycle diagram of refrigerant 123 in the desalination system

4.2 냉매 R141b 적용 시 실험결과

4.2.1 증발기 해수 주입량에 따른 담수 생성량

Fig. 4.9는 증발기에 주입되는 Feed 해수의 유량 변화에 따른 담수 생성량의 실험의 평균값을 보여준다. 해수유입량은 0.8~2.5 L/min로 변화시키면서 담수 생성량을 측정하였으며 유입해수의 온도는 25℃로 하였고 증발기입구 냉매 포화 온도는 60℃, 70℃ 경우를 실험하였다.

냉매 포화온도가 60℃일 때 담수 생성량은 증발기 해수 주입량이 1L/min에서 899kg/Day로 가장 많이 얻어졌고, 냉매 포화온도가 70℃일 경우 담수 생성량은 920kg/Day로 증가하였다.

냉매 R141b은 R123의 경우와 달리 해수 주입량이 1L/min일 때 가장 많은 담수 생성량이 얻어졌고, 1L/min보다 적거나 증가하면 담수 생성량은 감소하는 것으로 나타났다. 이는 마찬가지로 해수 Feed량이 적으면 증발기 외벽에 접촉하는 해수량이 감소하여 담수생성량이 줄어들고, Feed량이 과다한 경우에는 해수의 유입온도에서 증발온도까지의 현열량이 증발하기 때문인 것으로 판단된다.

4.2.2 증발기 입구 냉매 온도에 따른 담수 생성량

Fig. 4.10는 증발기에 주입되는 냉매 온도에 따른 담수 생성량 실험의 평균 담수량을 나타낸 그래프이다. Feed 해수 유량은 1.0L/min, 온도는 25℃이며, 냉매의 유량은 7kg/min이었다. 최대 담수 생성량은 냉매 온도 100℃에서 991kg/Day가 얻어졌다. 주입 열량이 증가할수록 담수량이 선형적으로 증가함을 알 수 있었다.

냉매가 포화 기체로 주입되어 증발기에서 사용되는 에너지량은 냉매가 액체에서 기체로 변환되는 잠열이고, 냉매의 온도가 포화온도 보다 증가할 경우 주입되는 열량은 증가하는 온도의 현열량 만큼이므로 온도의 증가율에 비해 담수량의 증가율은 적은 것으로 나타났다.

