UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS AGROPECUARIAS Y AMBIENTALES

CARRERA DE INGENIERÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

TEMA:

"CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO AUTOMATIZADO DE CLIMATIZACIÓN MEDIANTE BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA PARA LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE"

Trabajo de integración curricular previo a la obtención del título de Ingeniero en Energías Renovables

Línea de investigación: Biotecnología, energía y recursos naturales renovables

Autor:

Kevin Amilcar Villarruel Ortíz

Director:

Ing. Juan Pedro Romero Astudillo, MSc

Ibarra – Ecuador 2026

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

DIRECCIÓN DE BIBLIOTECA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
APELLIDOS Y NOMBRES:	VILLARRUEL ORTÍZ KEVIN AMILCAR

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO AUTOMATIZADO DE CLIMATIZACIÓN MEDIANTE BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA PARA LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
AUTOR (ES):	KEVIN AMILCAR VILLARRUEL ORTÍZ
FECHA: DD/MM/AAAA	2026/07/18
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	■ **PREGRADO** ☐ **POSGRADO**
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO EN ENERGÍAS RENOVABLES
DIRECTOR /ASESOR:	MSc. JUAN PEDRO ROMERO ASTUDILLO MSc. JUAN FERNANDO GUAMÁN TABANGO

2. CONSTANCIAS

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 28 días del mes de julio de 2026

EL AUTOR:

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
KEVIN AMILCAR VILLARRUEL ORTIZ

(Firma)……

Nombre: Kevin Amilcar Villarruel Ortíz

CERTIFICACIÓN DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTERGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 28 de julio de 2025
Ing. Juan Pedro Romero, MSc
DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.



(f) ……

TUTOR: Ing. Juan Pedro Romero, MSc

C.C.: 1003013768

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificador del Trabajo de Integración Curricular "**CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO AUTOMATIZADO DE CLIMATIZACIÓN MEDIANTE BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA PARA LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**" elaborado por KEVIN AMILCAR VILLARRUEL ORTÍZ, previo a la obtención del título de Ingeniero en Energías Renovables aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:



Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JUAN PEDRO ROMERO ASTUDILLO

(f):……

TUTOR: Ing. Juan Pedro Romero, MSc

C.C.: 1003013768



Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JUAN FERNANDO GUAMAN TABANGO

(f):…….

ASESOR: Ing. Juan Guamán, MSc

C.C: 1002992244



Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JUAN CARLOS GARCIA MONTOYA

(f):…….

BIOMETRISTA PhD. Juan Carlos García

C.C: 1002279535

DEDICATORIA

A todos aquellos que estuvieron al frente como personas honestas y empáticas que me han guiado, y sobre todo han confiado en mi capacidad para enfrentar a los obstáculos de la vida y cumplir las metas que me han formado como hombre, fuerte, valiente, capaz de asumir y aceptar con orgullo las responsabilidades, habilidades y debilidades en el campo personal y profesional. A mi tía por el apoyo constante en mis estudios, abuelos, hermanos, primos, y amigos que son mi mayor prioridad, porque los considero el mejor obsequio que la vida me ha dado, y si hubiera otra vida ese sería mi más anhelado deseo tener la misma familia, volverlos a ver con una sonrisa día a día, escuchando sus consejos, por su amor sincero y desinteresado. Hoy me siento orgulloso de haber cumplido con mis sueños, de hacer sentir orgullosos a mis seres queridos con aquellos sueños que un día decidí cumplir cuando era adolescente, ser un profesional, un guerrero y una persona que, a pesar de mis defectos, sin miedo al qué dirán los demás. A mi amigo Ángel Puente que me apoyó y ayudó en el proceso que a pesar de los años de muy pocas reuniones Dios ha permitido acercarnos más y ser inseparables en las buenas y malas experiencias, a pesar de todo con un fuerte vínculo de amistad de varios años, porque los verdaderos amigos son pocos y su apoyo es incondicional. A las distinguidas Autoridades de la prestigiosa Universidad Técnica del Norte, por el apoyo constante en el proceso.

AGRADECIMIENTO

Expreso mi más sincero agradecimiento a la Universidad Técnica del Norte y a todas sus instancias por el apoyo brindado a lo largo de este proceso académico. Su respaldo ha sido fundamental para el desarrollo de esta investigación. A mis compañeros de estudio, quienes con su paciencia, esfuerzo y solidaridad han sido un pilar importante en este camino. Juntos hemos formado un grupo fuerte, motivándonos y apoyándonos mutuamente en cada reto y desafío. A todas las personas que, de una u otra manera, contribuyeron con su tiempo, conocimiento y aliento para que este trabajo fuera posible, mi más profundo reconocimiento y gratitud.

RESUMEN

En este estudio se desarrolla un módulo automatizado de climatización basado en una bomba de calor geotérmica para la Universidad Técnica del Norte, con el objetivo de mejorar la eficiencia energética y el confort térmico en el lugar de instalación. El sistema diseñado se simula mediante el software MATLAB/Simulink, evaluando su desempeño en términos de la estabilidad térmica alcanzada. Se describen los componentes del sistema, su funcionamiento y la integración de un sistema automatizado para el monitoreo ambiental en tiempo real. Durante un período de 63 días, se recolectaron datos ambientales para analizar la implementación y el desempeño del sistema. Los resultados obtenidos validan la eficiencia del sistema desarrollado y proporcionan una base para futuras mejoras en su automatización y su replicación en otras infraestructuras académicas.

Palabras clave: Bomba de calor geotérmica, climatización, automatización, eficiencia energética, monitoreo ambiental, almacenamiento de datos.

ABSTRACT

This study develops an automated air conditioning module based on a geothermal heat pump for the Technical University of the North, with the aim of improving energy efficiency and thermal comfort at the installation site. The designed system is simulated using MATLAB/Simulink software, evaluating its performance in terms of the thermal stability achieved. The system components, their operation, and the integration of an automated real-time environmental monitoring system are described. Environmental data were collected over a period of 63 days to analyze the system's implementation and performance. The results validate the efficiency of the developed system and provide a foundation for future improvements in automation and its replication in other academic infrastructures.

Keywords: Geothermal heat pump, climate control, automation, energy efficiency, environmental monitoring, data storage.

INDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN....7
CAPÍTULO I....1
INTRODUCCIÓN....1
1.1 Problema de investigación....1
1.2 Justificación....2
1.3 Objetivos....3
1.3.1 Objetivo General....3
1.3.2 Objetivos Específicos....3
1.4 Preguntas de investigación....4
1.5 Hipótesis....4
1.5.1 Hipótesis nula (H_0)....4
1.5.2 Hipótesis alternativa (H_A)....4
CAPÍTULO II....5
MARCO TEÓRICO....5
2.1 Desarrollo y Evaluación de Sistemas de Climatización Geotérmica....5
2.1.1 Tipos de entalpia de la energía geotérmica....7
2.1.2 Temperatura del subsuelo por profundidad....8
2.1.3 Humidificación y deshumidificación....9
2.1.3.1 Humidificador....9
2.1.3.2 Deshumidificador....9
2.1.4 Uso de sensores ambientales....9
2.1.5 Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo....10
2.1.6 Carta psicrométrica....11
2.1.7 Propiedades térmicas del suelo....12
2.2 Control automático....13
2.2.1 Sistemas de control....13
2.2.2 Diseño del sistema de control....13
2.2.3 Control de histéresis On/Off....14
2.2.4 Variables de entrada y salida....15
2.3 Partes de una bomba de calor geotérmica....16

2.3.1.1 Condensador 16
2.3.1.2 Compresor 16
2.3.1.3 Evaporador 16
2.3.1.4 Válvula de expansión 17
CAPÍTULO III 18
MATERIALES Y METODOS 18
3.1 Área de estudio 18
3.2 Métodos 18
3.2.1 Evaluación de los datos de temperatura del subsuelo y las condiciones ambientales al interior del lugar de emplazamiento 18
3.2.1.1 Temperatura y humedad relativa adecuadas 19
3.2.1.2 Recolección de datos de temperatura del subsuelo 19
3.2.1.3 Instalación del sensor de temperatura del suelo 20
3.2.1.4 Sensor de temperatura y humedad relativa del aire al lugar de emplazamiento 20
3.2.1.5 Instalación y recolección de datos de los sensores ambientales 20
3.2.2 Pruebas estadísticas de los datos obtenidos 22
3.2.2.1 Q-Q Plot 22
3.2.2.2 Estimación de la temperatura promedio. 22
3.2.3 Dimensionamiento del sistema de bomba de calor 23
3.2.3.1 Cargas térmicas 23
3.2.3.2 Análisis de temperaturas de evaporación y condensación 30
3.2.3.3 Caudal del refrigerante 33
3.2.3.4 Longitud del Condensador y Evaporador 36
3.2.3.5 Especificaciones de la bomba de calor y modelamiento del sistema de climatización 45
3.2.4 Diseño e Implementación del sistema de control on/off 45
3.2.4.1 Definición de requerimientos para el sistema de climatización 45
3.2.4.2 Variables de control 45
3.2.4.3 Ubicación de las partes de las variables de control 46
3.2.4.4 Plataforma para la programación y simulación 46
3.2.5 Código de programación de simulación de parámetros de la bomba de calor 47
3.2.5.1 Proceso de programación 47
CAPÍTULO IV 49

RESULTADOS Y DISCUSIÓN 49
4.1 Resultados de las condiciones ambientales iniciales 49
4.1.1 Pruebas de normalidad por Q-Q Plot 49
4.1.2 Temperatura y humedad relativa 54
4.1.3 Condiciones iniciales (sin climatización) 54
4.2 Diseño del sistema de bomba de calor geotérmica 55
4.2.1 Partes seleccionadas para la bomba de calor geotérmica 55
4.2.1.1 Cargas térmicas 55
4.2.1.1 Cálculos del ciclo de refrigeración de la bomba 56
4.2.1.2 Requerimientos de diseño de los componentes 58
4.3 Diseño del sistema de control automatizado 62
4.3.1 Modelo térmico del sistema 63
4.3.1.1 Transformada de Laplace 63
4.3.1.2 Estado del compresor apagado 64
4.3.1.3 Estado del compresor encendido 65
4.3.2 Modelo de operación del evaporador 65
4.3.3 Modelo dinámico del sistema 65
4.4 Discusión 67
4.4.1 Validación del subsuelo como recurso térmico 67
4.4.2 Limitaciones y consideraciones 68
4.5 Materiales, equipos y software 68
CAPÍTULO V 70
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 70
5.1 Conclusiones 70
5.2 Recomendaciones 71
ANEXOS 78
ANEXO A 78
ANEXO B 82
ANEXO C 85

