



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](#)

碩士學位論文

지하수열원 히트펌프 시스템을 활용한
열배관망 밸런스 운전에 관한 연구

濟州大學校 大學院

機械工學專攻

吳 所 賓

2024 年 2 月



지하수열원 히트펌프 시스템을 활용한 열배관망 밸런스 운전에 관한 연구

指導教授 朴潤鐵

吳所賓

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함

2023 年 11 月

吳所賓의 工學 博士學位 論文을 認准함

審査委員長 강 창 남

委 員 박 윤 철

委 員 현 명 택



濟州大學校 大學院

2023 年 11 月



A Study on Balanced Operation of Heat Distribution Network Utilizing Ground Source Heat Pump System

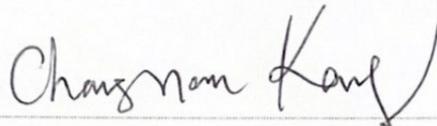
Sobin Oh

(Supervised by professor Youn Cheol Park)

A thesis submitted in partial fulfillment of the requirement for the degree of Master of Science in Mechanical Engineering

2023. 11.

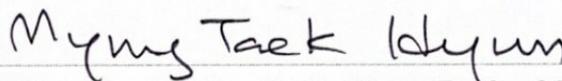
This thesis has been examined and approved.



Thesis director, Chang Nam Kang, Prof. of Mechanical. Engineering



Thesis director, Youn Cheol Park, Prof. of Mechanical. Engineering



Thesis director, Myung Taek Hyun, Prof. of Mechanical. Engineering

2023. 11.

Date

Department of Mechanical Engineering

GRADUATE SCHOOL

JEJU NATIONAL UNIVERSITY

목 차

List of Figures	i
List of Tables	iii
List of Tables	iv
ABSTRACT	v
I. 서 론	1
1.1 연구의 배경	1
1.2 연구동향	2
II. 지하수열 히트펌프기반 열배관망 운전 개요	4
2.1 지열(지하수열)	4
2.1.1 지열 개요	4
2.1.2 지열 이용방법	5
2.2 지하수열 히트펌프 시스템	6
2.2.1 지열 히트펌프 시스템	6
2.3 열배관망 운전 개요	8
III. 지하수열 히트펌프기반 열배관망 설계를 위한 난방부하 설계	10
3.1 실증사이트 선정 및 재배작물 개요	10
3.1.1 실증사이트 선정	10
3.1.2 재배작물 개요	12
3.2 실증사이트별 설비용량 및 난방부하량 설계	13
3.2.1 실증사이트별 설비용량 설계	13

3.2.2 실증사이트별 난방부하량 설계	19
IV. 열배관망 구축에 따른 밸런스 운전 로직 개발	24
4.1 지하수열 히트펌프 열배관망 설비 구축	24
4.1.1 열교환기 및 히트펌프 기계실	30
4.1.2 제어모듈 및 분전반	34
4.1.3 실시간 IoT 모니터링 시스템	35
4.2 실증사이트별 수집 데이터 분석	37
4.2.1 실증사이트별 일평균 온·습도 비교	37
4.2.2 실증사이트별 일평균 토양 온·습도 비교	39
4.3 재배작물 별 스케줄링 모듈 설계	41
4.4 수요처간 열배관망을 통한 밸런스 운전 로직 설계	43
V. 밸런스 운전 설계에 따른 열배관망 실증 연구	47
5.1 수요처의 밸런스 운전 에 따른 실험	47
5.2 엑서지 흐름 분석을 통한 이송 열손실 연구	24
5.2.1 열원-히트펌프 열손실 분석	54
5.2.2 실증사이트별 열 손실률 분석	56
5.3 에너지 사용량 및 온실가스 배출량 연구	61
VI. 결 론	63
참 고 문 헌	64

List of Figures

Fig. 1 Geothermal energy overview	3
Fig. 2 Geothermal utilization by underground Temperature	4
Fig. 3 Heat pump heating cycle	6
Fig. 4 Heat pump cooling cycle	6
Fig. 5 Concepts and key elements of smart thermal grid	7
Fig. 6 Demonstration site location and perforation location	9
Fig. 7 A complete block diagram of the underground geothermal heat pump system ..	10
Fig. 8 Conceptual diagram of Jeju groundwater-based cooling and heating system	24
Fig. 9 Heat transfer facility inside the demonstration site	24
Fig. 10 Facility drawings of site 1	25
Fig. 11 Facility drawings of site 2	26
Fig. 12 Facility drawings of site 3	27
Fig. 13 Facility drawings of site 4	28
Fig. 14 The underground air layer zone (0m-25m)	29
Fig. 15 The groundwater zone (25m-55m)	29
Fig. 16 Heat exchanger drawing	30
Fig. 17 Systematic charts of the heat pump system of the underground Water heat pump system at site 1, 2, and 3	31
Fig. 18 Systematic charts of the heat pump system of the underground water heat pump system at site 4	31
Fig. 19 Control module schematic	33
Fig. 20 Heating control system control module	33
Fig. 21 Monitoring system main page	34
Fig. 22 Site 1, 2, 3 monitoring screen	35
Fig. 23 Site 4 monitoring screen	35
Fig. 24 Daily average temperature comparison	36
Fig. 25 Daily average humidity comparison	37

Fig. 26 Daily mean soil temperature comparison data	38
Fig. 27 Average daily soil humidity comparison data	39
Fig. 28 Schematic view of thermal pipe network for balanced operation ...	40
Fig. 29 Balance operation design drawing : 1 st Control	44
Fig. 30 Balance operation design drawing : 2 nd Control	44
Fig. 31 Balance operation design drawing : 3 rd Control	45
Fig. 32 Balanced operation : Control_A	47
Fig. 33 Balanced operation : Control_B	48
Fig. 34 Balanced operation : Control_C	49
Fig. 35 Balanced operation : Control_D	50
Fig. 36 Balanced control efficiency result	52
Fig. 37 Transfer heat loss temperature measurement results	53
Fig. 38 Heat loss in the heat storage tank during heating operation	56
Fig. 39 Analyzing the overall system exergy flow	59

List of Tables

Table 1	The minimum threshold temperature for lilies and blueberries	11
Table 2	Maximum heating load by demonstration site	18
Table 3	Annual and monthly heating load(kWh) of site 1 from 2013 to 2022	19
Table 4	Annual and monthly heating load(kWh) of site 2 from 2013 to 2022	20
Table 5	Annual and monthly heating load(kWh) of site 3 from 2013 to 2022	21
Table 6	Annual and monthly heating load(kWh) of site 4 from 2013 to 2022	22
Table 7	Specifications of the heat exchanger	30
Table 8	Specification for underground water heat pump	32
Table 9	Comparison of Greenhouse Data for 10 Years	41
Table 10	Heating scheduling module according to complex environmental conditions	41
Table 11	Statistical data of balanced operation : Control_A	47
Table 12	Statistical data of balanced operation : Control_B	48
Table 13	Statistical data of balanced operation : Control_C	49
Table 14	Statistical data of balanced operation : Control_D	50
Table 15	Statistical data of balanced operation	52
Table 16	Heat Loss temperature ratio of water source transfer	54
Table 17	Heat transfer coefficient of heat storage tank during heating operation	57
Table 18	Heat pump performance based on the temperature setting of the heat storage tank	58

Nomenclature

A_{gh}	: Greenhouse surface area [m^2]
A_r	: Roof surface area [m^2]
A_g	: Surface area [m^2]
q_r	: Heat transfer through the roof
h_t	: Roof covering material heat transfer coefficient [$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$]
T_s	: Set temperature inside the greenhouse [$^\circ C$]
T_d	: Design outdoor temperature (TAC temperature) [$^\circ C$]
f_r	: Thermal insulation reduction rate of covering material
q_g	: Heat transfer
q	: Heat transfer load
h	: Heat transfer coefficient [$kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$]
T_g	: Subsoil temperature [$^\circ C$]
f_w	: Correction coefficient according to wind speed
BCE	: Balanced control efficiency
SD	: Standard deviation of balanced operation
W_S	: System power consumption [kWh]
Q_c	: Heat loss [$kcal/h$]
f_r	: Covering material heat loss rate [%]
Q	: Heat transfer through the envelope [W]
K	: Heat transfer coefficient [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]
A	: Heat transfer area [m^2]
Q_y	: Annual energy load [MJ]
q_h	: Heating capacity [$kcal$]
EF	: Greenhouse gas emission coefficient
COP_h	: Heat pump heating performance

ABSTRACT

Today's world witnesses a pressing rise in global energy and environmental concerns, prompting a focused approach toward achieving Net Zero emissions as a viable solution. This pursuit aims to minimize carbon dioxide emissions from human activities, striving for an ultimate emission level of zero.

This study emphasizes the significance of thermal energy in this quest for carbon neutrality. Presently, thermal energy constitutes over half of final energy consumption and contributes substantially to greenhouse gas emissions. As a result, there's growing interest in thermal networks as efficient systems using renewable energy sources to provide heat and generate power.

Specifically, this research concentrates on an underground thermal network utilizing a ground-source heat pump system. This innovative system efficiently transfers heat among various buildings or facilities, enhancing energy efficiency while remaining environmentally friendly and economically viable.

The study focuses on three primary objectives: Firstly, it calculates heating demands at empirical sites from 2013 to 2022, designing site-specific balanced operation controls that demonstrated minimal dispersion and standard deviation concerning target temperature versus power consumption.

Secondly, through exergy analysis, it determines the optimal setting temperature for the heat pump's thermal storage unit to maximize its performance.

Lastly, a comparative analysis between energy consumption and greenhouse gas emissions from a fuel oil boiler versus a ground-source heat pump showed a significant 48.4% reduction in emissions when using a ground-source heat pump.

These findings propose efficient control methods for diverse sites sharing a single heat source, paving the way towards achieving carbon neutrality.

Additionally, the study explores potential applications of decentralized energy and the establishment of thermal energy trading business models within diverse energy systems.

I. 서 론

1.1 연구의 배경

현재 세계적인 에너지와 환경 문제는 우리가 직면하고있는 최대의 과제로 인식되고 있으며 이를 해결하기 위해 탄소중립(Net Zero)이라는 개념이 주목받고 있다. 탄소중립은 인간의 활동에 의해 발생하는 이산화탄소 배출을 줄이고, 남은 배출량을 흡수 또는 제거하여 실질적인 배출량을 0으로 만드는 것을 목표로 한다. 이러한 탄소중립을 실현하기 위해 전 세계적으로 신재생에너지를 활용하고, 온실가스 감축을 위한 다양한 정책과 대안을 도입하고 있다.

특히, 열에너지는 최종 에너지 소비의 51%를 차지하며, 열에너지 소비와 관련된 온실가스 배출은 전체 배출의 40% 이상을 차지하고 있다. 이는 열에너지가 탄소중립 달성에 있어 중요한 요소임을 입증한다.[1] 따라서 신재생에너지를 활용하여 효율적인 열 공급과 전력 생산이 가능한 시스템인 열배관망이 주목받고 있으며, 열배관망은 다양한 건물이나 시설 간에 열을 전달함으로써 에너지 효율성을 극대화하는 체계적인 시스템으로 지속가능한 에너지 시스템 구축에 기여할 수 있다.[3]

대표적으로 태양광, 풍력의 기술이 신재생에너지원으로 알려져 있으며 최근에는 지열에너지를 활용한 기술이 대두되면서 활발한 연구가 진행 중이다. 지열시스템이란 다양한 수요처에 지중의 일정한 온도를 활용하여 냉·난방시스템의 에너지원으로 사용하는 기술로서, 유지관리 비용을 줄이면서 경제성을 높이는 친환경적인 기술이다. 지열의 에너지원으로는 대표적으로 지하수 에너지가 있지만, 최근에는 해수, 상하수도, 하천수 등 수열 에너지원이 많이 사용되고 있다.[3]

그러나 현재까지는 지하수열 히트펌프 시스템을 활용한 열배관망 운전에 관한 체계적으로 실증적인 연구가 부족한 실정이며 지하수열 히트펌프 시스템과 열배관망 기반 밸런스운전에 대한 연구를 수행하여, 지속가능한 에너지 시스템의 구축과 신재생에너지원 도입을 통한 온실가스 배출량 감소에 관한 연구를 제시하고자 한다.

1.2 연구동향

D. Y. Kim의 1인[4]은 제주형 지하수열 시스템 설계 프로그램 개발을 통해 열 교환기 길이, 지하수위, 지하수의 비열, 지하수 온도 등의 설계 인자로 에너지 소비량 및 시스템 성능 이론값을 도출하여, 실측 데이터 비교 검증으로 오차율 2.39%를 도출하였다.

H. J. Cho[5]는 지역난방 시스템의 구조적이고 운영적 최적화 및 엑서지 분석을 통해 수요자, 공급자, 연계 네트워크망으로 구분하여 운영 비용 최적화에 대한 연구를 진행하였다.

M. J. Kim[6]은 발전소 온배수를 이용한 시설 온실의 냉난방시스템에 대한 연구를 진행하였으며, 최대난방부하 대비 히트펌프의 열원 부족시 축열조에 저장된 열을 활용하여 시설온실에 공급하는 방안에 대해 연구하였다.

Y. S. Kwon[7]은 다양한 조건에서의 수열원, 지열원 히트펌프 시스템 성능 분석 및 수열원, 지열원 하이브리드 시스템을 제안하였으며, 에너지 과소비 현상을 방지하기 위한 적정 용량 산정 방법을 제안하였다.

Y. Jung 외 7인[8]은 하천수의 열에너지를 별도로 추정하여 수열 히트펌프 시스템의 성능을 평가하여 타당성을 종합적으로 분석하였다. 수열원 히트펌프 시스템의 에너지, 환경 및 경제 측정 기준을 고려하여 수명 주기 성능 측면에서 평가를 실시하였다. 평가 결과, 에너지 소비량, CO₂ 배출량, 경제성이 각각 16.4%, 19.6%, 15.2% 향상될 것으로 예상하였다.

J. Y. Kim[9]은 전력 및 냉난방 네트워크를 고려하여 마이크로 그리드를 통합적으로 최적 운영 할 수 있는 수리적 모델을 제안하였으며 냉난방 에너지 설비의 운전 특성 및 외부 열에너지 네트워크 연계와 관련한 운영 특성을 반영한 모델 타당성 분석을 수행하였으며, 에너지 이용의 고효율화를 위하여 잉여 열에너지를 활용하여 냉방기 기술개발이 에너지 이용 고효율화 및 온실가스 배출량 저감에 대한 연구를 진행하였다.

연구의 배경과 최근 연구동향에 따라 신재생에너지를 활용한 효율적인 열 공급과 전력 생산이 가능한 시스템인 열배관망이 주목받고 있다. 열배관망은 여러 건물이나 시설 간에 열을 전달하여 에너지 효율성을 높이는 체계적인 시스템으

로, 탄소중립 및 지속가능한 에너지 시스템 구축에 기여할 것으로 기대된다. 그러나 현재까지 지하수열 히트펌프 시스템을 활용한 열배관망 운전에 관한 체계적이고 실증적인 연구가 부족한 상황이기 때문이다. 이와 관련하여 이전 연구들을 살펴보면, 지하수열 시스템 설계와 시스템 성능 이론값 도출, 지역난방 시스템의 최적화, 발전소 온배수를 이용한 시설 온실의 냉난방시스템, 수열 및 지열 히트펌프 시스템 성능 분석 및 하이브리드 시스템 제안 등에 관한 다양한 연구들이 진행되고 있음을 확인할 수 있다. 열배관망을 통한 밸런스운전 연구를 통해 신재생에너지원 도입을 통한 온실가스 배출량 감소와 지속가능한 에너지 시스템의 구축을 목표로 한다.

II. 지하수열 히트펌프기반 열배관망 운전 개요

2.1 지열(지하수열)

2.1.1 지열(지하수열) 개요

지열 혹은 지열에너지란 태양 복사열과 지구 내부에서 발생하는 열이 지하수, 토양, 지표수 등에 저장된 것을 말하며 전체 태양 복사 에너지 중 약 47%를 차지한다. 지열은 지표면으로부터 깊이에 따라 천부지열과 심부지열로 나뉘는데 천부지열은 지표로부터 15-200m 깊이까지 저장된 열을 말하며 온도는 지형에 따라 다르지만 계절에 상관없이 약 10-20℃ 정도로 일정하게 유지된다. 심부지열은 지하 200m 이하에 존재하는 열을 말하며 40-150℃ 정도의 높은 온도를 유지한다. 본 연구에서 사용되는 지열은 천부지열을 활용하며 지열 중 지하수에 의해 발생하는 열을 활용하여 히트펌프 시스템의 에너지원으로 활용하고자 한다.[10]



Fig. 1 Geothermal energy overview

2.1.2 지열 이용방법

지열은 수리지질학적인 조건에 따라 넓은 범위의 열에너지를 보유하고 있다. 다음의 그림과 같이 지중 온도별 지열 이용방안에 따라 지열이 사용되고 있다. 지열에 따라 온도 편차를 감안 하더라도 넓은 범위에서 지열에너지가 활용되고 있음을 알 수 있다. 본 연구에서 사용하고자 하는 지열 에너지원 중 지하수열은, 지하수로부터 직·간접적으로 추출한 지열 에너지를 활용하는 에너지이다. 지하수는 지표면 아래에 있는 지하의 수로로, 연중 일정한 온도(15℃ ±1)를 유지하고있는 것이 특징이다. 이 지하수 온도를 이용하여 건물의 난방, 냉방, 온수 공급 등에 활용이 가능하며 지속 가능한 에너지원으로 분류되고 있다.

