

# Low GWP 냉매 기반 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템의 설계 및 성능평가

## Design and Performance Investigation of Low GWP Refrigerant based Heat Pump Hybrid Multi Stage Vacuum Membrane Distillation Seawater Desalination System

이정길\* †  
Jung-Gil Lee\* †

(Received 10 July 2024, Revision received 12 September 2024, Accepted 20 September 2024)

**초록 :** 본 연구에서는 Low GWP 냉매 사용 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템을 설계하고 시뮬레이션 연구를 통해 그 성능 분석을 수행하였다. 시뮬레이션 모델을 개발하기 위해 히트펌프 및 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템의 설계, 수치해석 모델링 그리고 실험데이터를 이용한 모델 검증 등 포괄적인 연구가 진행되었다. 개발된 수치해석 모델을 통해 산출된 담수 투과량은 5% 이내의 오차범위에서 실험데이터와 잘 일치함을 보였다. 개발된 수치해석 모델을 활용하여 상용 소수성 중공사막 모듈(MD020CP2N, (MYCRODYN)) 50개를 병렬로 구성하여 200 kg/h의 담수를 생산할 수 있는 시스템을 설계하였고, 이때 히트펌프의 압축기 소비 에너지는 19.81 kW였으며, 히트펌프의 냉열 및 온열 COP는 각각 7.309 및 6.309였다.

**키워드 :** 해수담수화, 진공 막증류 공정, 히트펌프, Low GWP 냉매, 시뮬레이션

**Abstract :** In this study, a hybrid multi-stage vacuum membrane distillation seawater desalination system utilizing a heat pump with a low global warming potential refrigerant was designed, and its performance was analyzed through simulation. To develop the simulation model, the comprehensive study was conducted, including the design of the heat pump cycle and multi-stage vacuum membrane distillation seawater desalination system, numerical modeling, and model validation using experimental data. The permeate flux predicted by the developed numerical model showed good agreement with experimental data, with an error margin within 5%. Using the validated numerical model, a system capable of producing 200 kg/h of freshwater was designed by arranging 50 commercial hydrophobic hollow fiber membrane modules (MD020CP2N, MYCRODYN) in parallel. The energy consumption of the compressor of the heat pump's was 19.81 kW, and the cooling and heating coefficient of performances of the heat pump were 7.309 and 6.309, respectively.

**Key Words :** Seawater Desalination, Vacuum Membrane Distillation Process, Heat Pump, Low GWP Refrigerant, Simulation

\* † 이정길(<http://orcid.org/0000-0001-6005-4279>) : 수석연구원, 한국생산기술연구원 산업에너지연구부  
E-mail : [jglee@kitech.re.kr](mailto:jglee@kitech.re.kr), Tel : 041-589-8325

\* † Jung-Gil Lee(<http://orcid.org/0000-0001-6005-4279>) : Principle Researcher, Industrial Energy R&D Department, Korea Institute of Industrial Technology.  
E-mail : [jglee@kitech.re.kr](mailto:jglee@kitech.re.kr), Tel : 041-589-8325

— 기 호 설 명 —

A	: 멤브레인 면적비 [-]
B	: 물질전달계수 [ $\text{kg/m}^2\text{s pa}$ ]
Cp	: 비열 [ $\text{J/molK}$ ]
COP	: 성적계수 [-]
dh	: 수력직경 [m]
$d_i$	: 중공사 내경 [m]
$d_o$	: 중공사 외경 [m]
$d_s$	: 모듈 내경 [m]
h	: 대류열전달계수 [ $\text{W/m}^2\text{K}$ ]
J	: 투과수 유량 [ $\text{kg/m}^2\text{h}$ ]
k	: 전도열전달계수 [ $\text{W/mK}$ ]
L	: 모듈 길이 [m]
m	: 질량유량 [ $\text{kg/s}$ ]
M	: 물질량 [g/mol]
N	: 중공사 수 [-]
P	: 압력 [Pa]
Q	: 열량 [W]
r	: 포어사이즈 [m]
R	: 이상기체상수 [ $\text{J/mol K}$ ]
T	: 온도 [K]
w	: 질량분율 [-]
x	: 몰분율 [-]
v	: 유속 [ $\text{m/s}$ ]
V	: 몰 부피 [ $\text{m}^3/\text{mol}$ ]
z	: 그리드 길이 [m]

무차원수

Nu	: Nusselt number [-]
Pr	: Prandtl number [-]
Re	: Reynolds number [-]