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Propiedades térmicas de los suelos 13
Tabla 2 Referencia para zonificación climática 27
Tabla 3 Ubicación de la zona climática de la Sierra en la provincia Imbabura ... 27
Tabla 4 Requisitos de envolvente para la zona climática 3..... 27
Tabla 5 Mínimos y máximos obtenidos según parámetros 54
Tabla 6 Cargas térmicas del herbario 56
Tabla 7 Coeficientes globales de transferencia de calor por material..... 56
Tabla 8 Presiones de la bomba de calor 57
Tabla 9 Ciclo de la bomba de calor con el refrigerante R-134a..... 58
Tabla 10 Cálculos para selección del compresor 59
Tabla 11 Longitud de diseño de los intercambiadores 59
Tabla 12 Valores empíricos del condensador y evaporador 60
Tabla 13 Parámetros de selección del ventilador 60
Tabla 14 Selección de la válvula de expansión..... 61
Tabla 15 Requerimientos adicionales del equipo..... 62
Tabla 16 Acciones de control de temperatura..... 62
Tabla 17 Variables para determinar la capacidad térmica 64
Tabla 18 Materiales, equipos y software a emplear en la investigación 69

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 Carta psicrométrica o carta de Givoni 12
Figura 2 Control por histérisis On-Off..... 15
Figura 3 Sistema de climatización de una bomba de calor 17
Figura 4 Mapa de Ubicación de la Granja Experimental del campus "Yuyucocha" 18
Figura 5 Transferencia de calor por convección y conducción en una pared multicapa 25
Figura 6 Ciclo del refrigerante con los puntos más representativos 31
Figura 7 Temperatura del suelo a 0,5m de profundidad 49
Figura 8 Temperatura del suelo a 1m de profundidad 50
Figura 9 Temperatura del suelo a 1,5m de profundidad 51
Figura 10 Temperatura del herbario en los 4 puntos 52
Figura 11 Humedad relativa del herbario en los 4 puntos 53
Figura 12 Diseño de la bomba de calor geotérmica..... 55
Figura 13 Sistema de control 62
Figura 14 Temperatura recopilada del periodo de 63 días..... 66
Figura 15 Error entre el setpoint y la temperatura recopilada..... 66
Figura 16 Temperatura controlada en base al sistema 67

CAPÍTULO I
INTRODUCCIÓN

En este capítulo se detallan la problemática y la justificación de la investigación y los objetivos de la misma. Del mismo modo, se presentan las preguntas directrices como eje de la investigación.

1.1 Problema de investigación

El calor térmico de la tierra puede ser aprovechado considerando diversos factores tales como la temperatura del subsuelo, y otras variables relacionadas con la humedad, movimientos hídricos, evapotranspiración, y demás. La instalación de un sistema de bomba de calor geotérmica tiene un costo de hasta 27000 dólares lo cual generalmente representa una limitación en el Ecuador para su implementación y aprovechamiento (Carreño Flores, 2021, pp. 74, 75).

El clima en la región Sierra del Ecuador presenta temperaturas extremas, donde el ambiente de confort puede llegar a ser muy caliente en el día alcanzando temperaturas de hasta 36 °C y muy frías en las noches con temperaturas de hasta 10 °C; lo que hace necesaria la implementación de un sistema de climatización que sea eficiente y sostenible con el fin de asegurar el confort térmico de los habitantes sin generar impactos en el ambiente. Aun con los avances tecnológicos en sistemas de climatización, la implementación de estos en la Sierra del Ecuador enfrenta múltiples desafíos que están relacionados con el consumo energético, el impacto en el ambiente y la sostenibilidad económica (Portilla, 2018).

Según el Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI) (2020), define con la norma INEN-ISO 7730 que la satisfacción térmica al interior de un lugar está en un rango medio entre 20 y 25 °C y la humedad relativa entre 40 a 60 % dependiendo las condiciones del interior, por otra parte Espinoza (2018), menciona que las condiciones para este se dan entre los 18 °C a 26 °C sin embargo en interiores son de 15,64 °C a 20,64 °C. La temperatura de Ibarra se encuentra entre los 5 °C y los 23 °C anuales (Chingal y Anrango, 2020). Esto radica en que las condiciones de temperatura tanto como humedad relativa podrían encontrarse fuera de las condiciones de confort.

El lugar de emplazamiento no cuenta con información sobre las condiciones ambientales de temperatura y humedad relativa, lo que podrían no ser ideales para el trabajo que se realiza. Además, es importante señalar que el lugar no cuenta con un sistema de climatización, lo que podría agravar la situación.

1.2 Justificación

La influencia de las actividades académicas puede ser notablemente más eficiente gracias a una temperatura de climatización adecuada, debido a varios factores que afectan el aprendizaje, y según su ley pedagógica fundamental, el éxito educativo aumenta cuando existe armonía entre los educadores y dichos factores. Investigaciones adicionales muestran que el entorno construido influye en la atención, la motivación, la retención, el aprendizaje y el rendimiento académico. El confort térmico se alcanza regulando temperatura, humedad, circulación del aire y condiciones de la actividad humana dentro de un rango adecuado (Muñoz-Cantero et al., 2015). Un ambiente con temperatura controlada y confortable mejora tanto el proceso de aprendizaje como la enseñanza. Además, mantener una temperatura óptima en los espacios académicos es crucial para maximizar el rendimiento y la productividad.

Para ello se propone el diseño y la construcción de un sistema de climatización automatizado que emplea una bomba de calor geotérmica. Este sistema se integrará en uno de los espacios dentro de la infraestructura del Laboratorio herbario dentro de la Granja Experimental de la Universidad Técnica del Norte - Campus “Yuyucocha” con el objetivo de monitorear y controlar eficientemente las condiciones de temperatura y humedad relativa dentro del lugar de emplazamiento aprovechando la estabilidad térmica del suelo.

Emplear las fuentes de energía renovable contribuye a disminuir la dependencia de los recursos energéticos externos dando como resultado la reducción del impacto ambiental, y con ello, la reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero reduciendo la huella de carbono. Se puede ver el crecimiento del uso de energías renovables como fuente de energía primaria alrededor de los años del 2005 y 2010. A pesar del incremento el uso sigue siendo menor a diferencia de las fuentes de energía más convencionales siendo el petróleo o el gas natural (Riera, 2014).

La implementación de sistemas de climatización en la Sierra del Ecuador puede llegar a ser una opción eficiente en términos energéticos y de costos a largo plazo, esto puede ayudar a reducir significativamente el consumo de electricidad para sistemas de climatización y refrigeración. Estos sistemas puedan mantener una temperatura de confort estable aprovechando la temperatura del suelo y siendo estos sistemas de bomba de calor geotérmica lo que pueden ayudar significativamente a bajar los costos de energía eléctrica en la zona instalada ya sea un hogar, un edificio o alguna otra zona de interés. Según Del Barrio (2014), usar energía geotérmica de baja temperatura en sistemas de climatización reduce significativamente la dependencia de los recursos energéticos externos y disminuye las emisiones de gases de efecto invernadero. Este enfoque es especialmente relevante en la Sierra, donde las temperaturas pueden fluctuar drásticamente entre el día y la noche, afectando el confort térmico de los habitantes.

Las investigaciones de otros autores han demostrado que la climatización geotérmica es una alternativa rentable a largo plazo, a pesar de su alta inversión inicial. Riera (2014) concluye que estos sistemas, aunque costosos al inicio, se amortizan a mediano y largo plazo, y ofrecen beneficios económicos sostenibles. Esto es algo crucial para asegurar la viabilidad económica de proyectos de climatización en zonas con recursos financieros limitados.

Monteros y Pérez (2020), destacan la efectividad del uso de bombas de calor en entornos a condiciones climáticas constantes lo que permite una evaluación precisa de su rendimiento y el consumo de energía en el sistema de climatización con bombas de calor. La combinación de bombas de calor con otras tecnologías puede llegar a reducir el impacto ambiental y el consumo de energía eléctrica.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Construir un módulo automatizado de climatización mediante una bomba de calor geotérmica en la Universidad Técnica del Norte.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Evaluar la temperatura del subsuelo y las condiciones ambientales del lugar del emplazamiento.

- Diseñar el módulo de control del sistema de climatización mediante sensores ambientales con algoritmos de control automático para la eficiencia energética y el confort térmico del sistema de climatización.
- Desarrollar un código de programación para la simulación de parámetros operativos de la bomba de calor geotérmica mediante el módulo de control diseñado.

1.4 Preguntas de investigación

¿Puede el subsuelo del exterior del edificio de la FICAYA funcionar como fuente/sumidero energético de un sistema de climatización con bomba de calor para el lugar de emplazamiento?

¿Cómo afectan las variaciones de temperatura del subsuelo y las condiciones ambientales de temperatura y humedad relativa en el desempeño del sistema de climatización con bomba de calor geotérmica?

¿Cuáles son los parámetros operativos óptimos de la bomba de calor geotérmica mediante el uso de un módulo de control?

1.5 Hipótesis

1.5.1 Hipótesis nula (H_0)

No existe una diferencia significativa en la eficiencia energética ni en el consumo energético entre los sistemas de climatización residenciales convencionales y los sistemas con bomba de calor geotérmica.

1.5.2 Hipótesis alternativa (H_A)

Si existe una diferencia significativa en la eficiencia energética ni en el consumo energético entre los sistemas de climatización residenciales convencionales y los sistemas con bomba de calor geotérmica.

CAPÍTULO II
MARCO TEÓRICO

En el presente apartado está la información teórica referencial sobre los datos de temperatura y humedad relativa del subsuelo, el uso de sensores con control inteligente y el uso de la energía geotérmica.

2.1 Desarrollo y Evaluación de Sistemas de Climatización Geotérmica

Las bombas de calor geotérmicas con intercambiadores de calor enterrados, representan una innovación tecnológica que permite aprovechar los recursos de muy baja entalpía (T < 30 ºC) para la climatización eficiente de edificios y espacios de uso. Este sistema utiliza el calor del suelo a través de tuberías enterradas, mejorando significativamente las condiciones de confort. Además de su alta eficiencia energética, esta tecnología es amigable con el medio ambiente, ya que reduce tanto el consumo de energía eléctrica como las emisiones de CO_2 a diferencia de los aires acondicionados comunes, las bombas de calor dan a ofrecer distintas configuraciones, como tierra/aire, agua/aire, aire/aire y tierra/agua, entre otras, adaptándose a diferentes necesidades de climatización mediante sistemas de expansión directa, radiantes o fan-coils. Debido a sus distintos tipos de uso y eficiencia, las bombas de calor geotérmicas se están convirtiendo en una alternativa popular en muchos países para la climatización sostenible de viviendas y edificios (Romero Argueta, 2014, pp. 18, 19).