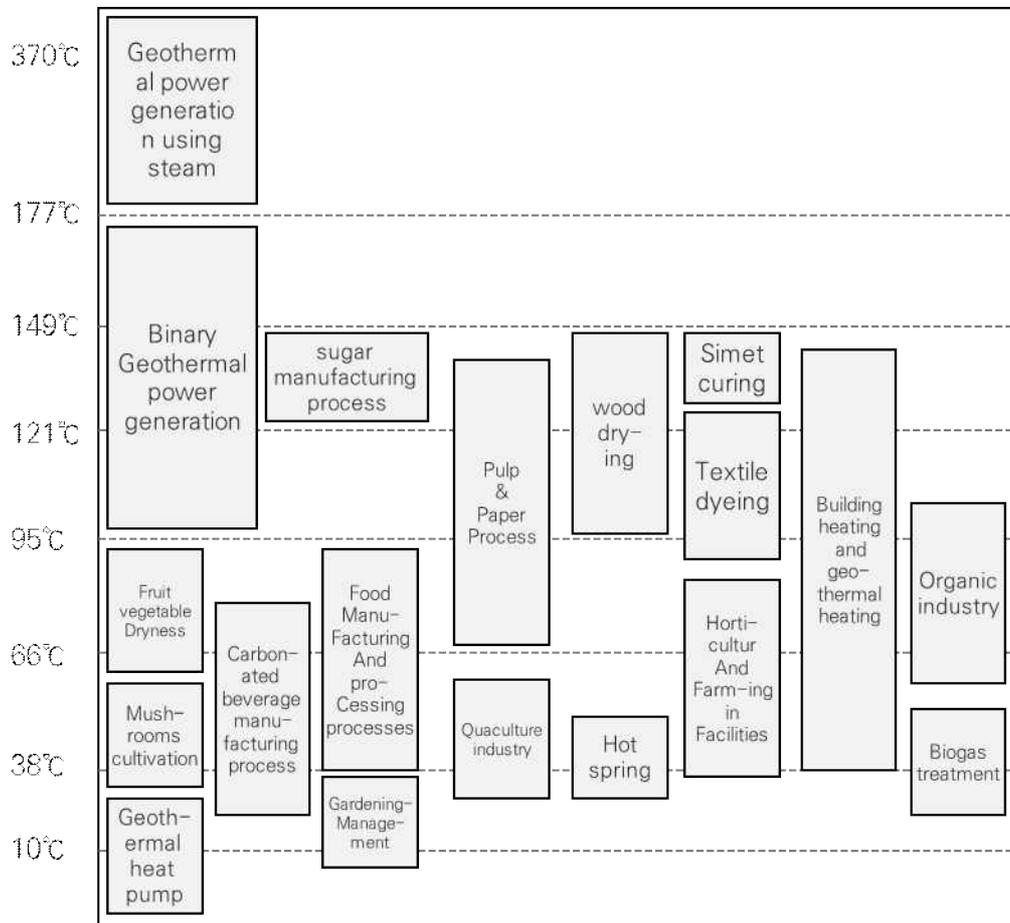


Fig. 2 Geothermal utilization by underground temperature

2.2 지하수열 히트펌프 시스템

2.2.1 지하수열 히트펌프 시스템

열은 열역학 제2법칙에 따라 높은 곳에서 낮은 곳으로 이동한다. 펌프는 물을 낮은 위치에서 높은 위치로 퍼올리는 기계장치이며, 열을 온도가 낮은 곳에서 높은 곳으로 이동시킬 수 있는 장치를 히트펌프라고 부른다.[11]

지하수열 히트펌프 시스템은 지하수의 온도차를 이용하여 냉·난방 에너지를 공급하는 기술로, 지중열교환기 내 순환수를 열이동 매개체로 이용하여 방열과 채열을 한다. Fig. 3과 같이 지하수열 히트펌프의 주요장치는 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기로 구성되어 있으며, 증기압축 원리를 이용하여 냉·난방에 이용된다.

지하수열 히트펌프 시스템은 개방형과 밀폐형으로 구분할 수 있다. 개방형 히트펌프 시스템은 수열원을 직접 열교환 하여 건물의 냉난방을 실시하는 시스템이다. 밀폐형 히트펌프 시스템은 지열원 히트펌프 시스템과 동일하게 열교환기의 순환수를 이용하여 지하수열원을 간접 열교환하여 건물의 냉난방을 실시하는 시스템이다. 개방형의 경우 열원을 직접 이용하여 열교환 효율이 높으나, 이물질로 인한 문제점이 있다. 밀폐형의 경우 개방형에 비해 열교환 효율이 낮다는 특징이 있다.

지하수열원 히트펌프 시스템은 Fig. 3과 같이 난방 기간 공기열원 히트펌프보다 높은 열원 온도를 이용하여 히트펌프 냉매의 온도가 공기열원 보다 더 높은 온도에서 압축을 수행하여 압축기의 소비동력을 감소시킬 수 있다. 즉, 지하수열원 히트펌프에 공급되는 열원 온도가 외기온도에 비해 높으므로 적은 동력으로 난방 운전을 수행할 수 있다. Fig. 4와 같이 냉방 기간에는 공기열원 히트펌프보다 낮은 열원 온도를 이용하여 히트펌프 냉매의 온도가 공기열원 보다 더 낮은 온도에서 압축을 수행하여 압축기의 소비동력을 감소시킬 수 있다. 즉, 지하수열원 히트펌프에 공급되는 열원 온도가 외기온도에 비해 낮으므로 적은 동력으로 냉방 운전을 수행할 수 있다.[7]

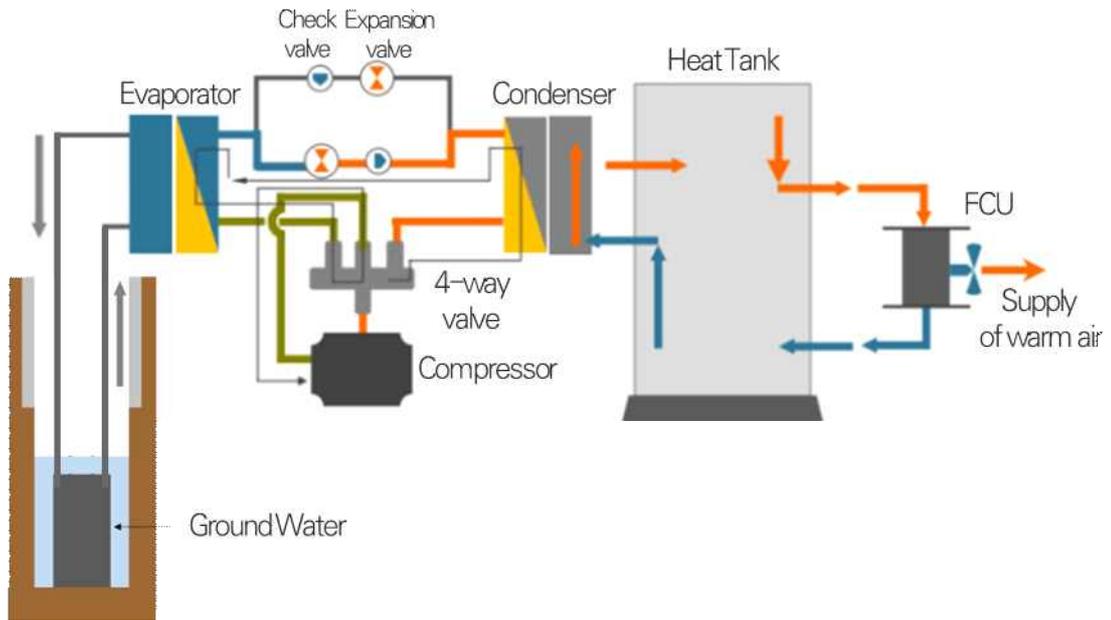


Fig. 3 Heat pump heating cycle

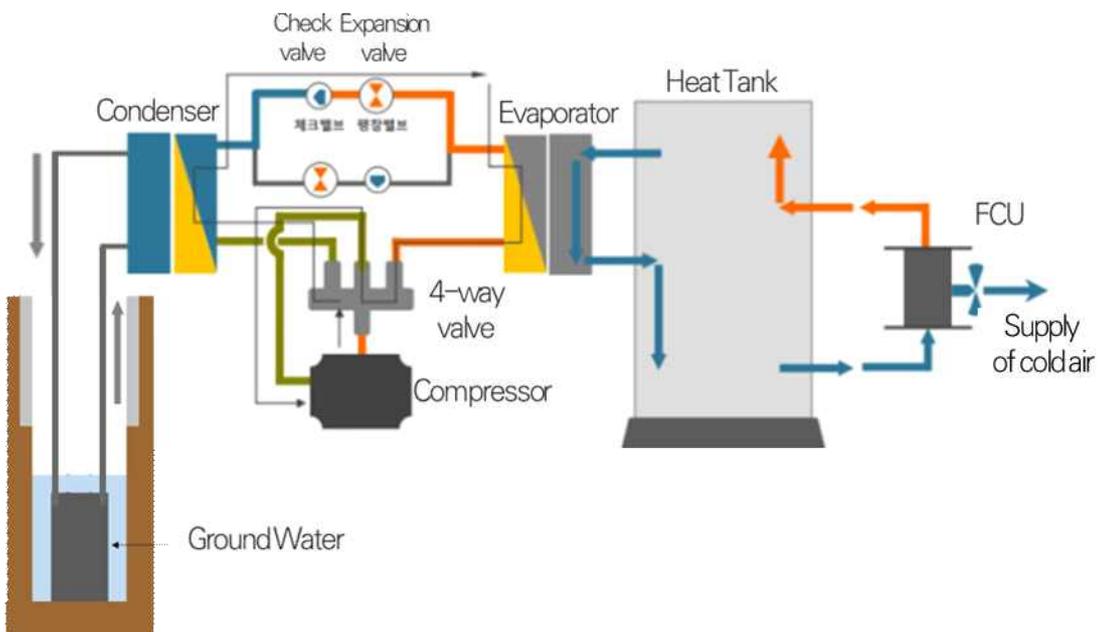


Fig. 4 Heat pump cooling cycle

2.3 열배관망 운전 개요

에너지 네트워크의 역할 변화에 따라 스마트 그리드의 개념이 현실화 되고 있다. 스마트 그리드의 개념은 전력 산업뿐만 아니라 열 부문으로 확장되어 국내외적으로 ‘스마트 열 그리드(Smart Thermal Grid)’ 혹은 ‘4세대 지역난방(4th Generation District Heating)’에 대한 논의가 활발하게 진행되고 있다. 스마트 열 그리드는 열배관망의 최적 운영, 저온난방 도입을 통한 자원의 확대 및 효율적 이용등이 핵심적인 요소라고 할 수 있다. Fig. 5와 같이 스마트 열 그리드의 개념을 지능형 열배관망 운전, 도시 에너지 시스템과의 연계, 소비자 소통, 캐스케이드 에너지 이용, 혁신적 계획과 파이낸싱으로 구분하여 설명하고 있다.

이 중에서 열배관망 운전은 시스템의 운영 관리와 수요처의 소통을 통한 열 수요공급 최적화 측면에서 이루어 질 수 있다. 시스템 측면에서 열 수요 전망 고도화, 열저장 시설 최적 운영, 공급 온도 관리, 부하 이동 등과 같은 기술을 통해 자원을 효율적으로 이용하는 것을 의미한다.

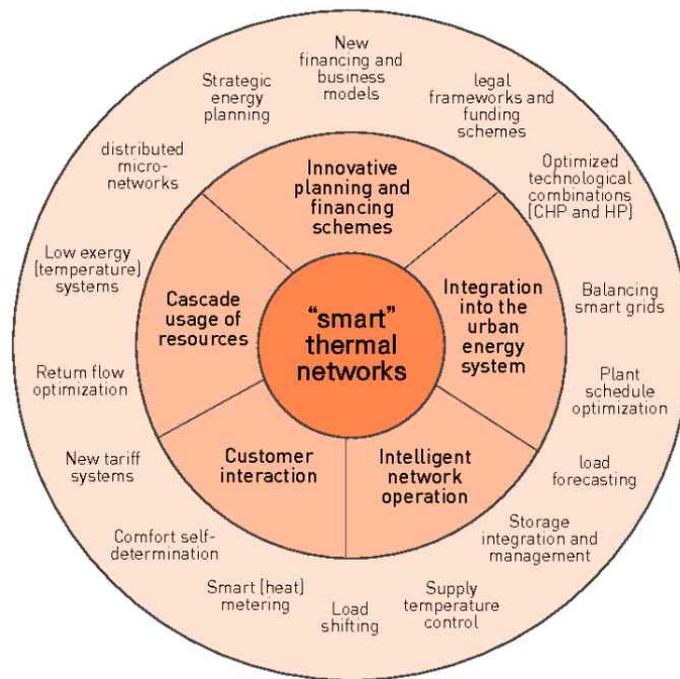


Fig. 5 Concepts and Key Elements of Smart Thermal Grid

제주도의 경우 육지의 전력계통과는 다른 독립적인 형태의 전력계통 구조를 가지고 있어 4세대 지역난방을 적용 및 활용하기에 가장 적합한 지역적 특성을 가지고 있다. CFI2030 정책 추진과 맞물려 4세대 지역난방 실현의 가장 현실적인 조건을 갖춘 지역으로 평가된다. 4세대 지역난방은 지역적인 규모에서 난방 시스템을 구축하는 개념. 기존의 중앙난방 시스템과는 달리, 지역난방은 일정한 지역이나 도시 전체에 걸쳐 연결된 네트워크를 통해 열을 공급하는 방식을 의미한다.

정부는 제5차 신재생에너지 기술개발 및 이용·보급 기본계획에서 향후 수열원의 성과나 국제 추세등을 감안한 공기열, 하수열 등의 기타 열원 재생에너지 인정기준을 검토하겠다는 제도 개선에 대한 부분도 함께 계획되어 있다. 정부 및 제주도의 기본계획과 제도적 요인을 바탕으로 재생에너지 열원의 효율적인 사용 및 관리를 위한 지하수열원 활용 열배관망의 설계를 수행하였고, 사계절 내내 변하지 않으며 겨울에는 외기보다 높고 여름에는 외기보다 낮은 지하수열이 가지는 특성을 활용하여 본 연구를 수행하였다.

III. 지하수열 히트펌프기반 열배관망 설계를 위한 난방부하 설계

3.1 실증사이트 선정 및 재배작물 개요

3.1.1 실증사이트 선정

본 연구를 진행하기 위한 실증사이트는 총 4곳이며, 제주특별자치도 제주시 조천읍 신촌리 3241 인근에 위치한다. 각 Site는 열원으로부터 반경 100m 이내에 위치하고있으며 총 시설면적은 약 2,000평의 비닐하우스 온실로 구성, Site 3곳은 백합, Site 1곳은 블루베리를 재배하고 있다. Fig. 6은 각 Site의 위치 및 지하수열을 활용하는 천공 위치가 표기되어있다.

Fig. 7은 신촌리에 위치한 지하수열 시스템의 도면을 나타내었다. 지하수열을 활용하기 위해 온실부하 산정을 통한 지열공 3곳을 천공하였고 2개의 기계실을 통해 지하수열원이 히트펌프와 열교환을 하여 축열조에 저장이 된다. 축열조에서 저장된 열을 각 Site 별 FCU를 통해 냉난방 공급이 가능하다.

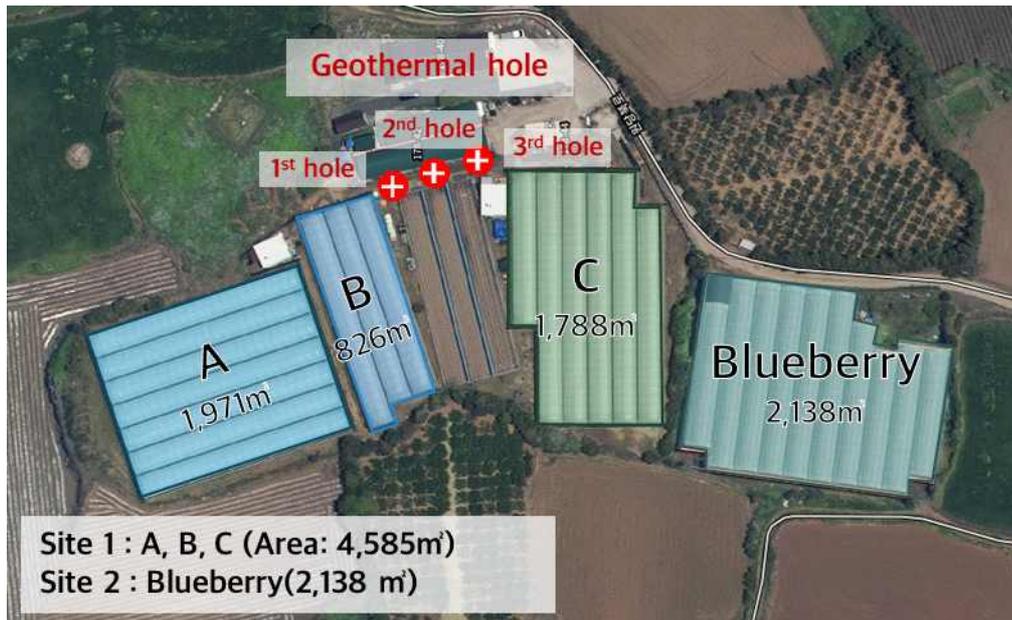


Fig. 6 Demonstration site location and perforation location

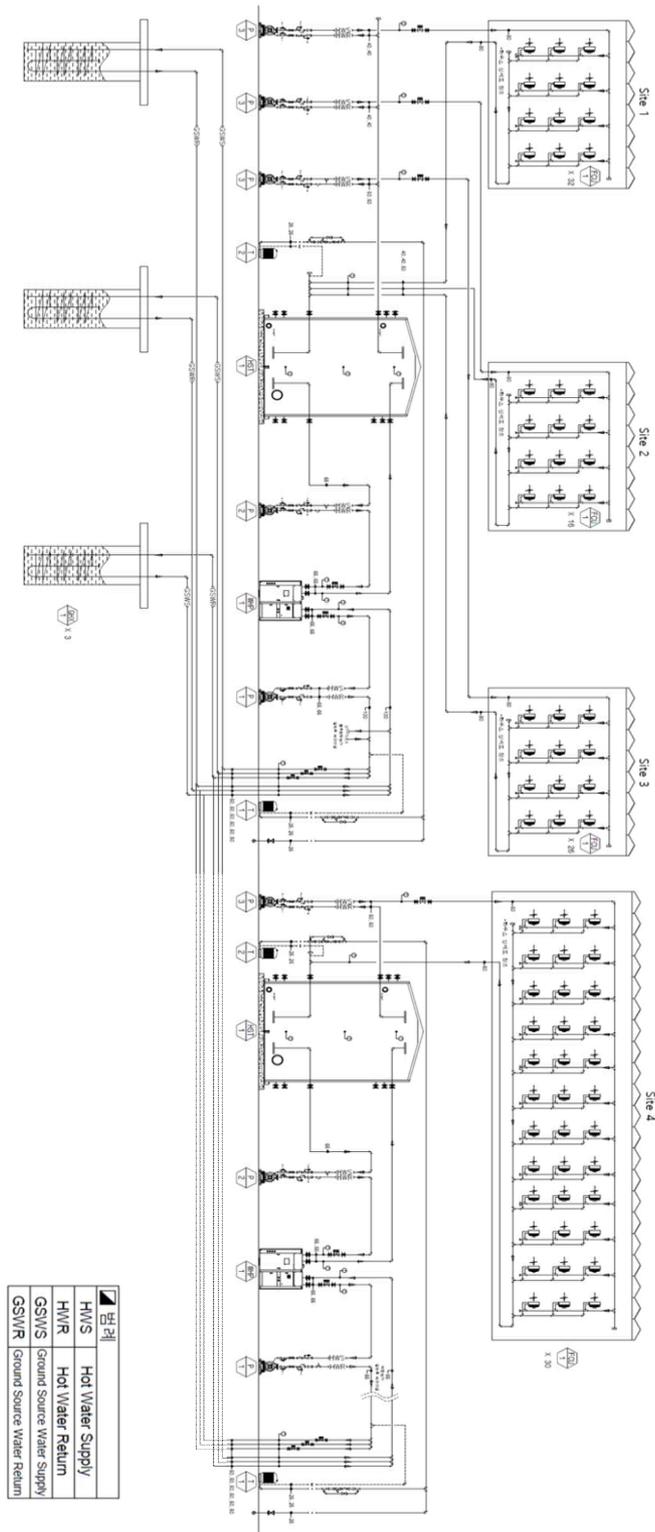


Fig. 7 A complete block diagram of the underground geothermal heat pump system

3.1.2 재배작물 개요

실증사이트별 복합환경조건, 계절, 운전별 밸런스 운전 제어로직을 설계하기 위해 각 재배작물의 생육특성에 대해 조사하였다. Site 1, 2, 3에서 재배하는 작물은 백합, Site 4에서 재배하는 작물은 블루베리이다. 작물의 종류는 같은 종류 일지라도 재배 사이트 기온, 습도, EC 등 다양한 조건에 의해 재배 환경이 다를 수 있어 농가주의 경험적 데이터와 기본적인 백합과 블루베리의 특성을 고려하여 본 연구를 수행하였다.