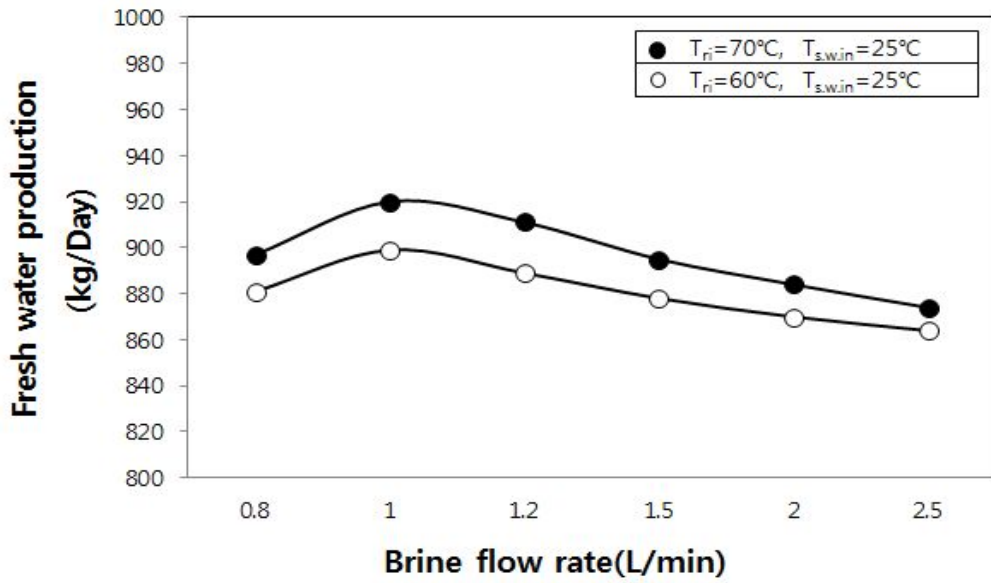


Fig. 4.9 Fresh water production with brine flow rate of 0.8~2.5L/min

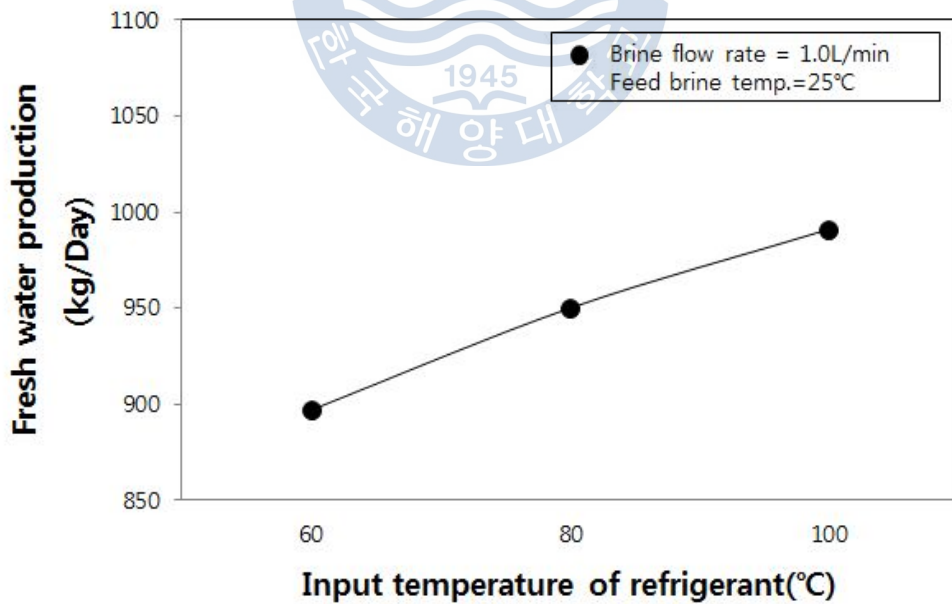


Fig. 4.10 Fresh water production with refrigerant temperature

4.2.3 증발기 해수 유입 온도에 따른 담수 생성량

Fig. 4.11은 증발기에 주입되는 해수의 온도에 따른 담수 생성량의 평균값을 나타낸다. 가열원인 냉매 온도는 70°C , 진공압은 8kPa , 증발기 해수 유입 유량은 $1.0\text{L}/\text{min}$, $1.2\text{L}/\text{min}$, $1.5\text{L}/\text{min}$ 의 결과로, R123의 경우와는 다르게 해수 유입량이 $1.0\text{L}/\text{min}$ 일 때 담수 생성량이 많이 얻어졌고, 해수 유입 온도가 높을수록 담수 생성량이 증가하여 30°C 일 때 최대 담수 생성량은 $952\text{kg}/\text{Day}$ 이 되었다. 해수 유입 온도가 낮을 때 담수 생성량이 적은 것은 진공도 8kPa 일 때 해수의 증발 온도는 41.5°C 이기 때문에 온도가 낮은 경우는 증발온도까지 가열이 되기 위한 현열이 소요되기 때문이다.

Fig. 4.12은 증발기 해수 유입량과 온도에 따른 증발기의 총괄 전열계수이다. 총괄전열계수의 값은 관내 응축 열전달계수와 관외 비등 열전달계수를 포함한 값으로 feed 해수 유량 $1.0\text{L}/\text{min}$ 그리고 해수 온도가 높을수록 증가하였다.