Por ejemplo, Expósito (2015), señala que, desde la década de 1980, el Instituto Geológico y Minero de España realizó estudios exhaustivos para viabilidad tanto técnica como económica para el aprovechamiento de energía geotérmica de media y alta temperatura en diversas áreas de las Islas Canarias. Estos estudios, incluyeron prospecciones geotérmicas, estudios geofísicos y geoquímicos. Se destacó una evaluación detallada que abarcó diversos aspectos como la prospección geotérmica, estudios hidrogeoquímicos y geovulcanológicos, también análisis termográficos y geoquímicos de las fumarolas del Volcán Teide. Los resultados mostraron un gradiente geotérmico más bajo del que se había planteado, con valores medios de 4,8 ºC/100 m y máximos de solo 9,4 ºC/100 m, lo que planteó desafíos adicionales para el perforado de sondeos profundos en la investigación de energía del subsuelo en la región.

En Dinamarca, actualmente existe una instalación que aprovecha el exceso de energía eólica mediante una bomba de calor para calentar un acumulador estacional utilizado en sistemas de calefacción distrital, similar a las que probablemente se verán en el sur de Chile en los próximos años (Harfagard, 2016, p. 12).

Sumado a esto, una instalación geotérmica realizada en una vivienda en Boecillo, en España, utiliza una bomba de calor ecoGEO HTR Compact 3-12 kW monofásica, logrando un ahorro energético del 77% en comparación con sistemas convencionales y una reducción de emisiones de CO_2 del 73%. Con una inversión inicial de aproximadamente 27000 dólares, esta tecnología ofrece ventajas significativas, como el beneficio a medio plazo, bajas emisiones de CO_2, vida útil extensa de los equipos, reducción de uso de la energía, precio de mantenimiento bajo, uso de un recurso natural sostenible y constante, así como una instalación poco llamativa, sin ruido y amigable con el entorno natural. Además, es especialmente atractiva para consumidores preocupados por la sostenibilidad, aportando un valor social agregado asociado a las energías renovables (Carreño, 2021, pp. 74, 75).

También se realizó una instalación geotérmica de un proyecto que fue ubicado en Vilamarxant (Municipio de la provincia de Valencia, España), con un costo de casi 170000 dólares. Este sistema tiene un alto rendimiento en su instalación y un bajo mantenimiento permitiendo recuperar la inversión en un periodo de tiempo muy pequeño, comenzando a generar beneficios energéticos y económicos a partir del año 13, cumpliendo con una vida útil prevista de 25 años. Entre sus ventajas destacan la reducción de emisiones de CO_2, pasando de 4740,02 kg de CO_2 a 2590,90 kg de CO_2 anuales, con un total de 50 T de CO_2 durante toda la vida útil de la instalación, la optimización de clasificación energética del edificio, un sistema de climatizado en el edificio para tener una temperatura adecuada, y la provisión de agua caliente sanitaria (ACS) (Martínez, 2022, p. 67).

También se realizó un estudio para una piscina cubierta semiolímpica en la ciudad de Quito ubicada en Ecuador demostrando que las bombas de calor son altamente eficientes y rentables para la climatización de piscinas y calentamiento

de agua para uso recreativo y doméstico. La estabilidad climática de Quito permite una evaluación constante del rendimiento y consumo energético de las bombas de calor. Los datos obtenidos indican que estas bombas consumen menos energía a mayores temperaturas, ya que extraen el calor del ambiente. Para maximizar su eficiencia, es crucial que las bombas estén en lugares con buen acceso al aire porque al ubicarlas en espacios cerrados aumenta considerablemente su consumo energético. La combinación de bombas de calor con otras tecnologías, como máquinas deshumectadoras o colectores solares, puede optimizar aún más su desempeño (Monteros y Pérez, 2020).

La energía geotérmica, con la robusta industria de bombas de calor, ha demostrado ser una tecnología muy desarrollada y confiable. Los únicos riesgos significativos se encuentran en el dimensionamiento y la implementación de los elementos de conexión y dispersión, mientras que los componentes principales, como la bomba de calor y su sistema de control, están técnicamente bien desarrollados. También, considerando los análisis de casos en diversas zonas climáticas, se sugiere que esta tecnología tiene un notable potencial beneficioso en sectores como la industria de producción de vino, granjas acuáticas, granjas de cerdos, hoteles, sistemas de calefacción por sectores y hospitales, indicando que aun con las barreras técnicas, sociales y las necesidades de apoyo financiero para superar los altos costos iniciales, lo cual demuestra que su rentabilidad no es un obstáculo para el uso de esta tecnología (Harfagard, 2016, p. 18).

2.1.1 Tipos de entalpia de la energía geotérmica

La energía geotérmica se mide en términos de entalpía, la cual varía según la temperatura y presión de la sustancia. Esta puede clasificarse en entalpía baja, media o alta. Además, la tecnología adecuada para generar electricidad se selecciona de acuerdo con las características del recurso geotérmico. En los yacimientos de alta entalpía, suelen encontrarse fluidos como vapor o mezclas de vapor y agua, para los cuales se utilizan plantas de tipo flash simple, flash doble o de vapor seco. En el caso de recursos de entalpía media, se emplean plantas de ciclo

binario. Sin embargo, también existe la baja entalpía donde por lo general no es usada para generación eléctrica (Pita et al., 2021).

2.1.2 Temperatura del subsuelo por profundidad

El subsuelo tiene una alta capacidad calorífica y baja conductividad térmica lo cual hace que la penetración de las ondas de energía calorífica sea de manera lenta y así acumularlas. En el día, la variación climática no afecta más allá de los 0,5 m de profundidad; a partir de una mayor profundidad, el efecto climático ya no tiene influencia y se presenta el llamado *gradiente geotérmico* que se encuentra entre los rangos de 25-30 °C/km. En función de cada tipo de subsuelo en el que se encuentre, este tendrá un comportamiento distinto, ya que depende del material, de la porosidad, del grado de saturación y de las propiedades térmicas respondiendo a las variaciones climáticas (Carro et al., 2020). Además, el gradiente geotérmico es el encargado de describir los cambios de temperatura con la profundidad en la Tierra. En la corteza terrestre, esta variación es más irregular que en el manto y el núcleo, mostrando importantes cambios laterales que dependen en gran medida del contenido de isótopos radiactivos en las rocas, de la actividad tectónica y del régimen hidrológico (Angulo-Romero E et al., 2023).

La estimación de la temperatura del suelo se da a diversas profundidades en un lugar específico, considerando variables meteorológicas como temperatura ambiente, velocidad del viento y radiación solar, donde los resultados están estrechamente vinculados a las propiedades del suelo, tales como su densidad, calor específico, conductividad térmica y nivel de humedad, factores que a menudo no se conocen con la precisión deseada. Adicionalmente la variación de la temperatura en el subsuelo es un dato clave para el diseño y cálculo de instalaciones geotérmicas a poca profundidad de baja entalpía. Esto permite desarrollar sistemas optimizados para aprovechar la energía geotérmica, proporcionando valores precisos para el dimensionamiento de dispositivos como las sondas horizontales o los pozos canadienses/provenzales, que se instalan a profundidades de hasta 1,5 metros. Estos sistemas se benefician de la estabilidad térmica del subsuelo para ofrecer una fuente de energía eficiente y sustentable en climatización de edificios (Gómez et al., 2021).

Las mediciones de temperatura en la superficie del suelo varían entre un mínimo superior a 10 °C y un máximo que supera los 50 °C, lo cual es esperado debido a la influencia directa de la temperatura ambiente, radiación solar y estación del año en la que se encuentre. En uno de los estudios realizados se puede llegar a ver una variación de temperatura distintas épocas del año de entre los 23 a casi 26 °C sin importar la profundidad a la que se encuentre (Fierro, 2020).

2.1.3 Humidificación y deshumidificación

Según Moyano S. (2023), los sistemas de humidificación y deshumidificación (HDH) constan de dos componentes principales:

2.1.3.1 Humidificador

De manera general, es una torre cilíndrica que permite el contacto directo entre agua y aire para generar aire húmedo. Este equipo debe maximizar la cantidad de humedad transferida al aire, ya que un aire más saturado mejora la eficiencia del proceso. Existen tipos, como torres de rocío, lechos empacados y columnas de burbujas, que varían en el modo de interacción entre agua y aire.

2.1.3.2 Deshumidificador

Este equipo condensa el aire húmedo del humidificador para obtener agua potable. Su diseño es crucial, ya que impacta significativamente en la eficiencia del sistema. Los deshumidificadores pueden ser de intercambio térmico directo o indirecto, según su configuración y principio de funcionamiento.

Este proceso permite transformar agua en aire húmedo y, además, condensarla y producir agua potable.

2.1.4 Uso de sensores ambientales

Es muy extendido el uso de sensores ambientales para medir, registrar y controlar los parámetros del ambiente siendo estos la temperatura, humedad relativa, perdidas de calor entre otros. El uso de estos sensores en tiempo real tiene la ventaja de registrar parámetros ambientales para poder aprovechar la ciencia medioambiental y, del mismo modo, a la hora de tomar decisiones a través de un flujo de trabajo, un manejo de herramientas en tiempo real y análisis. También el uso de estos sensores para monitorear en tiempo real llega a ser una solución para

administrar cualquier área de trabajo ya que pueden ser conectados a través de WIFI y así controlar los parámetros como también el consumo energético (Ordinola, 2022).

Uno de los sensores utilizado para medir estas temperaturas es la termocupla, además de sensores digitales que realizan la misma función. Este dispositivo está compuesto por dos cables de materiales conductores diferentes, generalmente metálicos, que se unen en un extremo. Este punto de unión crea una diferencia de potencial entre un lado caliente y otro frío, lo que permite medir la temperatura. Al estar unidas las dos partes estas generan una diferencia de potencial debido a la diferencia de temperatura y proporcional a ella. Este es un fenómeno conocido como "el efecto Seebeck". Comúnmente las termocuplas son echas en pares de materiales con señales positiva y negativa en función del coeficiente de Seebeck para aumentar la medida de voltaje. La ventaja de las termocuplas es su sensibilidad ya que la temperatura solo se ve afectada únicamente en la unión de la termocupla lo que hace que no haya fluctuaciones de temperatura en otras partes del equipo, además de su fácil calibración (Srivannavit et al., 2025).

