

# 도서 지역 식수 공급을 위한 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템의 설계 및 성능평가 연구

이정길\*†

## Design and Performance Evaluation of Heat Pump Hybrid Multi Vacuum Membrane Distillation Seawater Desalination System for Drinking Water Supply in Remote Area

Jung-Gil Lee\*†

*Key Words* : Vacuum membrane distillation(진공 막 증류), Heat pump(히트펌프), Low GWP Refrigerant(저 지구온난화지수 냉매), hybrid system(복합 시스템), water welfare(물 복지)

### ABSTRACT

A Hybrid heat pump and vacuum membrane distillation seawater desalination system for water welfare in remote areas was designed, and its theoretical performance evaluation was conducted including the heat pump cycle simulation. A vacuum membrane distillation process was selected as a proper process of small-scale seawater desalination process due to its possibility of low footprint and low heat loss compared with other configurations of the membrane distillation process. The vacuum membrane distillation process requires hot and cold thermal energy, simultaneously to heat the feed solution (seawater) and to cool down the temperature of the cold trap in a vacuum tank. The heat pump as a thermal energy supply device that can supply hot and cold thermal energy, simultaneously, with high energy efficiency was chosen. In addition, the R1233zd(E) which is a low GWP refrigerant was selected as a working fluid in the heat pump system.

In this study, a comprehensive study was conducted such as system design and theoretical modeling, model validation with experimental data, performance evaluation of fresh water production, specific energy consumption, and coefficient of performance (COP) in the heat pump. The theoretical model for vacuum membrane distillation was well matched with experimental data within 5% of error. The current suggested heat pump hybrid multi-stage vacuum membrane system which was configured as the ten commercial hydrophobic hollow fiber membrane modules (MD020CP2N (MYCRODYN)) in parallel, can produce the 40kg/h of fresh water. The energy consumption of the current suggested system was 23.85 kW for 40kg/h freshwater production, And the COP<sub>total</sub> of the heat pump was 13.37. In addition, the electrical energy consumption of the current suggested system for freshwater production was 1.68 kg/kWh.

### 1. 서론

세계적인 인구증가, 인간의 과도한 경작, 삼림 벌채, 가축 사육 등으로 인한 담수 사용의 증가로 세계자연기금(WWF, World Wide Fund Nature)은 2050년에 물 부족 피해를 보

는 인구가 세계적으로 24억 3,000명에 이를 것이라고 분석하고 있다. 국내에서도 농업 및 공업용수 부족과 식수 부족으로 인한 실질적 피해와 우려가 나타나고 있다. 따라서 무한한 해수에서 담수를 생산하는 해수 담수화 기술에 대한 수요는 지속적으로 증가하고 있다. 해수 담수화 기술은 제 2차

\* 한국생산기술연구원, 청정기술연구소, 탄소중립산업기술연구부( Korea Institute of Industrial Technology (KITECH), Research Institute of Clean Manufacturing System, Carbon Neutral Technology R&D Department)

† 교신저자, E-mail : jglee@kitech.re.kr

세계대전 당시 사막에서 군인들에게 식수를 공급하는 장치로 개발이 시작되었으며 현재는 화석연료를 사용하는 열 기반 증발식 해수 담수화 기술 그리고 전력을 사용하는 막 기반 해수 담수화 기술로 분류되어 개발되어 세계적인 물 부족 현상에 대응하고 있다. 적조나 녹조 등의 조류이상이 많이 발생하는 지역에서는 주로 열 기반 증발식 해수 담수화 기술이 많이 사용되고 있으나 그렇지 않은 지역에서는 에너지 소비 효율 및 탄소 배출량 등에서 이점이 있는 막 기반 해수 담수화 기술이 주목받고 있다. 막 기반 해수 담수화 기술 중 상용화 되어 있는 기술은 역삼투 공정(RO, Reverse osmosis)으로 에너지 소비 당 담수 생산량이 533원/m<sup>3</sup>으로 매우 저렴하다.<sup>(1)</sup> 역삼투 공정의 경우, 해수의 삼투압보다 높은 압력을 구동 압력으로 요구하기 때문에 고압 및 대형 압축기의 사용이 필요하며 대규모의 담수 생산 설비에 적합하다. 일반적으로 식수 부족 문제는 일반적인 도시국가에서 발생하는 빈도가 매우 낮으나 도서 지역이나 산간 지역 등과 같이 생산된 생수의 수송이 어려운 지역에서 발생한다. 따라서 이러한 도서 지역 주민들의 식수 부족 문제를 해결하기 위해서는 대규모 해수 담수화 설비를 설치하는 것보다 근처에 소형 해수 담수화 혹은 담수화 장비를 개발하여 공급하는 것이 유리할 것으로 판단되며 세계적으로 소형 해수 담수화 시스템 개발 연구가 진행되고 있다. Ma et al.,은 도서 지역 물 공급을 위해 태양열을 활용하는 진공 막 증류 시스템을 고안하고 성능평가를 진행하였으며 에너지 소비량 대비 담수 생산량을 평가하였다.<sup>(2)</sup> Ayoub와 Alward는 도서 지역의 물 공급을 위한 소형 담수화 설비 개발에 대한 필요성을 논의하였다.<sup>(3)</sup> Yoon et al.,은 RO와 같은 대규모의 해수 담수화 설비는 도서 지역의 물부족 문제에 대한 좋은 해결책이나 인구가 적고 자원이 제한된 환경에 사는 사람들에게는 적합하지 않기 때문에 소형 해수 담수화 기술 개발의 필요성을 언급했으며 담수 공급을 위한 생수 배달 등에서 야기될 수 있는 환경오염이나 미세플라스틱 오염과 같이 환경 및 건강 문제에 대해서도 논의하였다.<sup>(4)</sup>