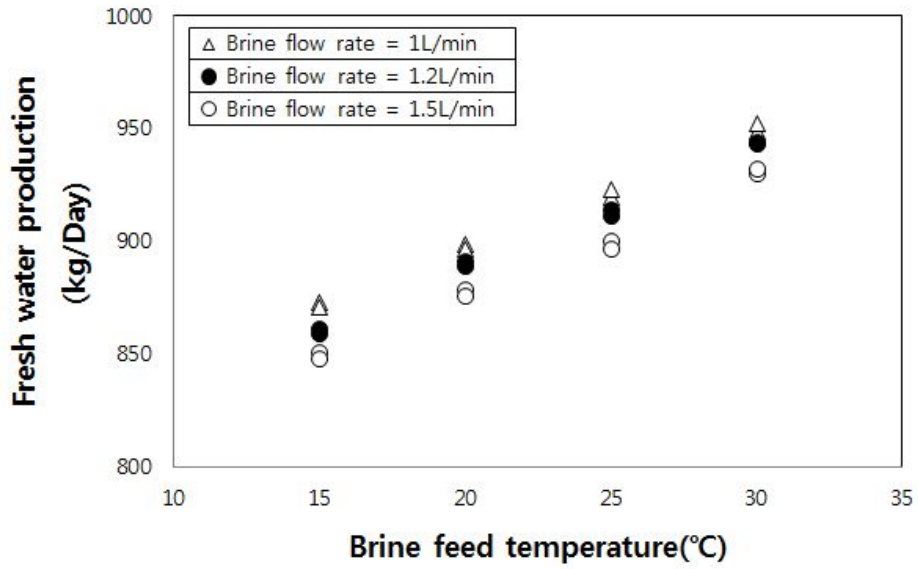


Fig. 4.11 Fresh water production with brine feed temperature

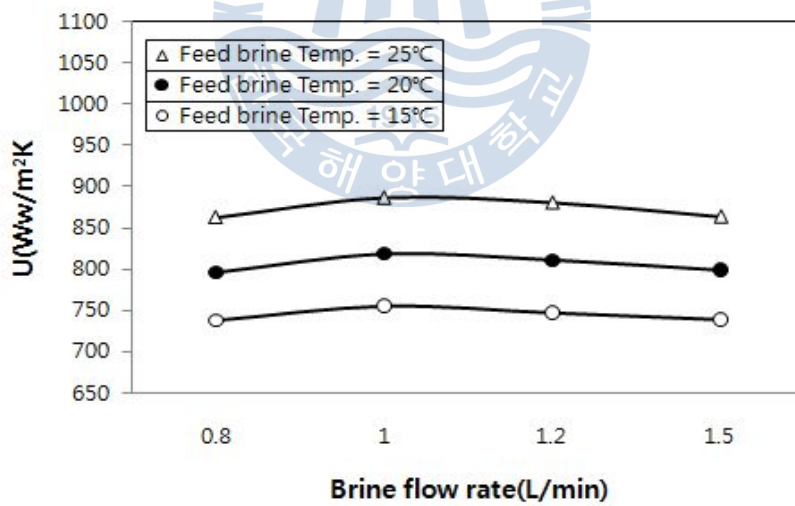


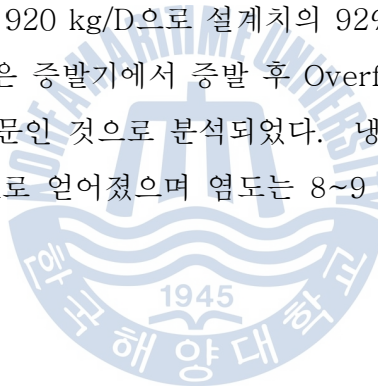
Fig. 4.12 Overall heat transfer coefficient of evaporator with feed brine flow rate

4.2.4 냉매 R141b 적용 실험 결과 분석

Fig. 4.13는 해수 유량 1.0L/min 일 때 냉매 R141b의 압력과 온도변화 사이클을 Mollier diagram(p-h 선도)에 나타낸 그림이다.

그림의 지점 ①은 냉매 저장조내 냉매액의 온도로 약 14.6℃, 압력은 0.1bar,g가 된다. 이 냉매액이 냉매 펌프에 의해 가압되어 지점 ②인 상태가 된다. 가압된 냉매액은 태양열 축열조의 열수(본 실험에서는 가스가열기)에 의하여 가열되는 지점인 ③는 온도 69℃, 2.1bar,g의 과열기체 상태가 된다. 지점 ④는 증발기에 주입된 냉매과열기체가 해수에 증발열을 제공하면서 100% 액체인 48℃, 1.8bar,g의 포화액체가 된다. 이 포화액은 온도가 더 떨어져 다시 냉매액 저장탱크로 반송된다.