그리스 문자

$\delta$	: 막 두께 [ $\mu\text{m}$ ]
$\varepsilon$	: 막 공극률 [%]
$\theta$	: Yas angle [°]
$\mu$	: 동점도 계수 [Pa·s]

$\rho$	: 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
$\phi$	: 팩킹 밀도 [-]
$\tau$	: 굴곡률 [-]

하첨자

b	: bulk
s	: 소금
w	: 물
H	: 가열
C	: 냉각

상첨자

F	: 유입수부
Per.	: 진공부(투과수 부)
m	: 멤브레인

1. 서 론

급격한 인구증가, 과도한 경작, 가축 사육 및 삼림 벌채 등으로 인한 담수 사용량 증가로 인해 용수 및 음용수 부족이 예고되고 있다. 세계자연기금(WWF, World Wide Fund Nature)에서는 2050년까지 물 부족을 겪는 인구가 세계적으로 약 24억 3,000명에 이를 것으로 분석하고 있다. 국내에서는 지역적으로 농업 및 공업 등의 용수와 음용수 부족에 대한 실질적 피해 및 우려가 있는 실정이다. 지구 전체의 지표수 중 약 97%가 해수임을 고려하면 용수 및 음용수의 부족 문제를 해수담수화를 통해 해결하는 방법이 가장 적합하다. 해수담수화 기술은 제 2차 세계대전 당시 사막에서 음용수를 공급하기 위해 개발되었으나 현재에는 중동지역과 같은 지역적으로 담수가 부족한 곳이나 선박 등과 같은 육지와 오래 멀리 떨어지는 특정한 영역에서 필수적으로 요구된다.

해수담수화 기술은 크게 열 구동 공정과 막 기반 공정으로 나뉜다. 대표적인 열구동 공정으로는 다단 증발법(MSF, Multi-Stage Flash)나 다중효용

방식(MED, Multi Effect Distillation)이 있다. 열 구동 공정은 적조나 녹조 등의 조류 이상이 많이 발생하는 지역에서 사용되며 해수를 증발시켜서 포집된 수증기를 응축시키는 방식을 사용하기 때문에 해수를 비등점 이상으로 가열하고 응축시키는데 많은 에너지가 소비된다. 최근 에너지 소비량을 절감하기 위해 막 기반 해수담수화 공정을 많이 사용하고 있으며, 최근 상용화된 기술로 역삼투 공정(RO, Reverse Osmosis)이 있으며, 이는 가압된 해수를 막을 투과시켜 순수한 담수만 생산하는 방식으로 소비전력당 담수생산량 2~4 kWh/m<sup>3</sup>이다.<sup>1-3)</sup> 역삼투 공정의 경우, 해수의 삼투압보다 높은 압력으로 막을 투과시켜야 담수가 생산되기 때문에 해수 염도 35‰ 기준으로 63 bar 정도의 압력을 요구하기 때문에 고압 압축기가 요구되며, 압력을 회수할 수 있는 에너지 회수장치가 함께 설계된다. 물 부족 국가에서는 대규모 해수담수화 플랜트를 설치하여 물 부족 문제를 해결하고 있다. 사우디 아라비아의 경우, 수자원은 미국의 1/75 수준이나 일 인당 물 사용량은 1/2 이상으로 해수담수화 공정으로 인한 물 혜택을 톡톡히 보고 있다.

해수담수화 공정의 경우, 국가적으로 대규모 플랜트를 지어서 운영되는 경우가 대다수이다. 하지만 도서 지역이나 선박 같은 육지로부터 멀리 혹은 오래 떨어져있는 경우, 소형 해수담수화 시스템이 요구되며, 이러한 소형기기는 자립적(Stand alone)으로 사용되기보다는 에너지 효율을 고려하여 폐열, 신재생에너지 그리고 신규 고효율 에너지기와의 연계가 필수적이며, 이에 대한 연구가 진행되고 있다. 신규 고효율 에너지기기로 히트펌프에 대한 관심이 지속적으로 증가하고 있다. 하지만 엄격해지고 있는 냉매 규제로 인해 GWP 지수가 낮은 냉매를 사용하는 히트펌프 시스템을 지속적으로 개발해야 한다.<sup>4-8)</sup>