La norma ASTM E230/E230M-17[1] menciona que existen termocuplas de tipo E, J, K, T, R y S. Cada una es usada para diferentes tipos de lugares o apartados, los de tipo E en plantas de energía, de tipo J en moldeo por inyección, de tipo K en refinerías, de tipo T en aplicaciones de bajas temperaturas, congeladores y alimentos, de tipo R para unidades de recuperación de azufre y de tipo S para hornos de alta temperatura, biotecnología, farmacéutica y laboratorios (Kadir y Kako, 2022).

2.1.5 Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo

Hay varios métodos para medir la relación de humedad, uno de los métodos es el uso de higrometría donde se debe agregar agua al bulbo húmedo y reemplazar la gasa al bulbo húmedo, una forma de calcular la humedad relativa con bulbo seco y húmedo es usando la ecuación (1) (Huang et al., 2013). A medida que las temperaturas del aire (bulbo seco) aumentan, la relación Clausius-Clapeyron

[1] Sociedad Estadounidense de Pruebas y Materiales (ASTM)

explica que el aire puede retener un 7 % más de vapor de agua por cada incremento de 1 °C en la temperatura (Vecellio et al., 2022).

$$Hr = \frac{e_w - A \cdot P \cdot \Delta t}{e_d} \cdot 100 \quad (1)$$

Donde:

Hr: Humedad relativa.

e_w: presion de saturacion del vapor en el bulbo humedo de temperatura.

e_d: presion de saturacion del vapor en el bulbo seco de temperatura.

A: coeficiente de humedad de medición

P: presion atmosferica media

Δt: La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo (que se supone Td-Tw)

A es un valor generado por una formula empírica demostrada en la ecuación (2) (Butler and García-Suárez, 2012):

$$A = 0{,}00066 \cdot (1 + 0{,}00115 \cdot Tw) \quad (2)$$

Tw: temperatura del bulbo humedo

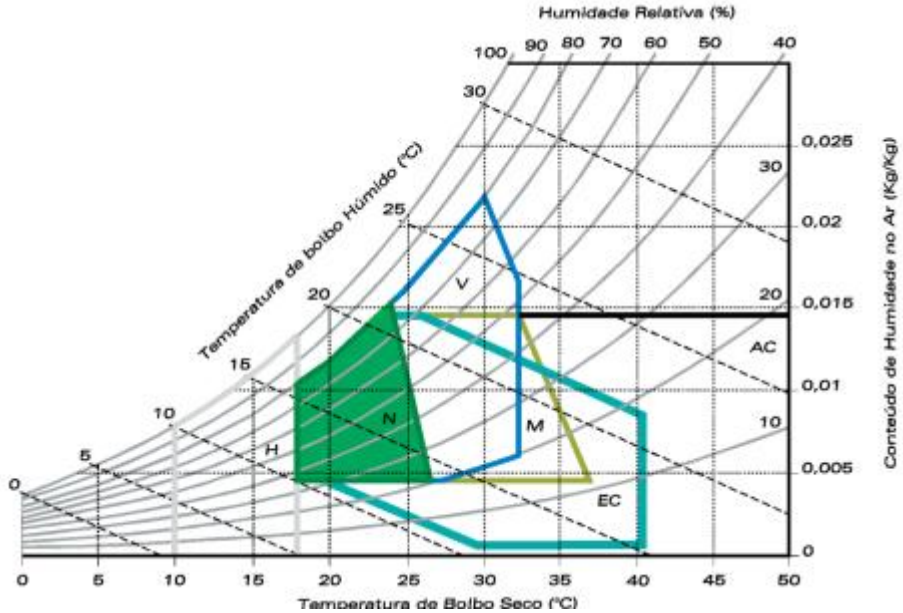
2.1.6 Carta psicrométrica

La carta psicrométrica, conocida también como Carta de Givoni (1992), es una herramienta utilizada para analizar la relación entre varios parámetros relacionados con el confort térmico interior. Su gráfico complejo representado como se muestra en la Figura 1, permite evaluar las propiedades físicas y termodinámicas de mezclas de gas y vapor bajo presión constante, siendo particularmente útil para estudiar las características del aire húmedo. Su aplicación es clave en el diseño de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado en edificios. Además, los gráficos psicrométricos tienen una zona central donde se representa las condiciones en las que las personas suelen sentirse cómodas,

ajustándose a diferentes estaciones del año como verano e invierno. La interpretación de esta carta también ayuda a establecer estrategias de optimización para confort térmico dentro de edificios (Gonçalves et al., 2022).

Figura 1

Carta psicrométrica o carta de Givoni



Nota: Diseño de la carta psicrométrica para conocer los valores de temperatura de confort. Tomado de Gonçalves et al. (2022).

2.1.7 Propiedades térmicas del suelo

Según (Contreras R., 2009) la capacidad térmica del suelo puede ser considerada según el tipo de suelo para tener una estimación térmica del mismo, donde se necesita la difusividad térmica del suelo para la estimación. Estas propiedades se pueden observar en la Tabla 1.

Tabla 1

Propiedades térmicas de los suelos

Tipo de suelo	Conductividad Térmica (W/m °C)	Difusividad (m^2/día)	Densidad (kg/m^3)	Calor especifico (kJ/kg °C)
Suelo duro-húmedo	1,2983	0,0555	2098	0,2677
Suelo duro-seco	0,8700	0,0448	2002	0,2328
Suelo ligero-húmedo	0,8655	0,0446	1602	0,291
Suelo ligero-seco	0,3462	0,0248	1442	0,2328

2.2 Control automático

El control automático consiste en mantener un valor deseado en un proceso mediante sistemas que actúan y corrigen errores automáticamente. Su implementación es crucial en numerosos campos tecnológicos e industriales (Aguilar José, 2022).

2.2.1 Sistemas de control

Se define al control como una aplicación de algoritmos y mecanismos para retroalimentar un sistema de ingeniería de tal manera que en el control se incluye ejemplos de los circuitos de retroalimentación para amplificadores electrónicos y controladores, empleando información tanto en formato analógico como digital. Un controlador moderno monitorea el comportamiento de un sistema y este lo compara con el comportamiento deseado para luego corregir las acciones erróneas o innecesarias y aplicar los ajustes que proporcionen mejoras. La ingeniería de control usa herramientas provenientes de la física como dinámica y modelamiento, también de la informática tales como el manejo de información y uso de software y de la investigación de operaciones como optimización, probabilidades y teoría de juegos (Herrera y Moreno, 2023).

2.2.2 Diseño del sistema de control

El diseño de lazos de control es importante para cada variable tanto de temperatura como de humedad, la selección adecuada de cada elemento de control y la implementación del lazo de control ayuda a mantener a las variables en los

valores correctos, asegurando un buen funcionamiento en el proceso (Herrera y Moreno, 2023).

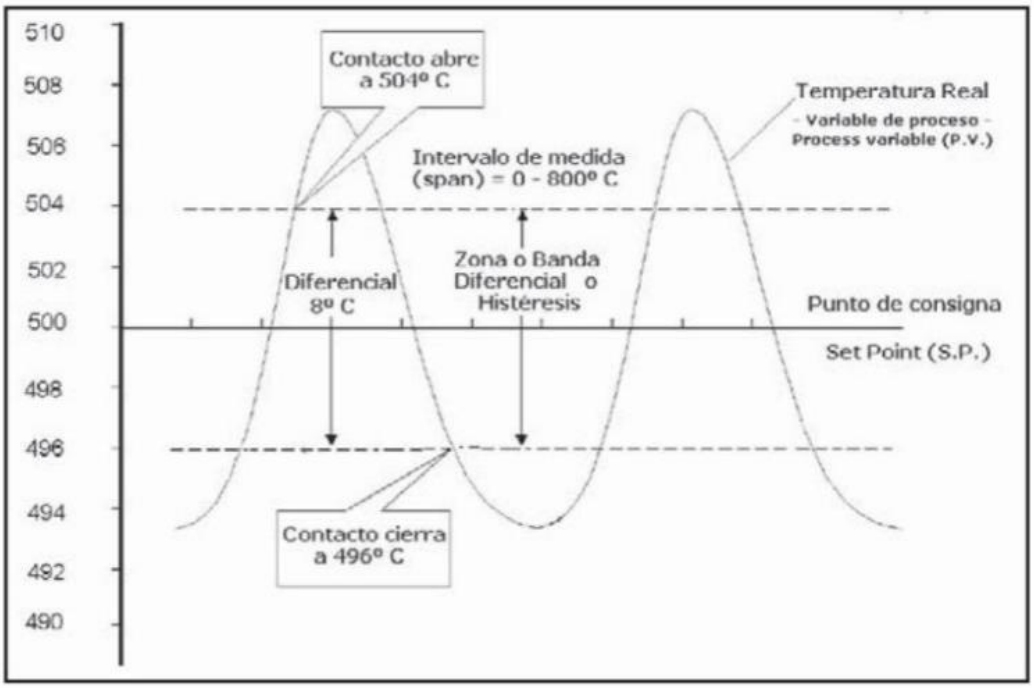
Según Sanchez (2022), para un sistema de control se puede usar 2 tipos de formas siendo estas denominadas como “lazo abierto” y “lazo cerrado” mencionando que el de lazo abierto no contiene retroalimentación es decir el sistema no vuelve a procesar para interactuar nuevamente, a diferencia de lazo cerrando el cual tiene la capacidad de retroalimentar al sistema haciendo una comparación entre la salida real y la indicada. También se menciona el uso de un protocolo denominando “1-wire” donde este es compuesto por un bus, un maestro y varios esclavos conectados en una misma línea donde transmiten la información y la usan siendo una comunicación bidireccional y half duplex, mencionando que el maestro se encarga de iniciar la comunicación y los esclavos llegan a sincronizarse con el maestro donde este proceso se da en 60 microsegundos.

2.2.3 Control de histéresis On/Off

El control por histéresis ON-OFF es una de las estrategias de control más simples utilizadas para regular el funcionamiento de un proceso o sistema. Su principio de operación se basa en la activación o desactivación de un actuador en respuesta a la diferencia existente entre el valor de referencia establecido (Set Point) y el valor medido de la variable del proceso (Process Value). Cuando la variable controlada supera el límite previamente definido, el controlador envía la señal para activar el actuador con el fin de corregir la desviación presente en el sistema. Por el contrario, una vez que la variable retorna al rango establecido o el error disminuye por debajo del valor permitido, el actuador es desactivado automáticamente. Para determinar los puntos de activación y desactivación del actuador, se establece una banda de histéresis, la cual corresponde a la diferencia entre ambos puntos de operación. Este margen evita oscilaciones frecuentes alrededor del valor de referencia y reduce el número de ciclos de encendido y apagado del actuador. Como resultado, se mejora la estabilidad del sistema y se disminuye el desgaste de los componentes asociados al proceso de control, el funcionamiento de control por histéresis se muestra en la Figura 2 (Arias, 2024).