Table 1과 같이 백합은 생육 적정온도가 15-25℃에 해당하여 동절기로 접어들면서 고품질을 생산하기가 어렵지만, 가온시설을 갖추고 재배관리하여 적정온도를 유지하는 것이 중요하다. 또한 25℃가 넘어가면 뿌리의 성장에 좋지 않으므로 고온기 또한 관리가 중요하다. 본 Site에서 백합은 10-11월부터 생육에 돌입하므로 난방기간은 10월부터 다음연도 5월까지 필요하다.

블루베리는 생육 적정온도가 8.7-15℃에 해당하여 -10℃이하로 내려가지 않는 것이 중요하다. 생육 초기 저온 요구량이 필요한 작물로 생육 적정온도보다 낮은 온도인 0-5℃에서 재배하는 기간이 필요하다. 본 Site에서 블루베리는 12월부터 생육에 돌입하여 저온 요구량이 필요하므로 다음연도부터 5월까지 난방기간이 필요하다.

Table 1 The minimum threshold temperature for lilies and blueberries

Crop		Temperature
Lily	Minimum Threshold Temperature	13℃
	Night Temperature	16℃
	Optimal Growth Temperature	15-25℃
Blueberry	Minimum Threshold Temperature	-10℃
	Night Temperature	12℃
	Optimal Growth Temperature	8.7-15℃

3.2 실증사이트별 설비용량 및 난방부하량 설계

3.2.1 실증사이트별 설비용량 설계

실증사이트 4곳에 대한 에너지설비 용량 설계를 위해 난방부하량을 계산하였으며, 작물 특성상 냉방은 고려하지 않았다. 난방부하 산정의 프로세스는 “외기와 접한 온실 표면적 계산 → 온실 면적 계산 → 관류 열 부하 계산 → 환기 전 열 부하 계산 → 지중 전열 부하 계산 → 최대 난방부하 계산 → 시스템 설비용량 계산” 순으로 설계되었다.

○ Site 1의 설비용량 설계

Site 1의 비닐하우스는 염화비닐필름을 피복재로 사용하였으며 2중피복, 1층커튼, 전후면은 알루미늄 증착, 측면은 염화비닐필름과 알루미늄 증착으로 피복되어 있다. 난방부하 계산에 앞서, 외기와 접한 온실 표면적은 다음 식(1)과 같이 계산된다.

$$A_{gh} = A_r + A_{g_1} + A_{g_2} \quad (1)$$

여기서,

A_{gh} : 온실표면적 [m^2]

A_r : 지붕표면적 [m^2]

A_{g_1} : 전후면표면적 [m^2]

A_{g_2} : 측면표면적 [m^2]

Site 1의 온실규모 및 규격은 용마루 높이 5m, 처마높이 3.5m, 1동 온실 폭 5.5m, 온실 길이 49m, 온실 동수 7동으로 이루어져 있으며, 식(1)에 대입하여 Site 1 온실 표면적($1984.34m^2$)과 온실면적($1886.5m^2$)을 산출하였다.

관류 열부하는 지붕을 통한 관류 열부하, 전·후면을 통한 관류 열부하, 양측면을 통한 관류 열부하가 있으며 식(4)와 같다.

$$qr = h_t(T_s - T_d)(1 - fr) \quad (4)$$

여기서,

qr : 지붕을 통한 관류 열부하

h_t : 지붕 피복재 열관류율

$$= 3.50kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

T_s : 온실 내 설정 온도

$$= 13^\circ C$$

T_d : 설계 외기온도(TAC 온도)

$$= -2.20^\circ C$$

fr : 보온 피복재의 열절감율

$$= 0.40$$

$$qq_1 = h_t(T_s - T_d)(1 - fr_1) \quad (5)$$

$$qq_2 = h_t(T_s - T_d)(1 - fr_2) \quad (6)$$

qq_1 : 온실 전·후면을 통한 관류 열부하

qq_2 : 온실 양측면을 통한 관류 열부하

$$h_t = 3.50kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$T_s = 13^\circ C$$

$$T_d = -2.20^\circ C$$

$$fr_1 = 0.55$$

$$fr_2 = 0.65$$

Site 1의 지붕을 통한 관류 열부하는 $31.92kcal/m^2 \cdot h$, 전·후면을 통한 관류 열부하는 $23.94kcal/m^2 \cdot h$, 양측면을 통한 관류 열부하는 $18.62kcal/m^2 \cdot h$ 를 계산하였다.

환기 전열부하는 식(7)과 같이 계산되며, 지중 전열부하는 식(8)과 같다.

$$qv = h_v(T_s - T_d) \quad (7)$$

$$qs = h_v(T_s - T_g) \quad (8)$$

여기서,

q_v : 환기 전열부하

q_s : 지중 전열부하

h_v : 환기 전열 계수

$$= 0.30 \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

h_s : 지표면 전열 계수

$$= 0.244 \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C}$$

T_g : 지중온도

$$= 9.05 \text{°C}$$

식(7)과 (8)을 통해 환기 전열부하 $4.56 \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}$, 지중 전열부하 $0.96 \text{kcal/m}^2 \cdot \text{h}$ 를 계산하였다.

식(1)-(8)을 통해 Site 1의 최대난방부하는 다음 식(9)과 같이 계산된다.

$$Q_g = (Ar \cdot qr) + (Ag_1 \cdot qg_1) + (Ag_2 \cdot qg_2) + (Agh \cdot qv) + (A_s \cdot qs) \cdot f_w \quad (9)$$

여기서,

A_s : 온실면적[m^2]

f_w : 풍속에 따른 보정계수

$$= 1.10$$

따라서, Site 1의 최대난방부하는 $78,111kcal/h$, $25.9RT$, $91.2kW$ 으로 계산된다.

○ Site 2의 난방부하량 설계

Site 2의 비닐하우스는 Site 1의 피복재 및 보온피복과 같다. 온실규모 및 규격은 용마루 높이 5m, 처마높이 3.5m, 1동 온실 폭 5.5m, 온실 길이 49m, 온실 동수 3동으로 이루어져 있으며, 식(1)에 대입하여 온실 표면적 $864.57m^2$ 과 온실면적 $825m^2$ 을 산출하였다.

관류 열부하는 지붕을 통한 관류 열부하, 전·후면을 통한 관류 열부하, 양측면을 통한 관류 열부하가 있으며 식(4)-(6)을 통해 계산한다. 지붕을 통한 관류 열부하는 $31.92kcal/m^2 \cdot h$, 전·후면을 통한 관류 열부하는 $23.94kcal/m^2 \cdot h$, 양측면을 통한 관류 열부하는 $18.62kcal/m^2 \cdot h$ 로 Site 1과 동일하다.

환기 전열부하와 지중 전열부하는 식(7), (8)과 같이 계산되어 $4.56kcal/m^2 \cdot h$, $0.96kcal/m^2 \cdot h$ 의 값을 가진다.

식(1)-(9)을 통해 Site 2의 최대난방부하는 $34,061kcal/h$, $11.3RT$, $39.8kW$ 가 계산되었다.

○ Site 3의 난방부하량 설계

Site 3의 비닐하우스는 Site 1의 피복재 및 보온피복과 같다. 온실규모 및 규격은 용마루 높이 5m, 처마높이 3.5m, 1동 온실 폭 5.5m, 온실 길이 52.16m, 온실 동수 6동으로 이루어져 있으며, 식 (1)에 대입하여 온실 표면적 $1790.21m^2$ 과 온실면적 $1721.28m^2$ 을 산출하였다.

관류 열부하는 지붕을 통한 관류 열부하, 전·후면을 통한 관류 열부하, 양측면을 통한 관류 열부하가 있으며 식(4)-(6)을 통해 계산한다. 지붕을 통한 관류 열

부하는 $31.92kcal/m^2 \cdot h$, 전·후면을 통한 관류 열부하는 $23.94kcal/m^2 \cdot h$, 양측면을 통한 관류 열부하는 $18.62kcal/m^2 \cdot h$ 로 Site 1과 동일하다.

환기 전열부하와 지중 전열부하는 식(7), (8)과 같이 계산되어 $4.56kcal/m^2 \cdot h$, $0.96kcal/m^2 \cdot h$ 의 값을 가진다.

식(1)-(9)를 통해 Site 3의 최대난방부하는 $70,648kcal/h$, $23.4RT$, $82.4kW$ 가 계산되었다.

○ Site 4의 난방부하량 설계

Site 4의 비닐하우스는 염화비닐필름을 피복재로 사용하였으며 1중피복, 1층커튼, 전후면, 측면은 모두 염화비닐필름으로 피복되어있다. 난방부하 계산에 앞서, 외기와 접한 온실 표면적은 식(1)을 통해 온실 표면적은 $2321.12m^2$, 온실면적 $1886.5m^2$ 을 산출하였다.

관류 열부하는 지붕을 통한 관류 열부하, 전·후면을 통한 관류 열부하, 양측면을 통한 관류 열부하가 있으며 식(4)와 같다.

$$qr = h_t(T_s - T_d)(1 - fr) \quad (4)$$

여기서,

$$h_t = 3.5kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$T_s = 10^\circ C$$

$$T_d = -2.20^\circ C$$

$$fr = 0.40$$

$$qg_1 = h_t(T_s - T_d)(1 - fr) \quad (5)$$

$$qg_2 = h_t(T_s - T_d)(1 - fr) \quad (6)$$

$$h_t = 3.5kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$T_s = 10^\circ C$$

$$T_d = -2.20^\circ C$$

$$fr = 0.40$$

Site 4의 지붕을 통한 관류 열부하, 전·후면을 통한 관류 열부하, 양측면을 통한 관류 열부하는 모두 $41.72kcal/m^2 \cdot h$ 가 계산되었다.

환기 전열부하는 식(7)과 같이 계산되며, 지중 전열부하는 식(8)과 같다.

$$qv = h_v(T_s - T_d) \quad (7)$$

$$qs = h_v(T_s - T_g) \quad (8)$$

여기서,

$$h_v = 0.30kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$T_s = 10^\circ C$$

$$T_d = -2.20^\circ C$$

$$T_g = 9.05^\circ C$$

식(7)과 (8)을 통해 환기 전열부하 $3.66kcal/m^2 \cdot h$, 지중 전열부하 $0.23kcal/m^2 \cdot h$ 를 계산하였다.

식(1)-(8)을 통해 Site 4의 최대난방부하는 식(9)과 같이 계산되어 $116,410kcal/h$, $38.5RT$, $135.6kW$ 으로 계산된다.

Table 2 Maximum heating load by demonstration site

Maximum heating load				System Installation Capacity		
	<i>kcal/h</i>	<i>RT</i>	<i>kW</i>	<i>kcal/h</i>	<i>RT</i>	<i>kW</i>
Site 1	78,111	25.9	91.2	150,728	50	175.8
Site 2	34,061	11.3	39.8			
Site 3	70,648	23.4	82.4			
Site 4	116,410	38.5	135.6	152,898	50	187.2

3.2.2 실증사이트별 난방부하량 설계

○ 온실가스 배출량 산정을 위한 월별 및 연별 난방부하량 계산

10년동안 Site 4곳에서 발생하는 온실가스 배출량 산정을 위해 Site의 설정 온도를 기준으로 시간에 따른 기온 평균값과 지면온도 평균값을 통하여 난방 부하량(열 전달량)을 계산하였다. 농가주 설정 온도를 기준으로 설정온도 미만인 시간과 최대 난방부하를 계산하여 각 기계실의 가동율을 50%으로 설정했을 때, Site 1의 10년간 난방부하량은 1,494,827kWh(Table 3), Site 2의 난방부하량은 672,478kWh(Table 4), Site 3의 난방부하량은 1,360,342kWh(Table 5), Site 4의 난방부하량은 976,591kWh(Table 6)으로 계산되었다. 본 난방부하량 계산값을 통해 등유보일러와 히트펌프 사용시 연간 온실가스 배출량 비교에 활용하고자 한다.

Table 3 Annual and monthly heating load(kWh) of Site 1 from 2013 to 2022

	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	Sum	Annual avg
1	32,558	32,194	32,148	33,014	32,969	33,242	33,881	31,738	30,461	33,790	325,994	32,599
2	28,774	29,002	29,184	27,998	28,956	29,731	29,366	26,174	24,533	30,278	283,997	51,636
3	26,539	23,894	25,810	22,481	29,093	21,706	26,767	22,982	19,927	22,390	241,589	43,925
4	24,168	21,888	20,702	19,745	8,358	16,051.2	21,386.4	27,542	18,194	18,240	196,276	35,686
5	Crop resting season											-
6												-
7												-
8												-
9												-
10	1,048.8	820.8	775.2	228	1,048.8	1,094.4	456	501.6	1,596	638.4	8,208	1,492
11	18,970	10,579.2	7,387.2	16,051.2	18,878	12,221	11,354	14,820	14,227	8,801	133,289	24,234
12	32,604	33,014.4	27,724.8	26,630.4	33,106	27,953	29,458	32,969	28,774	33,242	305,474	55,541
Sum	164,662	151,392	143,731	146,148	152,408	141,998	152,669	156,727	137,712	147,379	1,494,827	-
Monthly avg	23,523	21,627	20,533	20,878	21,773	20,285	21,810	22,390	19,673	21,054	-	-

Table 4 Annual and monthly heating load(kWh) of Site 2 from 2013 to 2022

	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	Sum	Annual avg
1	14,209	14,049	14,030	14,408	14,388	14,507	14,786	13,850	13,293	14,746	142,265	14,227
2	12,557	12,656	12,736	12,219	12,637	12,975	12,816	11,423	10,706	13,214	123,937	12,394
3	26,539	10,428	11,263	9,811	12,696	9,472	11,681	10,030	8,696	9,771	120,388	12,039
4	10,547	9,552	9,035	8,617	8,358	7,004.8	9,333.1	12,020	7,940	7,960	90,366	9,037
5	Crop resting season											
6												
7												
8												
9												
10	457.7	820.8	338.3	99.5	457.7	477.6	199	218.9	696.5	278.6	4,045	404
11	8,278	4,616.8	3,223.8	7,004.8	8,239	5,333	4,955	6,468	6,209	3,841	58,168	5,817
12	14,229	14,407.6	12,099.2	11,621.6	14,447	12,199	12,855	14,388	12,557	14,507	133,310	13,331
Sum	86,816	66,531	62,725	63,780	71,222	61,969	66,625	68,396	60,098	64,317	672,478	
Monthly avg	12,402	9,504	8,961	9,111	10,175	8,853	9,518	9,771	8,585	9,188	-	-

Table 5 Annual and monthly heating load (kWh) of Site 3 from 2013 to 2022

	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	Sum	Annual avg
1	29,417	29,087	29,046	29,829	29,788	30,035	30,612	28,675	27,522	30,529	294,539	29,454
2	25,997	26,203	26,368	25,297	26,162	26,862	26,533	23,649	22,166	27,357	256,594	46,653
3	23,978	21,589	23,319	20,312	26,286	19,611	24,184	20,765	18,004	20,229	218,278	39,687
4	21,836	19,776	18,705	17,840	17,304	14,502.4	19,322.8	24,885	16,439	16,480	187,089	34,016
5	Crop resting season											-
6												-
7												-
8												-
9												-
10	947.6	741.6	700.4	206	947.6	988.8	412	453.2	1,442	576.8	7,416	1,348
11	17,139	9,558.4	6,674.4	14,502.4	17,057	11,042	10,259	13,390	12,854	7,952	120,428	21,896
12	29,458	29,828.8	25,049.6	24,060.8	29,911	25,256	26,615	29,788	25,997	30,035	275,999	50,182
Sum	148,773	136,784	129,862	132,046	147,455	128,297	137,938	141,604	124,424	133,158	1,360,342	-
Monthly avg	21,253	19,541	18,552	18,864	21,065	18,328	19,705	20,229	17,775	19,023	-	-

Table 6 Annual and monthly heating load(kWh) of Site 4 from 2013 to 2022

	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	Sum	Annual avg
1	29,417	29,087	29,046	29,829	29,788	30,035	30,612	28,675	27,522	30,529	294,539	29,454
2	25,997	26,203	26,368	25,297	26,162	26,862	26,533	23,649	22,166	27,357	256,594	46,653
3	23,978	21,589	23,319	20,312	26,286	19,611	24,184	20,765	18,004	20,229	218,278	39,687
4	21,836	19,776	18,705	17,840	17,304	14,502.4	19,322.8	24,885	16,439	16,480	187,089	34,016
5	Crop resting season											-
6												-
7												-
8												-
9												-
10	947.6	741.6	700.4	206	947.6	988.8	412	453.2	1,442	576.8	7,416	1,348
11	17,139	9,558.4	6,674.4	14,502.4	17,057	11,042	10,259	13,390	12,854	7,952	120,428	21,896
12	29,458	29,828.8	25,049.6	24,060.8	29,911	25,256	26,615	29,788	25,997	30,035	275,999	50,182
Sum	148,773	136,784	129,862	132,046	147,455	128,297	137,938	141,604	124,424	133,158	1,360,342	-
Monthly avg	21,253	19,541	18,552	18,864	21,065	18,328	19,705	20,229	17,775	19,023	-	-

IV. 실증사이트 열배관망 구축에 따른 밸런스 운전 로직 개발

4.1 지하수열 히트펌프 열배관망 설비 구축

실증사이트에 구축되어있는 지하수열원 히트펌프 시스템은 Fig. 8과 같이 지하수의 열에너지를 이용하여 온실에 냉·난방 공급이 가능하다. 핵심 설비로는 기계실, 코일형 열교환기, 히트펌프, 축열조, 제어모듈, 실시간 모니터링으로 구성되어 있고 기타 부품으로는 온실 내·외부 환경 측정을 위한 온·습도 센서, 전자식 유량계, 컨트롤러, 순환펌프 등이 있다. 지하수열 히트펌프를 사용한 냉·난방 시스템의 원리는 지하수의 열에너지를 코일형 열교환기를 통해 열을 흡수 및 방출하여 히트펌프로 전달된다. 히트펌프에서 냉동사이클을 통해 원하는 온도로 축열조에 열을 저장하거나 온실 부하측에 냉·난방을 공급한다. IoT 센서를 통해 연결된 실시간 모니터링 제어모듈로 농가의 상태를 실시간으로 계측할 수 있으며 히트펌프, 축열조, FCU on/off 원격 제어가 가능하다.