위의 언급한 소형 해수 담수화 시스템에 대한 논의는 담수 생산량을 증가시키기 위한 연구에 중점이 맞추어져 있으나 담수 생산을 위해 에너지를 공급할 수 있는 열원 공급기기에 대한 고려가 되어 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 소형 해수 담수화 시스템의 설계와 구동 열원을 공급할 수 있는 열원기기까지 고려한 설계를 수행하고자 하였다. 본 연구에서 도서 지역 식수 공급을 위해 히트펌프 복합 소형 다단 막 증류 해수 담수화 시스템이다. 제안된 시스템은 비등점 이하의 유입수로 담수를 생산할 수 있는 막 증류 해수 담수화 공정과 고효율로 구동 열원을 공급할 수 있는 히트펌프를 채용했다. 막 증류 해수 담수화 공정은 기존 RO공정과 다르게 고압을 요구하지 않으며 기존 증발식 해수 담수화 공정과 달리 비등점 이하 온도에서 해수를 담수화할 수 있는 장치이다.

또한 히트펌프는 온열과 냉열을 동시에 공급할 수 있기 때문에 온열과 냉열이 동시에 공급되어야 하는 막 증류 해수 담수화 공정의 에너지 공급기기로 적합하며 에너지 효율이 매우 높은 장점이 있다. 또한 막 증류 해수 담수화 공정의 경우, 다른 해수 담수화 공정에 비해 설치 면적이 작기 때문에 도서지역에 설치가 용의하다고 판단된다.

도서 지역 식수 부족을 해결할 수 있는 히트펌프 하이브리드 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템을 개발하기 위해 1) 진공 막 증류 해수 담수화 시스템의 운전조건에 따른 담수 생산량 및 소비 에너지량 산출 수치해석 모델 개발 연구, 2) 실험데이터와 비교분석을 통한 수치해석 모델 검증, 3) 소비 에너지를 위한 히트펌프 사이클 시뮬레이션, 4) 히트펌프의 요구 소비 전력, COP 그리고 시간당 담수 생산량 대비 전력 소비량 산출과 같은 포괄적인 연구가 진행되었다.

## 2. 연구 방법

### 2.1 히트펌프 하이브리드 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템

도서 지역 식수 공급을 위한 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 제안된 시스템을 간략하게 설명하면 유입 해수는 히트펌프의 응축기로부터 열을 공급 받아 시스템을 순환하면 가열되게 되고 목표온도에 도달한 해수는 진공 막 증류 담수화 시스템으로 유입된다. 목표 온도의 유입수는 모듈의 증공사 막 바깥으로 흐르게 되며 소수성 증공사 막 표면에서 증발하게 되고 소수성 증공사 막 내부와의 수증기 압력차이에 의해서 순수한 수증기만 소수성 증공사 막을 통과하여 증공사 내부로 이동하게 된다.<sup>(2,5-7)</sup> 이동된 수증기는 진공탱크 안으로 이동하여 콜드트랩에서 응축되어 순수한 물이 된다. 콜드 트랩의 온도는 히트펌프의 증발기와 열교환하여 유지된다. 제안된 공정은 히트펌프의 온열과 냉열을 동시에 사용하기 때문에 히트펌프의 장점을 잘 살릴 수 있다.