Mericq et al.(2011)은 태양열 기반 진공 막 증류 공정에 대한 성능 평가 연구를 모델링을 기반으로 진행하였다.<sup>8)</sup> Xing et al.(2017)은 파일럿 스케일로 다중효용 방식을 활용하여 진공 막 증류공정의 담수화 효율을 분석하였다.<sup>9)</sup> Sarbatly and

Chiam(2013)은 지열 기반 진공 막 증류 공정에 대한 성능 평가 연구를 진행하였다.<sup>10)</sup>

위와 같이 폐열 및 신재생 에너지 연계로 막 증류 공정을 구동하는 연구들이 진행되고 있다. 하지만 이러한 열원들을 공급받을 수 없는 소규모 도서지역이나 선박 위에서의 소규모 해수담수화 시스템개발을 위해서는 히트펌프와 연계가 가장 적합하다고 판단된다.

도서지역이나 선박 등 담수 공급 수요가 발생할 수 있는 곳에 설치할 수 있는 소규모 해수담수화 장치를 개발하기 위해 Low GWP 냉매 기반 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템을 설계하고 제안하였다. 수치해석 기법을 사용하여 설계된 시스템의 성능을 평가하고 담수생산량, 소비 에너지양, 압축기 소비 에너지, 히트펌프 COP 등을 분석하였다.

## 2. 연구 방법

Fig. 1은 Low GWP 냉매 기반 히트펌프 연계 다단 진공 막증류 해수담수화 시스템의 개략도이다. 진공 막 증류공정의 경우, 해수의 가열과 증발된 수증기의 응축이 동시에 이루어져야 하는 해수담수화 공정으로 온열 및 냉열의 공급이 요구된다. 히트펌프의 경우, 온열과 냉열이 동시에 생산될 수 있기 때문에 진공 막증류 공정과 잘 맞는 신규 고효율 열원 에너지기이다. 제안된 시스템은 유입 해수가 진공 막 증류 공정의 유입부로 공급되어 담수가 분리되어 농축된 염수와 1차로 열교환을 하고 2차로 목표 온도까지 히트펌프의 응축기 열원을 이용해 승온되게 된다. 목표 온도까지 승온된 해수는 다단 진공 막 증류공정으로 유입되게 되고 n개의 모듈에 동일하게 공급된다. 모듈 내에서는 진공 압력과 유입 해수의 수증기 분압 차이에 의해서 담수가 수증기 형태로 소수성 막을 통과하고, 이는 히트펌프의 증발기의 냉열을 사용하는 콜드 트랩에서 응축되어 담수가 생산된다. 보통 히트펌프의 경우, 온열만을 사용하기 때문에 식 (1)과 같이 계산되지만 진공 막 증류공정의 경우, 냉열과 온열이 동시에 사용되기 때문에

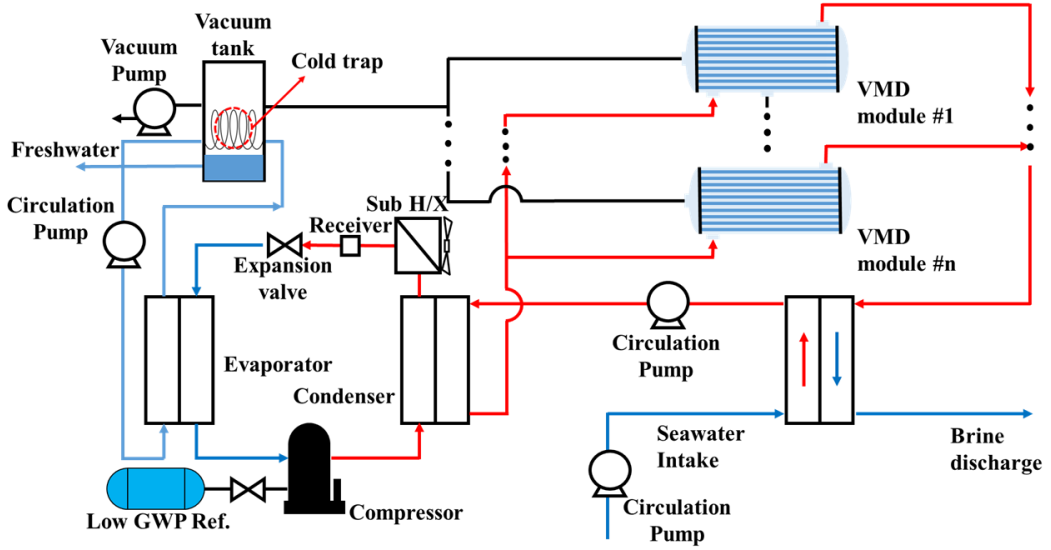


Fig. 1 Schematic of Low GWP refrigerant based heat pump hybrid multi vacuum membrane distillation seawater desalination system