이 때 얻어진 담수량은 920 kg/D으로 설계치의 92% 수율이 되었으며, 담수량이 설계치보다 적은 원인은 증발기에서 증발 후 Overflow되는 유량과 함께 증발된 수증기가 방출되기 때문인 것으로 분석되었다. 냉매 R141b의 경우 최적 해수 Feed 유량은 1 L/min로 얻어졌으며 염도는 8~9 ppm 이 되었다.



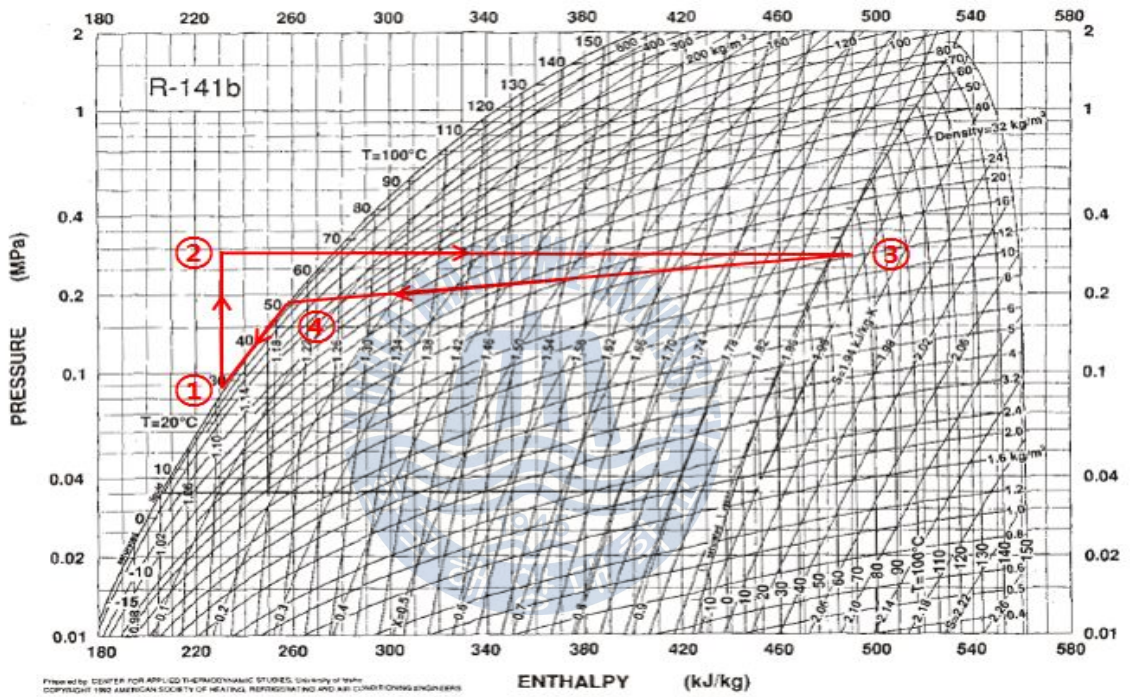


Fig. 4.13 Cycle diagram of refrigerant 141b in the desalination system

제 5 장 결론

본 논문에서는 증발기에 열을 제공하는 물 대신에, 냉매를 적용하여 냉매의 상(phase)이 기상에서 액상으로 변화되는 잠열(Latent heat)를 사용하는 담수 시스템을 개발하고자 특성 실험을 수행하였다. 연구에서 사용된 냉매는 R123, R141b 두 종류의 냉매를 사용하였고 시스템의 최적의 조건을 찾기 위해서 냉매 온도, 냉매 유량, Feed water 온도, Feed water 유량 등을 변수로 실험하였고 담수기의 성능 평가에 대한 실험 연구를 하였다.

그 결과는 다음과 같다.