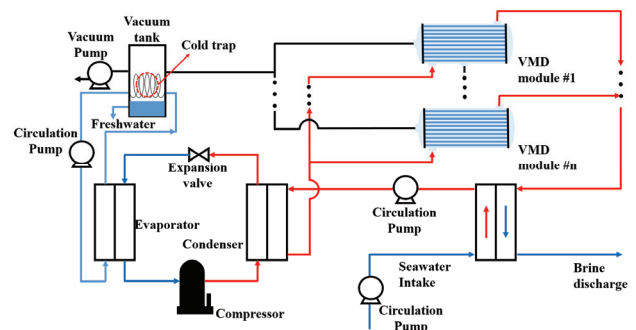


Fig. 1 Schematic of heat pump hybrid multi vacuum membrane distillation seawater desalination system

제안된 시스템에 사용된 진공 막 증류 모듈 내부에서 일어나는 열 및 물질전달 현상을 개략도를 Fig. 2에 나타내었고 실제 모듈의 그림을 Fig. 3에 나타내었다. 또한 사용된 증공사 막 모듈의 상세 정보를 Table 1에 각각 나타내었다.

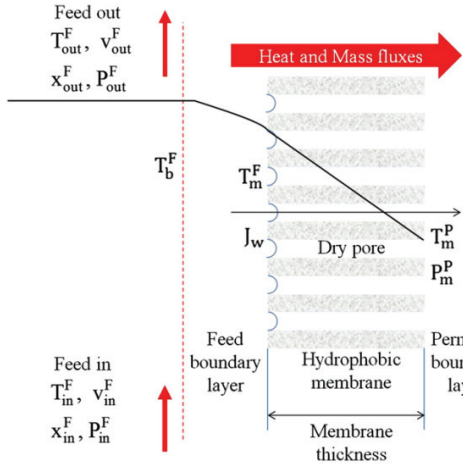


Fig. 2 Schematic of heat and mass transfer during vacuum membrane distillation<sup>(6)</sup>

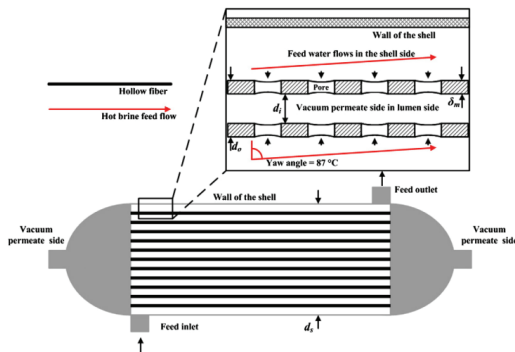


Fig. 3 Schematic of hollow fiber membrane for VMD process<sup>(6)</sup>

Table 1 Properties of VMD module

Hollow fiber membrane module	MD020CP2N (Polypropylene)
Length of fibers (L, m)	0.47
Shell diameter (ds, m)	0.025
Number of fibers (N)	40
Inner diameter of fibers (di, mm)	1.8
Outer diameter of fibers (do, mm)	2.6
Membrane thickness (δm, mm)	0.4
Porosity (%)	70
Mean pore size (μm)	0.2
Tortuosity	2
Liquid entry pressure of water (kPa)	140

제안된 히트펌프 하이브리드 다단 진공 막증류 해수 담수화 시스템은 다단 진공 막증류 해수 담수화 공정과 히트펌프 공정으로 나눌 수 있으며 각 공정에 대한 설명은 다음과 같다. 우선 진공 막 증류 해수 담수화 공정은 막 증류 모듈 내부의 증공사 막 내측과 외측의 수증기압 차이를 구동력으로 하여 막 표면에서 증발된 순수한 수증기만을 투과부(진공부)로 이동시키고 이는 진공 탱크 내 콜드 트랩에서 응축되어 순수한 물을 얻는다.<sup>(2,5-7)</sup> 히트펌프 시스템은 막 증류 공정의 수증기압 차이를 높이기 위해 유입해수를 가열하고 콜드 트랩의 냉열을 공급하여 진공도를 유지하고 수증기를 응축시키는 역할을 한다.

막의 젖음 현상을 막고 수증기만을 투과시키기 위해 소수성 막을 사용되었으며 사용된 막의 액체 유입 압력 (Liquid entry pressure)은 140 kPa이었다.

히트펌프를 구동하기 위한 냉매는 R1233zd(E)를 선택하였으며 이는 Low GWP (Global warming potential) 냉매이다. R1233zd(E)의 임계온도는 109.36℃이고 임계압력은 3,635 kPa이다.

