



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](#)

석사 학위논문

시설원예용 히트펌프 시스템의  
성능특성에 관한 해석적 연구

제주대학교 대학원

기계공학과

**Tuul Otgonpurev**

2021년 8월

**A Study on the Performance Characteristics of the Heat  
Pump System for Greenhouse**

**Tuul Otgonpurev**

**(Supervised by Professor Youn Cheol Park)**

**2021. 8.**

**The thesis has been examined and approved by:**

---

**Professor Myung Taek Hyun, Department of Mechanical Engineering  
Jeju National University**

---

**Professor Youn Cheol Park, Department of Mechanical Engineering  
Jeju National University**

---

**Professor Nam Jin Kim, Department of Mechanical Engineering  
Jeju National University**

## 목 차

List of figures .....	I
List of table .....	III
Nomenclature .....	IV
Abstract .....	V
1. 서론 .....	1
1.1 연구의 배경 .....	1
1.2 연구 목적.....	4
2. 모델링.....	6
2.1 히트 펌프의 종류.....	6
2.2 히트 펌프의 구성 요소 .....	12
2.3 시설원예용 히트펌프시스템 시뮬레이션.....	19
2.3.1 시설하우스 및 기후변화 .....	19
2.3.2 히트 펌프 모델링.....	23
2.3.3 압축기 .....	30
2.3.4 시뮬레이션 콘텐츠 .....	34
2.3.5 시뮬레이션 증발기.....	36
3. 결과 및 고찰.....	37
3.1 난방 모드 운전 특성.....	37

3.2 축열 모드 운전 특성.....	43
3.3 외기온도 변화에 따른 시스템의 성능특성 .....	47
3.4 시설하우스 용량 변화에 따른 성능특성 .....	51
4. 결론 .....	56
참고문헌 .....	58

## List of figures

Fig. 1. Closed loop heat pump system .....	9
Fig. 2. Open loop heat pump system.....	11
Fig. 3. Heat pump cycle .....	12
Fig. 4. Experimental facility of greenhouse heating system .....	20
Fig. 5. Average wind speed of Jeju Island over the past two years .....	21
Fig. 6. Average temperature of Jeju Island over the past two years .....	22
Fig. 7. The main components and schematic of the air source heat pump greenhouse.....	25
Fig. 8. Flow chart of heat pump simulation .....	26
Fig. 9. Model of greenhouse and heat pump in simulation software .....	27
Fig. 10. In program heat pump-calibration modeling .....	28
Fig. 11. Picture of R-410a scroll type compressor .....	31
Fig. 12. Simulation components.....	31
Fig. 13. Simulation compressor .....	35
Fig. 14. Simulation evaporator.....	36
Fig. 15. Simulation of the experimental data for temperature of greenhouse operation time with heating mode.....	39
Fig. 16. Simulation of the experimental data for compressor power operation time with heating mode.....	40
Fig. 17. Simulation of the experimental data for capacity operation time with heating mode .....	41
Fig. 18. Simulation of the experimental data for COP operation time with heating mode ....	42
Fig. 19. Simulation of the experimental data for tank average temperature operation time with storage mode .....	44
Fig. 20 . Simulation of the experimental data for capacity operation time with storage mode .....	45

Fig. 21. Simulation of the experimental data for capacity operation time with storage mode	46
Fig. 22. Simulation data for COP operation time with heat mode .....	48
Fig. 23. Simulation data for capacity operation time with heat mode.....	49
Fig. 24. Simulation data for COP operation time with storage mode .....	50
Fig. 25. System average capacity with operation time.....	52
Fig. 26. Total system storage mode and heating mode average COP with operation time ....	53
Fig. 27. System capacity with operation time .....	54
Fig. 28. Total system storage mode and heating mode average COP with operation time ....	55

## List of table

Table. 1. Green house properties .....	20
Table. 2. Heat pump-calibration data .....	29
Table. 3. Numerical value of A and B in equations.....	32
Table. 4. External conditions of green house heat mode, storage mode .....	38

## Nomenclature

COP	Coefficient of Performance
HP	Heat Pump
Com	Compressor
ASHP	Air source heat pump
$h$	Heat transfer coefficient
Re	Reynolds number
Pr	Prandtl number
$Re_L$	Liquid phase Reynolds number
$Pr_L$	Liquid phase Prandtl number
$k$	Thermal conductivity
$D$	Characteristic length
$P_{re}$	Reduces pressure
$P$	Actual pressure
$P_{cr}$	Critical pressure
$Nu_L$	Liquid phase Nusselt number
$\rho_L$	Liquid density
$\rho_V$	Vapor density
$k_l$	Liquid thermal conductivity

$k_w$	Wall material thermal conductivity
$1D$	One dimensional
$CFD$	Computational fluid dynamic
$A_s$	Surface Area [ $m^2$ ]
$T_{Fluid}$	Fluid temperature [ $^{\circ}C$ ]
$T_{Wall}$	Wall temperature [ $^{\circ}C$ ]
$C_p$	Pressure loss coefficient
$e$	Total internal energy [ $J/kg$ ]
$\dot{m}$	Mass flow rate [ $kg/s$ ]
$h$	Heat transfer coefficient [ $W/m^2K$ ]
$kW$	Kilo Watt

## Abstract

The facility house protects plants from the effects of the natural environment and is used for growing plants. It is because of the greenhouse effects that such facility houses can be operated. The greenhouse effect is short-wavelength solar radiation that can pass through the transparent roof and is absorbed by objects inside the greenhouse this study application of solar energy to the greenhouse is renewable energy research and development in order to save energy and mass balance theory. Renewable energy systems have received considerable attention as a sustainable technology in the building sector. Specifically, the ground source heat pump and air source heat pump for heating and cooling the building is increasing rapidly, and the combination with photovoltaic systems and heat pump systems provides with energy saving system and environmental benefits. The simulated system is installed at a length of 10m, width 5.4m, height 4.6m greenhouse located in Jeju national university of Jeju, South Korea. This experiment was carried out to collect data to validate the model. The results showed that the simulated air temperature inside a plastic greenhouse conformed well to the data.

The study simulation program uses Gamma technology which is recognized worldwide as the industry standard for system simulations. The numerical models of condenser and evaporator were built for the effect of tube dimension and to analyzed fin-type on the heat transfer performance, which provides some reference for enhancement heat exchanger. The development of the heat pump energy efficiency standards is studied. The practical results of the simulation error were less than 25%. When operating the heat pump system in the program, the highest value of power consumption in the compressor simulation was 5.2 kW, and the average error was 5.8%. When the greenhouse air source heat pump system heats the outside air heat source, the round tube heat exchanger performed heat exchange as a condenser, and the experimental and analytic values for the heat quantity of the ring tube

heat exchanger were compared. The average simulation and experiment COP error of heating the heat exchanger is 10%. The COP is having a lot of errors because of analytic error of flowmeter and compressor power consumption and the analytic error of heat exchanger heating amount is getting overlapped.

# 1. 서론

## 1.1 연구의 배경

기술의 발전으로 인한 지속 가능성과 인구 증가에 따른 더 높은 생산 비율로 인해 지속 가능한 농업은 전세계적인 도전 영역 중 하나이다. 이러한 지속 가능한 농업에서는 에너지 활용, 환경 영향 및 비용 효율성이라는 세가지 중요한 면이 관심의 중심으로 서있다 [1]. 온실은 모든 기후에서 수확량을 늘리고 성장을 제어하기 위해 사용되며 농업 산업에서 가장 에너지를 많이 요구하는 부문 중 하나이다. 높은 농업 생산량에는 상당한 자본 투자와 비용, 노동력, 온실의 난방 및 조명에 대한 에너지 투입이 필요하다. 특히 화석 연료에 대한 에너지 비용의 지속적인 증가를 고려할 때 총 연간 운영비용을 줄이기 위해서는 외부 에너지의 수요를 줄여야 할 것이다. 따라서 산업용 온실 부문의 에너지 활용에 대한 이해와 신재생 에너지를 이용한 온실로 가는 것이 필수적이다 [2,3].

시설하우스는 자연환경의 영향으로부터 식물을 보호하며 식물을 재배하는데 사용된다. 이러한 시설하우스를 운영할 수 있는 것은 온실 효과 때문이다. 온실 효과란 짧은 파장의 태양 조사는 투명한 지붕을 통과할 수 있으며 온실 내부의 물체에 흡수된다, 가열된 물체는 투명한 지붕을 통과할 수 없는 긴 파장을 재 방사하며 이 과정에서 열이 축적되어 온도가 상승하는 것이다 [4,5,6,7]. 작물에 좋은 조건을 제공하는 가장 좋은 방법 중 하나는 내부 환경 제어 및 예측을 위한 정확한 온실 모델을 개발하는 것이다. 온실의 실내 환경에 영향을 미치는 각 변수의 역할은 동적 절차이다 [8]. 온실 기후에 역동적인 행동은 에너지와 온실에서 발생하는 물질 전달(수증기 플럭스 및 CO<sub>2</sub> 농도)과 관련된 물리적 과정의

종합으로 이러한 과정은 외부 날씨, 온실 구조, 작물의 유형 및 상태 및 시스템 제어에 의존한다 [9].

1990년대 초부터 한국의 원예 산업은 최빈국 농업 부문을 개선하기 위한 정부 자금 덕분에 호황을 누리고 있다 [10]. 특히 온실 재배는 빠르게 성장하는 과일과 채소에 대한 국내 수요를 충족시킬 뿐만 아니라 빠르게 성장하는 글로벌 원예 시장에서 경쟁하기 위해 많은 지원을 받았다. 수요를 충족시키기 위해 온실 건설은 2010년대 초까지 급증하여 온실이 차지하는 공간의 크기가 1990년 약 250km<sup>2</sup> (25,000ha)에서 2006년 약 520km<sup>2</sup> (52,000ha)로 증가했다. 2015년 현재 약 525.3km<sup>2</sup> (52,526ha)의 토지가 온실에 사용되어 온실 건설이 정체 상태임을 나타낸다 [11]. 단일 플라스틱 터널은 500km<sup>2</sup> (50,000ha) 이상을 덮는 가장 인기 있는 온실 구조로, 17km<sup>2</sup> (1,700ha)의 다중 스펀 플라스틱 터널과 3km<sup>2</sup> (300ha)의 유리 건물이 뒤따른다. 주요 농작물로는 토마토 (56.2km<sup>2</sup>), 오이 (47.5km<sup>2</sup>), 고추, 달콤한 딸기 (1.8km<sup>2</sup>)가 있으며, 그 뒤를 이어 장미 (7.6km<sup>2</sup>)와 국화 (7.7km<sup>2</sup>)가 두 가지 주요 화초 재배 상품이다 [12].

온실 내 기후 제어 (CCG)는 다양한 에너지원에서 작동하는 난방 및 냉방 시스템으로 실행되는 경우가 많다. 한국에서는 병커 C, 경유, 등유와 같은 탄소 연료가 몇 차례 면세 후 가격이 저렴해지면서 CCG의 용광로와 보일러를 가동하는데 사용되었다 [13]. 그러나 이러한 화석 연료 연소 시스템의 문제는 효율성이 너무 낮아서 상당한 양의 에너지가 계속해서 낭비되고 원예 제품 재배에 도움이 되지 않는다는 것이다 [14, 15]. 일반적으로 이러한 난방 시스템의 효율은 56%에서 98.5%의 연간 연료 사용 (AFUE) 효율이다. 이는 용광로 또는 보일러가 소비하는 연간 총 화석 연료 에너지 대비 연간 열 출력 비율이다 [16, 17]. 약 천후시 AFUE는 일반적으로 하락하여 CCG의 목표 조건을 유지하기 위해 더 많

은 연료를 필요로 하므로 생산 비용이 증가하고 과일과 채소의 생산 속도가 감소하며 대기로 더 많은 이산화탄소 (CO<sub>2</sub>) 가스가 배출된다.

## 1.2 연구 목적

현재 세계는 두 가지 중요한 우려에 직면해 있다. 화석 연료로 인한 환경오염과 온실가스 배출로 인한 기후 영향이다. 공간 조절 시스템은 기후 변화에 대한 주요 기여자 중 하나이다(Forsen, 2005) [18]. 환경적으로 유익한 난방 시스템을 대규모로 도입하면 온실가스의 발생을 줄이는 데 도움이 될 수 있다. 열 펌프는 온실 가스 배출을 줄이는 동시에 공간 난방과 냉방을 효율적으로 제공하고 심지어 위생수 난방 준비에도 도움을 주는 입증된 기술 중 하나이다.

현재 세계는 화석 연료에 의해 불타고 있다. 전 세계가 전기를 생산하는 데 사용되는 다른 에너지원으로 전환함에 따라, 재생 에너지는 환경 문제를 줄이는 데 필수적인 역할을 한다. 태양, 바람, 지열, 바이오매스는 가장 널리 사용되는 재생 에너지 자원이다. 이러한 원천에 대한 연구와 지원 기술의 개발은 집중과 노력의 영역이다(Breza, 2013) [19].

이산화탄소와 기타 온실 가스 배출 감소를 위한 목표가 달성되려면 상당 부분 탄소를 제거해야만 한다. 열 펌프는 외부 접지 또는 공기의 높은 열을 건물의 난방 및 온수 회로로 전달하기 위해 약간의 전기를 사용하는 에너지 회수 시스템이다. 공기 또는 땅의 열 에너지는 재생 에너지원으로 간주된다 [5]. 기존 온실의 열 환경을 예측하기 위해 많은 수학적 모델이 개발되었다. 이러한 모델의 대부분은 온실의 상호 작용 구성 요소 (식물, 토양, 덮개 및 공기)에 대한 개별 에너지 균형 방정식을 사용하여 개발된다. 이러한 모델은 많은 수의 입력 매개 변수 때문에 장기 시뮬레이션에 매우 복잡하며, 다양한 유형의 온실에도 상당한 수정이 필요하다. 반면, 온실 열원과 싱크대의 일괄 추정을 기반으로 한 단순화된 모델은 발전소 확산, 보충 조명, CO<sub>2</sub> 발전기 등 일부 중요한 열 교환원이 방지

되었기 때문에 정밀하지 않다. 따라서, 기존 온실에서의 시간 의존적 난방 요구 사항 시뮬레이션을 위해서는 정확한 단순화된 모델이 필요하다. 열 펌프는 저장소의 열에너지를 더 작은 제한된 영역으로 전달하는 데 사용되며 건물의 일반적인 난방 방법이다. 이 기술은 추운 환경에서 에너지를 사용하여 제한된 영역을 가열할 수 있다. HP(열 펌프) 시스템은 대부분의 차량에 사용되는 공통 냉각 시스템인 AC(에어컨)시스템과 동일한 구성 요소를 가지고 있다.

본 연구의 목적은 시설원예용 및 열 펌프 시스템을 수학적 프로그램속에서 모델링 하고 열 펌프에 대해서 더 많이 배우고 개발하는 것이다. 이 연구는 모델을 개발하고 열 펌프 시스템을 시뮬레이션하는 방법과 미래의 에너지 소비를 줄일 수 있는 방법에 기여할 것이다.

이런 바탕으로 이 연구는 온실 열펌프의 난방 시뮬레이션 모델을 개발하여 한국 또는 다른 나라의 기후 조건에 따라 온실에서의 다른 설정에 대한 난방 요구 조건을 분석할 수 있는 것이다.