1) 증발기에 해수 증발열 제공을 냉매가 수행함으로써 순환유량이 크게 감소하여 순환 동력이 크게 절감된다. 열원을 물로 적용할 경우 하루 담수 1Ton의 담수 생성을 위한 순환유량은 35L/min인 반면, R123은 7.27L/min, R141b는 6.54L/min으로 각기 물의 21%, 19%가 순환됨으로써 해수의 증발을 위한 열원의 순환동력이 크게 절감된다.

2) 기존 담수 시스템에서 증발기 관 내부를 흐르는 가열수는 현열을 이용하여 증발을 하는 반면 냉매를 적용한 시스템에서는 기상과 액상이 존재하는 2상 흐름으로 냉매의 잠열을 이용한다. 그 결과로 증발기의 열전달 계수가 증가하여 R141b의 경우 전열면적이 기존 열수 순환형 시스템에 비하여 70%정도가 감소하게 된다.

3) 냉매 R123을 적용한 시스템에서는 해수 Feed량을 0.5~3L/min으로 변경하여 실험하였을 때 1.2 L/min 일 때 최대 810kg/D의 담수가 생성이 되었다. 그 이유는 해수 Feed량이 적으면 증발기 외벽에 접촉하는 해수량이 감소하여 담수 생성량이 줄어들며, Feed 량이 과다한 경우에는 해수의 유입온도에서 증발온도까지의 현열량이 증가하기 때문이다. 그리고 열원인 냉매의 온도를 증가하였을 때 담수생성량도 증가하였고 Feed water의 온도를 증가할 경우 역시 담수생성

량이 증가한다는 것으로 나타났다.

4) 냉매 R141b를 적용한 시스템에서는 해수 Feed량이 1L/min일 때 가장 많은 담수가 생성되었고, 냉매 온도가 증가할 경우 담수 생성량도 증가하여 70℃일 때 920kg/Day의 담수가 생성되었다. R141b의 경우 역시 R123과 마찬가지로 열원의 온도가 증가하거나 해수 Feed의 온도가 증가할 경우 담수 생성량도 증가하는 것으로 나타났다.

5) 실험은 R123과 R141b를 적용하여 시스템 특성실험을 수행한 결과, R123을 사용한 담수 시스템에서는 담수 생성이 약 77%가 수율되었으며, R141b를 적용한 시스템의 실험결과는 92%의 수율을 얻었다. 그 결과로 냉매를 적용한 시스템에 적합한 냉매는 R141b로 분석되었다.

본 연구를 통해 해수 담수화 시스템에 최적화된 고효율의 증발식 담수기 개발을 위하여 기존 담수기의 문제점을 파악하고 새로운 열원에 대한 증발식 담수기의 설계 기술을 확보하였다. 향후 냉매를 열원으로 하는 다단 담수기에 대한 연구가 필요하며 담수기 시스템에서의 효율 향상에 대한 지속적인 연구가 수행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

1. Abu-Jabal, M.S., Kamiya, I., Narasaki, Y., 2001. Proving test for a solar - power desalination system in Gaza - Pales time. Desalination 137,1-6.
2. Low, S.C., Tay, J.H. 1991. Vacuum desalination using waste heat from a steam turbine. Desalination Vol. 81. pp. 321-331
3. Tay, J.H., Low, S.C., 1996. Vacuum desalination for water purification using waste heat . Desalination Vol. 106. pp. 131-135
4. Uda, K., Sato, H., Watanabe, K., 1994. Development of advanced evacuated solar still. In: Proceedings of the 1994 ASME Joint Engineering Conference, pp. 513-519.
5. Voropoulos, K., Mathioulakis, E. and Beles- siotis, V., 2004, "A Hybrid Solar Desalination and Water Heating System," Desalination, Vol. 164, pp. 111~128.
6. 곽희열, 태양에너지 해수담수화시스템 운전 성능, 한국태양에너지학회 2009년도 춘계학술대회 논문집, pp.250-255.
7. 2006, "The 19th IDA Worldwide Desalting Plant Inventory", Media analytics lfd.