식 (2)와 같이 계산될 수 있다.

$$COP_H = \frac{Q_H}{\dot{W}_P} \quad (1)$$

$$COP_{Total} = \frac{Q_C + Q_H}{\dot{W}_P} \quad (2)$$

막 증류 공정의 경우, 기존 열 구동 해수담수화공정과 같이 해수가 들어오는 챔버를 감압시키지 않고 막 양측의 압력 차이가 담수 생산을 위한 구동력이 된다. 따라서 비등점 이상으로 해수를 가

열해 주지 않아도 되어 에너지 효율 측면에서 우수하다 할 수 있고, 감압 해수 챔버가 필요하지 않기 때문에 설치 면적이 매우 작아질 수 있다. 또한 막을 통과하여 순수한 수증기만 통과시켜 담수를 생산하기 때문에 생산 담수의 순도가 높은 장점이 있다.

제안된 시스템에 사용된 진공 막 증류 모듈은

Table 1 Properties of module (MD020CP2N)

Hollow fiber membrane module	
Length of fibers (L, m)	0.47
Shell diameter (d <sub>s</sub> , m)	0.025
Number of fibers (N)	40
Inner diameter of fibers (d <sub>i</sub> , mm)	1.8
Outer diameter of fibers (d <sub>o</sub> , mm)	2.6
Effective area (m <sup>2</sup> )	0.15
Membrane thickness (δ <sub>m</sub> , mm)	0.4
Porosity (%)	70

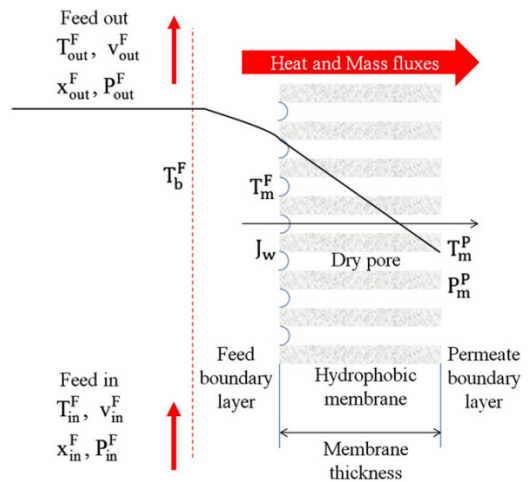


Fig. 2 Schematic of heat and mass transfer during vacuum membrane distillation<sup>11)</sup>

MYCRODYN사의 MD020CP2N 제품으로 상세 사양은 Table 1에 나타난 바와 같다. 막 젖음현상이 발생하면 순수한 수증기를 투과시킬 수 없기 때문에 소수성 막이 사용되었고, 사용된 막의 액체 유입 압력은 140 kPa이다. 진공 막 증류 공정의 막 모듈 내 Fig. 2에 나타난 바와 같이, 뜨거운 유입수가 유입부로 흐르고 투과부에 진공을 걸면 막을 사이에 압력차이가 발생하여 유입수 부의 막 표면에서 증발현상이 일어나서 생성된 수증기가 막을 투과하여 투과부로 넘어가게 된다. Fig. 3은 실제 증공사막 모듈의 개략도를 나타내며 뜨거운 해수가 모듈내부로 들어가서 막을 감싸고 출구부로 흐르게 된다. 투과부는 증공사막 내부로 진공압력으로 유지된다.

제안된 시스템은 크게 다단 진공 막 증류 시스템과 Low GWP 적용 히트펌프로 나눌 수 있다. 다단 진공 막 증류 시스템은 배관을 제외하면 해수에서 담수를 분리해 내는 소수성 막 모듈, 진공 펌프 그리고 콜드트랩으로 나눌 수 있다. 소수성 막 모듈에서는 해수에서 담수만을 수증기 형태로 분리해 내는 역할을 한다. 진공펌프는 투과부 및 콜드트랩을 진공으로 유지하는 역할을 한다. 콜드

트랩은 생산된 수증기 형태의 담수를 응축시키는 역할을 하게 된다. Low GWP 적용 히트펌프의 주요 구성품으로는 응축기, 증발기, 팽창밸브 그리고 압축기가 있으며, 기상의 냉매가 압축기를 통과해서 고압고온의 기체가 되어 응축기로 들어가고, 이때 응축기에서 발생된 열이 해수를 가열하는 역할을 하게 된다. 응축기를 통과한 냉매는 팽창밸브를 통과하여 팽창 및 냉각되어 증발기로 들어가고, 이때 발생된 냉열이 콜드트랩으로 공급되어 생산된 수증기를 응축시켜 담수로 활용될 수 있도록 한다.