## 2. 모델링

히트 펌프는 적은 양의 외부 전력을 사용하여 자발적인 열전달과 반대 방향으로 열에너지를 보냄으로써 더 차가운 공간에서 에너지를 흡수하고 더 따뜻한 장소로 방출하도록 설계되었다 [25]. 열펌프는 외부 환경에서 열을 포착하고 코일을 통해 실내에 제공하여 주거용 또는 산업용 건물 내부 공간으로 되돌린다. 외부에 있는 시스템이나 히트 펌프는 두 가지 목적이 있다. 여름에는 건물을 효율적으로 냉각하고 겨울이나 봄에는 외부 대기에서 열을 추출하여 건물에 다시 넣는다.

### 2.1 히트 펌프의 종류

- 지열 원 히트 펌프 시스템

GSHP(ground source heat pump)는 지하수와 지표수를 히트 싱크대 또는 열원으로 사용하는 히트 펌프를 설명하는 포괄적인 것으로 간주한다. 기온과 비교할 때 땅의 온도는 일정하고 겨울에는 공기보다 뜨겁고 여름에는 공기보다 춥다. 이러한 시스템은 지상 기온의 차이를 사용한다. 일반적인 공간 난방 및 냉방 GSHP 시스템은 접지 연결, 히트 펌프 및 열 분배 하위 시스템 이러한 세 가지 하위 시스템으로 구성된다.

접지 연결 하위 시스템에는 물과 부동액이 순환하는 접지 루프가 있다. 루프 매물은 수평 또는 수직 지면에 있으며 순환액은 겨울에 주변 지면에서 열을 추출한다. 그리고 열이 있는 다른 지하수에서 열을 추출하는 시스템도 있다.

이러한 시스템은 순환액과 매립 루프가 없는 교환기와 우물을 사용한다. 하위 시스템 냉매 루프는 접지 루프에서 열에너지를 흡수하고 열교환기에 의해 열을 사용하여 액체 냉매가 증기로 변환된다. 마지막으로 냉매 대 공기 열교환기를 포함한 열 분배 하위 시스템은 건물의 실내 공기를 따뜻하게 한다. 전체 시스템은 여름철 냉각을 위해 역으로 작동한다.

- 공기 열원 히트 펌프 시스템

본 논문에서 사용했던 히트펌프는 공기 열원 히트 펌프이다. 공기 열원 히트 펌프 시스템은 가정용 난방을 위한 기존 보일러 또는 난방 시스템보다 효율성이 높은 재생 가능 기술이다. 공기 열원 히트 펌프는 겨울철 난방기에는 외부 공기로부터 열을 흡수하고 여름철에는 외부 열을 허용하지 않는다. 공기 소스 열펌프는 건물에 전기 에너지 소비보다 거의 3배 더 많은 열에너지를 전달할 수 있다. 공기 소스 열펌프에는 가열, 냉각 및 제상 주기 등 다양한 사이클이 있다. 저온으로 인한 공기 원 히트 펌프 시스템의 난방 효율은 매우 낮았다. 그래서 최근까지 공기 공급원 열펌프는 장기간의 영하 기후 조건에서 사용되지 않았다. 그러나 최근 몇 년 동안 공기 소스 히트 펌프 기술이 매우 발전하여 현재 추운 지역에서 신뢰할 수 있는 공간 난방 대안을 제공한다. ASHP는 주변에서 열을 추출하고 열 교환기를 통과하여 온도가 일정량 상승한 후 공기의 열을 온수 공급 장치로 전달한다. 장점은 탄소 발자국이 적고 풍력이나 태양열과 같은 지속 가능한 자원에 의해 생성될 수 있는 전기로 구동되며, 또한  $-20^{\circ}\text{C}$ 의 낮은 온도에서도 열을 전달할 수 있다. 계절별 에너지 효율 등급이 높아서 여름에 매우 효율적일 뿐만 아니라 수명이 길고 적절한 관리를 통해 20년 이상 작동할 수 있다. 단점

은 석유와 가스 기반 보일러에 비해 낮은 온도의 열을 공급하므로 더 큰 라디에이터가 필요하고, 작동 중 소음 공해가 문제가 될 수 있다. ASHP는 바닥 난방 또는 따뜻한 공기 난방으로 더 잘 수행되고 낮은 COP 수준으로 인해 겨울철에 효율성이 떨어진다.

- 공기-공기 히트 펌프

공기-공기 히트 펌프는 시스템에 의해 공기의 내부 열이 추출되어 계절에 따라 내부 또는 외부로 전달된다. 가장 일반적으로 사용되는 히트 펌프이며 에어컨과 유사하며 역방향으로 작동한다.

- 공기-물 히트 펌프

공기-물 열펌프는 주로 가정의 순환수 열 분배 시스템에 사용된다. 겨울에는 열펌프가 외부 주변 공기에서 열을 흡수하여 순환수 분배 시스템에서 물로 전달한다. 여름에는 날씨가 매우 덥고 습하면 이 방법이 완전히 반대이다. 히트 펌프는 가정의 배전 계통에 저장된 물의 열을 추출하여 외부로 펌프질하여 가정에 냉각을 제공함으로써 입주자들에게 쾌적한 실내 환경을 제공한다. 덥고 습한 날에는 냉방이 다른 시스템에 비효율적이며 겨울에는 난방을 제공할 수 없기 때문에 공기-물 유형의 시스템의 유용성은 매우 부족하다.

- 폐쇄 루프 시스템

폐쇄 루프 시스템은 열전달 유체가 지면과 직접 접촉하지 않는 순환 루프에 있는 가장 널리 사용되는 시스템으로, 배관 재료를 통해 지면과의 열전달이 가능하다. 접지 결합 시스템에서 파이프의 폐쇄 루프는 수평 깊이 1-2m 또는 수직 깊이 50-100m 이다. 루프는 겨울에는 땅에서 열을 모으고 여름에는 땅으로 열을 방출하기 위해 플라스틱 파이프에 부동액을 순환시키며 물과 땅에 배치한다. 수직 및 수평 폐쇄 루프 히트 펌프 시스템은 Fig. 1 에 설명되어 있다.

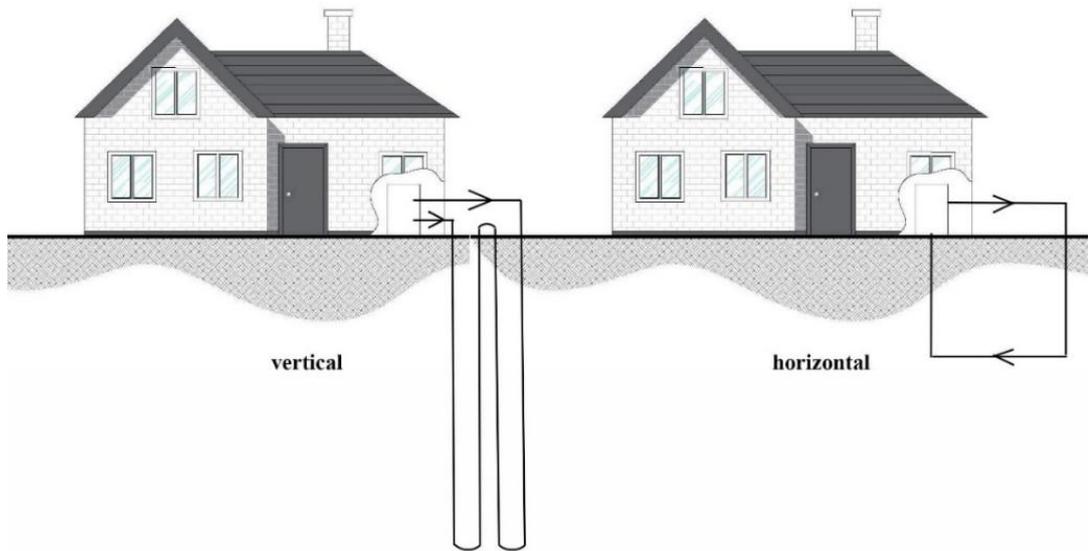


Fig. 1. Closed loop heat pump system

- 개방형 루프 시스템

개방형 루프 열교환 시스템은 지면과 직접 상호 작용한다. 그들은 직접 열 전달하기 위한 매체로 지표수 또는 연못과 호수와 같은 지역을 공급원으로 사용한다. 히트 펌프 열교환기를 통해 물이 추출되었다가 다시 원천 또는 관 개장으로 배출된다. 대규모 설치에는 개방형 시스템이 선호된다. 현재 운영 중인 최대 GHP는 개방형 루프 시스템을 사용하고 있으며 호텔과 직영 사무실에 10MW의 난방을 공급한다. 개방 루프 설정의 장점은 원수 온도가 거의 일정하게 유지되고 폐쇄 루프에 필요한 추가 열교환기의 관련 손실이 더 높은 히트 펌프 성능 계수(COP)에 의해 방지된다는 사실이다. 사용된 추출 방법에 따라 개방 루프는 펌프질 부하가 높지만, 전체 COP가 높기 때문에 운영 비용이 절감된다. 단점은 깨끗한 지표수를 따라 수질을 보호하는 것이다. 열 교환 루프와 히트 펌프 장치 사이의 열교환기는 부식, 스케일링 및 오염이 발생하기 쉬우므로 물은 상당히 중립적이며 철분 및 기타 미네랄이 적어야 한다. 물이 중성이 아니라면 우물은 추가 유지 보수가 필요하므로 사용자 개입과 더 높은 비용이 발생한다. Fig. 2는 개방형 루프 GSHP 시스템을 보여준다.

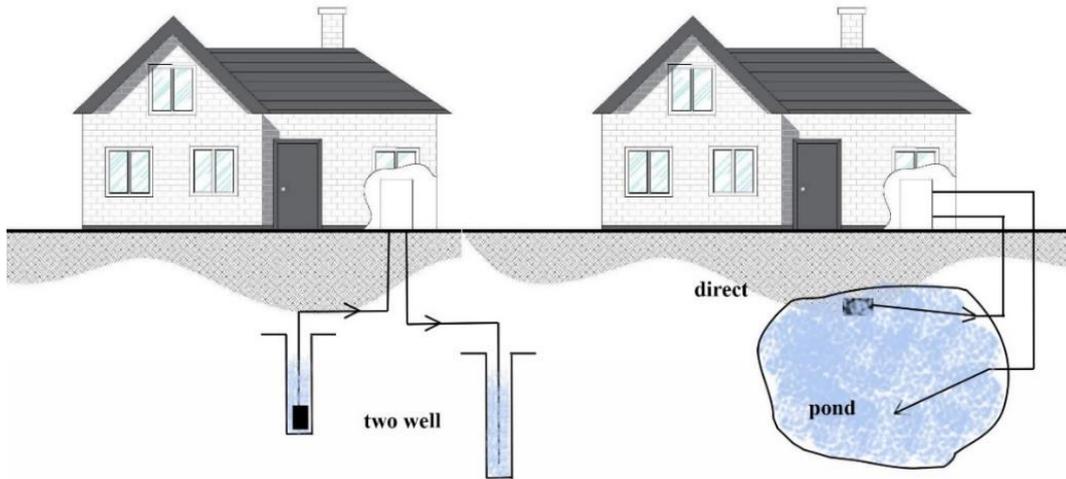


Fig. 2. Open loop heat pump system

- Photovoltaic (PV) 시스템

세계 인구가 증가하고 산업이 발전함에 따라 에너지 수요가 증가할 것이다. 이러한 증가하는 수요를 맞추기 위해 재생 가능 에너지원과 기술에 상당한 초점이 맞춰졌다 [26]. 화석 연료 가용성의 한계와 환경에 미치는 부정적인 영향으로 인해, 히트 펌프 및 PV 시스템을 포함한 지속 가능한 에너지 시스템은 전 세계 시장 수요를 충족시키기 위해 급속도로 성장했으며, 특히 에너지 소비를 줄이고 예방 조치를 하는 곳에서 에너지 균형을 유지하기 위해 다른 청정 에너지원을 선택한다. 또한 열펌프와 PV 시스템은 에너지 효율이 높아 경제적으로 변모하고 있다. PV 시스템과 열펌프는 에너지를 절약하고 탄소 배출을 줄이는 데 중요하다.

## 2.2 히트 펌프의 구성 요소

히트 펌프에는 압축기, 증발기, 응축기 및 팽창 밸브라는 네 가지 중요한 구성요소가 있으며 Fig. 3. 은 일반적인 히트 펌프 사이클의 개략도를 보여준다. 압축기에서 냉매 증기의 압축은 온도와 압력을 높이기 위해 수행된다. 그리고 응축기는 냉매가 열을 방출하여 액체가 되는 열 교환기다. 일반적으로 난방 할 실내에 배치된다. 팽창 밸브는 압력을 낮추는 장치이다. 고압에서는 중간 온도의 냉매가 팽창 밸브로 들어가 갑자기 압력이 감소하여 온도가 떨어진다. 팽창 밸브는 냉매의 흐름 방향을 제어하고 가열과 냉각 사이에서 히트 펌프의 기능을 변경한다.

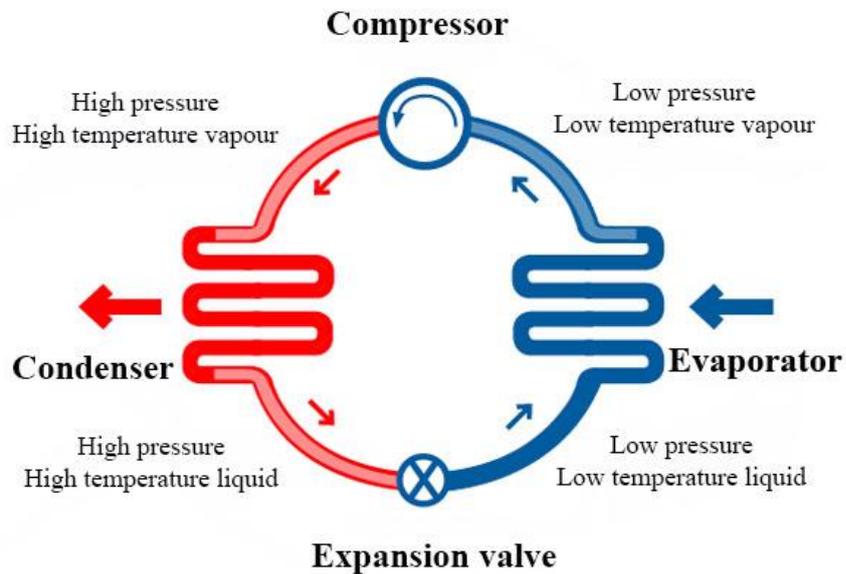


Fig. 3. Heat pump cycle

작동 유체는 순환 주기에 따라 열을 전달하는 히트 펌프의 물질이다. 두 개의 교환기 코일 사이에서 압축기가 냉매를 펌핑한다. 그리고 코일 1 에서 냉매는 저압에서 증발하고 주변의 열을 흡수한다. 그 후, 냉매의 압축은 다른 코일로 이동하면서 이루어지며, 여기서 더 높은 압력에 의해서 응축된다. 그런 다음 이전에 흡수된 주기에서 열이 방출된다. 이러한 이유 때문에 히트 펌프는 추운 겨울에도 열을 공급할 수 있다.