Figura 2

Control por histéresis On-Off



2.2.4 Variables de entrada y salida

En un sistema de control, las variables de entrada corresponden a los estímulos o señales externas que influyen en el funcionamiento del sistema y permiten generar una respuesta determinada. Por otra parte, las variables de salida representan el resultado obtenido durante la operación del sistema, el cual puede variar en función de las condiciones de entrada y de las perturbaciones presentes. Asimismo, las perturbaciones son señales internas o externas que afectan el comportamiento del sistema y modifican la respuesta esperada. En el caso de los sistemas de control realimentados, el controlador actúa considerando dichas perturbaciones con el fin de reducir la diferencia entre la variable de salida y el valor de referencia establecido (Narváez, 2016).

Las variables de entrada corresponden a las condiciones ambientales y parámetros que influyen en el presente estudio que se consideraron son la temperatura ambiente y la humedad relativa, debido a que estas afectan el comportamiento térmico del herbario y la operación de la bomba de calor.

En este caso, las variables de salida se consideraron la cantidad de calor extraído y la variación de los ciclos de encendido y apagado de la bomba de calor, los cuales permitieron evaluar el desempeño térmico y el comportamiento del sistema de control implementado.

2.3 Partes de una bomba de calor geotérmica

Quitiaquez et al. (2020), menciona que un sistema de refrigeración se basa en el ciclo de compresión de vapor (CRCV) e incluye cuatro componentes principales: el compresor, el condensador, el evaporador y una válvula de expansión.

2.3.1.1 Condensador

Un condensador actúa como un intercambiador de calor donde el fluido de trabajo libera calor hacia el ambiente, lo que permite que el refrigerante se transforme de vapor sobrecalentado a líquido saturado. Los métodos principales para enfriar un condensador son mediante aire, agua y suelo (Quitiaquez et al., 2020).

2.3.1.2 Compresor

El compresor es una de las piezas fundamentales de una bomba de calor, cuya función principal es aumentar la presión del fluido de trabajo. Este fluido, en estado gaseoso proveniente del evaporador, es comprimido por el compresor hasta alcanzar una presión en la que el refrigerante eleva tanto su temperatura como su presión. En el mercado actual, existen diversos tipos de compresores que se diferencian según el tipo de acople al motor. Cabe destacar que la temperatura de descarga del sistema no debe exceder los 107 °C, ya que superar este límite podría provocar la carbonización del aceite y causar daños en el interior del compresor (Rivera y Ñato, 2021).

2.3.1.3 Evaporador

El evaporador actúa como intercambiador de calor exterior, captura la energía térmica del entorno, lo que permite que el refrigerante se evapore y pase a estado gaseoso. Este gas es luego aspirado por el compresor, donde se aumenta su presión y temperatura. Posteriormente, el gas recalentado se dirige al condensador,

que funciona como intercambiador de calor interior, donde el calor se transfiere desde el refrigerante hacia un medio como aire o agua (Suárez, 2021).

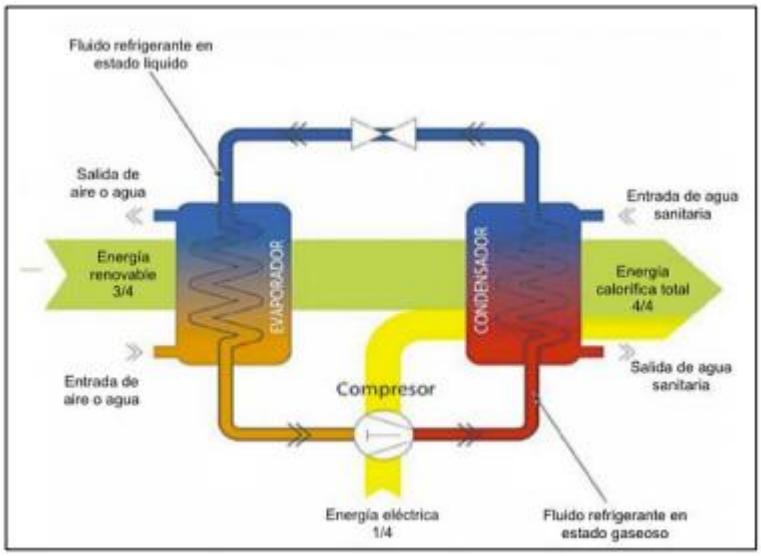
2.3.1.4 Válvula de expansión

Este componente desempeña un papel crucial en el sistema de calefacción, siendo su función principal generar una diferencia de presión entre el condensador y el evaporador. En ciertos sistemas, además, cumple dos roles adicionales: regular el caudal de refrigerante hacia el evaporador y mantener el sobrecalentamiento del mismo. A través de un bulbo sensor de temperatura, abre o cierra la válvula que controla el paso del refrigerante al evaporador. Gracias a su capacidad para ajustar el flujo másico en función de la carga térmica del fluido de trabajo, la válvula de expansión mejora la eficiencia del sistema. El refrigerante que sale de la válvula hacia el evaporador se encuentra en un estado bifásico, compuesto de líquido y vapor, debido a la caída repentina de presión, un proceso conocido como expansión directa (Rivera y Ñato, 2021).

Cada una de las partes anteriormente descritas se pueden ver en el sistema demostrado en la Figura 3.

Figura 3

Sistema de climatización de una bomba de calor



Nota: Representación del sistema de bomba de calor (Suárez, 2021)

CAPÍTULO III
MATERIALES Y METODOS

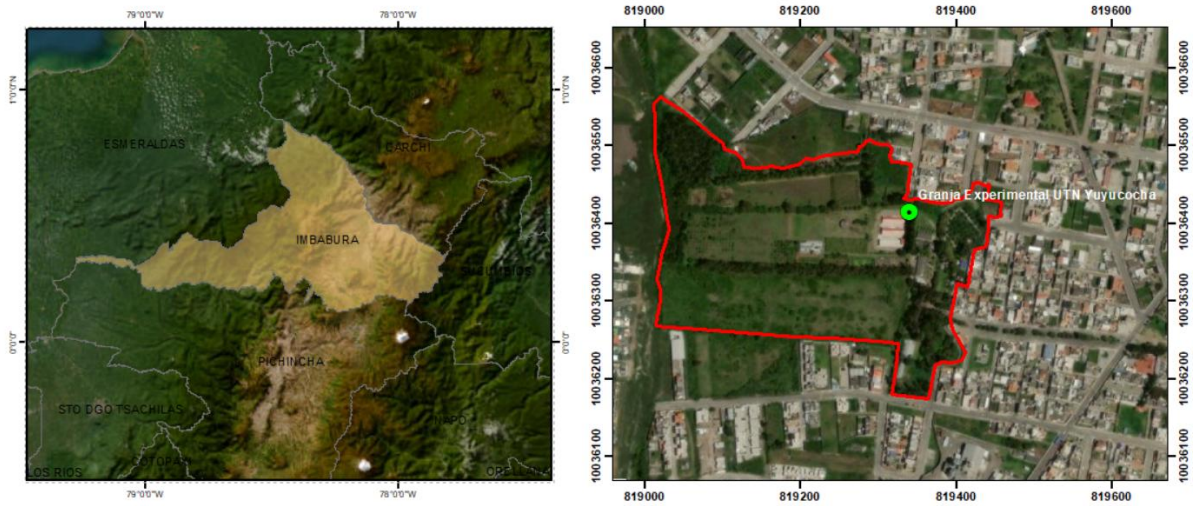
En esta sección se detalla la metodología empleada, junto con los equipos utilizados, para la medición de la temperatura y la humedad relativa, aspectos fundamentales para la implementación del sistema de climatización.

3.1 Área de estudio

El área de estudio está ubicada en la provincia de Imbabura, específicamente en el cantón Ibarra, a una altitud de 2225 msnm, como se observa en la Figura 4. El proyecto se desarrolló en la Granja Experimental del campus "Yuyucocha" de la Universidad Técnica del Norte ubicada a una latitud de 0,3280 y longitud de – 78,1309.

Figura 4

Mapa de Ubicación de la Granja Experimental del campus "Yuyucocha"



3.2 Métodos

3.2.1 Evaluación de los datos de temperatura del subsuelo y las condiciones ambientales al interior del lugar de emplazamiento

La programación del sistema de registro de datos ambientales tanto internos como externos fue realizada en el software Arduino con su respectivo código para la obtención de datos del lugar de emplazamiento, además del exterior en el subsuelo.

3.2.1.1 Temperatura y humedad relativa adecuadas

Los valores establecidos según bases teóricas que corresponden a los rangos recomendados para el control de temperatura y humedad son fundamentales en la conservación de herbarios, donde la humedad relativa inadecuada puede provocar la aparición de moho que deteriora los ejemplares y el material de montaje, mientras que niveles demasiado bajos generan fragilidad y fragmentación de las muestras. Por ello, se sugiere mantener las colecciones en espacios climatizados con una humedad relativa entre el 50 % y el 65 % y una temperatura constante entre 18 °C y 22 °C, evitando el deterioro ocasionado por condiciones ambientales inadecuadas (Ardiles-Huerta y Arriagada, 2018).

3.2.1.2 Recolección de datos de temperatura del subsuelo

Se realizó una recolección de datos de temperatura del subsuelo al exterior del herbario de la Granja experimental de Yuyucocha. La recolección de datos de temperatura del suelo fue cada 10 minutos a la profundidad de 1.5 m como la recomienda Carro Pérez et al. (2020), donde no afecta la diferencia de temperatura ambiente y esta se mantiene estable. Para realizar la perforación, a la profundidad necesaria se usó un hoyador manual. También según Globe (2005), los datos de temperatura del suelo se registraron de manera diaria, con intervalos 6 datos por hora. Esto garantizó un análisis representativo de las condiciones promedio y extremas del entorno, la cantidad de datos fueron recolectados durante un periodo de 63 días.

El tamaño muestral empleado se estableció considerando un nivel de confianza del 90 % y un margen de error del 10 %. Además, para determinar el periodo de monitoreo se tomó como referencia la tendencia estadística entre 57 y 60 días permiten obtener resultados representativos del comportamiento térmico y de humedad en el lugar. Con este fin, se adoptó un periodo de monitoreo de 63 días, con el propósito de incrementar la confiabilidad y consistencia de la información recopilada.

Con el fin de garantizar la representatividad y confiabilidad de los datos obtenidos durante el monitoreo de temperatura en el herbario, se consideró un periodo de evaluación de 63 días consecutivos, tomando en cuenta las condiciones

climáticas relativamente estables características en el Ecuador. La selección de este periodo de estudio permitió disponer de una cantidad suficiente de datos para identificar el comportamiento térmico del sistema y las variaciones ambientales presentes durante el tiempo de análisis.