본 연구에서는 히트펌프 시스템의 냉열과 온열을 동시에 활용할 수 있는 진공 막 증류공정을 해수 담수화 공정으로 선택하여 “히트펌프 하이브리드 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템”을 설계하고 제안하였으며 유입수 온도 및 유속에 따른 담수생산량을 산출하였으며 열원 공급을 위한 히트펌프 에너지 소비량 및 COP를 분석하였다.

## 2.2 진공 막증류 해수 담수화 공정 설계

진공 막증류 해수 담수화의 담수 생산량 산출 및 에너지 소비율을 산출하기 위해 이를 위한 지배방정식을 세우고 Fortran 프로그램을 활용하여 Inhouse-code를 작성하였고 계산을 수행하였다.

진공 막증류 해수 담수화 공정의 모듈 유입부로 공급되는 해수는 증공사 막의 외측을 감싸고 모듈 배출구 쪽으로 배출된다. 이 때 증공사 막 내부는 진공으로 유지되며 증공사 막 외측의 온도로 인한 수증기 압과 진공압의 차이로 인해 증공사 막 외측에서 순수한 수증기가 발생하고 이는 압력차이로 인해 증공사 막 내부로 유입되게 된다. 막 내부로 유입된 순수한 수증기는 진공탱크로 유입되어 콜드트랩에서 응축되어 순수한 물(식수)로 사용할 수 있다. 유입된 해수는 증공사 막 표면에서 발생하는 수증기 증발로 인해 열 에너지가 소모되고 소모된 에너지 만큼의 온도가 낮아져서 모듈 배출구 쪽으로 배출된다. 따라서 본 공정을 설계하기 위해서는 열의 이동을 해석할 수 있는 열전달 방정식과 소수성 증공사 막을 통해 이동하는 수증기의 양을 수치적으로 모사할 수 있는 물질전달 방정식의 고려가 요구된다. 진공 막증류 해수 담수화 공정을 설계하기 위해 고려된 지배 방정식은 다음과 같다.

Fig. 3에서 나타낸 바와 같이 유입수가 대각선으로 흐르는 경향이 있을 것으로 예상되기 때문에 Grohn 이 제안한 Nusselt number 산출식을 사용하였고 본 연구에서 사용된 모듈의 yaw angle은  $87^\circ$  이다.

(1) 열전달 방정식

$$Nu = 0.206(Re \cos \theta)^{0.63} Pr^{-0.36} \quad (1)$$

$$Q^F = h^F A_r^m \pi N d_o (T_b^F - T_m^F) \quad (2)$$

$$Q^m = A_r^m \pi N d_o J \Delta H \quad (3)$$

$$A_r^m = \frac{((d_o - d_i) / \ln(d_o - d_i))}{d_o} \quad (4)$$

$$\alpha = \pi N d_o \quad (5)$$

$$\Delta H = 2489.7 - 2.412(T - 278.15) \quad (6)$$

$$Q^F = Q^m \quad (7)$$

(2) 물질전달 방정식

$$J = B(P_m^F - P_m^{Per}) \quad (8)$$

$$B = 1.064 \frac{r \epsilon}{\pi} \left( \frac{M_w}{RT} \right)^{1/2} \quad (9)$$

$$P_m^w = \exp\left(23.1964 - \frac{3816.44}{T - 4613}\right) \quad (10)$$

$$P_m^F = P_m^w (1 - x_s^F) \quad (11)$$

(3) 모듈 내 열 및 물질 유동 방정식

$$\frac{dP_b^F}{dz} = - \frac{32\mu^F}{d_h^2} v^F \quad (12)$$

$$\frac{1}{V^F} \frac{dv^F}{dz} - \frac{v^F}{(V^F)^2} \left( \frac{M_s}{\rho_s} - \frac{M_w}{\rho_w} \right) \frac{dx_s^F}{dz} = - \frac{4JNd_o}{M^F(d_s^2 - Nd_o^2)} \quad (13)$$

$$\frac{x_s^F}{V^F} \frac{dv^F}{dz} + \frac{v^F M_w}{\rho_w (V^F)^2} \frac{dx_s^F}{dz} = 0 \quad (14)$$

$$\frac{d\rho^F v^F C_p^F T_b^F}{dz} = - \frac{4Q^F}{\pi(d_s^2 - Nd_o^2)} \quad (15)$$