Fig. 9과 같이 열전달체계를 구축하였으며 (a)는 제어함이며 온실의 상태 확인 및 천장 개폐, 관수, 난방온도 조절 등의 기능을 포함하고 있다. (b)는 온실에 냉난방을 공급하는 FCU(Fan Coil Unit)이며 축열조를 통해 공급된 열에너지를 공기로 온실에 전달한다. (c)는 기계실이며 순환펌프, 히트펌프가 포함되어 열원에서 공급되는 열원을 축열조로 전달한다. (d)는 축열조이며 기계실의 히트펌프를 통해 생산된 열에너지를 저장하여 온실에 냉난방을 공급한다.

Figs. 10-13를 통해 Site 1-4의 시스템 계통도를 확인할 수 있으며 3공의 지하수열원을 통해 2개의 기계실로 열원이 분배가 된다. 기계실의 히트펌프와 축열조에서 FCU를 통해 각 온실에 냉난방이 공급된다.

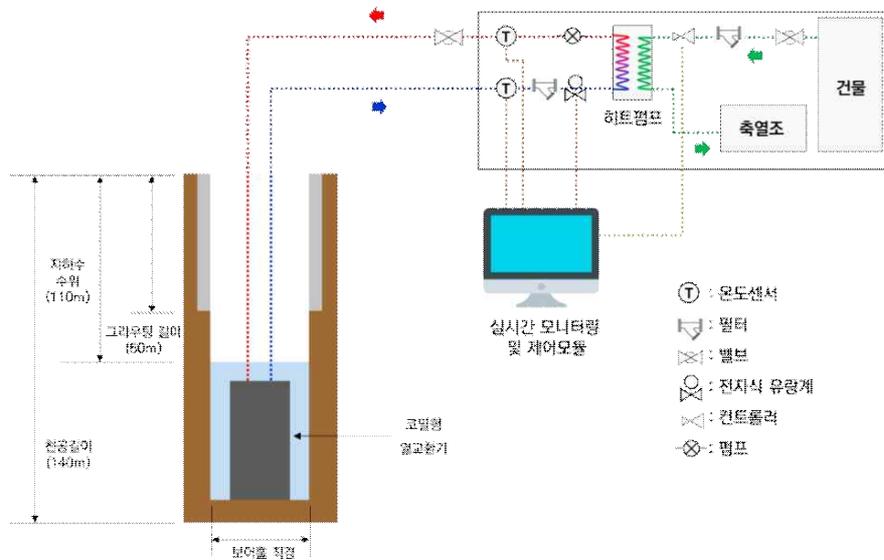


Fig. 8 Conceptual diagram of jeju groundwater-based cooling and heating system



Fig. 9 Heat transfer facility inside the demonstration site

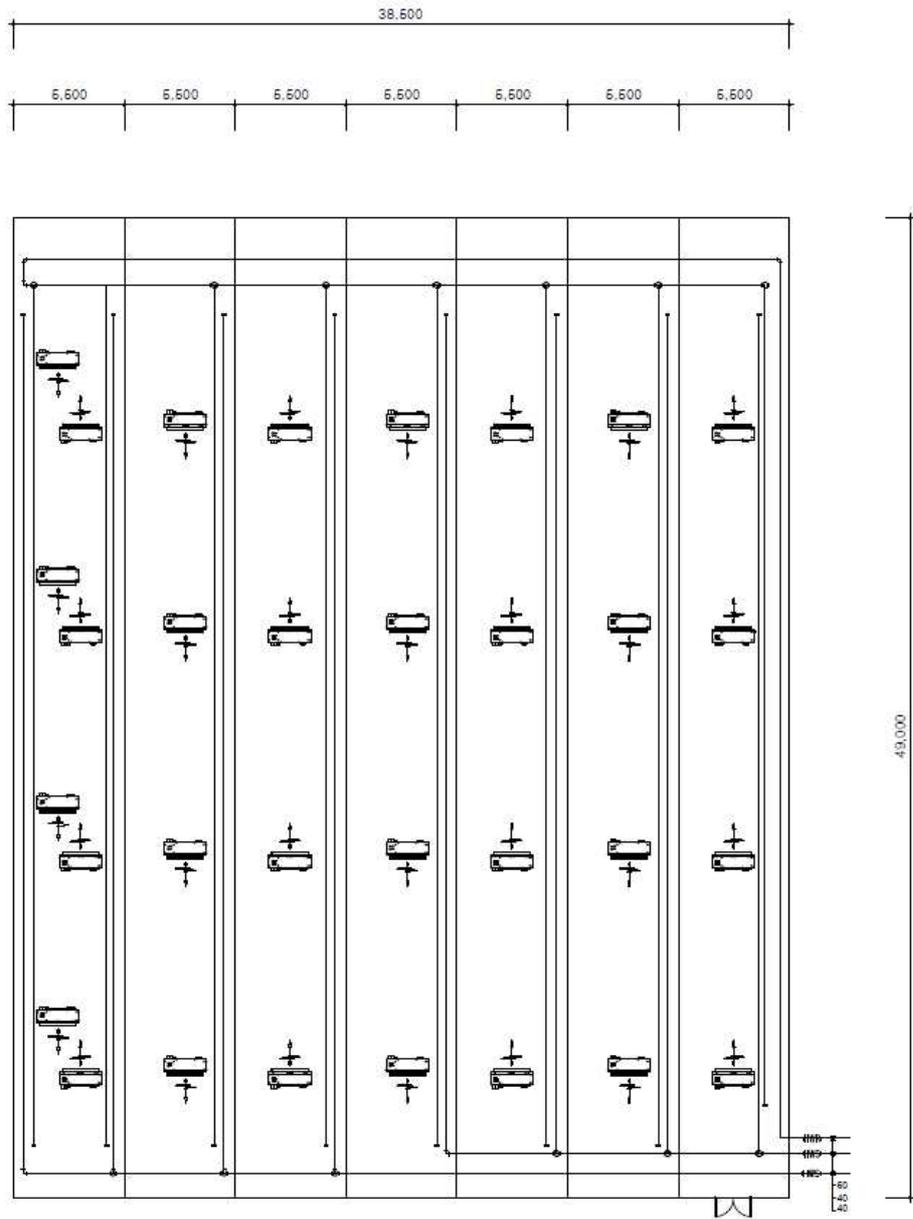


Fig. 10 Facility drawings of site 1

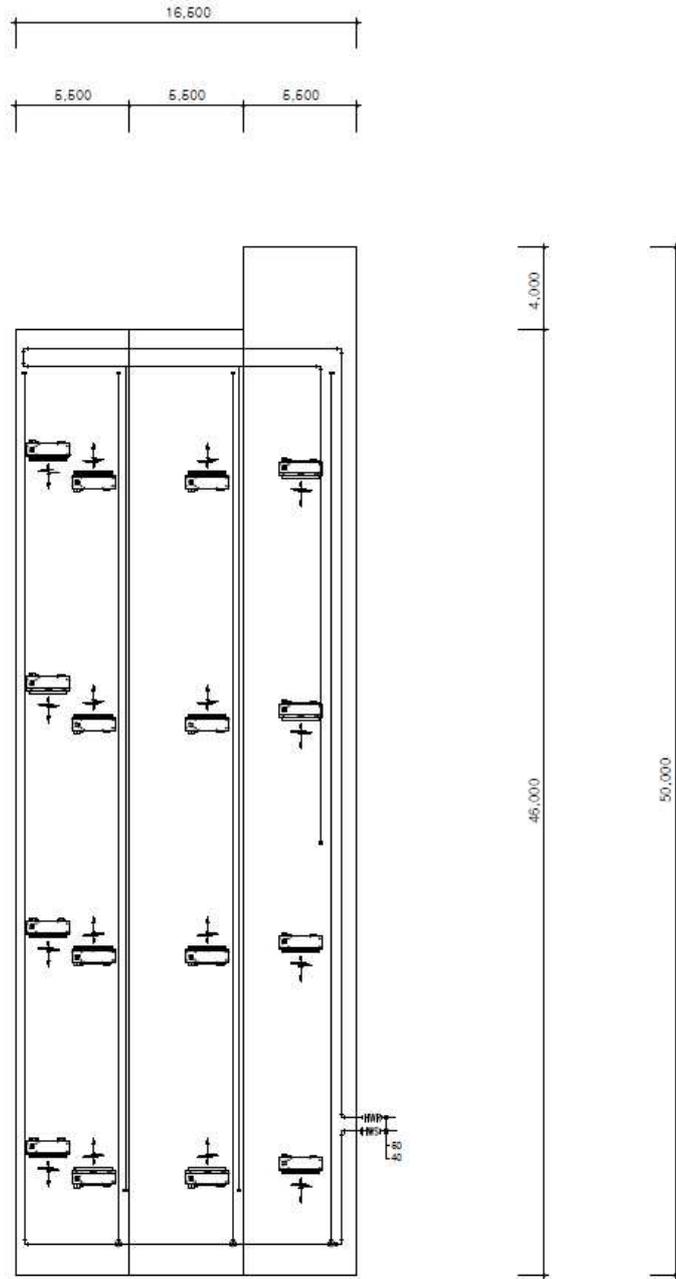


Fig. 11 Facility drawings of site 2

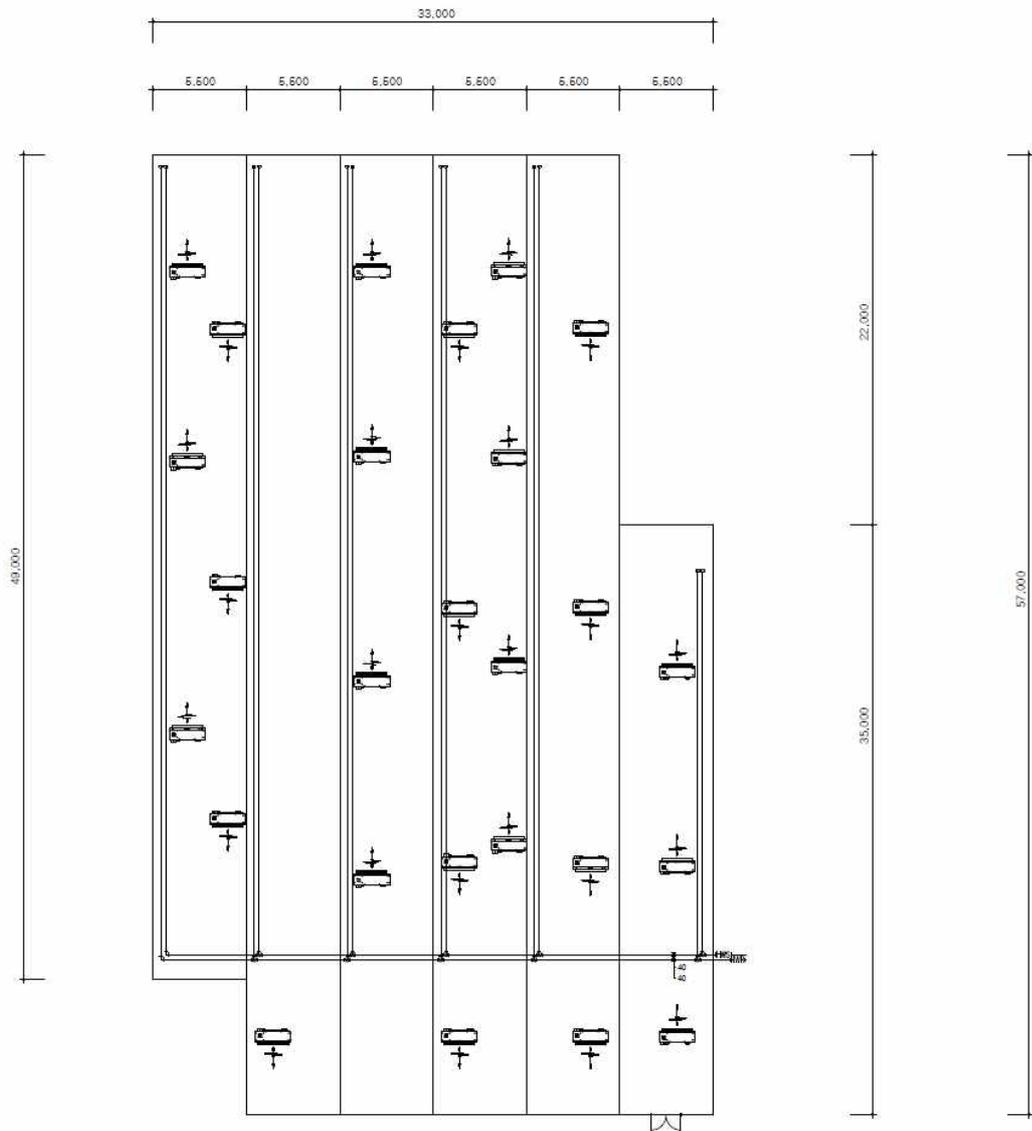


Fig. 12 Facility drawings of site 3

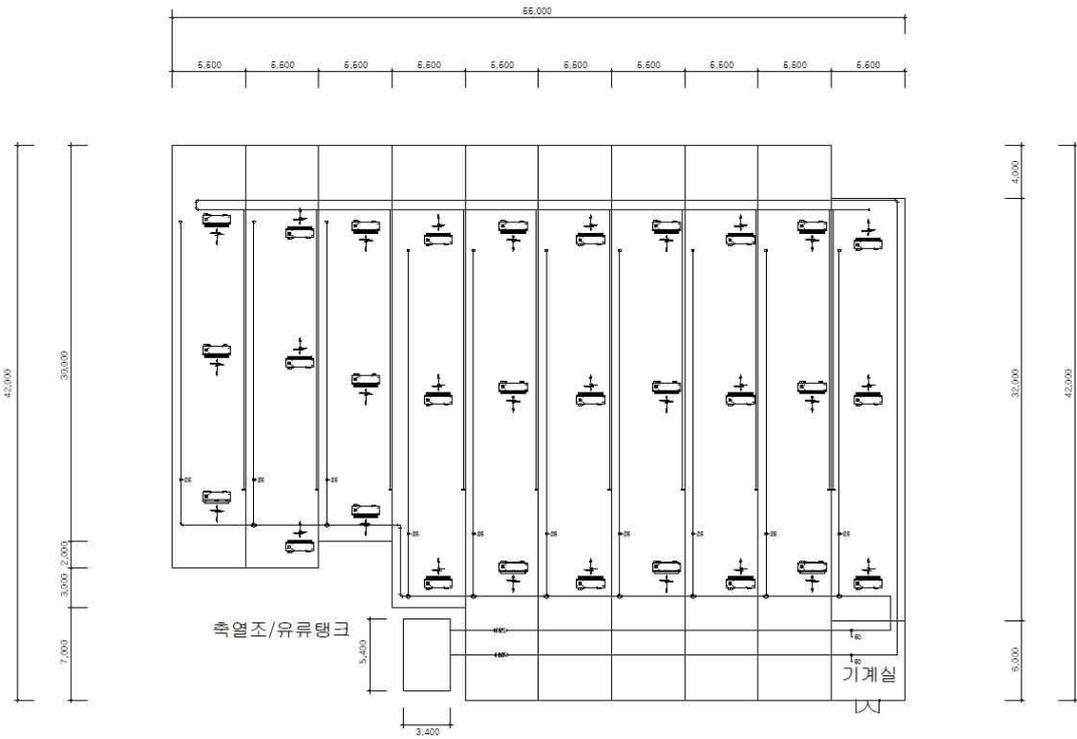


Fig. 13 Facility drawings of site 4

4.1.1 열교환기 및 히트펌프 기계실

지하수열 히트펌프 시스템을 구축하기 위해 실증사이트 부지 내, 지하수열원 공급을 위한 지열공을 굴착하여 지중열교환기를 설치하였다. $\varnothing 250\text{mm}$ 로 심도 55m까지 굴착을 진행하고 상부에 우물자재를 설치하여 지열공 그라우팅을 완료하였다. 지열공은 총 3공으로 지하수를 열원으로 Figs. 14, 15에 보이는 것과 같이 30m 구간만큼 사용이 가능하다.



Fig. 14 The underground air layer zone (0m-25m)



Fig. 15 The groundwater zone (25m-55m)

지하수위 25-55m의 열교환 가능 길이에 따라 Table 7, Fig. 16과 같이 열교환기를 설계하여 제작했다.

Table 7 Specifications of the heat exchanger

Sote	Spec	Sote	Spec
Product name	Coil Ground Heat Exchanger	Appearance Size	Diameter (D) 220mm
Type	Reverse-return method using coil		Length (L) 30,000mm
Model name	CGHX-0101	Quality of the material	STS316L
A country of manufacture	Republic of Korea	Main Landscape	50A, SCH#10
Manufacturer	INTERTECH Co., LTD	Coil tube view	5/8*(15.88mm)
Total number of supervision	(45 rotation x 3/module) x 5 modules	Note : 3 coils / module, 5 total modules	

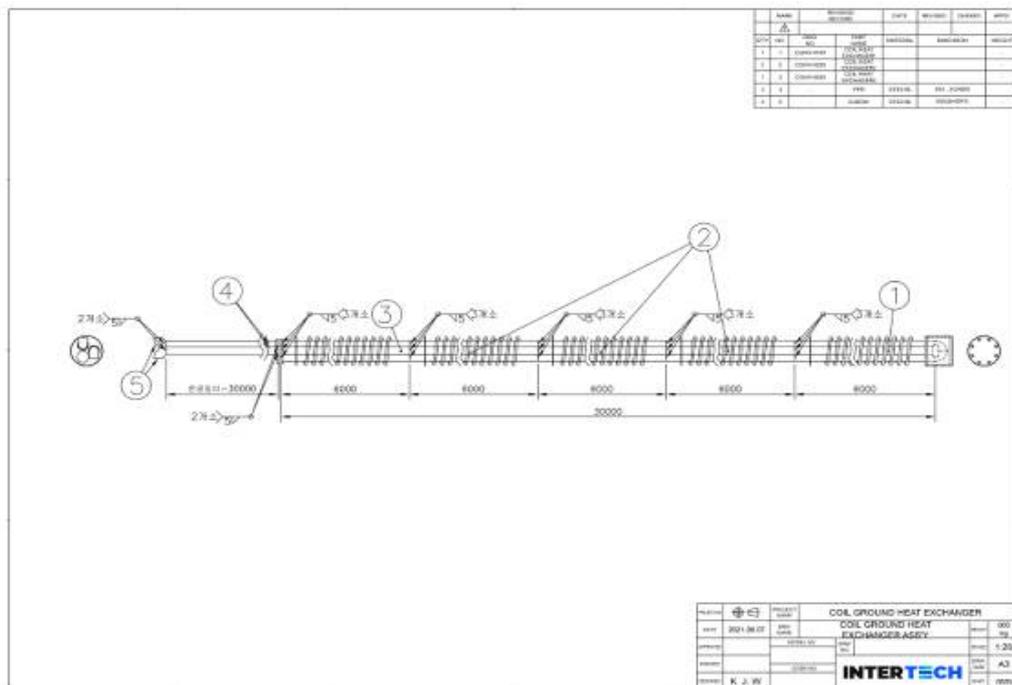


Fig. 16 Heat exchanger drawing

실증사이트에 지하수열원 공급이 가능한 제반시설을 마련하기 위해 Figs. 17, 18과 같이 기계실(2ea), 축열조(20ton), 히트펌프(50RT)를 구축하였다. 기계실은 총 2개소이며 Table 8과 같이 50RT 히트펌프가 각각 1개씩 포함되어 있다.