La metodología de monitoreo implementada permitió obtener datos representativos tanto de las condiciones promedio como de las variaciones presentes en el entorno de estudio, proporcionando información confiable para el posterior análisis estadístico y la evaluación del comportamiento térmico del herbario.

3.2.1.3 Instalación del sensor de temperatura del suelo

El sensor digital DS18B20 basado en el protocolo 1-wire tiene un rango de -55 °C a +125 °C con una precisión de ±5% en base a Fezari y Al (2019). Este dispositivo se utilizó para registrar la temperatura en distintos puntos del terreno, por lo que fue instalado estratégicamente a profundidades de 0,5 m, 1 m y 1,5 m. Los sensores estuvieron conectados a un sistema de adquisición de datos que permitió realizar mediciones cada 10 minutos, tal como recomiendan (Carro Pérez et al., 2020).

3.2.1.4 Sensor de temperatura y humedad relativa del aire al lugar de emplazamiento

El sensor DHT11 fue usado para determinar la temperatura y humedad relativa, el cual tiene un rango de humedad relativa del 0-100 % con una apreciación de ±2 % en humedad relativa y ±0,5 °C en temperatura y ofrecen mediciones confiables en tiempo real con una distancia de transmisión de hasta 100m y con un bajo costo en el mercado (Banchón, 2023).

3.2.1.5 Instalación y recolección de datos de los sensores ambientales

Se instalaron estaciones de monitoreo para distintos puntos dentro del lugar de emplazamiento para medir la distribución de temperatura y humedad relativa en diferentes zonas como lo recomienda Banchón (2023).

Los datos de temperatura y humedad relativa fueron registrados automáticamente mediante un sistema en Arduino, un módulo de almacenamiento para tarjeta micro SD. La recolección de datos fue realizada en intervalos de 10 minutos durante el mismo período que las mediciones del subsuelo, lo que facilitó el análisis comparativo entre el interior del lugar de emplazamiento y las condiciones del subsuelo. Cabe mencionar que para cada recolección de datos se usó el mismo equipo debido a que se realizó de manera simultánea en las dos ubicaciones.

Para la implementación del módulo de control, se seleccionó la placa Arduino Mega 2560. El microcontrolador de esta placa cuenta con 54 pines de entrada/salida digital, que pueden utilizarse como 15 salidas PWM, 16 entradas analógicas y 4 puertos UART, además de un oscilador de cristal de 16 MHz, conexión USB, toma de alimentación externa, conector ICSP y un botón de reinicio.

La elección de esta placa se basó en la necesidad de contar con un número de pines para la conexión simultánea de múltiples sensores ambientales (DS18B20 para temperatura del suelo y DHT11 para temperatura y humedad del aire), actuadores (electroválvulas y ventilador) y módulos de soporte (tarjeta SD y pantalla táctil) y un módulo reloj (DS3231) sin requerir circuitos de expansión adicionales. Debido a su compatibilidad, se empleó el entorno de programación Arduino IDE para el desarrollo del firmware de control (Tazi et al., 2016).

Este sistema se encargó de recolectar los datos durante el periodo de 63 días seguidos para posteriormente haber realizado pruebas estadísticas con los datos obtenidos y comprobar la temperatura estable del lugar al interior del subsuelo y en el lugar de emplazamiento del sistema ubicado. Además, los datos obtenidos se guardaron automáticamente en una tarjeta SD, donde una vez obtenidos los datos completos fueron pasados a una tabla de Excel.

A través de la carta psicrométrica se comparó los valores de temperatura y humedad relativa con los valores generados del proceso de obtención para determinar el ambiente necesario para el herbario con los valores recomendados por Ardiles-Huerta y Arriagada (2018).

3.2.2 Pruebas estadísticas de los datos obtenidos

Una vez obtenidos los datos se realizaron las pruebas estadísticas de normalidad, de la media, mínimos, máximos y teniendo en cuenta la comparación de los valores internos y externos del lugar para conocer el ambiente necesario al interior del herbario.

3.2.2.1 Q-Q Plot

Para determinar la normalidad de los datos se utilizó Q-Q Plot siendo un método gráfico utilizado para determinar si una muestra de datos proviene de una distribución específica, en general una distribución normal. Este gráfico consiste en mostrar dos conjuntos de cuantiles en un diagrama de dispersión y verificar visualmente si los puntos siguen una línea recta. Cuando los puntos se alinean aproximadamente sobre una recta, son considerados como evidencia de que los datos pertenecen a la distribución asumida. Además, la gráfica de Q-Q Plot permite identificar desviaciones respecto al modelo teórico, las diferencias de escala y localización, así como posibles valores atípicos (Nair et al., 2024). Con ello se determinó si las variables de temperatura a las profundidades especificas en el suelo, así como la temperatura ambiente y la humedad relativa en el herbario siguen o no una normalidad en las muestras.

3.2.2.2 Estimación de la temperatura promedio.

Se estimo la temperatura promedio de los datos obtenidos durante el periodo de los 63 días extraído del marco metodológico propuesto por (Contreras R., 2009).

Para calcular la difusividad térmica (α) se realizó mediante la siguiente ecuación (7):

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}\left[\frac{m^2}{hr}\right] \quad \text{ó} \quad \alpha = \frac{\lambda \cdot 24}{\rho \cdot c}[m^2/dia] \tag{7}$$

λ= conductividad térmica [W/m·°C]

c= calor especifico [kg/m^3]

ρ= densidad [J/kg·°C]

α =difusividad [m^2/hr]

3.2.3 Dimensionamiento del sistema de bomba de calor

El sistema fue diseñado en base a los datos obtenidos y la comprobación estadística donde el dimensionamiento se ha extraído de las metodologías de Sanz Blázquez y Millán (2012) y Contreras R. (2009).

Para comprender el dimensionamiento de la bomba de calor geotérmica, se tomó en cuenta los valores que se pueden generar en cuanto a carga térmicas.

3.2.3.1 Cargas térmicas

Para conocer las cargas térmicas totales del lugar se tomó las mediciones del mismo siendo la parte fundamental para el cálculo de las cargas térmicas totales.

Las distintas cargas se calcularon en base a la ecuación (8) obtenida de Sanz Blázquez y Millán (2012):

$$Q_{transmisión} = U \cdot A \cdot (t_{int} - t) \quad (8)$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor ($W/m^{2*}K$)

A: área de transferencia

t_{int}: temperatura de diseño en el interior

t: temperatura en el exterior o en la zona adyacente sin climatizar

Además, donde para poder calcular U se realizó mediante la ecuación (9) de Sanz Blázquez y Millán (2012):

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (9)$$

R_T: resistencia térmica total del elemento constructivo (m^2K/W)

Donde R_T es la suma total de las resistencias de las capas que componen el espacio cerrado, incluyendo las resistencias térmicas superficiales internas (R_{si}) y resistencias térmicas superficiales externas (R_{si}) como se observa en la ecuación (10).

$$R_T = R_{si} + R_1 + R_2 + R_{se} + \cdots \quad (10)$$

Para calcular la resistencia térmica de un lugar se lo hace con la ecuación (11) de Sanz Blázquez y Millán (2012):

$$R = \frac{e}{\lambda} \quad (11)$$

Donde:

e: el espesor de la capa (m)

λ: la conductividad térmica del diseño del material que compone la capa (W/mK)

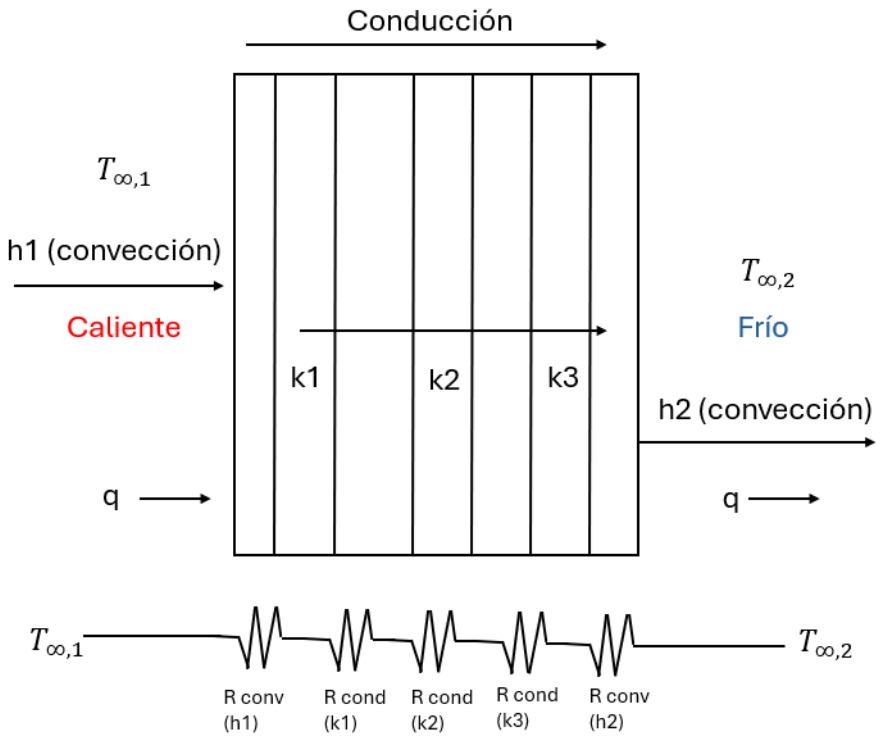
De manera adicional, las resistencias superficiales interna y externa (Rsi y Rse) fueron evaluadas utilizando la ecuación (12), tomada de la literatura técnica de Carlos y González (n.d.).

$$R_{conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (12)$$

Donde estas resistencias dependen de los factores externos del lugar y el material, se consideró la resistencia térmica por convección de los elementos constructivos en base a la Figura 5 para los cálculos.

Figura 5

Transferencia de calor por convección y conducción en una pared multicapa



Para conocer los valores del coeficiente de transferencia de calor (*h*) en las paredes planas, estos se determinaron mediante el uso de la ecuación (13) del número de Grashof (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2012).

$$Gr_L = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_\infty) \cdot L_c^3}{v^2} \tag{13}$$

Donde:

g: velocidad de la gravedad (m/s^2)

β: coeficiente de expansión volumétrica = $1/(T_s(K))$ para gases ideales

Ts: temperatura superficial (°C)

T_∞:Temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la superficie (°C)

L_c: longitud característica de la configuración geométrica (m)

v: viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

De igual manera, se calculó el número de Prandtl utilizando la ecuación (14).