$$P_m^{Per} = P_{vacuum,m} = 4 \text{ kPa} \quad (16)$$

(4) 경계조건

$$T_{initial} = T_{bin}^F, \quad v_{initial} = v_{in}^F, \quad (17)$$

$$x_{s,initial} = x_{s,in}^F, \quad P_{bin}^F = 101.325 \text{ kPa}$$

## 2.3 히트펌프 설계

진공 막증류 해수 담수화 시스템에서 소비되는 냉열 및 온열 에너지를 보상하기 위해 해수 담수화에 요구되는 열에너지 소모를 분석하고 이를 보상할 수 있는 히트펌프 시스템을 설계하였다. 히트펌프의 응축기는 농축 배출수와 열 교환 된 유입수의 온도를 유입수 목표온도까지 높이기 위해 히트펌프의 응축기 온도를  $65^\circ\text{C}$ 로 하였고, 증발기는 진공 탱크 내부의 콜드 트랩의 온도를 유지하는데 사용되기 때문에 진공 탱크 내부의 압력을 약  $4 \text{ kPa}$ 로 유지시킬 수 있도록  $29.2^\circ\text{C}$ 로 하였다. 응축기 설계는 압축기 일 때문에 증발기 보다 높은 열량을 가지게 되는데 본 시스템에서는 에너지 균형이 중요하기 때문에 외부 응축기를 두어 응축기와 증발기의 에너지 균형을 고려하였다.

히트펌프 시스템 설계를 위해 가정한 조건은 다음과 같다. i) 응축기 및 증발기에서의 열은 100% 해수 및 응축수로 공급된다. ii) 보조 열교환기에서 해수와 농축 배출수의 열교환 효율은 100%이다.

R1233zd(E)를 작동유체(냉매)로 하여 사이클 설계를 수행하였으며 아래의 식을 활용하여 압축기 소비 전력 당 담수생산량( $\eta_{system}$ )을 산출하였다.

$$\eta_{system} = \frac{\text{Fresh water productivity (kg/h)}}{\text{Energy consumption (kW)}} \quad (18)$$

## 3. 연구 결과

### 3.1 진공 막증류 해수 담수화 공정 해석모델 검증

시뮬레이션 연구를 수행하기 위해 실제 실험연구의 결과 데이터와 비교하여 그 적합성을 검증하였다. 실험 데이터는 Mengual et al., 의 데이터를 참고하였다.<sup>(5)</sup> Fig. 4는 해석적 방법을 이용한 시뮬레이션으로 얻은 데이터의 적합성을 검증하기 위해 기존 문헌의 동일한 모듈과 동일한 운전조건을 사

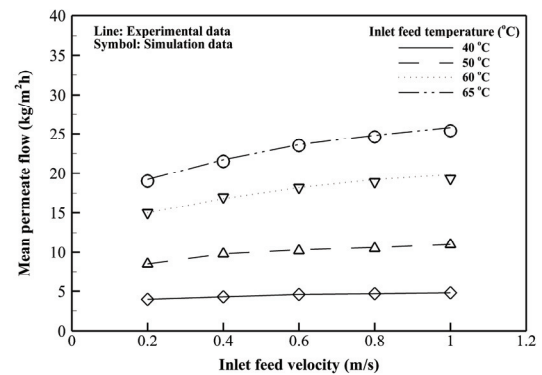


Fig. 4 Model validation between experimental data<sup>(5)</sup> and current simulation data

용하였을 때 얻은 실험 데이터와 비교한 그래프이다. 그래프에서 볼 수 있듯이 시뮬레이션 결과는 유입 유속 및 온도가 각각 1 m/s 그리고 60°C 일 때, 실험결과와 비교하여 최대 5%의 오차를 보였으며 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 실험 및 시뮬레이션에서 사용된 진공 측 압력은 4 kPa로 동일하다.

### 3.2 유입수 온도 및 유속에 따른 진공 막증류 해수 담수화 공정 성능 평가

검증된 시뮬레이션 톨을 가지고 유입수 온도 및 유속에 따른 진공 막증류 해수 담수화 공정의 성능평가를 수행하였다.

Fig. 5는 유입수 유속에 따른 담수 생산량을 나타내는 그림이다. 유입수의 온도 및 유속이 증가할수록 생산되는 담수는 증가하는 것을 알 수 있었다. 이는 유입수의 온도가 증가할수록 유입수 측 막 표면에서의 수증기 분압이 증가하기 때문이다. 또한 유속이 증가할수록 담수생산량이 증가하는 것을 알 수 있는데 이는 막 표면에서 온도 구배 (Temperature polarization) 현상이 완화되기 때문이다. 하지만 유입수 온도가 낮을 때는 이 현상이 잘 나타나지 않는데 이는 유입수 온도가 낮아서 유입수 측 막 표면에서의 수증기 분압이 낮아 담수생산 구동력이 낮기 때문이다.<sup>(8-11)</sup>

또한 Fig. 6은 증공사막 모듈의 후단에서 배출되는 유입수 온도를 시뮬레이션을 통해 산출하여 나타낸 그림이다. 유입수의 유속이 증가함에 따라 유입수가 갖는 열량이 많기 때문에 유속이 빠를수록 모듈 후단에서의 유입수 온도가 적게 감소하는 것을 알 수 있다. 하지만 시스템에서 유속이 증가함에 따라 초기 유입수의 목표온도 승온에 요구되는 열량이 높아지기 때문에 유속 대비 담수생산량이나 에너지 소비량을 잘 고려해야한다.