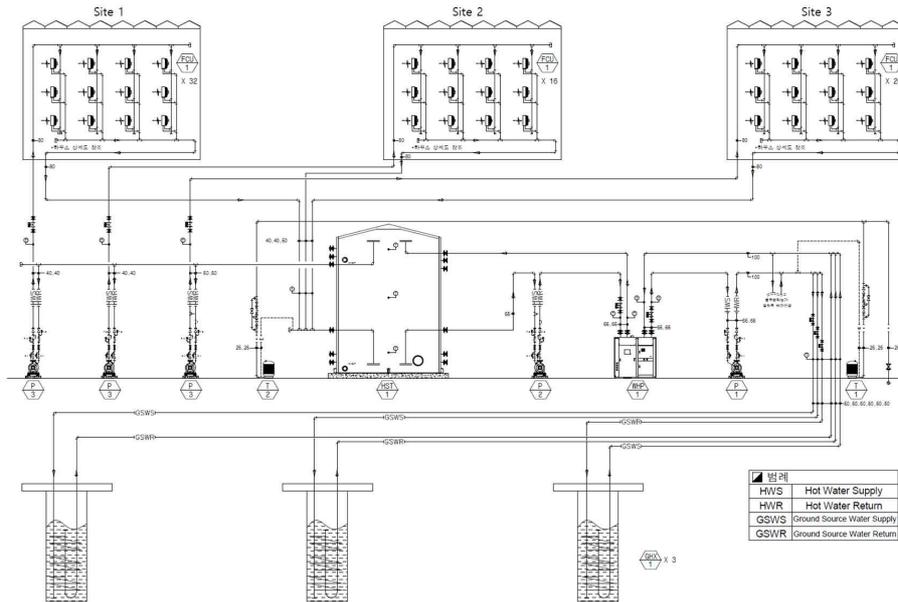


Fig. 17 Systematic Charts of the Heat Pump System of the Underground Water Heat Pump System at Site 1, 2, and 3

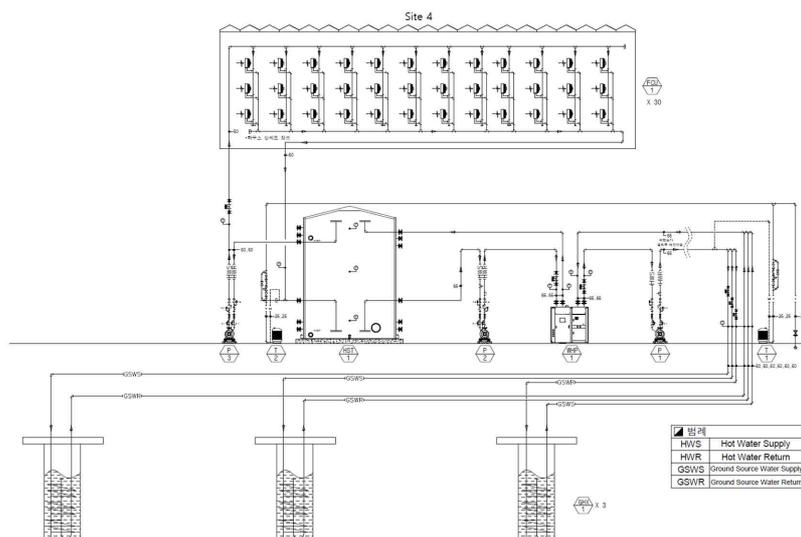


Fig. 18 Systematic Charts of the Heat Pump System of the Underground Water Heat Pump System at Site 4

Table 8 Specification for underground water heat pump

Model name	Model GSS-050-R0
Capacity(Cool/Heat)	195,933W / 182,945W
Power(Cool/Heat)	37,243W / 47,226W
Power	
Main Power	3P4W, 380V, 60Hz
Control Power	1P, 220V, 60Hz
Compressor	
Type	Scroll
Refrigerant	R410A
Test HP (High pressure)	45bar(g)
Test HP (Low pressure)	30.2bar(g)
Heat Source	
Type	Brazing plate heat exchanger
Pipe size	65A
Pressure Drop	30 / 31kPa
Flow Rate	580LPM
Load	
Type	Brazing plate heat exchanger
Pipe size	65A
Pressure	49bar(701psi)
Flow Rate	580 LPM
External dimensions	
Dimension($W \times L \times H$)	600 × 1,600 × 1,700mm
Weight	930kg

4.1.2 제어모듈 및 분전반

히트펌프 시스템 제어 모듈은 히트펌프, 순환펌프, 축열조 등 각 부품에 대해 on/off 제어가 가능하며 부품 간 구비되어있는 유량계, 온도 센서에서 측정되는 데이터를 실시간 모니터링과 연계 가능하다. Figs. 19, 20과 같이 열원-부하측 냉매 유량속도 및 온도제어가 가능하도록 전선 배선도 개략도를 구성하여 시스템 제어모듈을 제작하였다. 열동형 계전기를 구비하여 시스템 과부하로부터 보호하고 수동 및 자동제어를 가능하게 구성하였다.

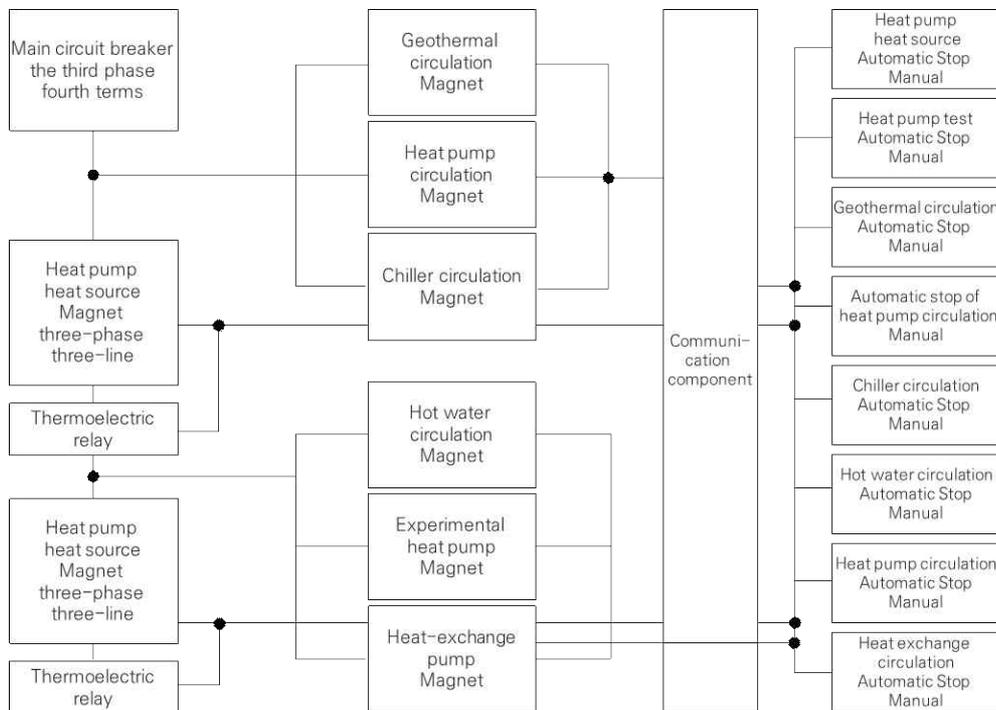


Fig. 19 Control module schematic



Fig. 20 Heating control system control module

4.1.3 실시간 IoT 모니터링 시스템 구축

실증사이트의 운영 관리를 위하여 에너지 소비량 및 통합 운영 관리 시스템을 개발 및 구축하였다. Site 4곳의 시설은 2개의 기계실 및 2개의 축열조를 사용함에 따라 Fig. 21의 메인 페이지를 통해 실시간으로 모든 Site의 정보를 통계적으로 확인 가능하다. Fig. 22는 하나의 페이지에 각각의 Site 1, 2, 3의 온·습도 및 소비전력 등 실시간으로 계측되는 데이터를 확인 할 수 있도록 구축하였다. Fig. 23은 Site 4의 온·습도 및 소비전력 확인이 가능하다. 각각의 페이지에서 실시간 모니터링이 가능하며 원하는 모니터링 기간을 설정함에 따라 해당 기간의 데이터 다운로드가 가능하도록 구성하였다.

각 온도 및 유량 데이터를 클릭하면 각 데이터의 시간에 따른 변화 그래프를 확인할 수 있으며 그래프를 통하여 온도, 유량 변화 또는 운전 시 이상 감지가 가능하도록 구성하였다.

축열조의 상단, 중단, 하단에 각각 3개의 온도센서를 설치하여 축열조 내의 온도 편차를 확인할 수 있도록 구성하였다. 실증사이트 실시간 모니터링을 통해 대상 온실의 환경, 이상 상태 확인, DB 및 통계를 데이터화 하여 서버에 저장 가능하다.



Fig. 21 Monitoring System Main Page

4.2 실증사이트 수집 데이터 분석

실증사이트 온실 내부에 설치된 생육계측 센서를 통해 토양의 온·습도, 내부 온·습도를 측정하였으며 작물의 성장기인 1월 중순부터 2월 중순까지 한 달간 데이터 측정 및 비교를 실시하였다. 비교 데이터를 통해 Site 별 온실의 특성에 따른 부하 비교를 통해 밸런스 운전 설계시 반영하고자 한다.

4.2.1 실증사이트 일평균 온·습도 비교

○ 일평균 기온 비교

온실 외부와 비교하여 Site 3 > Site 1 > Site 2 > Site 4 순서로 기온이 높으며, 일평균 기온은 Site 1(17.40℃), Site 2(17.02℃), Site 3(18.85℃), Site 4(8.14℃)로 측정되었다. Site 4의 일평균기온이 가장 낮은 것은, 백합보다 낮은 온도에서 재배하는 작물의 생육 특성과 1월의 저온 요구량 충족을 위해 난방 최소화의 영향을 받은 것으로 사료된다.

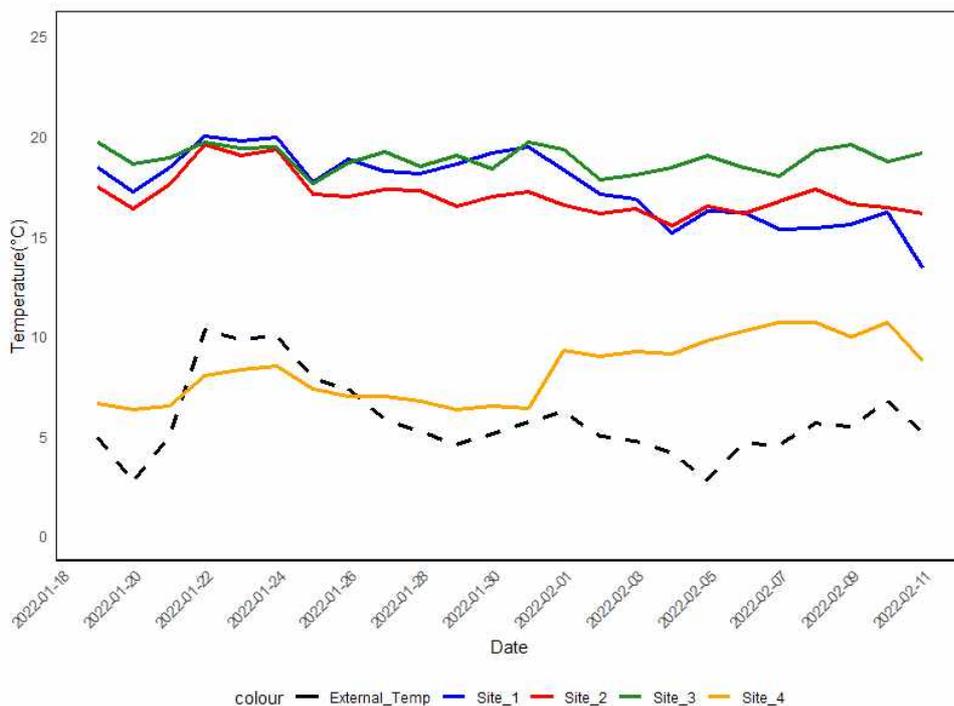


Fig. 24 Daily average temperature comparison

○ 일평균 습도 비교

온실 외부와 비교하여 Site 1 > Site 2 > Site 4 > Site 3 순서로 습도가 높으며, 일평균습도는 Site 1(89.11%), Site 2(88.24%), Site 3(83.23%), Site 4(83.73%)로 측정되었다. 4곳 모두 비슷한 습도에 분포하고 있어 적절한 관수 및 환기가 이루어지고 있는 것으로 사료된다.

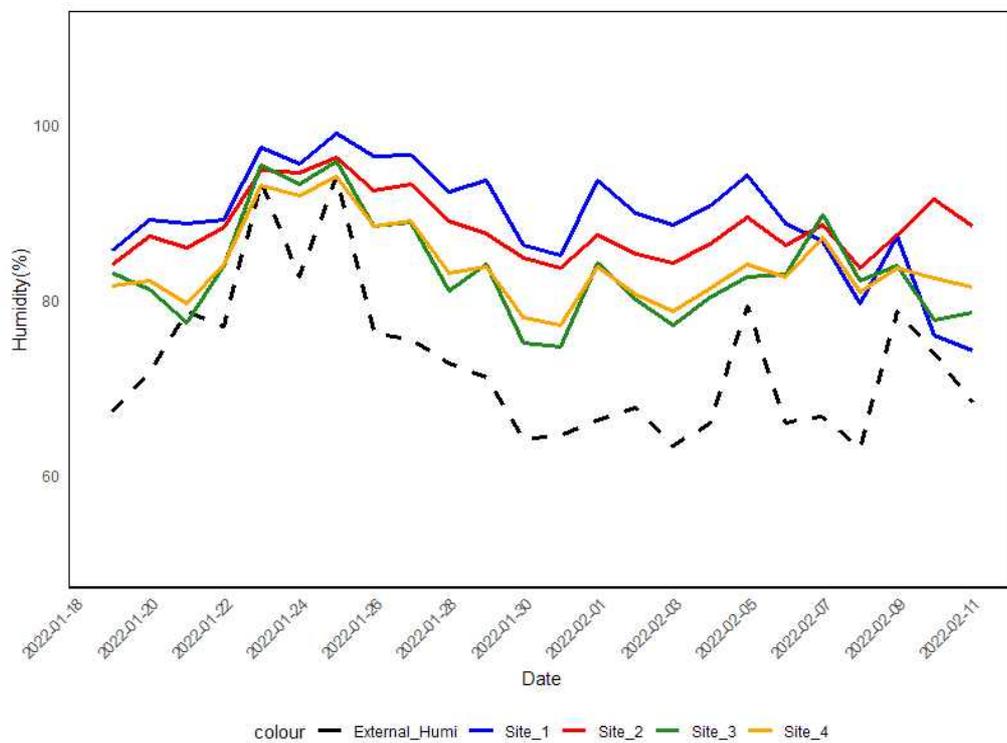


Fig. 25 Daily average humidity comparison

4.2.2 실증사이트 일평균 토양 온·습도 비교

○ 일평균 토양 온도 비교

1월에는 Site 1 > Site 3 > Site 2 > Site 4의 순서로, 2월에는 Site 3 > Site 2 > Site 1 > Site 4의 순서로 일평균 토양온도가 높게 측정되었다. Site 4의 토양 온도가 가장 낮게 측정된 것은, 백합보다 낮은 온도에서 재배하는 작물의 생육 특성이 반영되어 영향을 받은 것으로 사료된다.

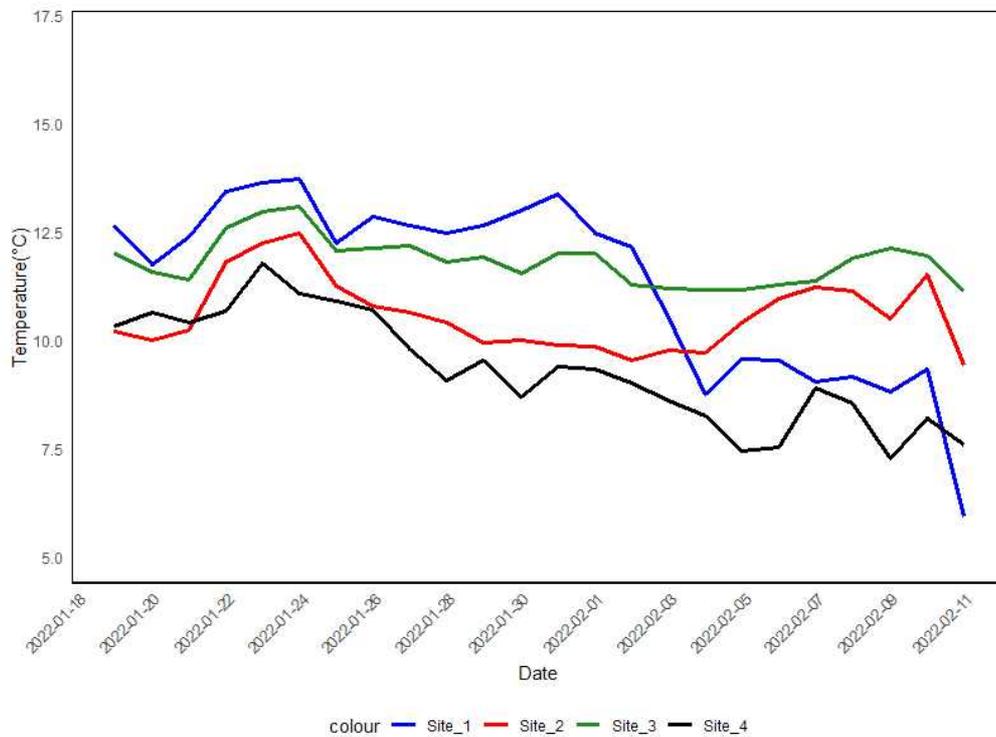


Fig. 26 Daily mean soil temperature comparison data

○ 일평균 토양 습도 비교

1월에는 Site 3 > Site 1 > Site 4 > Site 2의 순서로, 2월에는 Site 4 > Site 3 > Site 2 > Site 1의 순서로 일평균 토양습도가 높게 측정되었다. 모든 온실에서 2월 6일 이후로 토양습도가 높아진 것을 볼 수 있는데, 작물 비료 살포를 위한 관수로 인해 평균 습도가 높게 형성된 것으로 사료된다.