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \tag{14}$$

Donde:

μ: viscosidad dinámica

Cp: calor especifico

k: conductividad térmica

A partir de los valores calculados de los números de Prandtl y Grashof, se evaluó el número de Rayleigh utilizando la ecuación (15).

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr \tag{15}$$

Con el número de Rayleigh ya evaluado, se calculó el número de Nusselt utilizando la ecuación (16), la cual fue seleccionada por ofrecer una mejor aproximación dentro de las correlaciones consideradas.

$$Nu = \left\{0{,}825 + \frac{0{,}387 \cdot Ra_L^{1/6}}{[1 + (0{,}492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}\right\}^2 \tag{16}$$

Luego con la fórmula general de Nusselt de la ecuación (17) se procedió a despejar para tener *h* del interior y del exterior del lugar para diseño del evaporador.

$$Nu = \frac{h \cdot L_c}{k} \tag{17}$$

Para tener un cálculo de pérdidas por diferencia de temperaturas por calor en el edificio, se aplica la ecuación (18) de Contreras R (2009), que obtuvo mediante un ejemplo la cual se aplicó también en este documento. Estas se generan por la diferencia entre las temperaturas exteriores y la temperatura interior necesaria.

$$\frac{Estimacion\ perdida\ de\ calor}{T_{interior} - (T_{exterior})}\left[\frac{kW}{°C}\right] \cdot [°C] = 0{,}4\left[\frac{kW}{°C}\right] \tag{18}$$

En la Tabla 2 se muestra las zonas climáticas en el Ecuador, donde se consideró la zona climática tipo 3C debido a que la ubicación es en la provincia de Imbabura específicamente la ciudad de Ibarra extraído del Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI). (2020), y estos datos se observan en la Tabla 3.

Tabla 2

Referencia para zonificación climática

ZONA CLIMÁTICA (Ecuador)	ZONA CLIMÁTICA (ASHRAE 90.1)	NOMBRE	CRITERIO TÉRMICO
1	1A	HÚMEDA MUY CALUROSA	5000 < CDD10°C
2	2A	HÚMEDA CALUROSA	3500 < CDD10°C ≤ 5000
3	3C	CONTINENTAL LLUVIOSA	CDD10°C ≤ 2500 y HDD18°C ≤ 2000
4	4C	CONTINENTAL TEMPLADO	2000 < HDD18°C ≤ 3000
5	5C	FRÍA	CDD10°C ≤ 2500 y HDD18°C ≤ 2000 2000 < HDD18°C ≤ 3000 3000 m < Altura (m) ≤ 5000 m
6	6B	MUY FRÍA	CDD10°C ≤ 2500 y HDD18°C ≤ 2000 2000 < HDD18°C ≤ 3000 5000 m < Altura (m)

Nota. Figura obtenida de Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI). (2020)

El lugar específico se encuentra en la Región Sierra por lo que se buscó la tabla con la zona Climática y la Ciudad.

Tabla 3

Ubicación de la zona climática de la Sierra en la provincia Imbabura

Región Sierra		
Provincia	**Ciudad**	**Zona climática**
Imbabura	Ibarra	Continental lluviosa
	Otavalo	Continental templada
	Salinas	Húmeda calurosa

Nota. Obtenido de Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI). (2020)

Con la ubicación definida de las tablas anteriores se usó la Tabla 4 para definir los valores de los elementos dentro del herbario para considerar la capacidad de cada uno de ellos.

Tabla 4

Requisitos de envolvente para la zona climática 3

Elementos opacos	Habitable				No habitable	
	Climatizado		No climatizado			
	Montaje máximo	**Valor min. R de aislamiento**	**Montaje máximo**	**Valor Min. R de aislamiento**	**Montaje máximo**	**Valor Min. R de aislamiento**
Techos	U-0,273	R--3,5	U-2,9	R-0,89	U-4,7	R-0,21
Paredes, sobre nivel del terreno	U-0,592	R-1,7	U-2,35	R-0,36	U-5,46	NA
Paredes, bajo nivel del terreno	C-6,473	NA	C-6,473	NA	C-6,473	NA
Pisos	U-0,496	R-1,5	U-3,2	R-0,31	U-3,4	NA
Puertas opacas	U-2,839	NA	U-2,6			
Ventanas	**Transmitancia máxima**	**Montaje máximo SHGC**	**Transmitancia máxima**	**Montaje máximo SHGC**	**Transmitancia máxima**	**Montaje máximo SHGC**
Área translucida vertical ≥45°	U-3,69	SHGC-0,25	U-5,78	SHGC-0,82	U-6,81	NA
Área translucida horizontal <45°	U-6,64	SHGC-0,36	U-6,64	SHGC-0,36	U-11,24	NA

Nota. Figura obtenida de Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI). (2020)

La carga térmica por renovación de aire ($\dot{Q}_{renovación}$) se calculó con la ecuación (19) (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$\dot{Q}_{renovación} = \dot{m}_{ren} \cdot C_p \cdot (t_{int} - t) \quad (19)$$

Donde:

$\dot{m}_{ren}$: caudal másico de aire de renovación (Kg/s)

C_p: calor especifico del aire (1004,67 JKgK)

t_{int}: temperatura de diseño en el interior de la vivienda

t: temperatura en el exterior o en la zona adyacente sin climatizar

Para calcular la masa de renovación se empleó la ecuación (20) (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$\dot{m}_{ren} = \frac{V_{ren} \cdot \rho_{aire}}{1h} \cdot \frac{1h}{3600s} \quad (20)$$

Siendo:

ρ_{aire}: la densidad del aire (1,22 Kg/m^3)

V_{ren}: el volumen de aire de renovación (m^3)

A partir de las ecuaciones se realizó el cálculo total de carga térmica por renovación de aire.

La carga térmica por infiltración se calculó con la ecuación (21) (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$Q_{infiltración} = 0{,}3 \cdot \dot{Q}_{renovación} \quad (21)$$

La carga interna se calculó por la ecuación (22) en base a la cantidad de personas que ingresen y la carga que desprenden (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$Q_{persona} = Q_{sensible} + Q_{latente} \quad (22)$$

Se tomo en cuenta que en el lugar no siempre hay ocupantes, por lo cual se utiliza un factor de ocupación para calcular el $Q_{persona}$ tomando el valor de 0,75 (factor ocupación) para el cálculo de carga térmica de las personas que ingresen y se lo observa en la ecuación (23) (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$Q_{persona} = n° \, personas \cdot factor \, ocupación \cdot Q_{persona} \quad (23)$$

Se determinó la carga de iluminación por la cantidad de focos dentro del lugar además de la potencia de cada foco dentro del herbario mediante la ecuación (24) (Sanz Blázquez y Millán, 2012).

$$Q_{iluminación} = Potencia\left(\frac{W}{m^2}\right) \cdot factor \, utilización \cdot cantidad \, de \, luces \quad (24)$$

$$Q_{iluminación} = 15 \cdot 0{,}2 \cdot 24 = 72 \, W$$

El factor de utilización es un valor del área de iluminación del lugar.

La carga térmica de los equipos también se tomó en cuenta con la ecuación (25) (Sanz Blázquez y Millán, 2012):

$$Q_{equipo} = \sum carga\ térmica \times factor\ utilización \quad (25)$$

Con totas las cargas térmicas internas se obtuvo el total en la ecuación (26)

$$Q_{interna} = Q_{persona} + Q_{iluminación} + Q_{equipos} \quad (26)$$

La carga térmica total se calculó con la suma de las cargas térmicas siguientes de la ecuación (27):

$$Q_{térmica\ total} = Q_{transmisión} + Q_{renovación} + Q_{infiltración} + Q_{interna} \quad (27)$$

También existe una carga térmica extra que sirve como energía extra conocida como carga de inercia térmica y se la calcula mediante la ecuación (28).

$$Q_{inercia\ térmica} = 0{,}3 \cdot Q_{térm\ total(transmisión,renovación,infiltración)} \quad (28)$$

Con estas cargas conocemos el total de cargas térmicas máximas en la ecuación (29) para el diseño del sistema.

$$Q_{térmica\ máxima} = Q_{térmica\ total} + Q_{inercia\ térmica} \quad (29)$$

3.2.3.2 Análisis de temperaturas de evaporación y condensación

Se registraron las temperaturas obtenidas y necesarias para dimensionar las partes de la bomba de calor geotérmica y luego pasar a seleccionar dichas partes.

El evaporador es el que extrae el calor del aire interior, la temperatura de evaporación que se tomó en cuenta fue la más desfavorable del lugar, por lo cual también se consideró los valores de entre 18 a 22 °C para herbarios como lo recomienda Ardiles-Huerta y Arriagada (2018), garantizando que las muestras del herbario tengan un ambiente estable y se consideró un salto de 6 a 10 °C (Sanz Blázquez y Millán, 2012).

El condensador es el que rechaza o expulsa el calor del recinto. Además, se le agrego un salto de 10 °C por lo que el valor final de la temperatura de condensación será diferente.

La bomba de calor utilizada integraba en el sistema la función de enfriamiento. Cuando el herbario necesitaba disminuir la temperatura, el equipo

operaba en modo de refrigeración. De esta manera, el sistema permitió mantener el ambiente en condiciones térmicas estables.

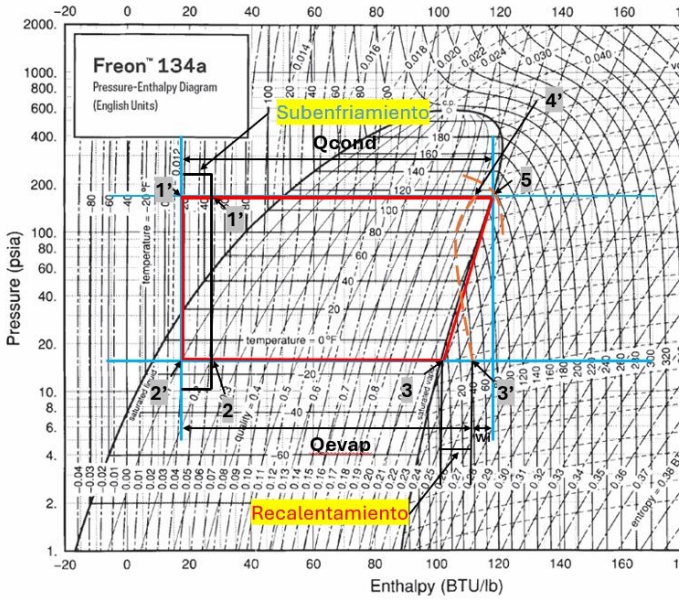
La bomba de calor se diseñó en base a las temperaturas de condensación y evaporación mencionadas. Además, para este sistema se usó un refrigerante R-134a y valores para recalentamiento y subenfriamiento para el ciclo de la máquina que se observa en la Figura 6 por lo que los valores fueron de 12 °C y 6 °C como lo recomienda Sanz Blázquez y Millán (2012).