8. Lundstorm J.E., Water Desalting by Solar Power, *Desalination*, 31, pp.469-488, 1979.
9. Porteous A., *Saline Water Distillation Process*, Longman, London, 1975.
10. Kreith F., Castle J.N., Wyman C.E., An Overview of intermediate temperature solar Collector and Energy Storage Technology, 6th Int. Heat Transfer Conf., Canada, Vol. 6, pp.255-268, 1978.
11. Fenton G.G., Design Requirements for Solar Powered Desalination, Proc. 7th Int. Symp. on Fresh Water from the Sea, Amsterdam, 1980. Vol.2, pp.389-398.
12. 최순열, 저압증발형 조수기 개발에 관한 연구, *공업기술연구논문집*, 2002, Vol. 2, pp. 493-498
13. Joseph J., Saravanan R., and Renganarayaban S., Studies on a single-stage solar desalination system for domestic applications, *Desalination*, 2004, Vol. 173, pp. 77-82.
14. 김정배, 곽희열, "태양에너지 해수담수화시스템에의 적용을 위한 관형 해수담수기의 열성능에 관한 실험적 연구," *한국태양에너지학회 논문집*, 2007, Vol. 27.
15. Ali M. EL-Nashar, Performance of the Solar Desalination Plant at Abu Dhabi, *Desalination*, 1989, Vol 72, pp. 405-424

16. 황인선의 외 5인, 태양열 이용 증발식 1단 SAT 해수 담수화 시스템의 성능평가, 한국태양에너지학회 논문집, 2010.4, pp. 19-24.
17. Witte, J.H., 1965, Efficiency and design of liquid-gas ejector, British chemical engineering, Vol. 10, No. 9, pp. 602-607.
18. 김범신 외, 2000, 수치해석을 이용한 액체용 Ejector 성능진단 기법, 대한기계학회 춘추학술대회, pp. 856-860.



감사의 글

전공에 관련된 공부를 더 하고자 하는 의지와 열정을 가지고 시작한 대학원의 생활이 어느덧 종점을 향하고 있습니다. 2년이라는 시간은 제게 앞만 보고 달려와 놓친 것, 잃은 것도 많은 시간이었지만 그 만큼 제 인생 전체를 볼 때 가장 큰 발전과 발돋움의 기간이었습니다. 부족하지만 대학원 생활을 무사히 마칠 수 있도록 도움을 주신 분들께 지면으로나마 감사의 마음을 전합니다.

많이 부족한 제자를 위해 항상 격려해주시고 학문적인 지도뿐만 아니라 세상을 살아가는 방법을 가르쳐주신 윤상국 교수님의 은혜는 평생 잊지 않겠습니다. 그리고 논문 지도와 대학원 생활에 큰 버팀목이 되어주신 유삼상 교수님, 논문의 위원장으로써 가르침을 주신 김동혁 교수님, 위원이신 황광일 교수님께도 감사의 말씀 올립니다. 학부생 때부터 졸업을 앞둔 지금까지 가르침을 주신 도덕희 교수님, 방광현 교수님, 박원하 교수님, 최형식 교수님에게도 깊은 감사를 드리며 앞으로 교수님들의 가르침 평생 잊지 않고 살아가겠습니다.

대학원 생활 중 1년이라는 시간을 보내면서 공학도로서의 자세와 많은 가르침을 주신 한국 에너지 기술 연구원의 곽희열 박사님께도 진심으로 감사의 말씀 올립니다. 그리고 항상 옆에서 하나부터 열까지 자세하게 가르쳐주고 친형처럼 대해주신 흥진 선배님, 인선 선배님에게도 감사드립니다. 많은 시간 함께하며 힘이 되어준 냉동공학 실험실 가족들, 힘들고 지칠 때마다 옆에서 든든한 지원군이 되어준 친구들에게도 감사의 말을 전합니다.

마지막으로 부족한 저를 믿어주시고 학업에만 전념하도록 용기와 믿음을 주신 사랑하는 부모님과 누나들에게도 감사의 마음으로 이 논문을 바칩니다.