기존 증기 압축 열 펌프는 압력 에너지의 도움을 받아 열을 저온에서 고온으로 이동할 수 있는 장치이다. 압력 에너지는 컴프레서에서 제공되며 거의 전기로만 제공된다. 열 펌프는 더 낮은 온도에서 더 높은 온도의 저장고로 열을 이동시키고, 열 펌프가 소비하는 것보다 더 많은 에너지를 온도 구배에 따라 이동할 수 있다. 그 결과 열펌프의 성능은 효율성이 아닌 COP 에 의해 설명되며, 이는 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{\text{Desired heat transfer rate}}{\text{Required energy input rate}} \quad (1)$$

주어진 부하를 냉동하는데 열 펌프가 사용되는 경우, 원하는 열 전달 속도는 증발기에서의 열 제거 속도이다. 반대로 가열 모드에서는 COP 가 원하는 열 전달 속도가 콘덴서에서 공급되는 열로 정의됨에 따라 개선된다. 증발기에 의해 흡수되는 것보다 더 많은 열이 콘덴서에서 전달되며, 이는 간단한 에너지 균형을 통해 드러난다. 주변으로 의도하지 않은 열 전달이 무시되면 콘덴서의 열 전달은 증발기 내 열 전달과 컴프레서를 구동하는 데 사용되는 전력의 합이 된다.

열 펌프 COP 는 열 펌프 전체에서 유지되는 온도 차이에 따라 크게 달라진다. 특히, 매우 높은 온도차는 문제가 있다. 각 소스 및 공급 온도가 얼마나 낮거나 높을 수 있는지에 대한 제한도 있다. 이러한 작동 제한은 공기 공급원 열 펌프의 주요 당면 과제였으며, 매우 추운 기후에서 가열 용도로 사용이 제한되었다. 이것이 지상원 열펌프가 보편화된 이유 중 하나이다.

- 열 교환기

일반적으로 열 교환기는 연소 배기 가스의 열을 용해로로 유입되는 연소 공기로 전달하는 데 가장 많이 사용된다. 예열된 연소 공기가 더 높은 온도로 용해로 안으로 유입되기 때문에 연료로 공급되는 에너지는 더 적어지게 된다. 공기 예열에 사용되는 일반적인 기술로는 환열기, 용해로 재생기, 버너 재생기, 회전식 재생기 및 수동형 공기 예열기가 있다. 냉매가 열교환기를 통과할 때 유속은 유량에 따라 결정되며 유속에 따라서 열전달률이 크게 변화하여 열통과율을 감소시킨다. 대수평균 온도차를 이용하여 열교환기 방열량은 (2) 식과 (3)식과 같이 계산된다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2)$$

$$Q = \dot{m} \cdot C \cdot \Delta T \quad (3)$$

- 환열기(Recuperator)

환열기는 방사선, 대류 또는 조합에 기초할 수 있고 흡수 또는 어닐링 오븐, 용해로, 애프터버너, 가스 소각로, 복사관 버너, 재가열로 등의 고온에서 중온으로 배기 가스 폐열을 복구한다.

단순 방사선 환열기는 두 개의 동심원 길이의 덕트로 구성된다. 뜨거운 폐가스는 내부 덕트를 통과하고 열은 주로 벽과 외부 셀의 차가운 유입 공기로 복사되고 예열된 셀 공기가 용해로 버너로 이동한다.

대류형 또는 튜브형 환열기는 더 큰 셀에 포함된 비교적 작은 직경의 튜브를 통해 고온 가스를 통과시킨다. 유입되는 연소 공기는 셀로 들어가 튜브 주위로 흐트러져 폐가스의 열을 얻는다 [22].

- 재생기(Regenerator)

회전식 재생기는 다공성 매체에 열을 저장하고 재생기를 통해 고온 및 저온 기체의 흐름을 번갈아 가며 전달한다는 점에서 고정식 재생기와 유사하게 작동한다. 회전식 재생기는 공기 프리히터 및 열 휠이라고도 하며, 두 개의 병렬 덕트에 걸쳐 있는 회전식 다공성 디스크를 사용한다. 하나는 고온 폐가스를 포함하고 다른 하나는 저온 가스를 포함한다. 고용량 재료로 구성된 이 디스크는 두 덕트 사이에서 회전하며 고온 가스 덕트에서 저온 가스 덕트로 열을 전달한다. 열 휠은 일반적으로 고온에 의해 발생하는 열 응력으로 인해 저온 및 중온 적용으로 제한된다 [22].

- 수동 공기 예열기(Passive air preheater)

수동 공기 예열기는 가스 스트림 간 교차 오염을 방지해야 하는 저온에서 중온으로 응용하기 위한 가스 대 가스 열 회수 장치다. 적용 분야로는 오븐, 증기 보일러, 가스 터빈 배기, 용해로로부터의 2 차 복귀, 조건부 공기로부터의 복귀 등이 있다. 수동 공기 예열기는 플레이트 유형 및 히트 파이프의 두 가지 유형이다. 플레이트형 교환기는 고온 및 저온 가스의 흐름을 위한 별도의 채널을 생성하는 여러 개의 병렬 플레이트로 구성된다. 뜨거운 흐름과 차가운 흐름이 판 사이를 번갈아 가며 열 전달을 위해 상당한 면적을 사용한다 [22]. 열 파이프 열 교환기는 끝이 뿔링된 여러 개의 파이프로 구성된다. 각 파이프에는 모세관 심지 구조가 포함되어 있어 파이프의 고온 및 저온 단부 사이에서 작동 유체의 이동을 용이하게 한다 [22].

- 핀 튜브 열교환기(Finned tube heat exchanger)

핀 튜브 열 교환기는 저온에 액체를 가열하기 위해 중온의 배기 가스에서 열을 회수하는 데 사용된다. 용도는 보일러 급수 예열, 고온 공정 액체, 공간 가열용 온수 또는 가정용 온수이다. 핀 튜브는 표면적과 열 전달 속도를 극대화하는 핀이 부착된 둥근 튜브로 구성된다. 액체를 튜브를 통해 흐르고 튜브를 가로질러 흐르는 뜨거운 가스로부터 열을 받는다 [23].

- 폐열 보일러(Waste Heat boiler)

폐열보일러(WHB)는 배기가스의 열 회수를 통해 에너지 소비 효율을 높이고 비용을 절감할 수 있다. 경제적이고 효율적이며 증기 발생을 위해 최대한 재사용할 수 있기 때문에 업계에서 널리 사용되고 있다 [23,24].

- 저장 탱크

저장 탱크 온수기 범주 내에서는 연료 유형에 따라 여러 가지 선택이 가능하다. 주요 선택에는 전기, 천연 가스, 액체 프로판 및 가열 오일이 포함된다. 여기에서 사용되는 연료 공급원은 종종 공간 난방 44%, 공간 냉방 11%, 물 난방 15%, 조명 12%, 어플라이언스 18% 이며 특정 위치에서 사용 가능 여부에 따라 달라진다 [27]. 전기 저장 탱크 온수기는 물에 에너지를 더하기 위해 전기 가열 요소에 의존한다. 서모스탯은 난방 부하를 적절히 공급하기 위해 서모스탯 위치에서 충분한 수온을 유지하기 위해 각 요소를 제어하는 데 사용된다. 온도 조절기는 측정된 지점에서 최소 허용 온도를 설정하여 작동하며, 온도가 이 지점 아래로 충분히 떨어질 때 전기 요소가 켜진다. 일반적인 전기 온수기의 경우, 온수 사용 후 충분한 복구 시간을 허용하기 위해서는 상대적으로 큰 탱크 용량이 필요하다. 사용 중 탱크 상단에서 뜨거운 물을 끌어오는 반면 차가운 보충수는 탱크 상단에 장착된 튜브를 통해 바닥으로 공급된다. 이러한 탱크는 흔히 대기 손실이라고 불리는 환경에 대한 열 손실을 방지하도록 절연되어 있다. 천연가스 저장탱크 온수기는 가스버너에 의존해 물에 에너지를 더한다. 연도에서는 뜨거운 배기 가스를 배기구를 향해 위로 운반하는 동시에 물과 열을 교환한다[28]. 탱크 내 물의 온도는 버너로 공급되는 가스의 흐름을

제어하는 온도 조절기와 가스 밸브를 통해 모니터링된다. 천연가스 온수기는 더 빠른 속도로 물을 가열할 수 있기 때문에 전기 온수기만큼 큰 탱크 부피가 필요하지 않으므로 빠르게 복구된다. 온수 흡입은 전기 탱크와 유사한 방식으로 이루어진다. 또한 전기 온수기와 유사하게, 천연 가스 온수기에는 대기 손실을 줄이기 위한 절연 탱크가 있다. 그러나 연도 존재로 인해 추가 손실은 피하기 어렵다 [28]. 모든 저장 탱크 온수기에는 대기 손실이 중요한 효율성 고려 사항이다. 대기 상태에서 연도 사이를 흐르는 연소 기반 온수기 공기와 작동 중 열교환기(HX)의 효율성은 열 에너지 손실을 증가시킨다.

## 2.3 시설원예용 히트펌프시스템 시뮬레이션

### 2.3.1 시설하우스 및 기후변화

실험용 온실은 대한민국 제주도 제주대학교에 위치되어 있는 (위도 33° 27'34.4N, 경도 126 ° 33'45.5E) Fig. 4 과 같다. Table. 1 에 나타낸과 같이 본 시설하우스 길이는 10m, 폭은 5.4m, 높이가 4.6m 이고 폴리에틸렌 필름 두께는 2mm 로 덮인 온실에서 수행되었다. 제주도의 기후는 동아시아 몬순의 영향으로 무더운 여름과 서늘한 겨울이 특징이다. 서부 태평양과 동중국해의 6 월부터 9 월까지 그 남동 여름 장맛비와 습한 공기 그리고 섬과 한반도에 풍부한 강수량이 나타나고 강한 태풍이 자주 온다 [20]. 겨울철 기후는 북서쪽의 건조하고 추운 몬순에 의해 조절되지만, 따뜻한 쿠로시오 해류의 해양 영향으로 같은 위도에 있는 다른 지역들과 비교했을 때 온화하다. 이 섬의 기후 조건은 지형에 따라 상당히 다르다. 섬의 연평균 기온은 한라산 최고높이(1950m)를 제외하고 15~17 이고 연평균 강수량은 1550~2050mm 여름에는 약 40%가 내린다 [21]. 하논 마르(The Hanon Maar)가 위치한 남해안에서는 연평균기온이 16.2, 8 월과 1 월 평균기온은 26.6 와 6.6 이다.

제주도 2019 년 1 월부터 12 월까지 평균풍속의 Fig. 5 에 나타났고, 가장 높게 1 월과 12 월 평균풍속의 11.88km/h, 6,7 월 평균풍속의 9.36km/h 으로 가장 적게 나타냈다. 평균기온은 8 월에 가장 덥고 27.7°C, 1 월에 가장 적게 6.4°C Fig. 6 에 보였다. 2020 년 평균기온의 2019 년에 비해 약간 높았다.

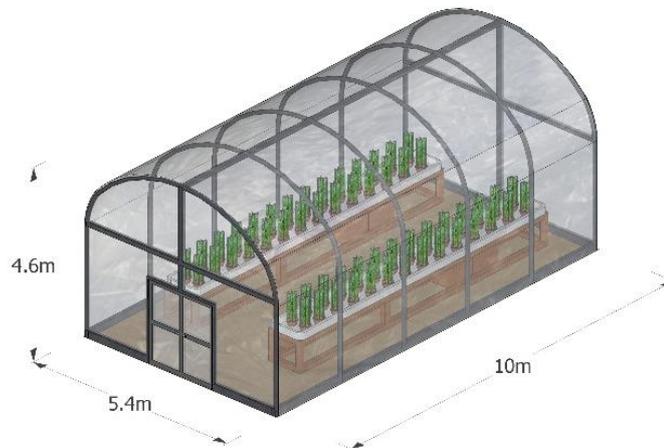


Fig. 4. Experimental facility of greenhouse heating system

Table. 1. Green house properties

Factors	Capacity
Area (m <sup>2</sup> )	5.4 m
Length	10m
Height	4.6m
Sidewall(m <sup>2</sup> )	68

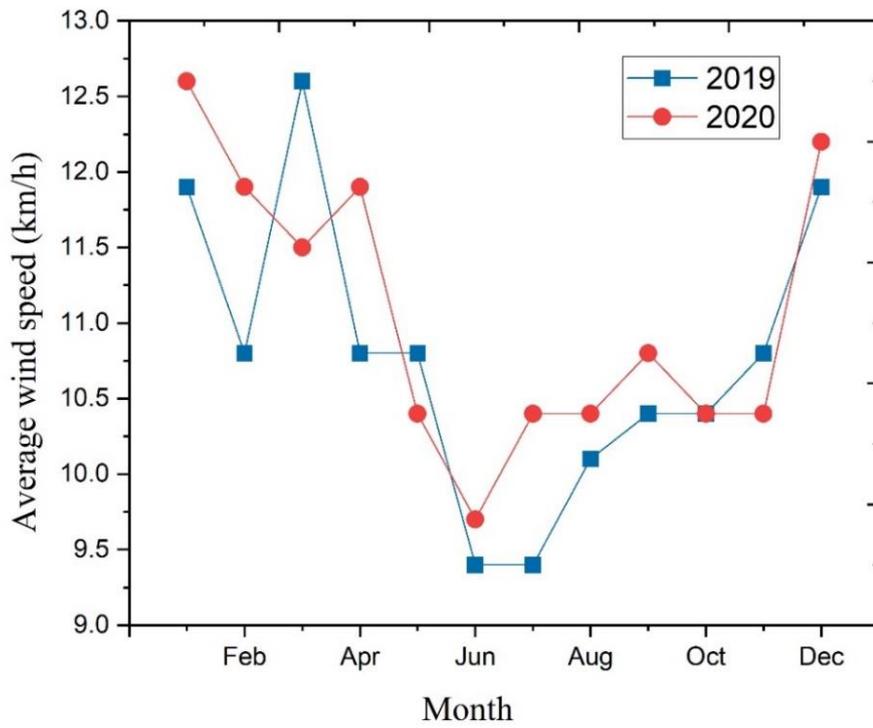


Fig. 5. Average wind speed of Jeju Island over the past two years

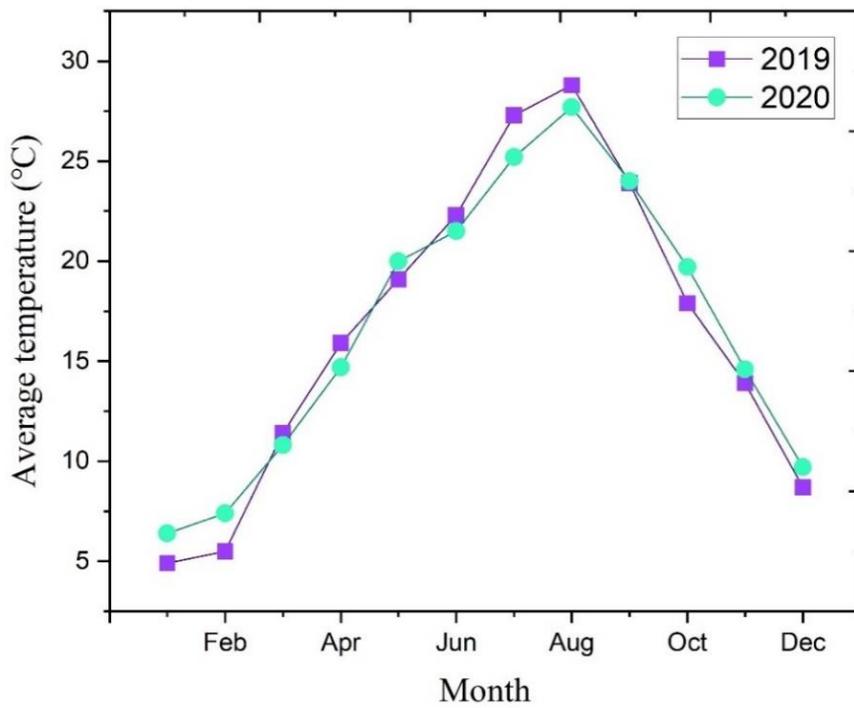


Fig. 6. Average temperature of Jeju Island over the past two years

### 2.3.2 히트 펌프 모델링

CFD(Computational Fluid Dynamics)는 컴퓨터 기반 시뮬레이션을 통해 유체 흐름, 열 전달 및 화학 반응을 분석하는 수치적 방법이다. 이 기술은 매우 강력하며 산업 및 비산업 분야에 사용된다 [29].