제안된 시스템의 히트펌프에 사용된 냉매는 Low GWP 지수(~1)를 갖는 R1234ze(Z) 냉매로 임계 온도는 150.12°C 이고, 임계 압력은 3,531 kPa이다.

진공 막 증류 해수담수화 공정의 담수 생산량 및 에너지 소비량을 산출하기 위해 공정을 단순화하여 (1) 열전달, (2) 물질 전달 그리고 (3) 모듈 내부 열 및 물질 유동 방정식을 정리하여 다음의 식을 통해 나타내었다. Fig. 3을 보면 유입수의 입구와 출구의 위치로 인해 Yaw angle이 발생하는데, 이 값은 87°이다. Yaw angle을 고려할 수 있는 Gohn이 제안한 수정된 Nusselt number를 사용하였

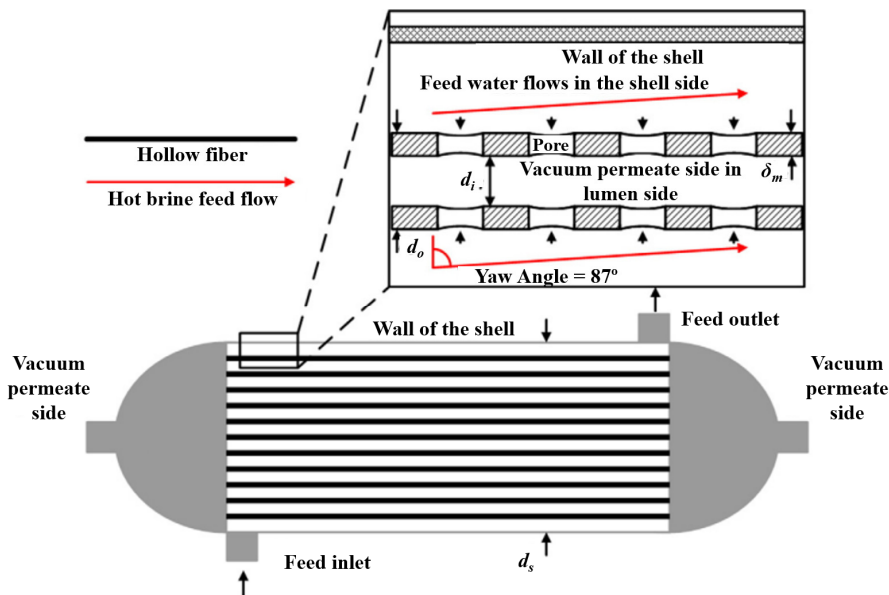


Fig. 3 Schematic of hollow fiber membrane for VMD process<sup>11)</sup>

으며, 식 (1)에 나타내었다.<sup>12)</sup>

(1) 열전달 방정식

$$Nu = 0.206(Re \cos \theta)^{0.63} Pr^{-0.36} \quad (3)$$

$$Q^F = h^F A_r^m \pi N d_o (T_b^F - T_m^F) \quad (4)$$

$$Q^m = A_r^m \pi N d_o J \Delta H \quad (5)$$

$$A_r^m = \frac{((d_o - d_i) / \ln(d_o - d_i))}{d_o} \quad (6)$$

$$\alpha = \pi N d_o \quad (7)$$

$$\Delta H = 2489.7 - 2.412(T - 278.15) \quad (8)$$

$$Q^F = Q^m \quad (9)$$

(2) 물질전달 방정식

$$J = B(P_m^F - P_m^{Per.}) \quad (10)$$

$$B = 1.064 \frac{r \epsilon}{\pi} \left( \frac{M_w}{RT} \right)^{1/2} \quad (11)$$