Fig. 7에는 담수 생산을 위해 소비되는 열에너지를 나타내었다. 소비 에너지는 최대 15.95 kW로 유입수의 입구 유속이 1 m/s이고 온도가 65°C 일 때 였다. 이는 막 표면에서 일어나는 수증기의 증발에 소모되는 에너지이며 실제로 본 공정에서는 생산된 수증기를 응축 시켜야 하기 때문에 이에 소모되는 에너지를 고려해야한다. 수증기 응축에 요구되는 에너지는 증발 에너지량과 큰 차이를 나타내지 않기 때문에 제안된 시스템에서의 요구 응축에너지는 15.95kW으로 가정하였다. 이와 같이 진공 막 증류공정은 온열과 냉열을 동시에 요구하는 공정이며 히트펌프는 이러한 요구를 잘 만족시킬 수 있는 차세대 고효율 에너지기기이다.

### 3.3 온열 및 냉열 공급을 위한 히트펌프 설계

시뮬레이션 및 실험 연구를 통해 한 개의 모듈에서 유입수의 입구 유속이 1 m/s이고 온도가 65°C 일 때, 시간당 최대 4 kg의 담수를 생산할 수 있음을 알 수 있었다. 본 섹션에서

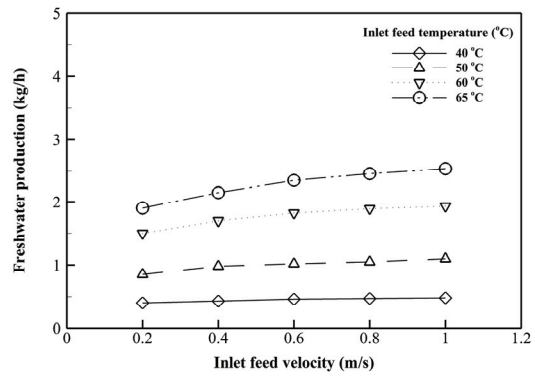


Fig. 5 Influence of the inlet feed velocity on freshwater production

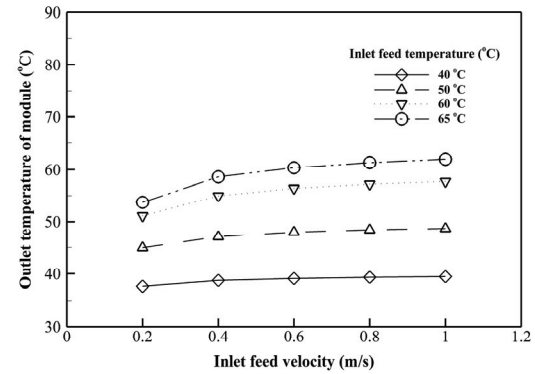


Fig. 6 Influence of the inlet feed velocity on the outlet temperature of module

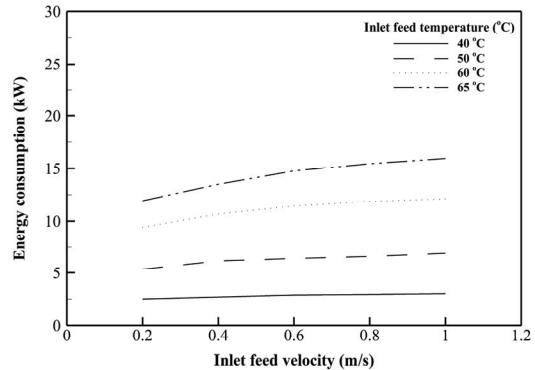


Fig. 7 Energy consumption of vacuum membrane distillation

는 열개의 모듈이 사용된다는 가정 하에 히트펌프 설계연구를 수행하였다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이 열개의 모듈이 병렬 형태로 구성된 형태며 한 개의 모듈에서 생산되는 담수생산량 및 에너지 소모가 동일하다고 가정하였다. 따라서 담수생산량은 40 kg/h이고 온열 공급을 위한 에너지 소비는 159.5 kW이다.