CFD 관련 문제를 해결하는 가장 일반적인 방법은 유한 볼륨 방법을 사용하는 것이다. 전체 볼륨은 더 작은 볼륨으로 이산화되고 이것을 일반적으로 셀이라고 하며 지배 방정식이 이러한 셀에 적용된다. 사용된 지배 방정식은 유체 흐름에 대한 Navier-Stokes 방정식이다. 이 방정식은 질량 모멘텀과 에너지의 보존 법칙을 나타낸다.

본 논문에서는 상용된 소프트웨어 1D CFD 도구로 사용되었으며, 이는 대부분의 주요 자동차 제조업체에서 널리 사용되는 도구이다. 소프트웨어의 모델은 연속성, 에너지 및 모멘텀의 보존 방정식을 1 차원(1D)으로 해결하여 결국 흐름 전체에서 평균화된 양을 제공한다. 시간 통합 방법에는 암시적 방법과 명시적 방법 두 가지가 있다. 명시적 해석은 일반적으로 과동 역학이 엔진, 음향 및 연료 분사에서 중요할 때 사용되며, 다른 하나는 고주파 과동 역학이 중요하지 않을 때, 그리고 마하 수가 0.3 보다 작을 때 사용되는 암시적 솔버(예: 냉각, 에어컨)이다 [30]. 공기 원 히트펌프 운전 방식의 흐름도는 Fig. 7 에 나타내었다.

Continuity

$$\frac{dm}{dt} = \sum \dot{m} \quad (4)$$

## Energy

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum (\dot{m}H) - \dot{h}A_s(T_{fluid} - T_{wall}) \quad (5)$$

## Momentum

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum(\dot{m}u) - 4C_f \frac{\rho u |u| dx A}{2D} - C_p \left(\frac{\rho u |u|}{2}\right)A}{dx} \quad (6)$$

열 펌프 온실의 공기 공급원의 주요 구성 요소 및 개략도 축열조의 방식 및 축열조의 열을 이용한 직수운전 방식의 흐름도는 Fig. 7 에 나타내었다. 잉여 원 열 시스템은 열 온실로서 내부 온실에서 나오는 나머지 공기를 열펌프 공기 원으로 활용한다. 실외 열원 시스템은 실외 공기 소스를 사용하여 열펌프를 작동하였고, 반면에 외부 온도와 같이 사용되었다. 열펌프는 저장 탱크 온도가 50℃가 되면 자동으로 열펌프가 꺼지는 나무저장 탱크에 열을 저장한다. 온실은 내부온도가 12℃ 이상일 때 순환 펌프로 모든 계통을 순환시키으며, 12℃ 이하에서는 팬 코일 유닛을 이용한 난방 온실이 저장 탱크 열을 활용 후 저장 탱크 온도가 50℃ 이하일 때 자동으로 열펌프가 작동한다는 조건으로 열이 공급되지 않는다. 사이클 시뮬레이션의 계산순서는 다음과 같으며, Fig. 8 는 시설하우스에 대한 계산과정을 나타내는 순서도이다. 본 연구를 통해서 프로그램에서 히트 펌프, 시설원예, 저장 탱크 등을 개요 모델링 Fig. 9 에 나와 있다.

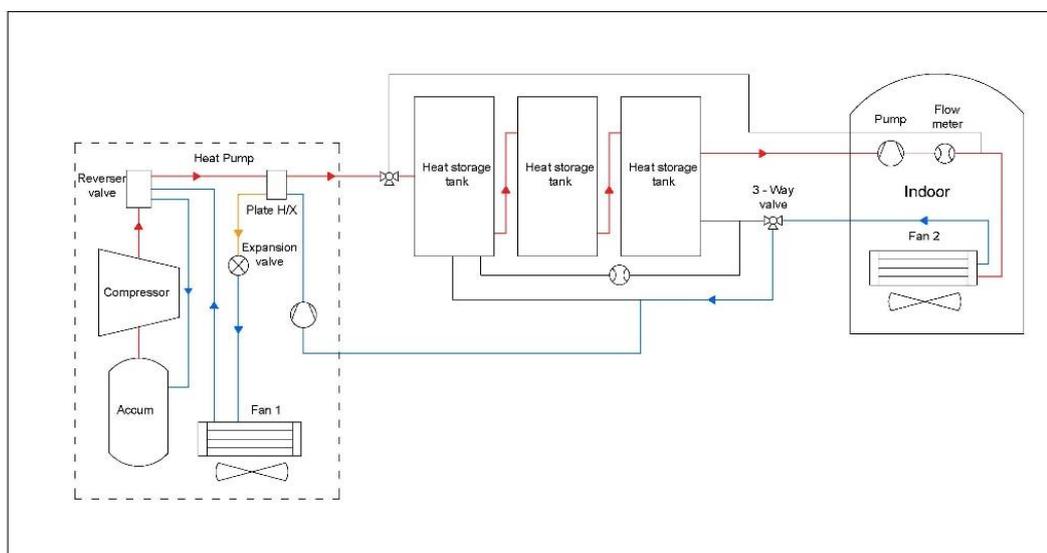


Fig. 7. The main components and schematic of the air source heat pump greenhouse, 1. High pressure switch, 2. Low pressure switch, 3. Pump, 4. Expansion valve, 5. Filter drier, 6. Cooling flow, 7. Heating flow, 8. Water flow, 9. Safety valve, 10. 3-way valve, 11. Check valve

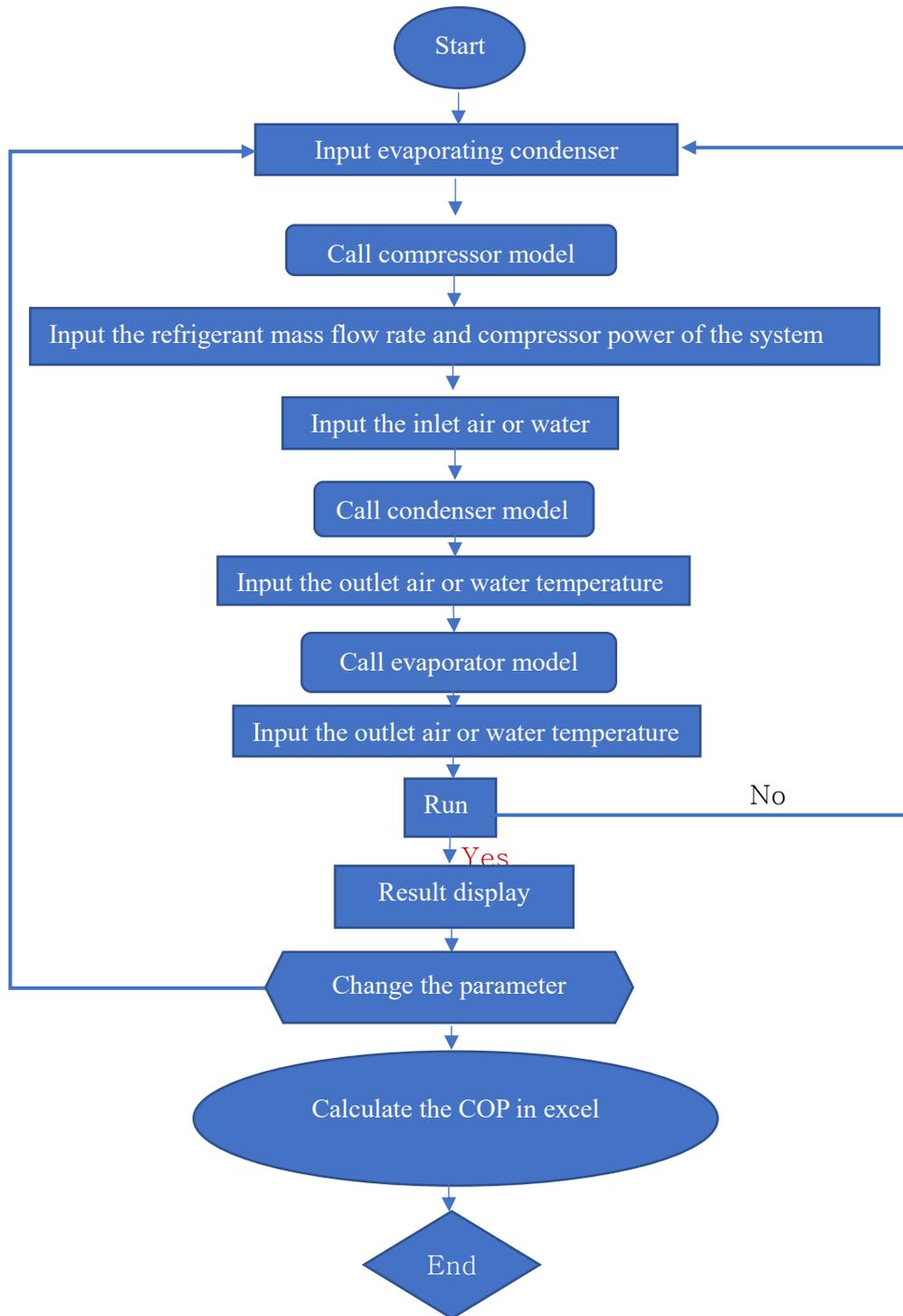


Fig. 8. Flow chart of heat pump simulation

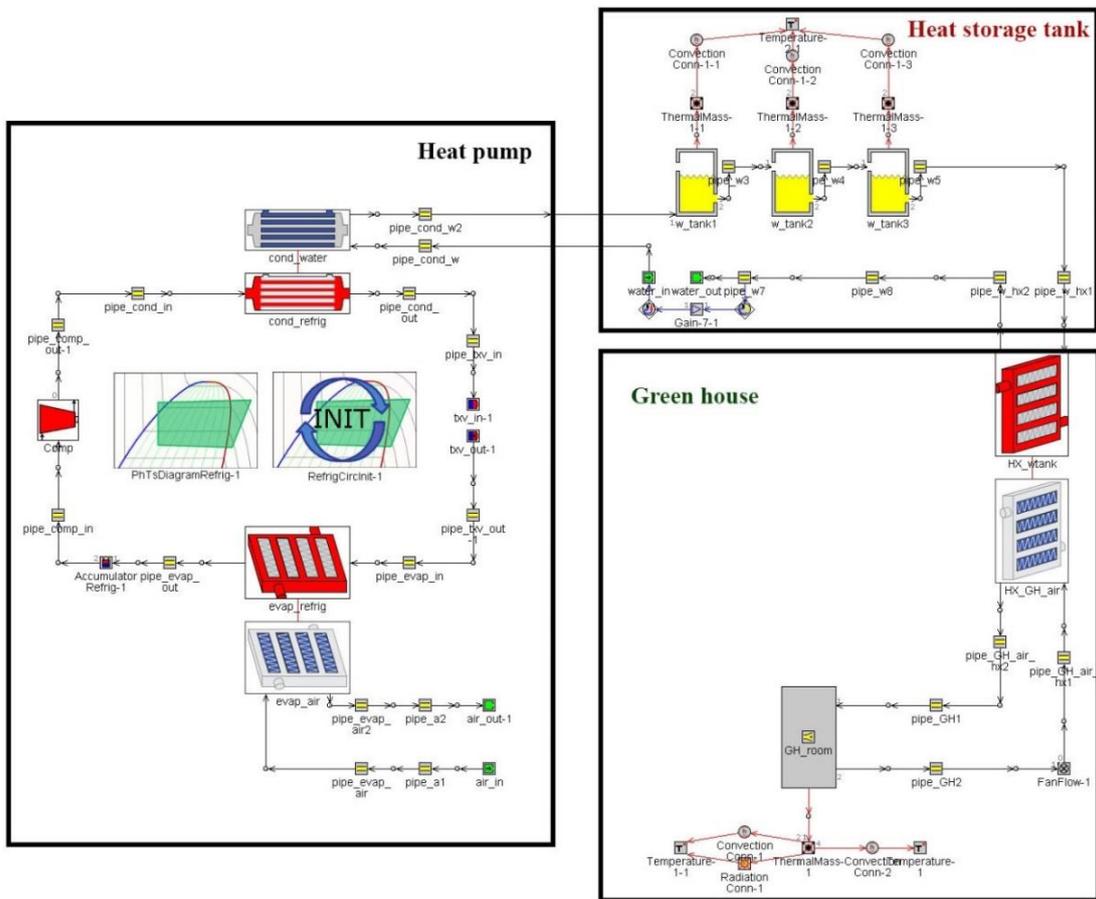


Fig. 9. Model of greenhouse and heat pump in simulation software

Fig. 10에 나와 있는 1번 과정은 등엔트로피 과정으로 압력이 증가하고 엔탈피가 변화하며, 2번 과정은 응축과정으로 엔탈피가 줄어들며 기체상태에서 액체 상태로 응축되는것을 알수 있다. 그리고 3번 과정은 등엔탈피 과정으로 압력이 줄어들고 엔탈피가 일정한 것을 볼수 있고 4번 과정은 증발 과정으로 엔탈피가 증가하며 액체가 다시 기체로 증발하는 것을 알수 있다. 프로그램에서 공기 원 히트 펌프 설정을 증발기에서 압축기로 흐르는 온도를  $-10^{\circ}\text{C}$ 에서  $5^{\circ}\text{C}$ 로, 압축기에서 콘덴서로 흐르는 온도를  $50^{\circ}\text{C}$ 에서  $10^{\circ}\text{C}$ , 콘덴서에서 열팽창 벨브까지 흐르는 온도를  $50^{\circ}\text{C}$ 에서  $-10^{\circ}\text{C}$ , 열팽창벨브에서 증발기로 들어가는 온도를  $-10^{\circ}\text{C}$ 로 잡아서 Table. 2에 보이는 조건으로 모델링 하였다.