$$P_m^w = \exp \left( 23.1964 - \frac{3816.44}{T - 4613} \right) \quad (12)$$

$$P_m^F = P_m^w (1 - x_s^F) \quad (13)$$

(3) 모듈 내 열 및 물질 유동 방정식

$$\frac{dP_b^F}{dz} = - \frac{32\mu^F}{d_h^3} v^F \quad (14)$$

$$\frac{1}{V^F} \frac{dv^F}{dz} - \frac{v^F}{(V^F)^2} \left( \frac{M_s}{\rho_s} - \frac{M_w}{\rho_w} \right) \frac{dx_s^F}{dz} = - \frac{4INd_o}{M^F(d_s^2 - Nd_o^2)} \quad (15)$$

$$\frac{x_s^F}{V^F} \frac{dv^F}{dz} + \frac{v^F M_w}{\rho_w (V^F)^2} \frac{dx_s^F}{dz} = 0 \quad (16)$$

$$\frac{d\rho^F v^F C_p^F T_b^F}{dz} = - \frac{4Q^F}{\pi(d_s^2 - Nd_o^2)} \quad (17)$$

$$P_m^{Per.} = P_{vacuum,m} = 4 \text{ kPa} \quad (18)$$

(4) 경계조건

$$T_{initial} = T_{b,in}^F, v_{initial} = v_{in}^F, x_{s,initial} = x_{s,in}^F, \quad (19)$$

$$P^{bot} = 101.325 \text{ kPa}$$

R1233zd(E)를 작동유체(냉매)로 하여 사이클 설계를 수행하였으며, 아래의 식을 활용하여 담수생산량당 압축기 소비전력( $\eta_{system}$ )을 산출하였으며, 사용된 식은 다음과 같다.

$$\eta_{system} = \frac{\text{Energy consumption (kWh)}}{\text{Fresh water production (m}^3\text{)}} \quad (20)$$

다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템에서 소비되는 냉열 및 온열 에너지를 보상하기 위해 다단 진공 막 증류 해수담수화 공정에서 소비되는 열 에너지를 분석하였다. 히트펌프의 응축기 측에서는 유입 해수 온도를 65°C로 하였고, 증발기의 온도를 29.2°C로 하여 콜드트랩(챔버) 내 압력을 4 kPa로 유지할 수 있도록 하였다. 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템에서는 수증기 형태로 담수가 생산되어 이를 콜드트랩 내에서 응축시켜야 하는데 콜드트랩 내 온도가 수증기의 응축 현상으로 높아지면 진공부 측 압력을 유지할 수 없기 때문에 증발기의 냉열을 콜드트랩 쪽으로 계속 공급해야 한다. 응축기 설계는 압축기 일 때문에 증발기보다 높은 열량을 가지게 되는데, 본 시스템에서는 에너지 균형이 중요하기 때문에 외부 응축기 및 리시버를 두어 응축기와 증발기의 에너지 균형을 고려하였다. 히트펌프를 구동하기 위한 Low GWP 냉매로 R1234ze(E) 냉매를 선정하였다. R1234ze(E) 냉매의 임계온도는 109.4°C이고,

끓는 점은  $-18.97^{\circ}\text{C}$ 이다.

다단 진공 막 증류 공정 및 히트펌프 시스템 설계 및 수치해석 연구를 위해 외기로의 열손실을 고려하지 않았고, 응축기, 증발기 그리고 보조 열교환기 등의 효율을 100%로 가정하였다. 또한 막 증류공정에서도 담수 생산을 위한 막 모듈 내부 증발열 이외의 손실을 0으로 가정하였다.

### 3. 결과 및 논의

제안된 다단 진공 막 증류 공정의 성능을 산출하기 위해 개발된 시뮬레이션 모델을 검증하기 위해 산출된 데이터와 기존 문헌의 실험 결과를 비교하였다.<sup>12)</sup> 비교된 데이터는 막 모듈로의 해수 입구 유속이 0.2 m/s에서 1 m/s까지 변할 때 시간당 평균 담수 투과량의 실험 데이터와 수치해석으로 산출된 데이터이다. 산출된 데이터와 기존 문헌의 실험데이터의 오차는 해수 유입 유속 및 온도가 각각 1 m/s 그리고  $60^{\circ}\text{C}$ 일 때 최대 5%였으며, 대부분의 결과가 잘 일치함을 보였다.