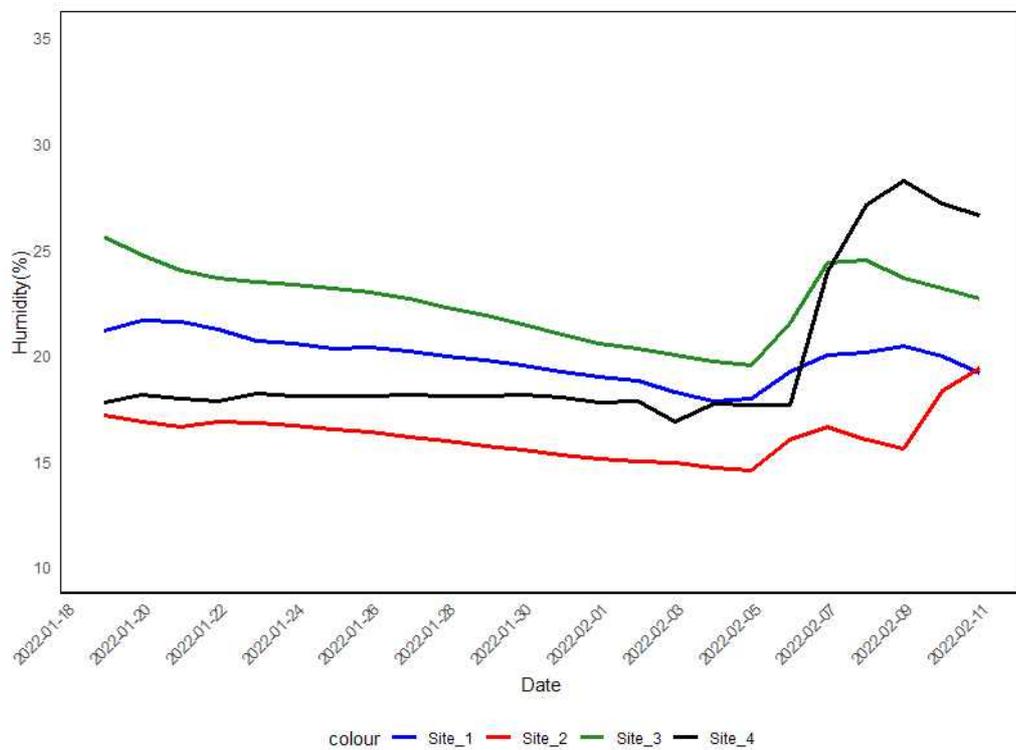


Fig. 27 Average daily soil humidity comparison data

4.3 재배작물 별 스케줄링 모듈 설계

실증사이트 간 밸런스 운전을 설계하기 위해 작물 생육 환경, 난방 부하등의 가중치를 고려하여 복합환경이 반영된 스케줄링 모듈을 설계하였다. 복합환경 통합제어는 어떤 항목이 기준으로 설정하는지에 따라 구성의 차이를 가지며 보통 시설온실 내부의 여러 환경(기온, 습도, CO_2 , EC 등)의 종합적인 형태로 구성된다. 본 연구에서는 복합환경조건에 의한 스케줄링 모듈 설계는 다수시설농가의 밸런싱 제어로 열원의 원활한 흐름과 적절한 제어방안을 모색하고 도입하였다.

실증사이트 인근에서 측정되고있는 기상청 ASOS 제주지점의 자료를 통해 2013년-2022년 10년간의 평균 기온 및 평균 습도를 분석하였고, Table 9와 같이 이를 백합과 블루베리의 생육 적정온도와 비교 분석하였다.

백합의 개화시기는 5-7월에 해당하지만 본 Site에서는 10-11월부터 생육에 돌입하므로 난방 기간은 10월부터 다음년도 4월로 설정하였다. 블루베리는 일반적으로 6월부터 수확이 이루어지며 묘목을 심는 시기는 대략 3월에 해당하지만, 가온 시설을 도입한다는 가정 하와 농가주의 견해를 바탕으로 평균 기온, 저온 요구 시기, 생육적정온도를 비교하여 1, 2, 12월을 난방 기간으로 설정하였다. 각 작물별 난방이 필요한 기간에 대해 복합제어로직을 적용하였으며, 고려된 기준은 각 작물의 생육적정온도와 10년간 평균기온의 차, 작물의 생육 집중 월, 작물 휴지기, 농가주의 경험적인 요인을 고려하여 적용하였다.

백합은 수확 시기 이전에 온도를 올려 작물의 생장을 촉진시키는 운전을 실시하고, 블루베리는 1월에 저온요구량을 설정하였다. 온실별로 면적, 평균기온, 습도, 난방부하등을 고려하여 Site 1을 우선순위로 고려하고 다음 순위로 Site 3 - Site 2 - Site 4 로 설정하였다. 각 Site 별 목표 온도, 습도 등 환경조건 요구량에 따라 스케줄링 모듈을 통한 제어를 실시한다. 모니터링 시스템을 통해 실시간으로 온도 및 농가 시설 여부를 확인할 수 있으며, 온실 내부 환경 조건 및 기상조건에 따른 제어 로직을 구성하여 Table 10과 같이 스케줄링에 반영하였다.

Table 9 Comparison of Greenhouse Data for 10 Years

Month	Average temperature (°C)	Average humidity (%)	Lily			Blueberry		
			Minimum threshold temperature (°C)	Optimal growth temperature (°C)	Farmers' recommended temperature (°C)	Minimum threshold temperature (°C)	Optimal growth temperature (°C)	Farmers' recommended temperature (°C)
1	6.0	64.7	13°C	15~25°C	13	7.3°C	8~15°C	7
2	6.9	64.5			13			10
3	10.2	63.7			13			-
4	14.6	65.7			16			-
5	19.0	68.9			Crop resting season			Crop resting season
6	22.0	81.5						
7	26.7	80.2						
8	27.8	77.9						
9	23.5	76.0						
10	18.9	67.9						
11	13.9	67.5						
12	8.2	64.7						

Table 10 Heating scheduling module according to complex environmental conditions

Month	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Site 1	1 st	1 st	1 st	1 st	Crop resting season					1 st	1 st	1 st
Site 2	3 rd	3 rd	3 rd	3 rd						3 rd	3 rd	3 rd
Site 3	2 rd	2 rd	2 rd	2 rd						2 rd	2 rd	2 rd
Site 4	4 th	4 th			Crop resting season							4 th

4.4 수요처간 열배관망을 통한 밸런스 운전 로직 설계

수요처, 기계실의 IoT 센서 모니터링을 통해 농가의 실시간 수요와 축열조의 열 가용성을 기반으로 지하수열 히트펌프를 작동한다. 농가별 수요를 계산하여 스케줄링 모듈을 통해 우선순위에 따라 열을 순차적으로 공급한다. 실시간 IoT 센서를 통해 수요 변동을 체크하고 지속적인 난방 공급을 가능하게 구현하였다. 백합(Site 1, 2, 3)과 블루베리(Site 4)의 기계실이 각각 구축되어 있으며 열원측 순환 펌프 2개가 위치하며 3개의 열교환기를 리버스 리턴 구조로 순환하여 열원을 공급한다. 지하수열원을 농가에서 활용하기 위해 각 기계실에 순환 펌프가 존재하고 펌프 유입부에 스트레이너를 설치하며 펌프 토출부에 체크밸브를 설치하였다. 체크밸브가 없으면 각 순환펌프의 속도 차이나 펌프 내 공기로 인해 압력 차이가 발생하여 한쪽으로 유량이 쏠리는 현상이 일어나고 압력 손실의 원인이 될 수 있으며 배관 내 역류 현상과 펌프의 고장을 방지한다. 스트레이너는 배관 내 냉매(물)에 포함된 불순물을 제거하기 위하여 순환펌프 유입부에 설치되어 펌프 시스템의 오작동 및 고장을 방지한다. 각 기계실의 히트펌프는 동일한 용량(각 50RT)으로 설치되어 배관 내 동일한 유량이 요구된다. 지하수열 배관은 리버스리턴 구조로 히트펌프에서부터 천공까지의 배관 거리를 일정하게 구성하여 냉매(물)의 동일한 저항을 구현하고 각 유량의 균형을 유지한다.

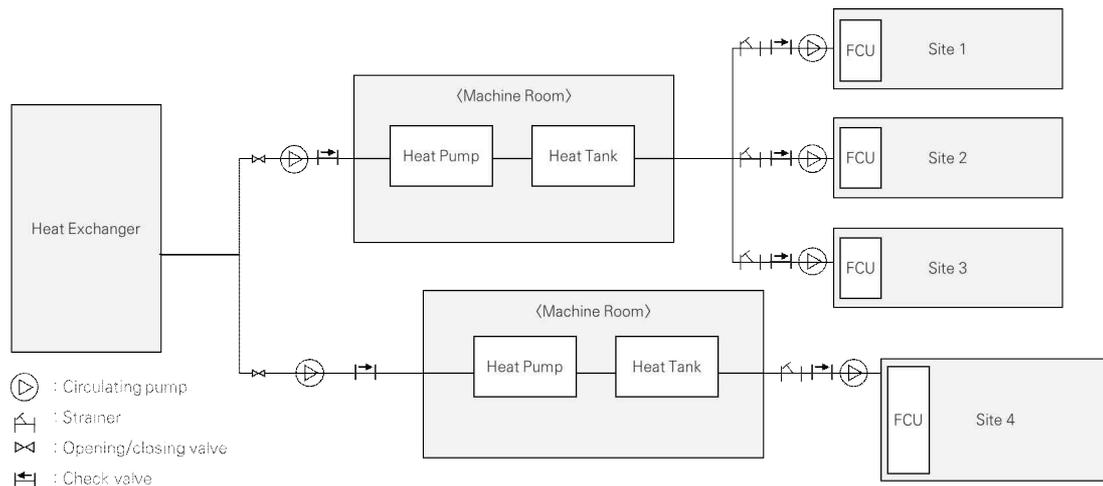


Fig. 28 Schematic view of thermal pipe network for balanced operation

실증사이트 지하수 열원 측 배관에 각각 순환펌프를 병렬로 위치하여 개폐장치를 통해 농가 개별 및 동시 운전이 가능하다. 히트펌프와 순환펌프는 네곳의 농가 모두 같은 용량으로 설치되었으며 우회순환을 방지하기 위한 체크밸브가 위치한다. 열원측 배관은 폐회로로 구성되어 있으며 농가에서 열원이 필요할 때 개별/동시 활용이 가능하다.

밸런스 운전은 크게 백합(Site 1, 2, 3) 기계실과 블루베리(Site 4) 농가 기계실의 수요에 따라 히트펌프를 가동하는 포인트와 농가 각 동의 수요에 따른 냉난방 가동 포인트와 수요처의 열원 부족에 따른 제어로 구분하였다.

(1차 제어) 첫 번째 포인트는 Fig. 29와 같이 2개의 기계실을 제어하는 로직으로, 각 농가의 열 수요에 따라 히트펌프가 작동하기 위해서 순환펌프가 작동되며 자동으로 개폐장치가 제어된다.

(2차 제어) 두 번째 포인트는 Fig. 30과 같이 축열조 열용량에 따른 제어 로직으로, 농가의 각 동에서 열 수요에 따라 FCU가 작동하기 위해서는 순환펌프가 작동되며 자동으로 부하측 순환펌프가 제어된다.

(3차 제어) 세 번째 포인트는 Fig. 31과 같이 부하측 수요에 따른 로직으로, 열원 부족 시 방열관운전, FCU 개폐 제어, 천장 커튼 제어, 측면 비닐 제어, 관수 제어 등의 시설온실 제어된다.

Site 1, 2, 3의 열 공급 우선순위는 Site 1 - 3 - 2 순으로 설정되었으며 열원이 부족하면 축열조의 전기히터를 가동시켜 열원을 보충한다. 보조 열원인 전기히터는 모듈 하나당 백합(Site 1, 2, 3) 15kW, 블루베리(Site 4) 10kW의 출력을 갖고 있으며 총 4개씩 설치하여 열원이 부족할 시 작동되게 구성하였다.

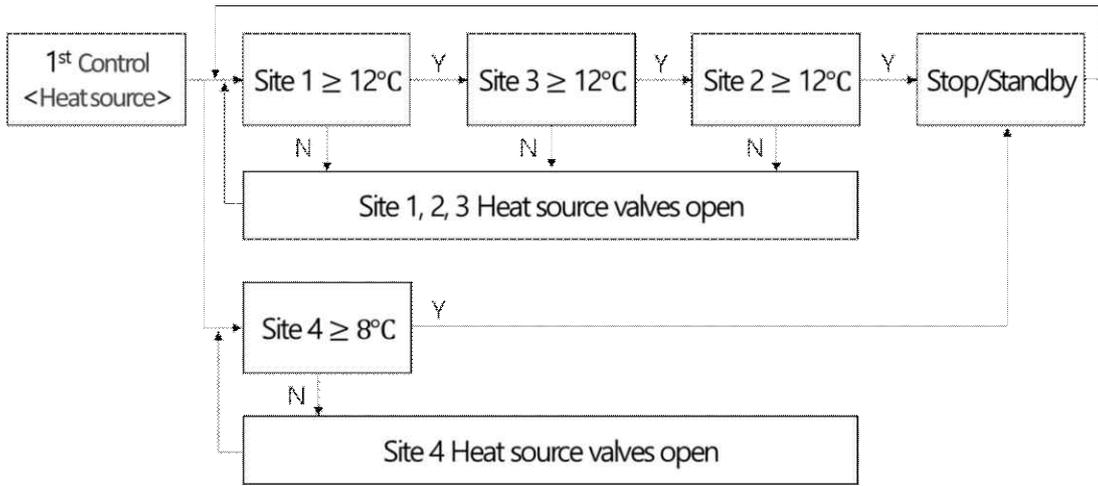


Fig. 29 Balance operation design drawing : 1st control

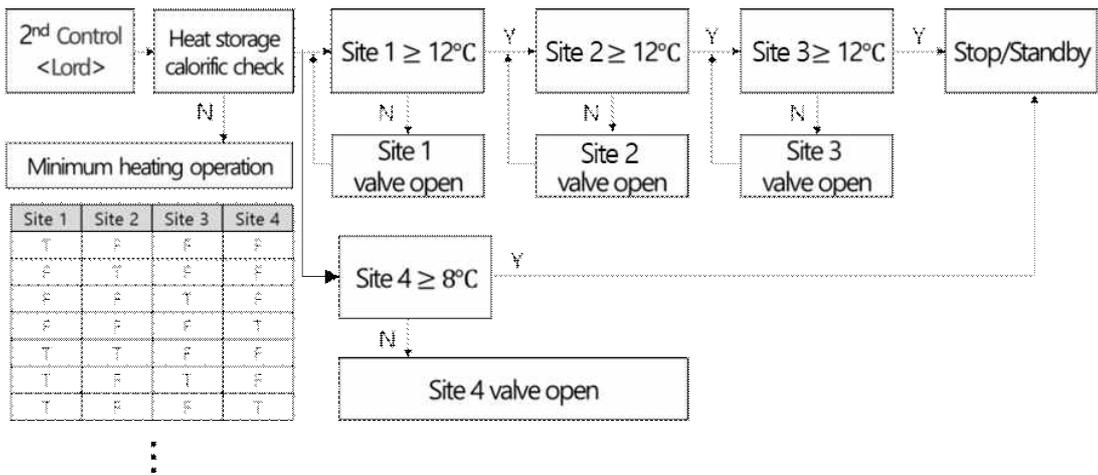


Fig. 30 Balance operation design drawing : 2nd control

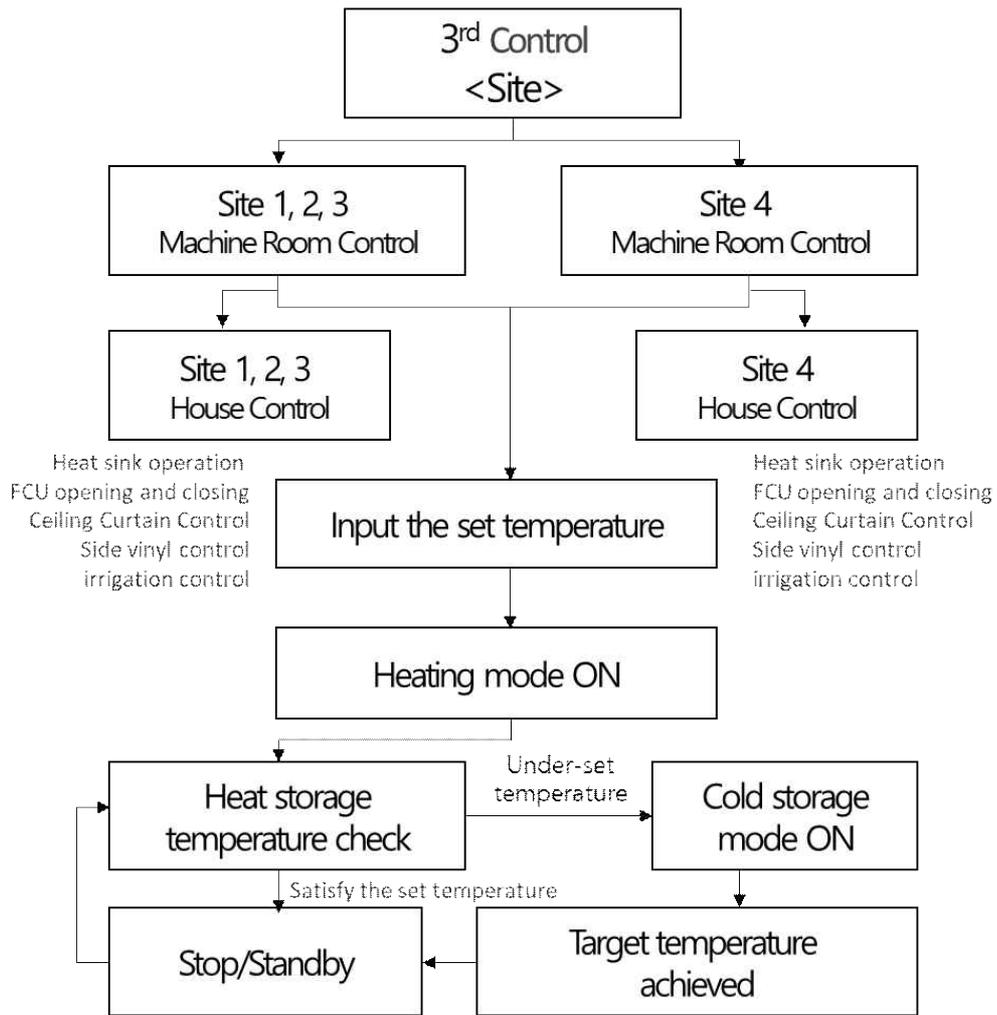


Fig. 31 Balance operation design drawing : 3rd control

V. 밸런스 운전에 따른 열배관망 실증 연구

5.1 수요처의 밸런스 운전에 따른 실험

전기히터 가동으로도 열원이 부족할 시 시설온실의 FCU 가동을 중지하고 순환펌프만 가동시켜 방열관 냉난방으로 진행한다. 방열관 냉난방은 초절전 냉난방이라 불리며 냉온수를 통하는 관의 복사열을 활용하여 온실 내부의 온도를 조절하는 방식이다. 난방에는 35-50℃의 온수가 필요로 되며 복사에 의한 방열량은 전체의 50-70%의 효과가 있으며 열원부족 시 최소한의 운전으로 온실내부 온도를 유지시키기 위한 방법이다. 50RT 히트펌프는 낮 시간대에 축열조에 열을 저장하고 밤 시간대에 각 온실에 열을 공급하며 동시에 히트펌프가 작동하여 총 100RT에 맞먹는 열 공급이 가능하다.