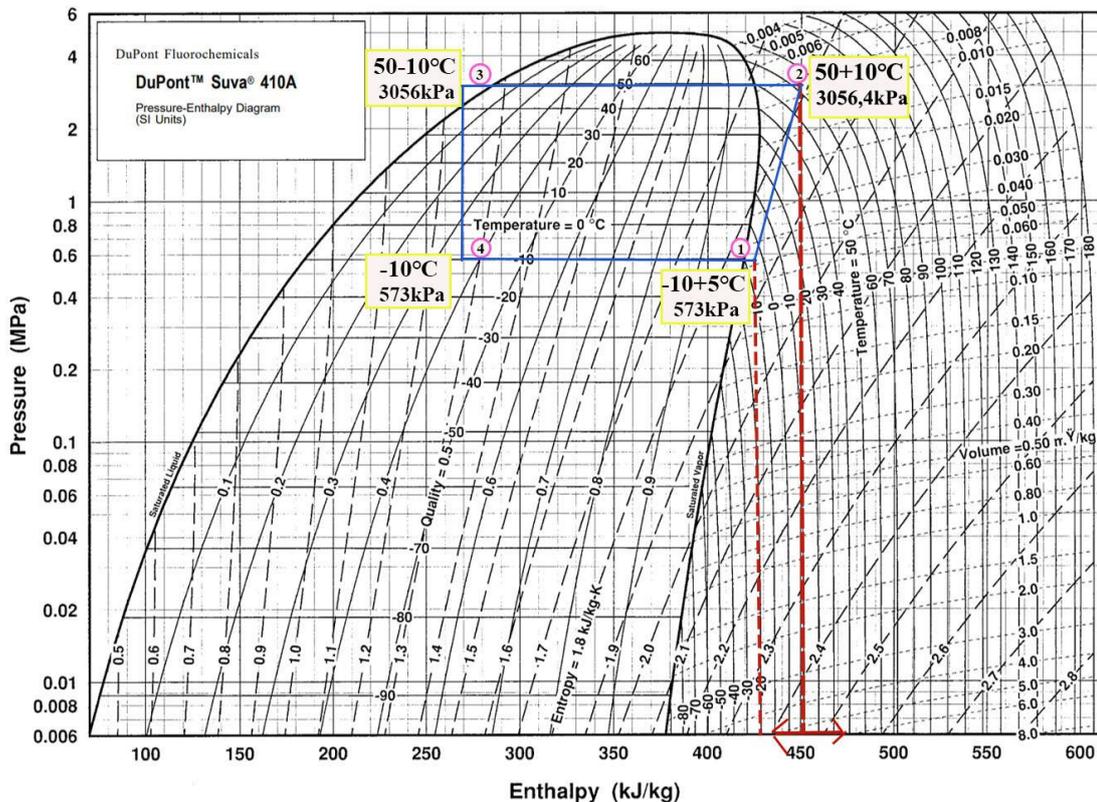


Fig. 10. In program heat pump-calibration modeling

Table. 2. Heat pump-calibration data

	T (°C)	P (kPa)	H (kJ/kg)	S (kJ/K/K)		Process	dh (kJ/kg)
1	(-10) ~ 5	573	424.472	1.853892	Superheated	1~2 Insentropic	18.9898
2	50 ~ (+10)	3056.4	443.4618	1.767832	Superheated	2~3 Condensation	176.3618
3	50 ~ (-10)	3056.4	267.1	1.2243	Superheated	3~4 Insenthalpic	8.429633367
4	-10	573	258.6704	1.2243	Superheated	4~1 Evaporation	165.80116334

### 2.3.3 압축기

냉매와 공기의 상태량과 물성치는 히트펌프시스템의 시뮬레이션에 필수적인 부분이다. 본 연구에서 사용된 냉매는 R-410a이고 R-32 50%와 R-125 50% 비율로 혼합된 냉매로 대기압에서 상변화시 온도변화가  $0.1^{\circ}\text{C}$  정도로 작으며 응축압력이 R-22에 비해 40%정도 높은 고압냉매로 성적계수는 표준 냉동 사이클에서 R-22보다 약간 낮다. 냉매의 열전달 비체적이 작아 압력강하도 비교적 작고 특성의 R-22 비해 우수하고 동일능력을 내기 위한 압축기의 행정체적도 30% 정도 작게 되므로 시스템의 소형화가 가능하다. 히트펌프시스템의 성능 시뮬레이션을 위해 각 구성 기기에 대한 모델링을 작성하고 연결하여 히트펌프시스템에 대해 해석하였고 열역학적 관계식을 기초로 하고 시설하우스 내부의 에너지평형과 질량평형 식을 유도하였다.

본 시뮬레이션에서 사용한 모델 압축기는 Fig. 11과 같은 스크롤 압축기(scroll type compressor)이다. 스크롤 압축기는 인볼류트 형상의 2개의 익을 180도의 위상각을 갖도록 조합한 것으로 이 2개의 익 사이에는 복수개의 초생달 형상의 압축실을 형성하게 된다. 본 해석의 R-410a용 압축기 모델은 ZP36K3E이고 압축기의 사진은 Fig3과 같다. 압축기의 성능 해석은 압축기 제조사의 자세한 압축기 성능에 관한 데이터 자료를 받아서 활용하여의 바탕으로 다음 식(7)과 (8)을 만들었다 [31]. 압축기의 성능특성의 계수 A와 B는 Table. 2와 같다. 프로그램에서 설치한 압축기는 Fig. 12와 같다.



Fig. 11. Picture of R-410a scroll type compressor

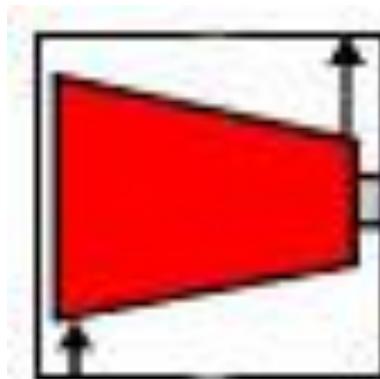


Fig. 12. Simulation components

$$W_{comp} = V \times (A_0 + A_1 t_e + A_2 t_e^2 + A_3 t_e^3 + A_4 t_e t_c + A_5 t_e t_c^2 + A_6 t_e^2 t_c + A_7 t_c + A_8 t_c^2 + A_9 t_c^3) \quad (7)$$

$$\dot{m} = V \times (B_0 + B_1 t_e + B_2 t_e^2 + B_3 t_e^3 + B_4 t_e t_c + B_5 t_e t_c^2 + B_6 t_e^2 t_c + B_7 t_c + B_8 t_c^2 + B_9 t_c^3) \quad (8)$$

Table. 3. Numerical value of A and B in equations

$A_0$	1.04569E-01	$B_0$	1.03892E+01
$A_1$	-4.09426E-04	$B_1$	3.36765E-01
$A_2$	5.34352E-07	$B_2$	3.62872E-03
$A_3$	-2.322465E-10	$B_3$	1.31054E-0.5
$A_4$	-1.18642E-05	$B_4$	-6.15186E-04
$A_5$	-8.59489E-08	$B_5$	2.80948E-07
$A_6$	7.74212E-09	$B_6$	-3.32352E-06
$A_7$	4.54523E-03	$B_7$	-2.84679E-02
$A_8$	6.58549E-05	$B_8$	2.60019E-05
$A_9$	3.18053E-07	$B_9$	-7.91650E-09

각종 계측장치의 측정값을 이용하여 COP(Coefficient of Performance)를 식 9. 으로 계산하였다. COP는 히트펌프 시스템의 성능을 나타내는 성적계수로 종래의 계산방법에서는 정격 조건에서 얻은 오직 하나만의 고정상수로 성능을 제시한다. 동력을 공급받아 저 열원으로부터 열을 흡수하여 고열원으로 방출하므로 열기관과 다르게 그 양부를 판단한다. 히트펌프 축열운전이 이루어질 때 시설 하우스 상단부의 열을 흡수함으로써 저열원의 온도를 내리게 하고, 축열조에 열을 공급함으로써 온도를 높이는 장치의 성향을 띄고 있다. 연구와 시뮬레이션 해석 수치의 정확성을 분석하기 위해 실험 측정 수치와 비교해서 식(11)으로 오차를 계산하였다.

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (9)$$

$$\text{Error} = \left| \frac{\text{simulation} - \text{experimental}}{\text{experimental}} \right| \times 100\% \quad (10)$$

### 2.3.4 시뮬레이션 콘덴서

본 연구에서 콘덴서를 프로그램에서 설치할 때 Nusselt-Reynolds (12) 식을 사용하면서 냉각제 단상 흐름을 냉방에 대한 Dittus-Boelter (12) 식을 상관관계에 의해서 계산하였다. 증발기 및 콘덴서에서 두 가지 위상 흐름이 발생한다. 액체와 증기의 위상 혼합은 증발기의 입구에, 그리고 출구에는 혼합, 포화 증기 또는 과열 증기가 있을 것이다. 냉매는 콘덴서 입구에서 과열된 증기와 혼합 되고 배출구에서 포화 또는 덜 익은 액체가 된다. 증발기 및 콘덴서에 대한 이 위상 변화는 단상 흐름을 생성하며, 이는 열 펌프를 모델링할 때 고려해야 한다. 단상 흐름은 냉매의 열 전달 계수에 영향을 미친다. 증발기와 콘덴서에서 모두 발생하는 1상 또는 단상 흐름이 있는지 여부에 따라 열전달 계수가 변경된다. 콘덴서의 길이와 함께 흐름 패턴이 증기 및 연간 흐름에서 슬러그, 플러그, 기포 및 액체 흐름으로 변화한다. 슬러그에는 액체에 더 큰 증기 부분이 있으며 증기/액체 구성은 상이 액체만 될 때까지 변한다. 콘덴서 길이에 따라 더 작고 작은 거품이 생길 것이다. 포화/과열 증기 및 포화/과냉각 액체의 경우 냉매는 1상 유량을 가진다. Dittus-Boelter (12)이 방정식은 흐름의 누셀, 프렛틀, 레이놀즈수에 따라 달라진다. 두 위상 흐름은 두 위상 승수에 의해 단순하게 모델링 된다. 두 위상 승수 방법이 논의되는 두 위상 흐름 열전달 계수를 모델링하기 위한 몇 가지 방법이 논의된다. 다음으로 된 방법은 혼합물의 품질과 압력을 고려하는 Shah (12) 상관관계이다. 이 모델은 Dittus-Boelter (12)로 형성되지만 항이 추가되며 연간 흐름 규칙에 맞게 조정된다.

냉각제 단상 흐름을 Shah(13) 식을 상관관계에 의해서 계산하였다. 그리고 프로그램에서 설치한 콘덴서는 Fig. 13에 나와있다. 여기에서, 노셀트 수 (Nusselt number)은 다음 식 (14)과 같이 계산했다.

$$\dot{h} = 0.02343 \cdot Re^{0.8} Pr^{0.3} \cdot \frac{k}{D} \quad (11)$$

$$\dot{h} = Nu_L \cdot (1-x)^{0.8} \frac{3.8 \cdot x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{Pr_d^{0.38}} \cdot \frac{k}{d} \quad (12)$$

$$Nu_L = 0.023 \cdot Re_l^{0.8} \cdot Pr_L^{0.4} \quad (13)$$

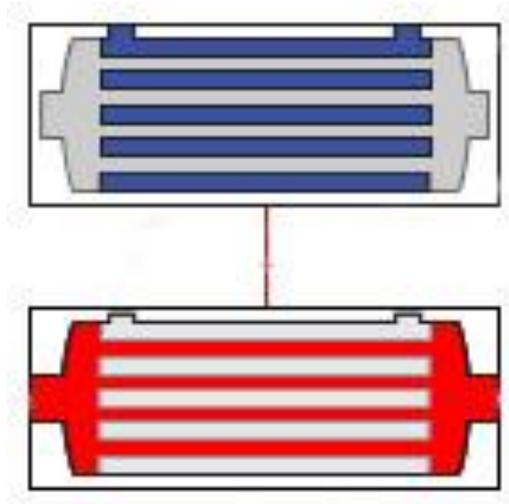


Fig. 13. Simulation compressor

### 2.3.5 시뮬레이션 증발기

본 연구에서 콘덴서를 프로그램에서 설치할 때 Nusselt-Reynolds (12) 식을 사용하면서 냉각제 단상 흐름을 난방에 대한 Dittus-Boelter (12) 식을 상관관계에 의해서 계산하였다. 냉각제 단상 흐름을 Klimenko (15) 식을 상관관계에 의해서 계산하였다. 프로그램에서 모델했던 증발기는 Fig. 14와 같다.

$$h = 0.087 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr_l^{\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^2 \cdot \left(\frac{k_w}{k_l}\right)^2 \cdot \frac{k_l}{d} \quad (14)$$

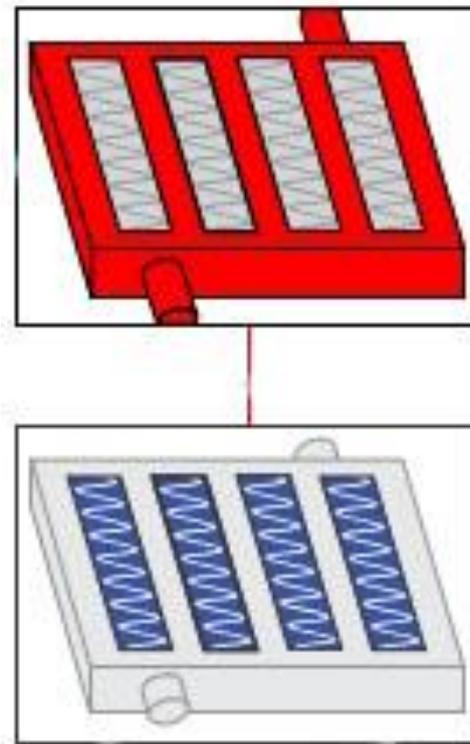


Fig. 14. Simulation evaporator

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 난방 모드 운전 특성

본 시뮬레이션 논문에서 신뢰성을 검토하기 위해 각각의 모델을 해석하여 실험 장치를 다른 지역에 있다고 가정하여 연구를 진행하고 도출된 데이터와 비교하였다. 먼저 시설하우스 모델링의 정확성을 알기 위해 실험 기간 중에 2020년 12월 8일의 가열원 온도를 12.5℃, 내부 및 외부 온도는 14.5℃와 0.8℃로 가정하여 실험을 진행하였다. 8일 외부조건에서 온실의 난방 시작과 정지 온도는 12.0℃, 15.0℃으로 가정하였다. 일사량이 높을 때 저장모드 작업요건은 온실실내온도의 15.0℃ 이상이었다. 열원온도 16.4℃로, 실외 열펌프 실내온도 20.1℃, 열원온도 8.1℃로 저장모드 실험을 실시했다. 외부 평균온도 0.8℃, 열원온도 12.5로, 실외 열 펌프 열원 및 실외온도 3.5℃로 실시한 온실 난방모드가 실시되었으며, 실험 외부조건은 Table. 4에 나타났다. 시설하우스 평균 내부온도의 실험값과 해석결과를 비교한 그래프는 Fig. 15이다. 본 해석에서 평균 오차는 15.74%로 나타났다. 프로그램에서 히트펌프 시스템을 운전 할 때 압축기 모델 R410a의 소비동력을 시뮬레이션 소비동력과 비교한 결과 값은 Fig. 16에 나타나며 시뮬레이션에서 소비동력의 가장 높은 값은 5.2kW, 평균 오차는 5.8%으로 나타났다.

시설하우스 공기 원 히트펌프시스템이 외기 열원 난방을 할 때 환 튜브식 열교환기는 Fig. 17 응축기로서 열교환을 했고, 그 환 튜브식 열교환기 난방열량에 대한 실험 값과 해석 값을 비교했다. 평균 오차는 5.4%이고, 평균 열교환기의 소비동력은 10.5kW로 나타났다.