히트펌프 설계를 위해 가정한 조건은 다음과 같다. i) 응축기 및 증발기에서의 열은 100% 해수 및 응축수로 공급된다. ii) 보조 열교환기에서 해수와 농축 배출수의 열교환 효

율은 100%이다.

히트펌프의 경우, 응축기 설계는 압축기 일 때문에 증발기보다 높은 열량을 가지게 되는데 본 시스템에서는 에너지 균형이 중요하기 때문에 외부 응축기를 두어 응축기와 증발기의 에너지 균형을 고려하였다.

농축 배출수와 열 교환 된 유입수의 온도를 유입수 목표온도까지 높이기 위해 히트펌프의 응축기 온도를 65°C로 하였고 증발기 온도는 4 kPa의 수증기압을 고려해 29.2°C하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며 결과는 다음과 같다.

유입수 온도 유지, 수증기 응축을 위한 콜드트랩 온도 유지 그리고 히트펌프 시스템의 에너지 균형을 고려해 응축기와 증발기 용량을 각각 159.5 kW로 설계하였다.

히트펌프 특성상 응축기의 열량이 높게 설계될 수 밖에 없기 때문에 시스템 에너지 균형을 위해 외부 응축기가 추가로 요구되며 응축기와 증발기의 열량 차이인 31.6 kW를 외부 응축기를 통하여 외부로 뺄 수 있도록 하였다. 증발기 온도를 29.2°C로 하기 위한 증발 압력은 150 kPa 이고 응축기 온도를 65°C로 하기 위한 응축 압력은 448 kPa이다. 또한 이때 압축기 압축비, 압축기 소비동력 그리고 냉매 유량은 각각 2.981, 23.85 kW 그리고 0.965 kg/s 이다. 압축기 효율은 0.85로 계산되었다.

제안 된 히트펌프 사이클 시뮬레이션으로 산출 된 COP<sub>H</sub>는 7.686이며 증발 COP<sub>C</sub>는 6.686이다. 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템에서 담수를 생산하는데 사용된 에너지는 온열 및 냉열 에너지는 각각 159.5 kW이며 외부로 방열된 열 에너지가 23.85 kW이다. 따라서 외부로 방출한 열에너지를 제외하면 제안된 히트펌프 시스템의 COP<sub>H</sub>와 COP<sub>C</sub>의 합인 COP<sub>Total</sub>은 약 13.37으로 산출된다. 또한 시간당 40 kg의 담수를 생산하기 위해 23.85 kW의 전력 에너지가 요구됨을 알 수 있었다. 또한 시간당 담수 생산량 대비 전력 소비량은 1.68kg/kWh였다.

#### 4. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 낙후 도서지역 물 복지 대응을 위한 소형 해수 담수화 장치인 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템을 제안하고 이를 설계하며 히트펌프를 구동하는 냉매로는 Low GWP 냉매인 R1233zd(E)를 사용하여 히트펌프 사이클을 설계하였다.
- 2) 기 출판된 논문에서 실린 실험 데이터와 수치해석 모델에서 얻은 데이터를 비교하여 수치해석 모델을 검증하였고 해석결과가 5%내에서 잘 일치함을 보였다.
- 3) 검증된 수치해석 모델을 활용하여 상용 소수성 중공사 모듈인 MD020CP2N(MICRODYN)을 사용한 진공 막증

류 공정을 유입수 온도, 유속 그리고 투과수 부 압력이 각각 65°C, 1 m/s 그리고 4 kPa의 운전조건으로 구동했을 때, 시간 당 4 kg의 담수생산이 가능하며 소비되는 열에너지는 15.95 kW임을 알 수 있었다.

- 4) 시간당 40kg의 담수를 생산할 수 있는 다단 진공막증류 해수 담수화 시스템을 구동하기 위한 열원장비로서의 히트펌프 사이클을 설계하였으며 유입수의 온도를 65°C로 일정하게 공급하고자 응축기 온도 및 압력을 65°C 및 448 kPa로 설계하였고 진공 탱크의 수증기 압력을 고려하여 증발기 온도 및 압력을 29.2°C 및 150 kPa로 설계하였다. 요구되는 응축기 및 증발기 열량을 만족하는 히트펌프의 이론적 COP<sub>Total</sub>은 13.37로 매우 높는데 이는 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템이 히트펌프의 온열 및 냉열을 모두 사용하기 때문이다.
- 5) 본 연구의 결과, 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수 담수화 시스템으로 시간당 40 kg의 담수를 생산하는데 소비되는 전력에너지는 23.85 kW임을 알 수 있었다. 또한 시간당 담수 생산량 대비 전력 소비량은 1.68 kg/kWh였다.