해수 입구 유속이 증가함에 따라 평균 담수 투과량이 증가하는 경향을 보이며, 유입 온도가 높을수록 해수 입구 유속 증가에 따른 평균 담수 투과량이 더 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 유입 해수의 온도가 높을수록 막 표면과 해수 유입 측의 온도 분극(Temperature polarization)이 심화되는데 해수 입구 유속의 증가로 온도 분극이 완화되었기 때문이다. 해수 유입유속이 1 m/s이고, 온도

Table 2 Properties of Multi Stage VMD seawater desalination system

Multi stage VMD seawater desalination system	
Total Freshwater production	200 kg/h
Required number of module	50 EA
Outlet feed temperature	$60.25^{\circ}\text{C}$
Heating energy consumption	125 kW
Cooling Energy consumption	125 kW
Intake seawater temperature	$27^{\circ}\text{C}$

가  $65^{\circ}\text{C}$ 일 때 평균 투과 담수량은  $26.6 \text{ kg/m}^2\text{h}$ 였다. 본 연구에서 사용된 MD020CP2N 모듈의 유효면적이  $0.15 \text{ m}^2$ 이므로 시간당 투과 담수량은 약 4 kg/h였다. 산출된 데이터를 바탕으로 시간당 200 kg의 담수를 생산할 수 있는 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템을 설계하고 상세 사항을 Table 2에 나타내었다.

시간당 200 kg/h의 담수를 생산할 수 있도록 하기 위해 요구되는 총 모듈의 수는 50개이고, 각 모듈로  $65^{\circ}\text{C}$ 로 가열된 해수가 1 m/s의 유속으로 유입되면 각 모듈에서 약 4 kg/h의 담수가 생산되게 된다. 담수가 생산될 때 증발열을 소비하기 때문에 각 모듈 토출 온도는  $60.25^{\circ}\text{C}$ 이고, 각각 2.5 kW의 에너지를 소비하게 된다. 이때 투과부(진공부)의 압력은 4 kPa로 유지하게 되는데, 막을 투과한 수증기가 콜드트랩에서 응축하게 될 때 응축열을 발생시켜 콜드트랩 내부의 온도가 오르지 않도록 히트펌프의 증발기 측의 냉열을 공급하게 된다. 유입 해수를 가열하기 위해 요구되는 열 에너지는 125 kW이지만, 125 kW를 만드는데 요구되는 히트펌프의 압축기 일은 이보다 작다. 냉열 및 온열 부하를 보상할 수 있는 히트펌프 설계를 다음과 같이 하였다. 응축기 및 증발기 온도(압력)은  $65^{\circ}\text{C}$ (1,437 kPa) 및  $29.2^{\circ}\text{C}$ (564.9 kPa)이고 냉매 유량은  $0.916 \text{ kg/s}$ 로 하였을 때, R1234ze(E) 냉매 적용 히트펌프의 응축기 및 증발기의 열용량은 각각 144.8 kW 및 125 kW였다. 이때, 압축기일은 19.81 kW였고, 예상되는 냉열 및 온열 측 COP는 각각 7.309 및 6.309였다. 시간당 200 kg/h의 담수를 생산하기 위한 압축기 소비일이 19.81 kW이기

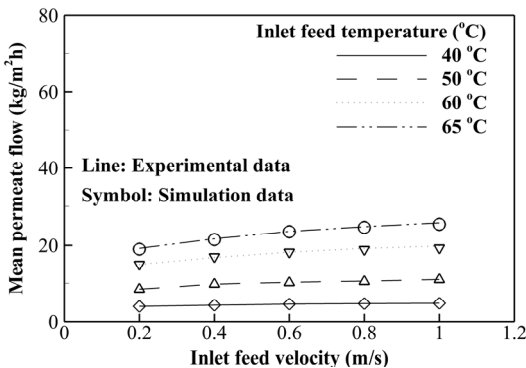


Fig. 4 Model validation between experimental data<sup>12)</sup> and current simulation data

때문에 압축기 소비 전력당 담수생산량은 99.05 kWh/m<sup>3</sup>이다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 도서지역이나 선박 등 장기간 담수공급이 불가한 지역이지만 해수를 구하기 용이한 곳에 설치될 수 있는 Low GWP 냉매 기반 히트펌프 복합 다단 진공 막 증류 해수담수화 시스템을 제안하고 설계하였다.

1) 단일 상용 막 모듈(MD020CP2N)의 단일 모듈 성능을 평가할 수 있는 수치해석 모델을 개발하고 이를 실험결과와 비교하여 검증하였다.