실험 결과와 해석 결과의 Fig. 18는 환 튜브식 열교환기의 난방 COP에 대한 그래프이다.

해석결과에 대한 평균 오차 및 COP는 10%, 2.5 로 나타났다. 본 결과에서 COP 오차가 많이 나타나는 이유를 유량계, 압축기 소비동력의 해석 오차와 열교환기 난방 열량의 해석 오차가 동일하기 때문이다.

Table. 4. External conditions of green house heat mode, storage mode

<b>System</b>	<b>Surplus Heat pump</b>	<b>Outdoor Heat pump</b>
<b>Indoor temperature (°C)</b>	17.8	20.1
<b>Outdoor temperature (°C)</b>	0.8	3.5
<b>Heating mode Heat source (°C)</b>	12.5	3.5
<b>Storage mode Heat source (°C)</b>	16.4	8.1

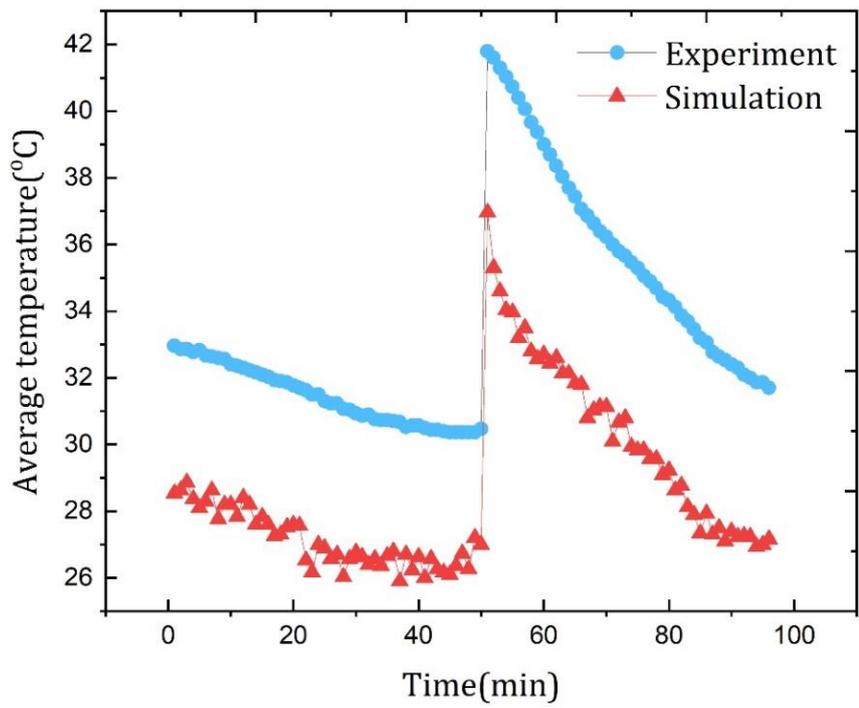


Fig. 15. Simulation of the experimental data for temperature of greenhouse operation time with heating mode

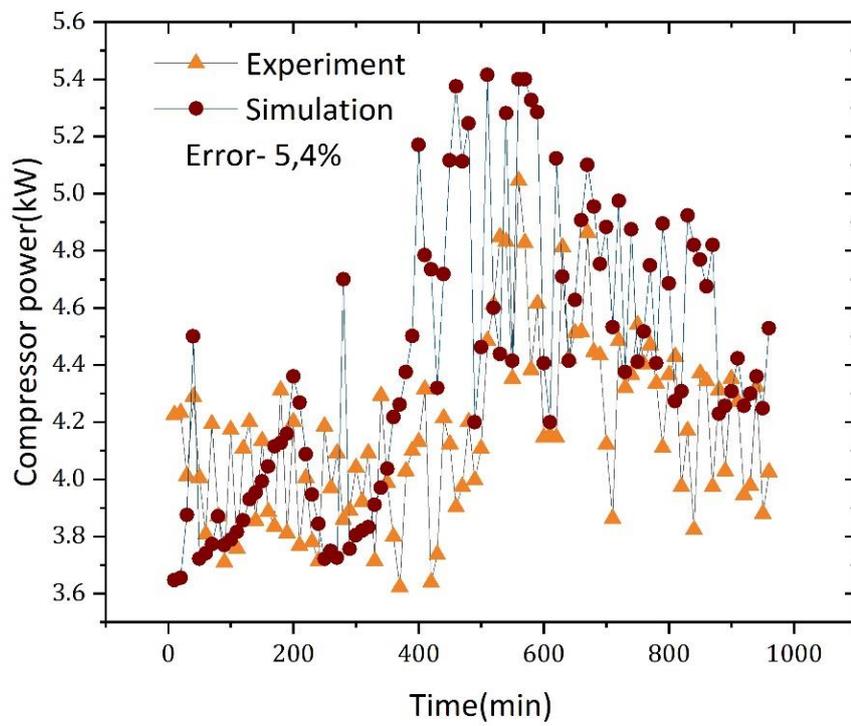


Fig. 16. Simulation of the experimental data for compressor power operation time with heating mode

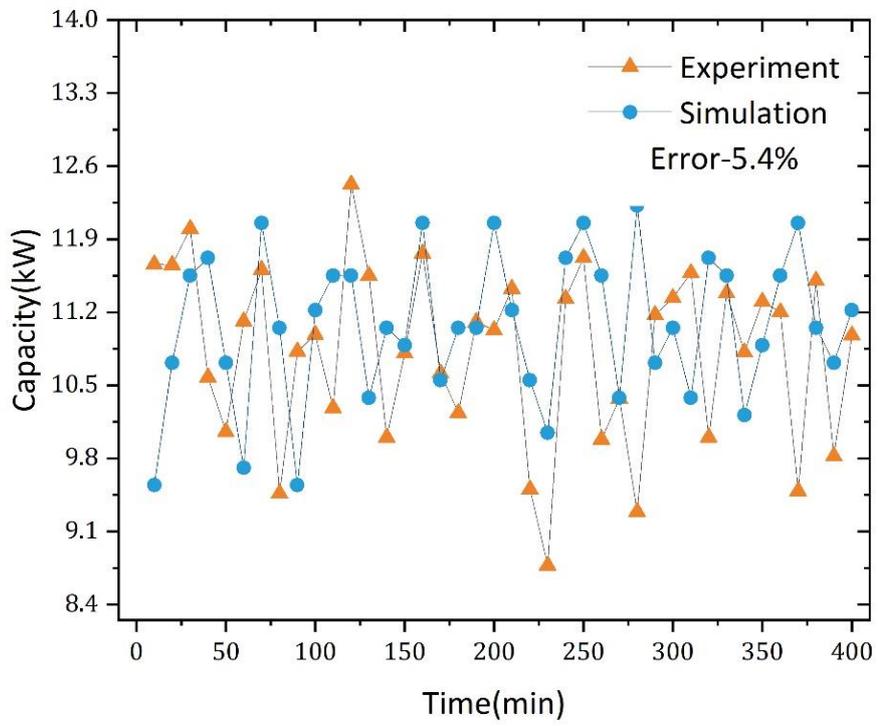


Fig. 17. Simulation of the experimental data for capacity operation time with heating mode

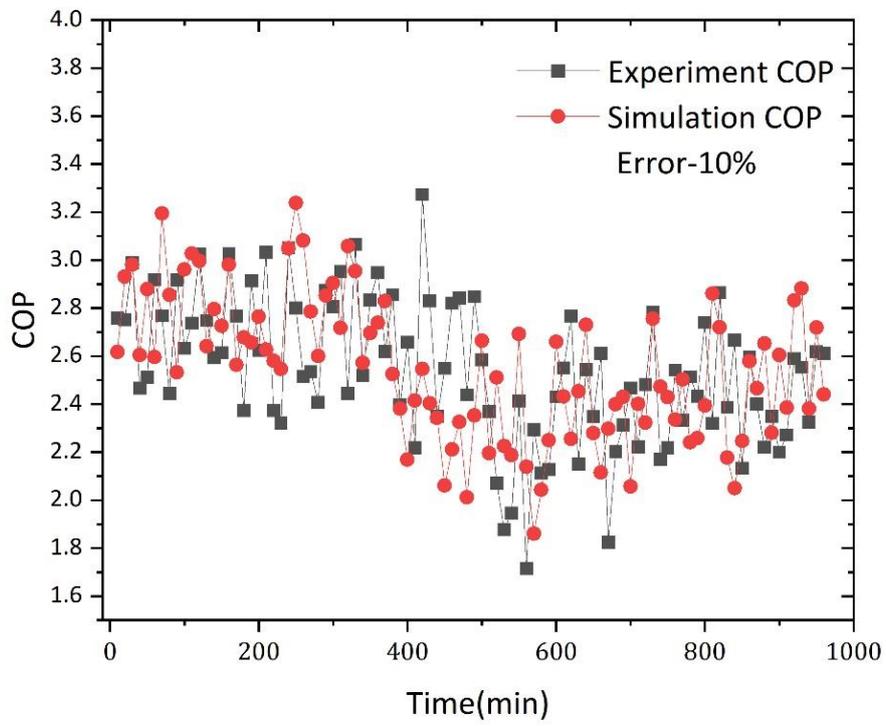


Fig. 18. Simulation of the experimental data for COP operation time with heating mode

### 3.2 축열 모드 운전 특성

시설하우스 실험 해석할 때 열원 모드의 내외 온도를 17.8℃와 7.3℃로 가정하였고 가열원은 16.4℃로 가정했다. 실험 평균 용량, 전력 소비량 및 COP는 13.9kW, 3.8 kW, 3.7이었다. 내부온도 20℃와 외부온도 8.1℃의 실외 열원 모드를 사용하였다. 평균 용량 10.8 kW, 전력 소비량 3.7 kW로 가정했다. 실험에서 사용된 열 저장 탱크 하나는 1 ton 총 3 ton이며 난방 및 온실 난방, 대형 프로젝트를 위한 상업용 난방 및 온수, 상업용 온실 난방 등에 적합하게 널리 사용되고 있다. 실험목표는 저장 탱크 온도를 50℃로 유지하는 것이다. 3ton 저장 탱크 Fig. 19 평균 온도에 대한 해석 결과와 실험 결과의 비교 그래프이고 본 해석에서 평균 오차는 10.2%로 나타났다. Fig. 20 히트펌프시스템이 축열운전을 할 때 판형 열교환기는 응축기로서 열교환을 해서 축열조에 축열을 한다. 실험 평균 열교환기는 400분 동안 10.5 kW로 나타났고 시뮬레이션에서 열교환기는 16.5 kW로 평균 오차는 22.7%이다. 해석 평균 COP 값은 2.6 실험 값과 비교 Fig. 21 평균 오차는 3.9%으로 나타났고 실험 평균 COP는 2.9였다.

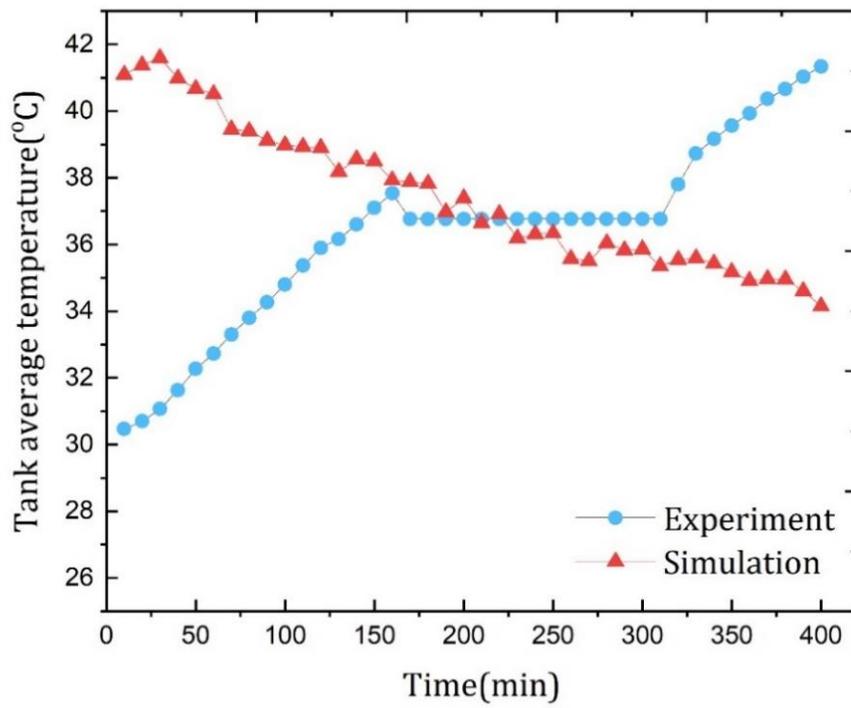


Fig. 19. Simulation of the experimental data for tank average temperature operation time with storage mode

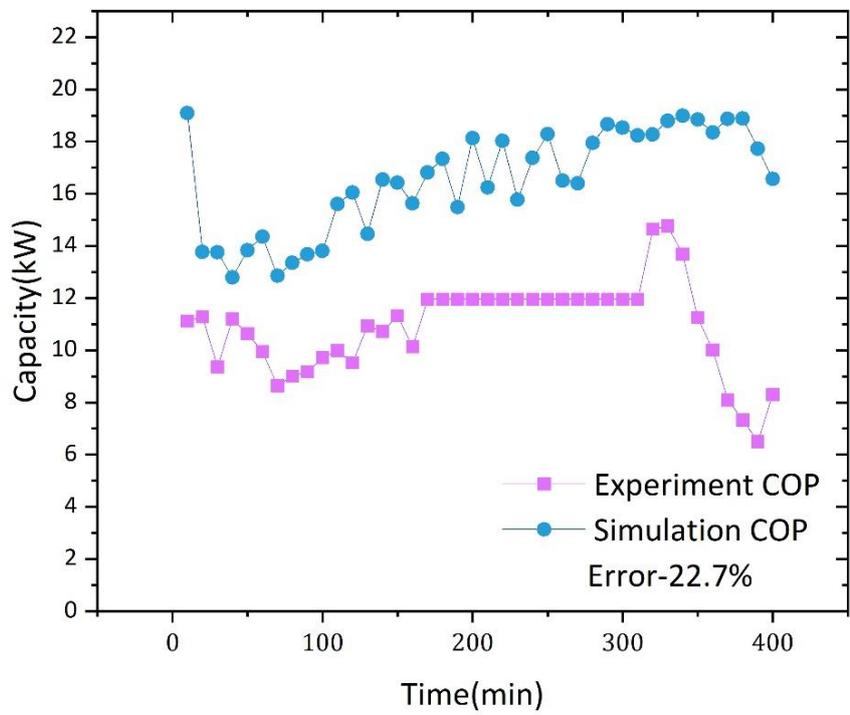


Fig. 20 . Simulation of the experimental data for capacity operation time with storage mode