밸런스 운전은 열원이 부족할 시 효율적으로 열원을 여러 수요처에 공급하기 위한 제어 로직이므로 총 4가지의 운전 실험을 통해 최적 제어방식을 도출하였고, 앞서 설계한 축열조 열용량에 따라 기준이 되는 2차 제어를 바탕으로 설계하였다. Site 1, 2, 3에 기계실 1개소, Site에 기계실 1개소가 각각 연결되어있기 때문에 1개소의 기계실을 공유하는 Site 1, 2, 3에 대하여 밸런스 운전을 실시하였다. 온실 설정온도는 12℃로 설정하고 이 온도를 기준으로 $\pm 1^\circ\text{C}$ 의 구간에 온도가 형성되도록 제어를 실시하였으며 목표 온도를 기준으로 표준편차 및 분산을 구하여 설정온도와의 차이를 확인하였다.

○ 밸런스 운전 방법 ① : Control_A

온실에 열원을 공급하기 위해 한 개 동씩 약 4시간마다 가동을 하였고 낮시간대는 난방이 공급되지 않는 다른 온실의 적정온도를 유지하기에는 편차가 크게 나타났다. Fig. 32와 같이 22시를 기준으로 각 동이 한 번씩 4시간의 난방을 진행하였기 때문에 오차율이 높고 평균온도도 상대적으로 낮게 편성되었다. Site 1과 Site 3의 편차 구간도 난방을 먼저 시작한 Site 1, 3이 난방을 재가동할 8시간이 지난 시점에서 나타났으며 겨울철 낮은 외기온도에 설정 온도 기준보다 낮아져 이와 같은 현상이 발생하였다. Table 11과 같이 본 제어는 열원이 부족한 것

으로 판단되지 않고 밸런스 제어만으로 편차가 생긴 4시간씩 운전을 진행하는 밸런스 운전 방법으로는 적절하지 않다고 판단된다.

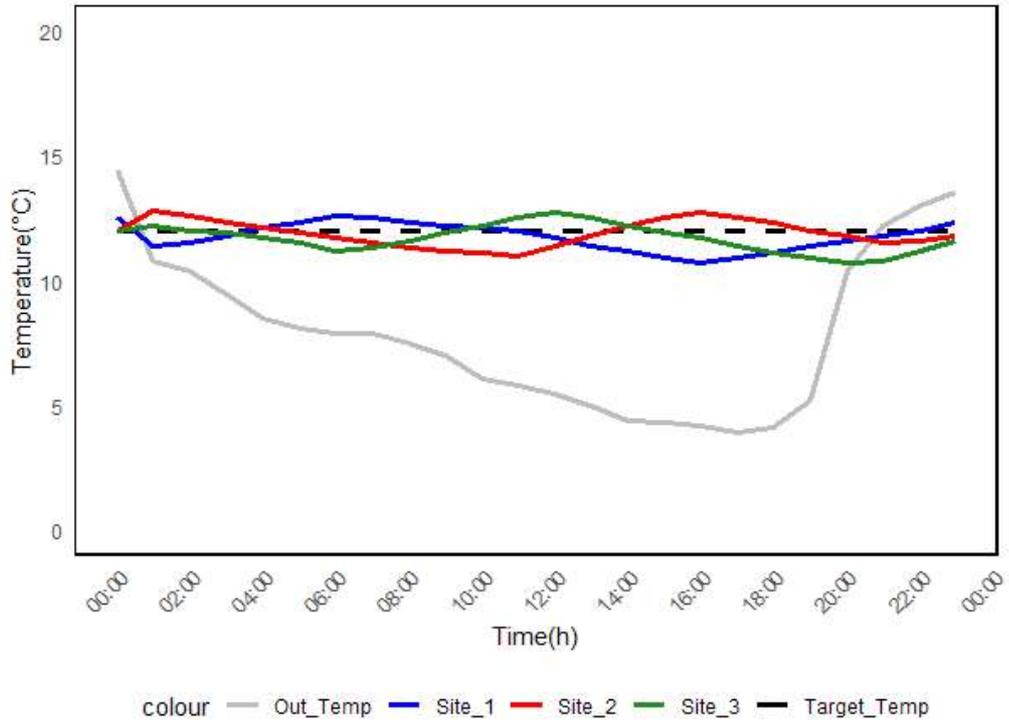


Fig. 32 Balanced operation : Control_A

Table 11 Statistical data of balanced operation : Control_A

control		Site 1	Site 2	Site 3	System(kWh)
Control_A	Average	11.804	11.92	11.728	-
	SD	0.581	0.516	0.562	0.55
	VA	0.337	0.267	0.315	-
	w_s	19.0	7.2	39.0	641.3

○ 밸런스 운전 방법 ② : Control_B

온실에 열원을 공급하기 위해 한 개의 온실씩 2시간동안 짧게 가동하여 적정 온도를 벗어난 동이 생길 때 가동하는 방식으로 운전을 진행하였다. Table 12과 같이 Control_A보다 편차가 감소하였지만 짧은 가동 시간으로 인해 온도가 유지되지 않고 조금씩 벗어나는 경향을 확인하였다. Fig 33과 같이 편차구간은 온도가 점차 낮아지던 05시-07시경에 발생하였으며 외기가 올라가며 설정 온도로 올라가는 경향을 확인하였다.

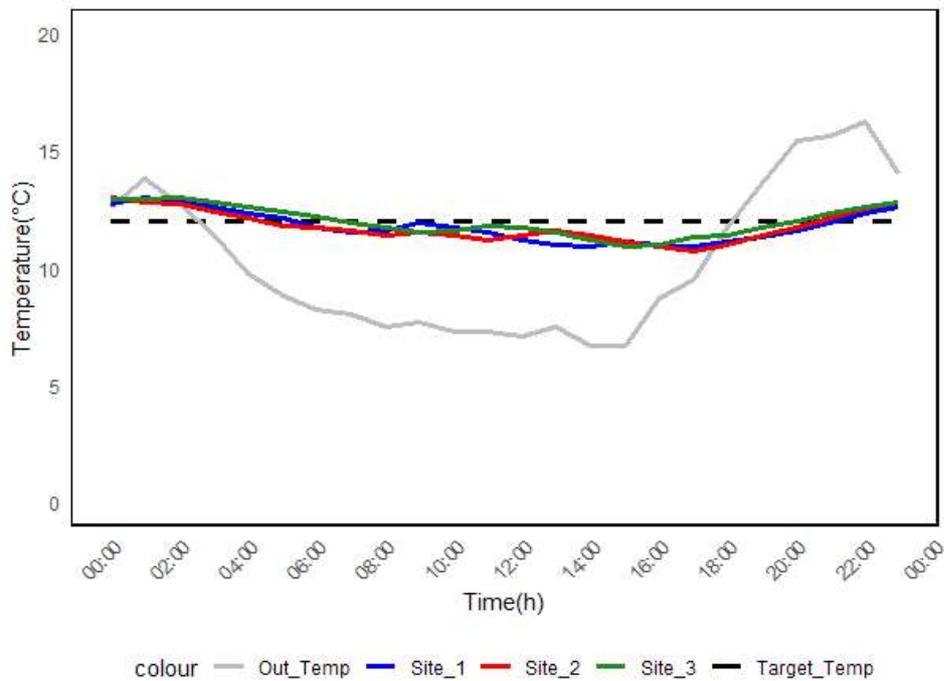


Fig. 33 Balanced operation : Control_B

Table 12 Statistical data of balanced operation : Control_B

control		Site 1	Site 2	Site 3	System(kWh)
Control_B	Average	11.763	11.758	11.988	-
	SD	0.655	0.651	0.646	0.65
	VA	0.429	0.423	0.417	-
	W_s	13.2	9.0	22.2	620.4

○ 밸런스 운전 방법 ③ : Control_C

온실에 열원을 공급하기 위해 두 개의 온실을 동시에 가동하고 한 개의 온실이 적정 온도를 벗어났을 때 면적이 작아 온도 변동성이 가장 큰 Site 2를 on/off 하며 운전을 진행하였고 Fig. 34와 같이 가장 효율적으로 적정온도에 맞춰 진행 가능한 것으로 확인되었다. Table 13와 같이 표준편차 및 분산도 가장 낮아 설정 온도 12°C에 가장 근접한 밸런스 제어로 확인되었다.

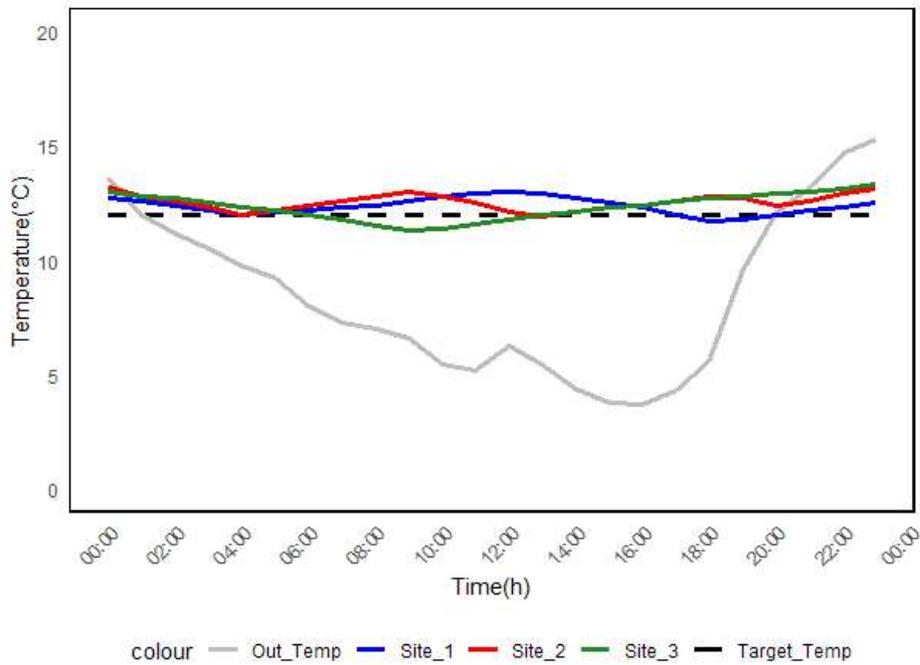


Fig. 34 Balanced operation : Control_C

Table 13 Statistical data of balanced operation : Control_C

control		Site 1	Site 2	Site 3	System(kWh)
Control_C	Average	12.400	12.564	12.360	-
	SD	0.361	0.352	0.573	0.43
	VA	0.130	0.124	0.328	-
	w_s	29.5	15.8	53.2	674.7

○ 밸런스 운전 방법 ④ : Control_D

마지막 제어 방법은 열원 부족시를 대비하여 실험을 진행하였다. 히트펌프를 가동하지 않고 방열관 운전만을 진행하였고, Fig. 35와 같이 온도가 꾸준히 감소하였지만 외기온도에 따른 영향을 받지 않고 내부 온도를 유지하였다. 방열관은 난방을 공급하지않고 온도를 유지시키기 위한 최소한의 난방 운전이며 Table 14와 같이 본 실험을 통해 가장 소비전력이 낮으며 편차 또한 타 운전과 비슷하게 도출되었다.

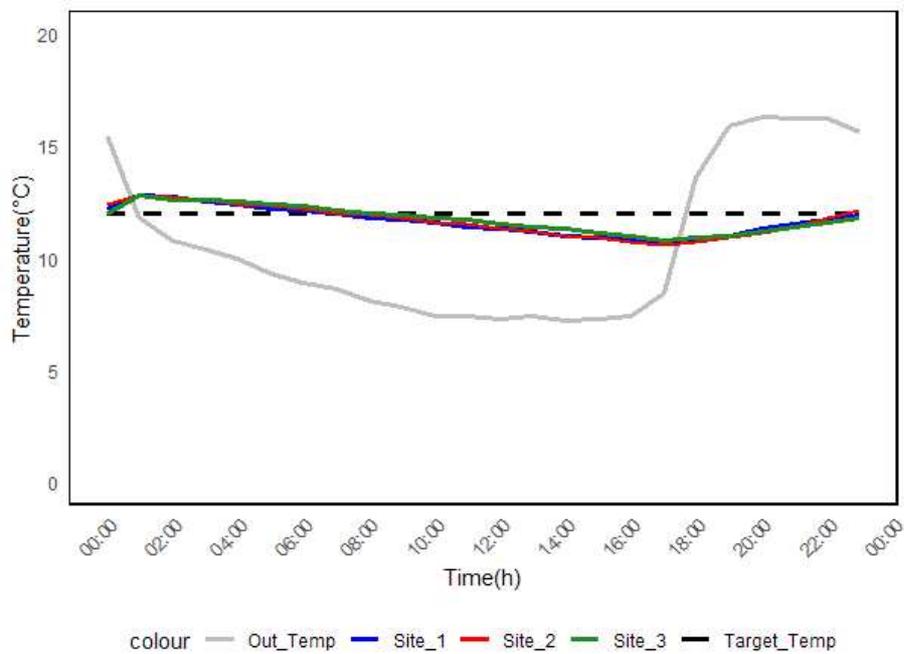


Fig. 35 Balanced operation : Control_D

Table 14 Statistical data of balanced operation : Control_D

control		Site 1	Site 2	Site 3	System(kWh)
Control_D	Average	11.646	11.663	11.738	-
	SD	0.626	0.684	0.594	0.63
	VA	0.392	0.469	0.353	-
	W_s	-	-	-	576

○ 밸런스 운전 결과 분석

농가 에너지 수요량 분석 및 밸런스 제어 데이터 확보를 통해 밸런스 제어 효율(BCE, Balanced Control Efficiency)을 식(12)로 도출하여 Fig 36, Table 15와 같이 결과를 나타내었다. 각 제어 방법별로 열원 조건과 재배 목적에 맞는 제어 방식을 제안한다.

Control_A는 온도 변동폭이 크고 소비전력이 낮은 제어임으로, 온도 변화에 둔감한 작물 재배 시 낮은 소비전력을 통해 재배할 수 있다.

Control_B는 온도 변동폭이 작고 히트펌프 제어 중 소비전력이 가장 낮은 제어로, 온도변화에 민감한 작물 재배 시 최소한의 소비전력으로 재배할 수 있다.

Control_C는 온도 변동폭이 작고 소비전력이 큰 제어로, 설정 온도에 가장 근사하게 설정이 가능하다. 작물이 설정온도에 민감하다면 본 제어를 통해 적합한 온도 설정이 가능하다.

Control_D는 방열관을 통한 운전으로, 소비전력이 가장 낮고 온도 유지에 목적을 둔 방법이다. 열원 부족 시 최소한의 운전을 통해 온실에 온도 유지가 가능하다.

타 제어들과 비교하였을 때 Control_C에서 가장 BCE 효율이 높게 나타났으며 소비전력 대비 시스템 목표 온도 설정에 가장 적합하게 도달하였음을 확인했다. 반면에 Control_B에서 가장 낮은 효율을 보였는데, 운전시간이 짧아 편차가 커서 이러한 결과가 나왔다. 방열관만 운전하는 Control_D는 소비전력이 낮고 Control_B의 표준편차가 크게 차이나지 않기 때문에 효율면에서 차이가 난 것으로 나타났다.

$$BCE = \frac{1-SD}{W_s} \times 100 \quad (12)$$

여기서,

BCE : 밸런스 제어 효율

SD : 밸런스 운전 표준편차

W_s : 시스템 소비 전력 [kWh]

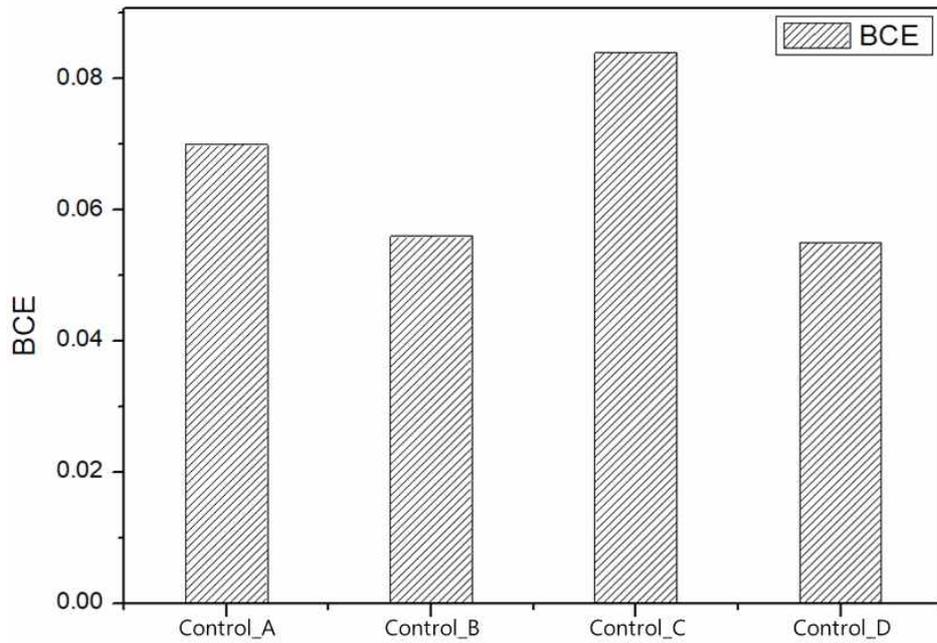


Fig. 36 BCE (Balanced control efficiency) result

Table 15 Statistical data of balanced operation

Control	<i>SD</i>	W_s	<i>BCE</i>
Control_A	0.55	641.3	0.070
Control_B	0.65	620.4	0.056
Control_C	0.43	674.7	0.084
Control_D	0.63	576	0.064

5.2 엑서지 흐름 분석을 통한 이송 열손실 연구

열역학 1 법칙에 따라 열에너지는 손실되지 않으나, 에너지 전달 및 보관 과정에서 일부 에너지의 질적 손실이 발생하며 에너지의 질적인 부분을 정량화하기 위하여 엑서지의 개념을 도입했다. 엑서지의 사전적 의미는 어떤 주어진 상태의 에너지원이 환경상태와 열역학적 평형상태에 도달할 때까지 얻을 수 있는 일의 최대량을 말한다. 엑서지 최적화를 위해서는 지하수열을 전달하는 과정에서 생기는 열 손실을 방지하여야 하며 이를 위해 이송 배관에 보온 설비를 설치하였다.

5.2.1 열원-히트펌프 열손실 분석

열원측 천공위치에서 기계실 및 히트펌프까지 열원 이동 중 발생하는 열 손실을 분석하기 위해 Fig. 37과 같이 지하수열 열교환기 출수 온도와 열원측 히트펌프 유입 온도를 측정하여 이송 배관에서의 열손실을 파악하였다. 또한 난방 운전 중 열원측의 순환수는 천공 위치의 열교환기를 순환하며 지하수로 열을 방출하고, 히트펌프로 다시 유입되는 과정에서 배관을 통해 Table 16과 같이 손실되는 열을 확인하였다. 열교환기 출수온도가 23.23℃일 때 열원수 유입온도는 22.77℃로 온도차가 0.46℃이므로 2.02%의 열손실 온도 비율을 보이며 배관에서 시간당 손실되는 열량은 하루 평균 3,174kcal/h로 계산되었다.