#### 후 기

본 논문은 기획재정부 재원 한국생산기술연구원 미래 산업환경대응 홀로닉 생산시스템 개발 사업(No. EO230006)으로 지원된 사업입니다.

#### References

- (1) Hwang, M. H., Han, D., and Kim, I. S., 2017, "Estimation of Water Production Cost from Seawater Reverse Osmosis (SWRO) Plant in Korea," J. Korean Soc. Environ. Eng., Vol.39 No. 4, pp. 169~179.
- (2) Ma, Q., Aras, A., and Corinne, C., 2018, "Direct integration of a vacuum membrane distillation module within a solar collector for small-scale units adapted to seawater desalination in remote places: Design, modeling & evaluation of a flat-plate equipment," Journal of Membrane Science., Vol. 564, pp. 617~633.
- (3) Ayoub, J., and R. Alward. 1996, "Water requirements and remote arid areas: the need for small-scale desalination," Desalination, Vol.107, No.2, pp. 131~147.
- (4) Yoon, J., Kwon, H. J., Kang, S., and Eric, B., 2022, "Portable seawater desalination system for generating drinkable water in remote locations," Environmental Science & Technology, Vol.56, No.10 pp. 6733~6743.
- (5) Mengual, J. I., Khayet, M., and Godino, M. P., 2004, "Heat

and mass transfer in vacuum membrane distillation,” International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 47, No. 4, pp. 865~875.

- (6) Lee, J-G., and Kim, W-S., 2013, “Numerical modeling of the vacuum membrane distillation process,” Desalination, Vol. 331, pp. 46~55.
- (7) Ghaffour, N., Soukane, S., Lee, J-G., Kim, Y., and Alpatova, A., 2019, “Membrane distillation hybrids for water production and energy efficiency enhancement: A critical review,” Applied Energy, Vol. 254, 113698.
- (8) Jang, Y., Lee, J-G., Fortunato, L., Lee, J., Lee, Y., An, A. K., Ghaffour, N., Lee, S., and Jeong, S., 2022, “Colloidal silica fouling mechanism in direct-contact membrane distillation,” Desalination, Vol. 527, 115554.
- (9) Anqi, A. E., Usta, M., Krysko, R., Lee, J-G., and Ghaffour, N., 2020, “A Oztekin Numerical study of desalination by vacuum membrane distillation-Transient three-dimensional analysis,” Journal of membrane science, Vol. 596, 117609.
- (10) Lee, J-G., Bak, Chul-u., Thu, K., Ghaffour, N., Kim, Y. D., 2019 “Effect of seawater-coolant feed arrangement in a waste heat driven multi-stage vacuum membrane distillation system,” Separation and Purification Technology, Vol. 212, pp. 12~20.
- (11) Shin, Y., Koo, J., Han, J., Lee, S., 2013, “The Study of Wetting in Direct Contact Membrane Distillation,” The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 17, No. 2, pp. 30~34.

## Nomenclature

A	멤브레인 면적비	[-]
B	물질전달계수	[kg/m <sup>2</sup> s pa]
C <sub>p</sub>	비열	[J/molK]
dh	수력직경	[m]
d <sub>i</sub>	중공사 내경	[m]
d <sub>o</sub>	중공사 외경	[m]
d <sub>s</sub>	모듈 내경	[m]
h	대류열전달계수	[W/m <sup>2</sup> K]
J	투과수 유량	[kg/m <sup>3</sup> h]
k	전도열전달계수	[W/mK]
L	모듈 길이	[m]
m	질량유량	[kg/s]
M	물질량	[g/mol]
N	중공사 수	[-]
P	압력	[Pa]
Q	열량	[W]
r	포어사이즈	[m]
R	이상기체상수	[J/mol K]
T	온도	[K]
w	질량분율	[-]
x	몰분율	[-]
v	유속	[m/s]
V	몰 부피	[m <sup>3</sup> /mol]
z	그리드 길이	[m]
<b>무차원수</b>		
Nu	Nusselt number	[-]
Pr	Prandtl number	[-]
Re	Reynolds number	[-]
<b>그리스 문자</b>		
δ	막 두께	μm
ε	막 공극률	[%]
θ	Yas angle	°
μ	동점도 계수	Pa s
ρ	밀도	[kg/m <sup>3</sup> ]
φ	팩킹 밀도	[-]
τ	굴곡률	[-]
<b>하첨자</b>		
b	bulk	
s	소금	
w	물	
<b>상첨자</b>		
F	유입수부	
Per.	진공부(투과수 부)	
m	멤브레인	