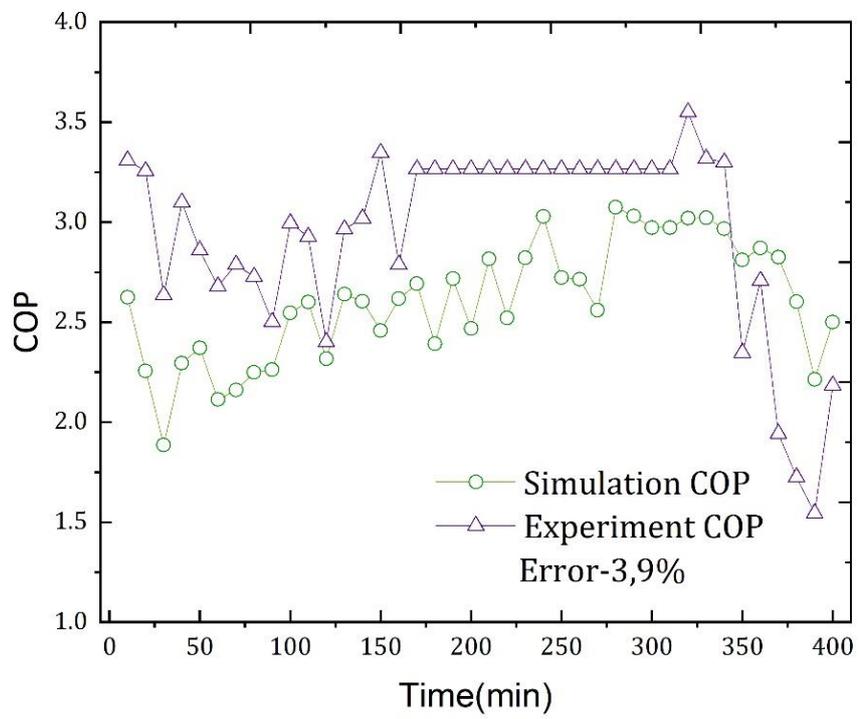


Fig. 21. Simulation of the experimental data for capacity operation time with storage mode

### 3.3 외기온도 변화에 따른 시스템의 성능특성

히트 펌프 시스템을 운전할 때 외부 조건의 변화가 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하면 새로운 개발이나 성능의 개선에 많은 도움을 줄 수 있다. 히트 펌프 시스템의 성능특성을 알기 위해 외기온도를 변화시켜서 시뮬레이션을 하였다. 본 실험 시설원예용 히트펌프 시스템을 대한민국 다른 지역에 있다고 가정해서 2020년 12월 9일 최저기온으로 청주  $-4.9^{\circ}\text{C}$ , 강원도 홍천군  $-9.2^{\circ}\text{C}$ 로 변화시켜서 난방열량 및 COP를 구하여 성능변화를 살펴보았다.

외기이용 열펌프 시스템을 운전할 때 난방모드 외기온도 변화를 Fig. 22에 나타냈다. 외기 온도가  $-4.9^{\circ}\text{C}$ 일 때 평균 COP가 3.75이며 강원도 홍천군 외기 온도  $-9.2^{\circ}\text{C}$ 에서 COP가 3.5로 나타났다. 외기온도가  $-4.9^{\circ}\text{C}$ 일 때 평균 난방열량이 5.9 kW, 외기 온도가  $-9.2^{\circ}\text{C}$ 을 때 평균 난방열량이 9.8 kW로 Fig. 23에 나타났다.

외기이용 열펌프 시스템을 운전 할 때 저장 모드 외기온도 변화는 Fig. 24과 같으며 청주와 강원도의 평균 COP가 3.7과 3.4로 나타났다.

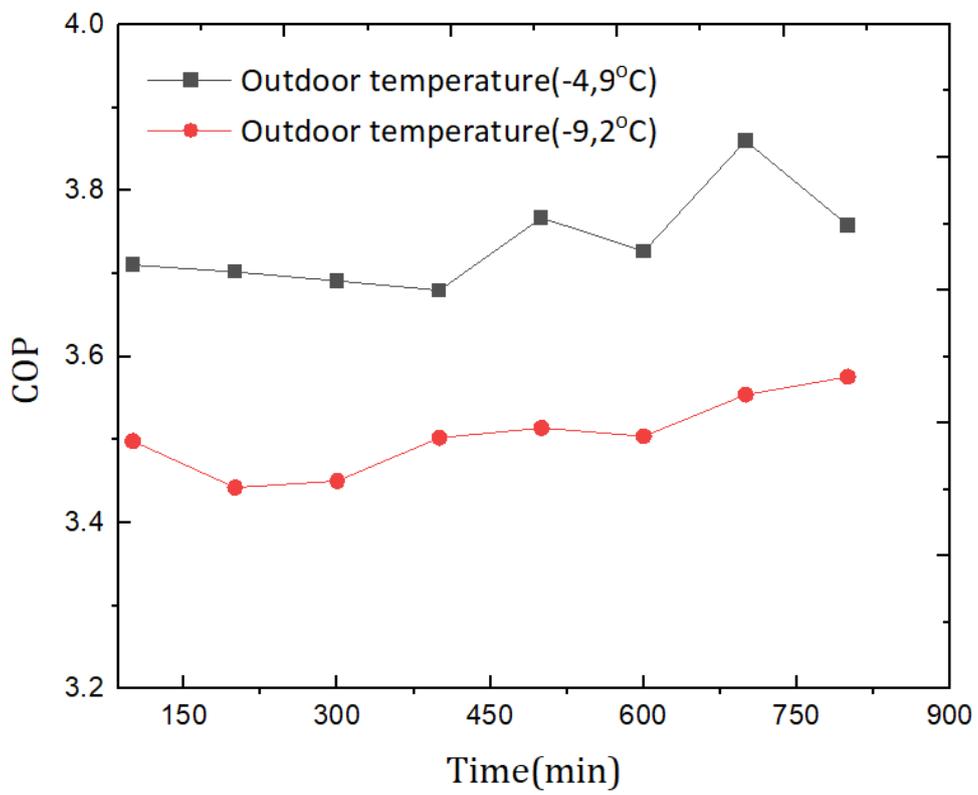


Fig. 22. Simulation data for COP operation time with heat mode

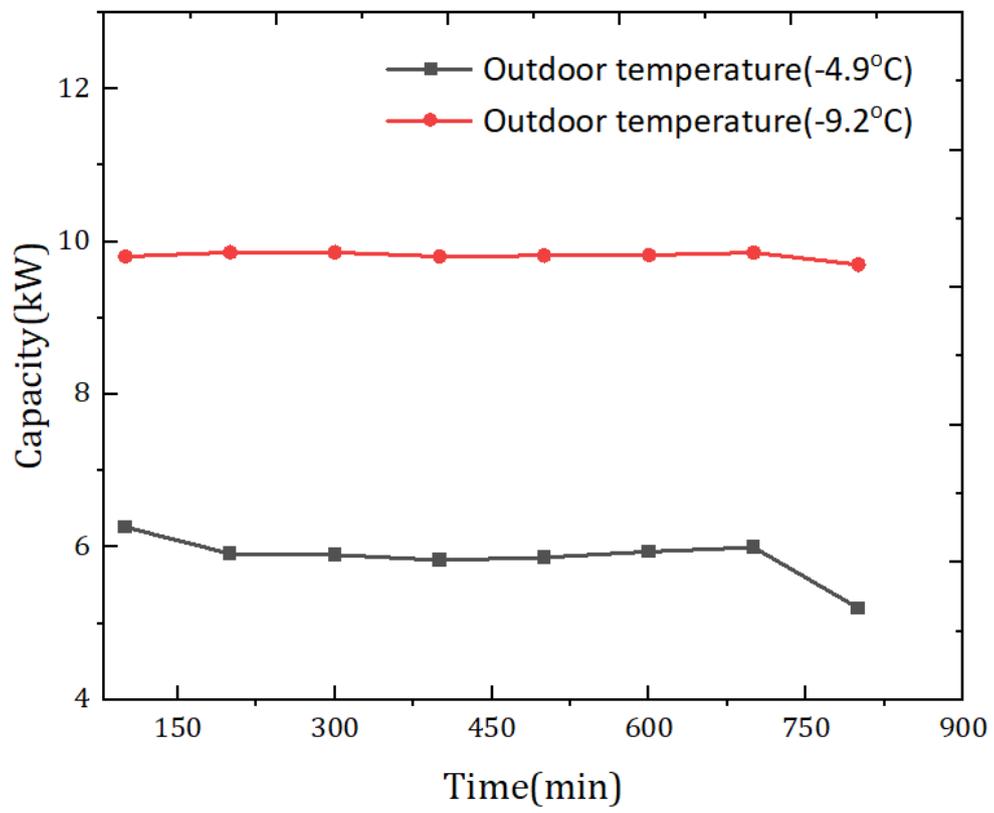


Fig. 23. Simulation data for capacity operation time with heat mode

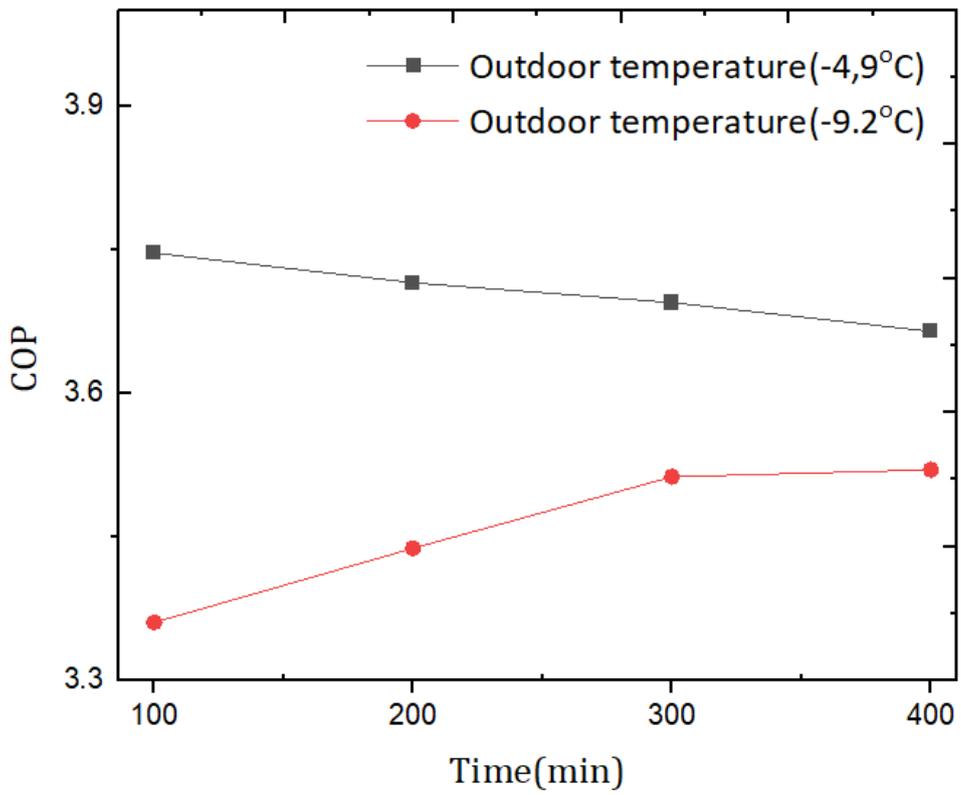


Fig. 24. Simulation data for COP operation time with storage mode

### 3.4 시설하우스 용량 변화에 따른 성능특성

시설하우스 용량을 변화할 때 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 해석하기 위해 시스템 운전 시작할 때의 축열조의 온도가 45°C로 그리고 축열조의 용량을 2,831L로 고정하고 시설하우스 크기를 2배 및 3배로 변화할 때 시스템의 운전 상태를 시뮬레이션 하였다.

시뮬레이션 시설하우스의 용량을 2배로 변화시킬때 시스템의 열량은 400 분 동안 가장 높은 4.4kW였고 평균 열량의 4.27kW으로 Fig. 25에 나타내었다. 시스템의 히트 모드 Fig. 26 평균 COP는 1.16이고 저장 모드 평균 COP는 1.2으로 히트 모드 보다 큰 차이가 없었다. 시설하우스 용량을 3배로 부피를 1,4571 m<sup>3</sup>, 면적을 162 m<sup>2</sup> 로 변화 시킬 때 평균 열량은 6.2kW으로 Fig. 27에 나타났다. 용량의 변화에 시스템의 Fig. 28 히트 모드 COP는 1.7이고 저장 모드 COP는 1.3으로 시스템 COP가 감소된다.

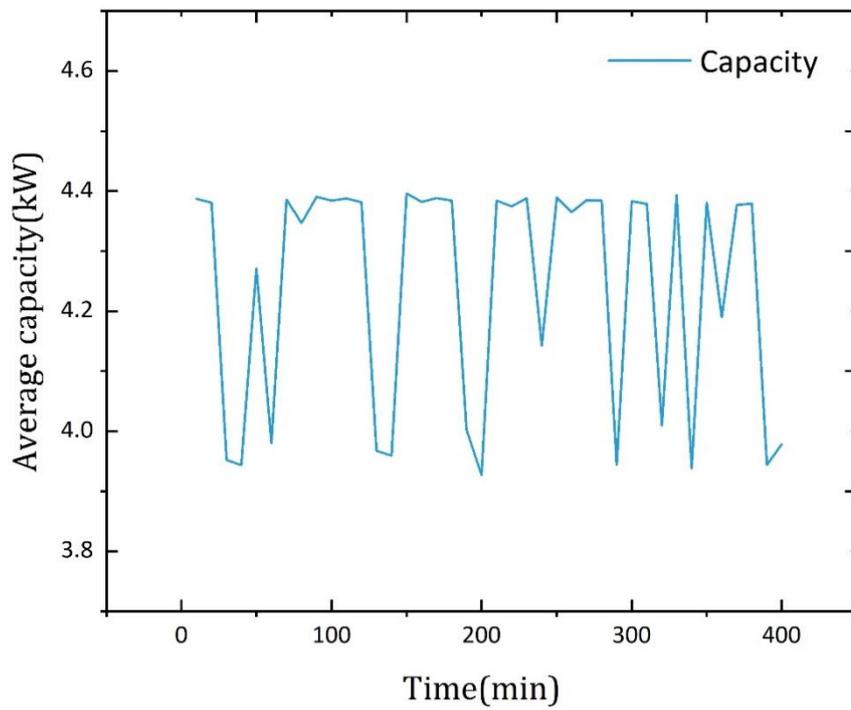


Fig. 25. System average capacity with operation time

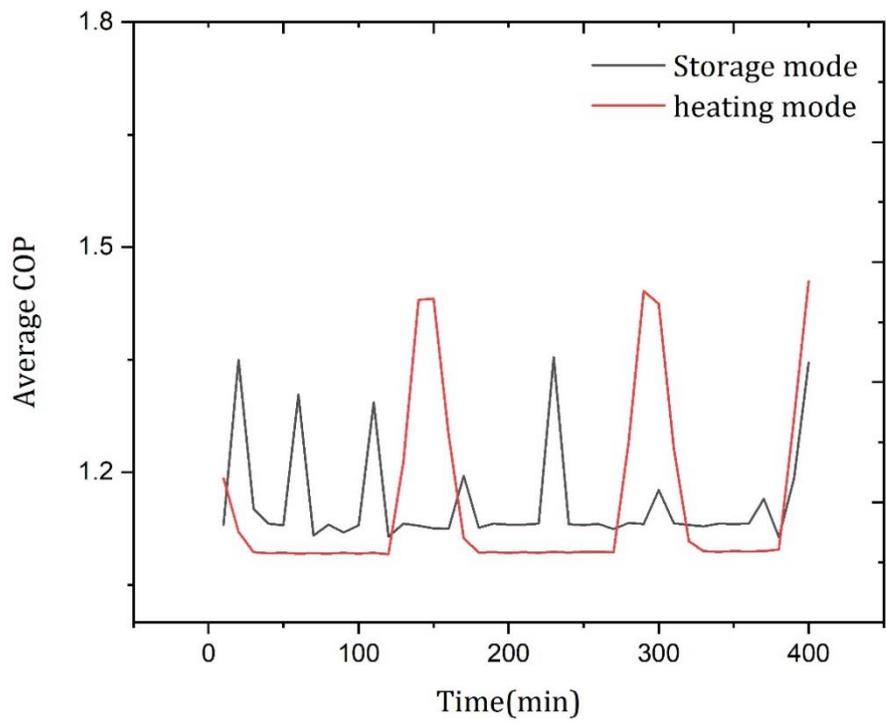


Fig. 26. Total system storage mode and heating mode average COP with operation time