2) 시간당 200 kg의 담수를 생산할 수 있도록 모듈 수를 50개로 설계하였고, 이때 요구되는 유입해수 가열을 위한 에너지 산출 및 콜드트랩 내 담수 응축 및 온도 유지를 위해 요구되는 냉열 및 온열 용량을 산출하였고, 그 값은 각각 125 kW 및 125 kW였다.

3) 요구 냉열 및 온열 공급을 할 수 있는 Low GWP 냉매(R1234ze(E)) 기반 히트펌프를 설계하였다. 운전조건은 응축기 및 증발기 온도(압력)를 65°C(1,437 kPa) 및 29.2°C(564.9 kPa)하고, 냉매 유량은 0.916 kg/s로 하였을 때 요구되는 냉열 및 온열을 공급할 수 있었고, 이때 히트펌프 압축기의 소비전력은 19.81 kW였다.

4) 제안된 시스템에 적용된 히트펌프의 냉열 및 온열 COP는 각각 7.309 및 6.309였으며, 냉열 및 온열을 모두 사용하는 시스템이므로 총 COP는 13.62였다.

#### 후 기

“본 논문은 산업통상자원부 기계장비산업기술개발사업으로 지원된 연구결과입니다(연구개발 과제 번호: 20018410)”.

#### Author contributions

J. G. Lee; Cycle simulation, Data analyzing, Writing, Review and Supervising.

#### References

1. Y. B. Ham, Y. Kim, J. H. Noh, S. S. Shin and J. H. Park, 2012, “Design of Loss-reduction Mechanisms for Energy Recovery Devices in Reverse-osmosis Desalination systems”, *Journal of Power System Engineering*, 16(3), 5-9. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2012.16.3.005>)
2. J. H. Kwon, Y. W. Lee and Y. D. Kim, 2006, “Concentration of Sea Water and Desalination System”, *The 2006 Korean Society for Power System Engineering Fall Academic Conference*, 95-96.
3. J. Kim, K. Park, D. R. Yang and S. Hong, 2019, “A comprehensive review of energy consumption of seawater reverse osmosis desalination plants”, *Applied Energy*, 254, 113652. (<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113652>)
4. J. I. Yoon, C. H. Son, K. H. Choi and M. J. Jeon, 2014, “Performance Comparison of Supercritical Heat Pump for a Variety of Refrigerants”, *Journal of Power System Engineering*, 18(5), 42-47. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2014.18.5.042>)
5. Y. J. Roh, S. H. Kim, S. G. Lee and E. C. Kang, 2022, “Numerical Analysis for the Heat and Material Balance in the Heat Exchanger with Heat Pump”, *Journal of Power System Engineering*, 26(1), 49-57. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2022.26.1.049>)
6. X. Zhang, K. N. Rhee and G. J. Jung, 2020, “Simulations for the Performance Evaluation of Ground Source Heat Pump Cooling System Combined with Hot Water Heat Pump”, *Journal of Power System Engineering*, 24(2), 64-72. (<https://doi.org/10.9726/kspse.2020.24.2.064>)
7. J. H. Moon, S. T. Lim, H. S. Lee and H. J. Kim, 2022, “Review for Domestic Applicability of OTEC-HP Combined Cycle”, *Journal of Power System Engineering*, 26(4), 81-88.



- (<https://doi.org/10.9726/kspse.2022.26.4.081>)
8. J. Mericq, S. Laborie and C. Cabassud, 2011, "Evaluation of systems coupling vacuum membrane distillation and solar energy for seawater desalination", *Chemical Engineering Journal*, 166(2), 596-606.  
(<https://doi.org/10.1016/j.cej.2010.11.030>)
  9. Y. I. Xing, C. h. Qi, H. j. Feng, Q. Lv, G. Xu, H. Lv and X. Wang, 2017, "Performance study of a pilot-scale multi-effect vacuum membrane distillation desalination plant", *Desalination*, 403, 199-207.  
(<https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.07.008>)
  10. R. Sarbatly and C. K. Chiam, 2013, "Evaluation of geothermal energy in desalination by vacuum membrane distillation", 2013, *Applied Energy*, 112, 737-746.  
(<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.12.028>.)
  11. J. G. Lee and W. S. Kim, 2013, "Numerical modeling of the vacuum membrane distillation process", *Desalination*, 331, 46-55.  
(<https://doi.org/10.1016/j.desal.2013.10.022>.)
  12. J. I. Mengual, M. Khayet and M. P. Godino, 2004, "Heat and mass transfer in vacuum membrane distillation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47(4), 865-875.  
(<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2002.09.001>.)