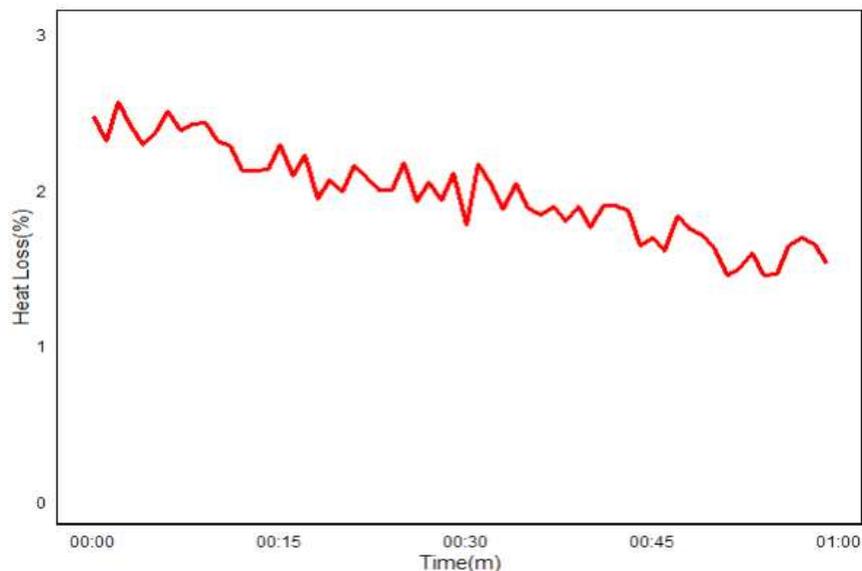


Fig. 37 Transfer Heat Loss Temperature Measurement Results

Table 16 Heat Loss Temperature Ratio of Water Source Transfer

Heat exchanger outlet temperature [°C]	23.23
Heat Source Water Inflow Temperature [°C]	22.77
temperature difference [°C]	0.46
Heat Loss Temperature Ratio of Water Source Transfer [%]	2.02

5.2.2 실증사이트별 열 손실률 분석

식(13)에 따라 Site 별 온실의 면적과 피복재에 따른 손실 열량을 계산하였다.

$$Q_c = A \times h_t \times f_r \quad (13)$$

여기서,

Q_c : 손실 열량 [$kcal/h$]

A : 면적 [m^2]

h_t : 열관류율 [$kacl/h \cdot ^\circ C$]

f_r : 피복재 열 손실률 [%]

Site 1의 시간당 열 손실률은 4,467kcal/h로 하루 기준 107,208kcal를 소모하며 해당 열에너지는 히트펌프 전일 가동 시 전체 열에너지의 3.24%에 해당한다.

Site 2의 시간당 열 손실률은 2,940kcal/h로 하루 기준 70,560kcal를 소모하며 해당 열에너지는 히트펌프 전일 가동 시 전체 열에너지의 2.13%에 해당한다.

Site 3의 시간당 열 손실률은 4,691kcal/h로 하루 기준 112,584kcal를 소모하며 해당 열에너지는 히트펌프 전일 가동 시 전체 열에너지의 3.4%에 해당한다.

Site 4의 시간당 열 손실률은 4,849kcal/h로 하루 기준 116,376kcal를 소모하며 해당 열에너지는 히트펌프 전일 가동 시 전체 열에너지의 3.52%에 해당한다.

축열조 열손실량 계산 공식은 식(14)과 같으며 Table 17과 같이 측정된 열손실량을 kcal로 바꿔서 계산하였다.

$$Q = K \times A \times \Delta T \quad (14)$$

여기서,

Q : 외피를 통한 전열량 [W]

K : 열관류율 [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

A : 전열면적 [m^2]

ΔT : 온도차 [$^{\circ}C$]

본 데이터는 실증 데이터를 기반으로 열손실량을 산정하였으며 난방 4월 평균 온도를 기준으로 열손실량을 계산하였다. 축열조 시간당 열 손실률은 3,828kcal/h로 하루 기준 91,827kcal를 소모하며 해당 열에너지는 히트펌프 전일 가동시 전체 열에너지의 2.77%에 해당하였다.

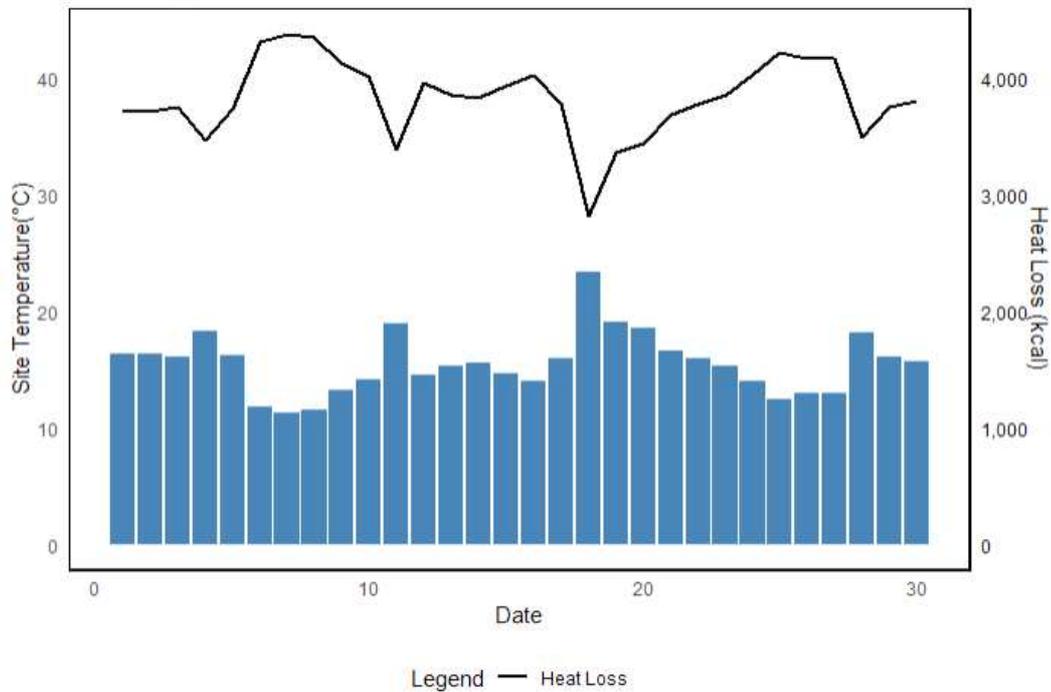


Fig. 38 Heat loss in the heat storage tank during heating operation

Table 17 Heat transfer coefficient of heat storage tank during heating operation

Sort			Area m^2	Heat flow rate $W/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$	Set temperature $^\circ C$
Height (m)	2.52	Roof	9.375	3.00	-
Length (m)	3.75	Aspect	9.45	3.00	-
Width (m)	2.5	Front and back	6.3	3.00	-
Sum				3.00	45

독립변수인 난방 시스템 운전 파라미터의 설정 기준에 따라 종속변수인 에너지 효율을 최적화하기 위하여 시운전 데이터를 기반으로 에너지 저장-소비의 에너지 흐름 변화를 분석하였다. 에너지 저장 측면에서 히트펌프의 설정 온도로 축열조에 저장되는 순환수의 온도 최적화가 가능하며 에너지 소비 측면에서 FCU의 순환수 유입온도에 따라서 시설온실 내부 온도에 영향을 미치는 FCU 부하측 공기 온도 최적화가 가능하다. 히트펌프의 설정 온도를 45℃, 50℃로 설정한 운전 데이터를 확보하여 히트펌프의 COP 성능을 측정하여 비교 검증 진행하였다.

Table 18과 같이 난방 설정 온도에 따라서 히트펌프의 성능이 변하는 것을 확인할 수 있었으며 이를 통해 난방 설정온도를 45℃로 설정하였을 때 더 효율적으로 열에너지를 축열조에 저장 가능하다. 축열조에서 FCU로 유입되는 순환수와 공기의 평균온도는 44.4℃ 일 때 방출되는 순환수와 공기의 평균온도는 34.8℃, 로 나타나며 순환수와 공기의 온도변화가 9.6℃ 차이를 보이며 이는 물과 공기의 비열차이로 인해 발생하는 것으로 사료된다.

Table 18 Heat pump performance based on the temperature setting of the heat storage tank

Heating set temp 45℃	Heat source entrance	Heat source exit	Heat source flow rate	Calibration of the heat source pump	Effective power	Air conditioning capacity	COP_h 4.74
	15.13℃	10.92℃	9.99L/s	1,138W	48,401W	176,152W	
Heating set temp 50℃	Load in	Load out	Load flow rate	Load pump calibration	Active power	Heating capacity	COP_h 4.22
	39.89℃	45.47℃	9.89L/s	1,026W	48,401W	228,629W	
Heating set temp 45℃	Heat source entrance	Heat source exit	Heat source flow rate	Calibration of the heat source pump	Effective power	Air conditioning capacity	COP_h 4.22
	15.05℃	11.09℃	9.99L/s	1,138W	53,000W	165,689W	
Heating set temp 50℃	Load in	Load out	Load flow rate	Load pump calibration	Active power	Heating capacity	COP_h 4.22
	44.87℃	50.31℃	9.90L/s	998W	53,000W	222,706W	

Fig. 39와 같이 전체 시스템 흐름도에서 지하수열원 280,120kcal/h의 에너지를 흡수하고 이송과정에서 매립된 배관에 열손실이 발생하여 실제로 농가 히트펌프 로 흡수되는 에너지는 각각 137,944kcal/h이다. 축열조에서는 설정온도가 45℃일 때 3,828kcal/h의 열이 손실되어 134,115kcal/h의 열을 보관하며 이는 각 Site로 공급된다. 온실의 설정온도와 각 동의 열 손실율을 고려하였을 때 Fig. 40과 같이 각 하우스에 보낼 수 있는 열용량은 시간당 각각 124,207kcal/h, 127,322kcal/h, 129,275kcal/h, 129,117kcal/h로 계산되었다.

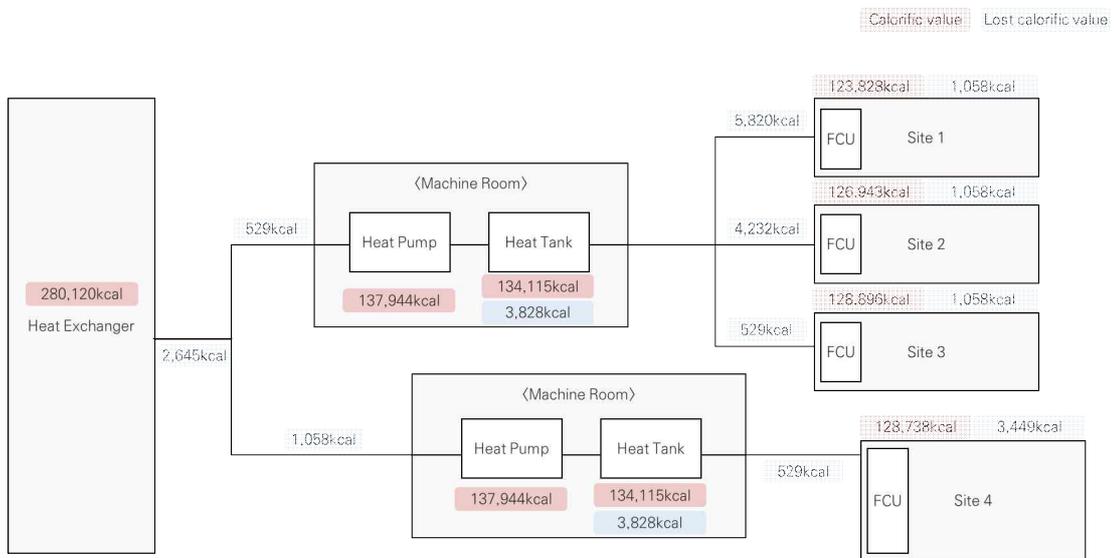


Fig. 39 Analyzing the overall system exergy flow

5.3 에너지 사용량 및 온실가스 배출량 연구

탄소배출량 계산 기준은 난방 시간당 필요 부하와 월별 사용부하에 따라 계산하였으며 Site 1, 2, 3을 합친 1,000평을 기준으로 계산하였다. 등유 보일러 사용 시 연간 배출되는 온실가스를 산출하기 위하여 등유보일러의 연간 난방에너지 사용량을 계산하였다. 연간 에너지 부하량은 식(15)와 같으며 1,000평에 대해 필요한 에너지 부하량은 270,767MJ (64,752,066kcal)으로 계산되었다.

$$Q_y = q_h \times h \quad (15)$$

여기서,

Q_y : 연간에너지부하량 [MJ]

q_h : 난방열량 [kcal]

= 69,402

h : 연간난방필요시간

= 933

환경부 고시 “온실가스·에너지 목표관리 운영 등에 관한지침”에 연료별 국가 고유 발열량 및 배출계수를 반영하여 식(16)과 같이 온실가스 배출량을 계산할 수 있다. 등유보일러의 연간 온실가스 배출량은 19.4tCO₂으로 계산되었다.

$$\text{온실가스배출량} = H_i \times EF_i \quad (16)$$

여기서,

H_i : 연료(i) 발열량 [MJ]

= 270,767

EF_i : 연료(i) 온실가스 배출계수 [kgCO₂/TJ]

= 71,900

지하수열 히트펌프 사용 시 연간 배출되는 온실가스를 산출하기 위하여 식(17)과 같이 연간 소비전력량을 계산하여 연간 소비전력량은 21.95MWh으로 도출되었다.

$$W_{HP} = \frac{Q_y}{COP_h} \quad (17)$$

여기서,

W_{HP} : 히트펌프 소비전력 [MWh]

COP_h : 히트펌프 난방 성능

$$= 3.65$$

온실가스종합정보센터에서 발표한 “2018년 승인 국가온실가스 배출·흡수 계수”에서 전력을 사용한 제품의 온실가스 배출계수를 반영하여 온실가스 배출량을 계산할 수 있다. 식(18)을 통해 계산된 지하수열 히트펌프의 연간 온실가스 배출량은 10.0tCO₂ 이다.

$$\text{온실가스배출량} = W_{HP} \times EF_{HP} \quad (18)$$

여기서,

EF_{HP} : 전기사용제품의 온실가스 배출계수 [tCO₂/MWh]

$$= 0.4567$$

이에 따라, 등유보일러 대비 지하수열 히트펌프의 온실가스 절감량은 9.4 tCO₂ 이고, 약 48.4% 감소하는 결과를 도출하였다.

VI. 결 론

본 학위 논문에서는 지하수열 히트펌프 시스템을 적용한 열배관망을 기반으로 하나의 지하수열원에서 각 Site 별로 계산된 난방 수요에 따른 밸런스 운전 로직을 개발하여 효율적 운전 로직에 따른 엑서지 손실 및 에너지 관리 방안에 따른 온실가스 배출량에 대해 연구하였다.

- 1) 2013년 1월 1일부터 2022년 12월 31일까지의 실증사이트 외부 기온과 온실 환경, 재배작물에 따른 난방부하량을 계산하여 Site 별 Balanced operation control을 설계하였다. 4가지 Control 별 BCE를 도출하여 시스템 소비전력 대비 밸런스 운전 표준편차 데이터 비교를 통해 두 개의 온실을 동시에 가동하는 Control_C에서 가장 효율적 운전임을 확인했다. 이것은 한정적인 열원일 때, 여러 개의 온실에 난방 공급 시 가장 효율적인 운전이며, Control_C 이외의 제어 방법을 활용하여 상황 조건별 제어 방식을 제안하였다.
- 2) 에너지의 저장-소비 흐름 변화를 분석하기 위해 각 구간별 엑서지 분석을 실시하였으며 열원에서 히트펌프, 실증사이트별, 히트펌프 및 축열조에서 발생하고 손실되는 열량 계산을 통해 히트펌프 성능을 최대화 할 수 있는 축열조의 설정온도를 45°C로 하여 $COP_h = 4.74$ 를 도출하였다.
- 3) 등유보일러 대비 지하수열 히트펌프 사용에 따른 에너지 사용량 및 온실가스 배출량 비교를 진행하였고, 1,000평 기준으로 등유보일러의 연간 온실가스 배출량은 19.4tCO₂, 지하수열 히트펌프는 10.0tCO₂로 등유보일러 대비 약 48.4% 감소하는 결과를 도출하였다.

하나의 열원을 공유하고 난방부하량이 각기 다른 사이트들의 제어를 위해 각 사이트 크기와 작물 특성, 재배 목적에 따라 제어 방법을 연구하고 이를 고려했을 때 열원 부족시 밸런스 운전을 통한 소비전력 절감이 가능하며, 신재생에너지를 사용함으로써 우리나라 탄소중립에 기여가 가능하다. 더 나아가 수용가와 상호작용 측면에서 계시별 요금 또는 실시간 요금제와 같은 체계를 통하여 분산에너지 활용 및 열거래 비즈니스 모델 수립을 통해 플러스 DR 및 열에너지 판매를 통한 다방면으로의 활용성이 다분한 것으로 사료된다.

참고 문헌

- [1] REN21, Renewables 2021 Global Status Report, 194, 37p, 2021
- [2] Sjodin, J. and Henning, D., 2004, "Calculating the marginal costs of a district-heating utility," Applied Energy, 78(1), pp. 1-18
- [3] C. S. Park, 2015, "Economic Analysis of a Ground Source Heat Pump System," Journal of the Korean Society of Mechanical Technology, 17(5), pp. 1098-1106
- [4] D. Y. Kim. M, T, Hyun, 2015, Development and Verification Study of Jeju-Type Groundwater Thermal System Design Program, Korean Society of Mechanical Technology, 17(5), pp. 1098-1106
- [5] H. J. Cho, 2013, Exergy Analysis and Optimization of District Heating System considering Heat Loss in the Pipeline, Hanyang University
- [6] M. J. Kim, 2021, A Study On Energy and Blood Orange Growth Environment in Facility Greenhouse Using Power Plant Thermal Effluent, Jeju National University
- [7] Y. S. Kwon, 2023, A Study on the Performance Prediction and Capacity Calculation of Heat Pump System Using Hydrothermal and Geothermal Heat, Busan National University

- [8] Y. Jung et al., Comprehensive feasibility investigation of river source heat pump systems in terms of life cycle, Applied Thermal Engineering, 188, 2021,
- [9] J. Y. Kim, 2015, A Study on the Optimal Operation of Microgrids Considering Heating and Heating Energy Transactions, Incheon University
- [10] D. G. Sin, 2009, A Study on System Efficiency according to the Operation Method of Geothermal Source Heat Pump System, Korea Maritime University
- [11] Y. C. Ho, 2012, Economical Analysis of a Small Capacity Water Source Heat Pump utilizing Unused Energy of Underground Water Tank, Korean Society of Facilities Engineering, 6, pp. 572-575