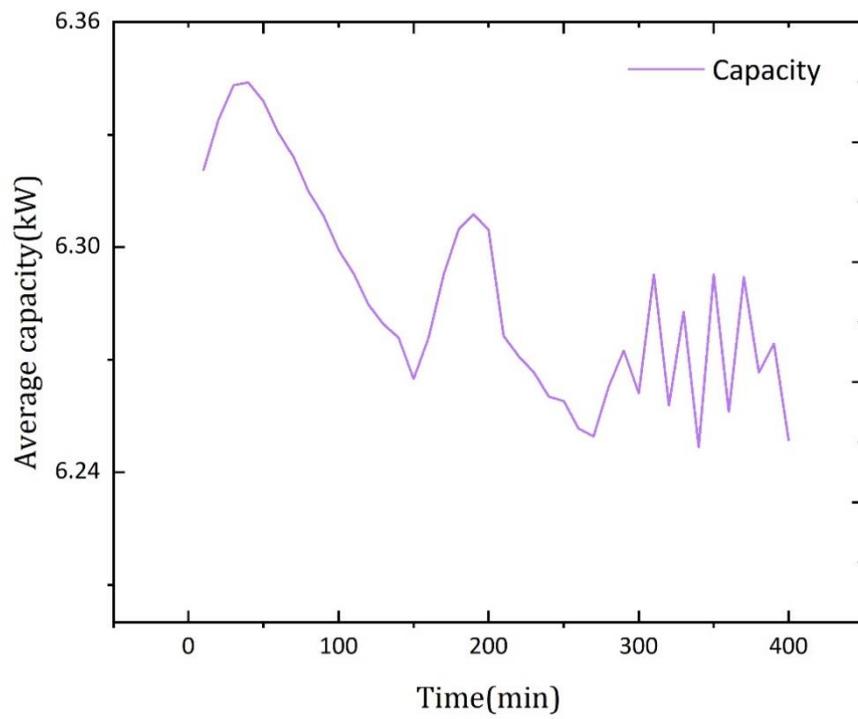


Fig. 27. System capacity with operation time

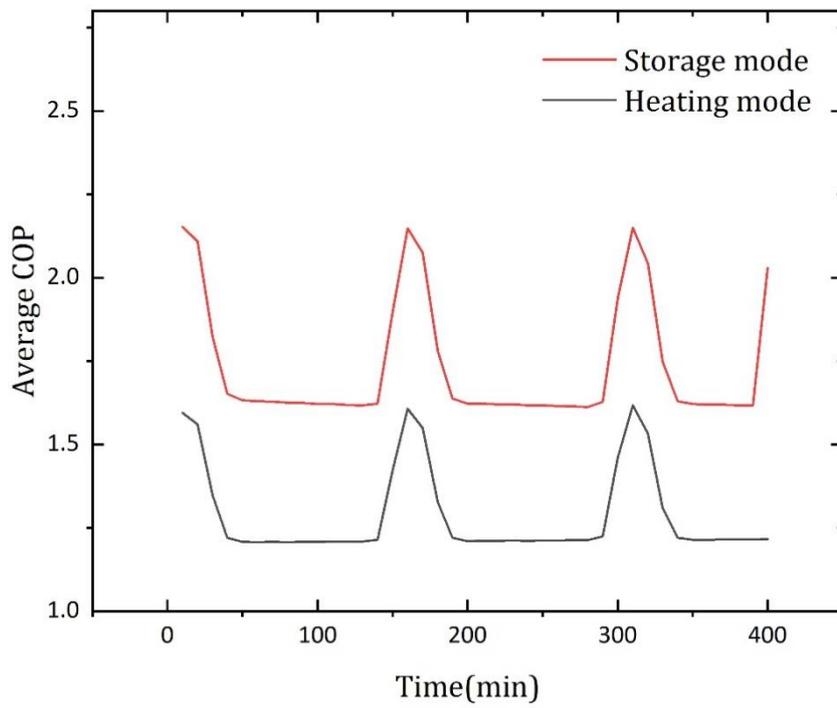


Fig. 28. Total system storage mode and heating mode average COP with operation time

## 4. 결론

본 연구에서는 시설하우스 내부의 에너지평형과 질량평형 식을 프로그램을 사용하여 히트펌프 시스템의 압축기와 열교환기의 열전달 특성에 대해 이론적 시뮬레이션 모델링 해석을 수행하였다. 해석 결과를 실제 시설하우스용 히트펌프 시스템의 운전실험 결과 값과 비교해서 해석결과의 신뢰성을 검토하고 시스템의 성능을 예측하였다.

- 프로그램 시뮬레이션의 신뢰성을 검토하였을 때 시설하우스 내부온도의 실험값과 해석을 비교한 결과에 평균 오차는 15.7%이다.
- 히트펌프 시스템을 운전 할 때 압축기 시뮬레이션 소비동력의 11.14 kW이며, 실험 압축기 소비동력 10.5 kW와 비교해서 평균오차는 5.8%으로 나타났다. 공기 열원 히트펌프시스템이 외기 열원 난방을 할 때 환 튜브식 열교환기 난방열량에 대한 실험 해석 결과를 비교한 평균 오차는 5.4%으로 실험 결과와 비슷하게 일치하였다.
- 시설하우스 저장 탱크 평균 온도와 시뮬레이션 해석 결과와 비교한 평균 오차는 10.2%으로 나타났으며, 오차가 많은 것은 프로그램 속에서 3개 탱크가 서로 온도 변화가 약간의 차이 밖에 없었기 때문이다.
- 시설하우스를 다른 지역에 있다고 가정하고 시뮬레이션 하여 청주의 겨울 최저온도  $-4.9^{\circ}\text{C}$ 일 때 난방열량이 9.8 kW에서 COP가 3.5이며, 강원도 최저온도  $-9.2^{\circ}\text{C}$ 일 때 난방열량이 5.9 kW에서 COP가 3.72로 증가되었다.
- 시스템 시설하우스의 용량을 변화할 때 히트펌프시스템에 대해 미치는 영향을 살펴보기 위하여 2배로 커졌을 때 평균적으로 각각 열량, 히트 모드

COP, 저장 모드 COP는 4.4kW, 1.16, 1.2으로 계산됐다. 여기에서 시스템 평균 COP는 비슷하다는 것을 볼 수 있다. 3배로 변화 시킬 때 평균 열량은 6.2kW이며 히트 모드 COP는 1.7이고 저장 모드 COP는 1.3이다.

## 참고문헌

1. Vadiee A, Martin V. Energy analysis and thermo economic assesment of the closed greenhouse – the largest commercial solar building. *Appl Energy* 2013.
2. Taki M, Abdi R, Akbarpour M, Mobtaker HG. Energy inputs – yield relationship and sensitivity analysis for tomato greenhouse production in Iran. *Agric Eng Int:CIGR J* 2013;15(1):59-67.
3. Taki M, Abdi R, Akbarpour M, Mobtaker HG. Energy inputs – yield relationship and sensitivity analysis for tomato greenhouse production in Iran. *Agric Eng Int: CIGR J* 2013;15 (1):59–67.
4. Taki M, Ajabshirchi Y, Mahmoudi A. Prediction of output energy for wheat production using artificial neural networks in Esfahan province of Iran. *J Agric Technol* 2012;8 (4):1229–42.
5. Taki M, Ajabshirchi Y, Mahmoudi A. Application of parametric and non-parametric method to analyzing of energy consumption for cucumber production in Iran. *Mod Appl Sci* 2012;6(1):75–87.
6. Taki M, Mahmoudi A, Ghasemi-mobtaker H, Rahbari H. Energy consumption and modeling of output energy with multilayer feed-forward neural network for corn silage in Iran. *Agric Eng Int: CIGR J* 2012;14 (4):93–101.
7. Taki M, Ajabshirchi Y, Mobtaker HG, Abdi R. Energy consumption, input-output relationship and cost analysis for greenhouse productions in Esfahan Province of Iran. *Am J Exp Agric* 2012;2(3):485–501.

8. Panwar NL, Kaushik SC, Kothari S. Solar greenhouse an option for renewable and sustainable farming. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:3934–45.
9. Sethi VP, Sumathy K, Chiwon L, Pal DS. Thermal modeling aspects of solar greenhouse microclimate control: a review on heating technologies. *Sol Energy* 2013;96:56–82.
10. United States Department of Agriculture (USDA). South Korea's controlled agriculture. 2018. <http://www.fas.usda.gov>. [Accessed 16 April 2020].
11. Ministry of Agriculture, Food, and Rural Affairs (MAFRA). <http://www.mafra.go.kr/sites/mafra/index.do>. [Accessed 1 March 2018].
12. Stallen M, Uffelen RV. Greenhouse sector study South Korea. Final report. Ministry of Agriculture, Nature and Food Quality; May 2006.
13. Korea Energy Economics Institute (KEEI). Yearbook of energy statistics. Korea: Eui-wang; 2011.
14. Rural Development Administration (RDA). National Institute of Agricultural Sciences, <http://www.naas.go.kr> [accessed 16 April 2020].
15. Rural Development Administration (RDA). National Institute of Agricultural Sciences, <http://www.naas.go.kr> [accessed 16 April 2020].
16. Perry RH, Chilton CH, Kirkpatrick SD. Perry's chemical engineers' handbook. fourth ed. McGraw Hill; 1964. pp. 9–6.
17. US Department of Energy. <https://www.energy.gov/>. [Accessed 11 April 2020]

18. Forsén, Martin. “Heat Pumps Technology and Environmental Impact.” Mid Sweden University, 2005, pp. 1–120. Web. 5 Feb. 2018.
19. Breza, P. “Modelling and Simulation of a PV Generator for Applications on Distributed Generated Systems.” Delft University of Technology, 2013, pp. 1–130. Web. 5 Jan. 2018
20. Kim, K.-D., Lee, S-H., 2001, The characteristics of folk house related to climate in Cheju island. *Journal of Korean Regional Geography*, 7, 29-43 (in Korean with English abstract).
21. Korea Meteorological Administration, 2003, Annual Meteorological Report (1971-2000).
22. “Waste Heat Recovery”, Technology and Opportunities in U.S. Industry, U.S.DOE, 2008.
23. Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., Tassou, S.A., 2018. Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress* 6, 268-289.
24. Husaini Ardy, Yudhistira Perdana Putra, Adimas Dwj Anggoro, Arie Wibowo. Failure analysis of primary waste heat boiler tube in ammonia plant; *Heliyon*, Volume 7, Issue 2, February 2021, e06151.
25. Gagneja, Arpit, and Siddhant Pundhir. “Heat Pumps and Its Applications.” *International Journal of Advances in Chemical Engineering and Biological Sciences*, vol. 3,no. 1,2016,doi:10.15242/ijacades.u0516203.

26. Gupta, Rajat, and Robert Irving. "Development and Application of a Domestic Heat Pump Model for Estimating CO<sub>2</sub> Emissions Reductions from Domestic Space Heating , Hot Water and Potential Cooling Demand in the Future." *Energy and Buildings*, vol.60, 2013, pp. 60-74., doi: 10.1016/j.enbuild.2012.12.037.
27. Natural Resource Canada: Office of Energy Efficiency, "Water heaters: Energy Considerations," [Online]. Available:  
<http://oee.nrcan.gc.ca/residential/personal/water-heater-oil-electric.cfm?attr=4#electric>. [Accessed 27 July 2011].
28. Natural Resource Canada: Office of Energy Efficiency, "Heating With Gas," [Online]. Available:  
[http://oee.nrcan.gc.ca/publications/infosource/pub/home/Heating\\_With\\_Gas\\_Chapter8.cfm?attr=4](http://oee.nrcan.gc.ca/publications/infosource/pub/home/Heating_With_Gas_Chapter8.cfm?attr=4). [Accessed 27 July 2011].
29. M. W. Versteeg H.K, Introduction to Computation Fluid Dynamics, Essex:Longman Scientific and Technical, 1995.
30. G. Technologies, "GT-Suite manual 7.5," 2014. [Online]. Available:  
<https://www.gtisoft.com/>.
31. Z. C. Qin, "Simulation and experimental research of air-source heat pump with the refrigerant R410a", Nanjing Normal university, pp. 18~21, 2007.

## 감사의 글

먼저, 기계공학과 학과장인 박윤철 감독교수님께 깊은 감사를 표합니다. 그의 지도, 지원, 격려가 석사과정 내내 매우 소중했고, 그의 친절하고 끝없는 도움과 관대한 조언이 큰 도움이 되었습니다. 교수님께 깊은 감사의 말씀드립니다. 또한 제주대학교에서 공부할 수 있는 기회와 지원을 주신 허종철 공동감독 선생님께도 정말 감사드립니다. 논문 심사위원장을 맡아주시고 따끔한 지적과 따뜻한 격려의 말씀을 해주신 현명택 교수님, 논문 심사를 맡아주시고 학부 때부터 석사까지 언제나 친절하고 편하게 해주신 김남진 교수님께 감사드립니다. 그리고 제가 제주대학교 기계공학과에서 지도해 주신 모든 교수님들께도 깊은 감사의 마음을 전합니다. 연구실에서 아무것도 모르던 저를 가르치고 조언을 해 주신 고광수 박사와 고요한 박사님께도 감사를 드리고 싶습니다. 제가 열구실에 처음 들어올 때 저를 많이 도와 주신 이미 졸업한 Enkhbadral, Waseem Raza에게 감사드립니다. 이 논문을 완료하는데 있어 많은 지원을 주셨고 매우 좋은 시간이었습니다. 그리고 모르는거 있을 때 도와줬던 항상 내 옆에 있어줬던 남자 친구에게 감사드립니다.

Монголд байгаа эмээ, ээж, аав, ах, дүү нартаа хэзээд надад урам зориг өгч үргэлж тусалж дэмждэгт гүнээ их баярлалаа. Мөн нагац ах болох Гансүх ах, Жавхлан эгч, бүх хамаатан садан болон найзууддаа өдийг хүртэл үргэлж надад итгэн тусалж дэмжиж урмын үгсээ харамгүй хайрлаж байсанд баярлалаа. Та бүхнийхээ ачаар сургуулиа амжилттай төгсөж, дипломоо амжилттай хамгаалсан юм шүү. Эцэст нь хэн бүхнээс илүү миний зүрх сэтгэлд үргэлж хамт байдаг, хэзээд миний талд байж өдий хүртэл явах гарааг минь тавьсан бурханы оронд байгаа Өвөөдөө талархал илэрхийлье.

Tuul 올림