La selección del refrigerante R-134a fue debido a que es un refrigerante del tipo hidrofluorocarbono, ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración doméstica y aplicaciones de compresión de vapor. Este refrigerante se caracteriza por no presentar potencial de agotamiento de la capa de ozono y por poseer propiedades termodinámicas similares a las de los refrigerantes R12 y R22. No obstante, estos últimos presentan un elevado potencial de calentamiento global. A pesar de ello, el R-134a continúa siendo empleado en diversos países de Latinoamérica y en Estados Unidos (Jara, 2018).

Para conocer el ciclo del refrigerante en cada punto del sistema se lo puede observar en la Figura 6.

Figura 6

Ciclo del refrigerante con los puntos más representativos



Punto
1 : Fin de la condensación
1’: Fin del subenfriamiento
2’: Salida de la válvula de expansión
3 : Fin de la evaporación
3’: Fin del sobrecalentamiento y entrada al compresor
4’: Fin de la compresión
5 : Punto de descarga del compresor

Una vez obtenido el refrigerante a través la ficha técnica del refrigerante se obtuvieron los valores para el cálculo del mismo. En el diagrama del refrigerante se obtuvo la presión de condensación y evaporación necesarios para el sistema (Sanz Blázquez y Millán, 2012).

$$P_{condensación} = 770{,}6\ kPa$$

$$P_{evaporación} = 414{,}9 kPa$$

Según (Sanz Blázquez y Millán, 2012), menciona que hay perdidas de carga en el evaporador y condensador de una manera significativa una vez se introduce el refrigerante por lo que fue necesario un cálculo de pérdidas de carga de entre un 10 y 5% siendo la ecuación (30) y (31) respectivamente:

$$P_{aspiración\ (evap)}(10\%) = 414{,}9\ kPa \cdot 0{,}9 = 373{,}41\ kPa \quad (30)$$

$$P_{descarga\ (cond)}(5\%) = 770{,}6\ kPa \cdot 1{,}05 = 809{,}13\ kPa \quad (31)$$

Las perdidas por cargas de ambos componentes son con la ecuación (32) y (33):

$$\Delta P_{evap} = P_{evap} - P_{aspiración} = 414{,}9 - 373{,}41 = 41{,}49\ kPa \quad (32)$$

$$\Delta P_{cond} = P_{descarga} - P_{cond} = 809{,}13 - 770{,}6 = 38{,}53\ kPa \quad (33)$$

Con los cálculos anteriores de las presiones de aspiración y descarga se da la relación de compresión por la siguiente expresión basado en Sanz Blázquez y Millán (2012), tomando en cuenta la ecuación (34):

$$r = \frac{P_{descarga}}{P_{aspiración}} = 2{,}17 \tag{34}$$

Para el rendimiento del refrigerante se tomó como valor el recomendado por Sanz Blázquez y Millán (2012)

$$\eta_{in} = 0{,}81$$

Considerando que ese fue el rendimiento del refrigerante usado se calculó el punto de descarga del compresor mediante la ecuación (35)

$$\eta_{in} = \frac{h_4{}' - h_3{}'}{h_5 - h_3{}'} \gg h_5 = h_3' + \frac{h_4{}' - h_3{}'}{\eta_{in}} \tag{35}$$

La potencia del condensador por unidad de masa se obtuvo de la ecuación (36)

$$q_{cond} = h_5 - h_1{}' \tag{36}$$

3.2.3.3 Caudal del refrigerante

Para calcular el caudal del refrigerante de usó la ecuación (37).

$$\dot{m}_{refrigerante} = \frac{Q_{evap}(Q_{TM})}{q_{evap}} \tag{37}$$

Donde se consideró el volumen del lugar siendo:

$$Volumen\ interno = 166\ m^3$$

Para calcular la potencia del evaporador por unidad de masa se usó la ecuación (38).

$$q_{evap} = h_3{}' - h_2{}' \tag{38}$$

La potencia del evaporador se obtuvo con el caudal del refrigerante y la potencia por unidad de masa del evaporador con la ecuación (39).

$$Q_{evaporador} = \dot{m}_r \cdot q_{evap} \tag{39}$$

La potencia indicada del compresor por unidad de masa se dio mediante la ecuación (40).

$$\dot{w}_{comp} = h_5 - h_3{}' \tag{40}$$

Una vez obtenida la potencia de compresor por unidad de masa se procedió a calcular la potencia indicada del compresor con la ecuación (41).

$$\dot{W}_{compresor} = \dot{m}_r \cdot \dot{w}_{comp} \tag{41}$$

Se tomó en cuenta el valor recomendado por Sanz Blázquez y Millán (2012) para el rendimiento del compresor en cuando al desempeño mecánico y eléctrico, siendo de 0,85.

La potencia mecánica del compresor por unidad de masa fue obtenida de la ecuación (42).

$$\dot{w}_{mecánico} = \frac{\dot{w}_{comp}}{\eta_{mec}} \tag{42}$$

Posteriormente el cálculo de la potencia eléctrica del compresor por unidad de masa fue de la ecuación (43).

$$\dot{w}_{eléctrico} = \frac{\dot{w}_{mecánico}}{\eta_{elec}} \tag{43}$$

Conociendo los valores anteriores se pudo obtener la potencia eléctrica del compresor usando la ecuación (44).

$$W_{eléctrico} = \dot{m}_r \cdot \dot{w}_{eléctrico} \tag{44}$$

Con los valores que se obtienen se calcula los coeficientes de eficiencia energética (COP) (Sanz Blázquez y Millán, 2012).

El coeficiente de eficiencia energética mecánico (COP_m) fue calculado de la ecuación (45).

$$COP_m = \frac{q_{cond}}{\dot{w}_{mecánico}} \tag{45}$$

Además, para el coeficiente de eficiencia energética eléctrico o coeficiente de operación (COP_e) se usó la ecuación (46).

$$COP_e = \frac{q_{cond}}{\dot{w}_{eléctrico}} \quad (46)$$

Para obtener la potencia de los ventiladores del evaporador fue mediante la ecuación (47).

$$\dot{W}_{vent.evap} = \frac{\dot{m}_{evap} \cdot \Delta P_{vent.evap}}{\rho \cdot \eta_{evap}} \quad (47)$$

Donde:

$\dot{m}_{evap}$: flujo masico del aire del evaporador (Kg/s)

$\Delta P_{vent.evap}$: diferencia de presión en el evaporador (Pa)

ρ_{aire}: densidad del aire (1,22 Kg/m^3)

η_{cond}: rendimiento del evaporador tomando 0,6 (eficiencia del ventilador)

Siendo el flujo masico del refrigerante mediante la ecuación (48):

$$\dot{m}_{evap} = \frac{Q_{evap}}{C_p \cdot \Delta T_{evap}} \quad (48)$$

Q_{evap}: potencia del evaporador (W)

C_p: calor especifico del aire (1004,67 J/KgK)

ΔT_{evap}: diferencia de temperatura entre el exterior y el evaporador

Con el flujo másico del aire en el evaporador determinado, se procedió al cálculo del flujo volumétrico requerido para seleccionar los ventiladores adecuados mediante la ecuación (49).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho} \quad (49)$$

El coeficiente de desempeño real (COP) del sistema fue determinado mediante la ecuación (50) (Yunus A. Çengel y Michael A. Boles, 2015).

$$COP_R = \frac{Salida\ deseada}{Entrada\ requerida} = \frac{Q_L}{W_{neto\ de\ entrada}} \quad (50)$$

El condensador libera la cantidad de calor hacia el entorno, conforme a la primera ley de la termodinámica y se calculó con base a la ecuación (51).

$$Q_{cond} = Q_{evap} + potencia\ electrica\ del\ compresor \quad (51)$$

Donde la tasa de remoción de calor del espacio a refrigerar y la potencia de entrada al compresor fueron dispuestas de la ecuación (52), además de calcular el trabajo neto de entrada del compresor con la ecuación (53):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_3{}' - h_2{}') \quad (52)$$

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m}(h_5 - h_3{}') \quad (53)$$

Una vez realizados los cálculos anteriores, se llevó a cabo una comparación entre el coeficiente de desempeño (COP) real e ideal, considerando la carga del compresor.

3.2.3.4 Longitud del Condensador y Evaporador

Para calcular la longitud del condensador y el evaporador se toma en cuenta un balance de energía mostrado en la ecuación (54) (Coppiano y Gamarra, 2022).

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (54)$$

Donde:

$\dot{Q}$: potencia del condensador/evaporador (W)

ΔT_{LMTD}: Temperatura diferencial logarítmica del intercambiador

ΔT: Es el diferencial de la temperatura entre la entrada y salida de las temperaturas del intercambiador.

U: coeficiente global de transferencia de calor

A: Área superficial de la tubería

La diferencia de temperatura media logarítmica (T_{LMTD}) se calculó en base a los siguientes parámetros de la ecuación (55):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\left(T_{aire\ entrada} - T_{refrig\ (entrada)}\right) - \left(T_{aire\ salida} - T_{refrig\ (salida)}\right)}{ln\left(\frac{T_{aire\ entrada} - T_{refrig\ (entrada)}}{T_{aire\ salida} - T_{refrig\ (salida)}}\right)} \quad (55)$$

Para el cálculo de la longitud de los intercambiadores fue necesario determinar los coeficientes de transferencia de calor correspondientes a cada uno de los factores involucrados. En el lado interno del lugar, se consideró el coeficiente

de convección forzada del aire, el cual fue evaluado con la ecuación (56) (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2012).

$$Nu = 0{,}664 \cdot Re_L^{0,5} \cdot Pr^{1/3} \tag{56}$$

Una vez determinado el coeficiente global de transferencia de calor, se procedió al cálculo del número de Reynolds, considerando que el régimen corresponde a convección forzada del aire. Por lo cual en la ecuación (57) se asumió inicialmente una velocidad del aire en el rango de 1 a 3 m/s como valor de referencia y posteriormente este valor fue ajustado de acuerdo con las características reales de los ventiladores empleados.

$$Re = \frac{V_{prom} \cdot D}{v} \tag{57}$$

Donde:

V_{prom}: velocidad promedio de los ventiladores

D: diámetro externo

v: viscosidad cinemática del aire

Tras determinar el número de Reynolds para la convección forzada del aire, se calculó el número de Reynolds correspondiente al flujo interno en tubos, considerando un régimen turbulento usando la ecuación (58), para poder obtener $h_{refrigerante}$. Se verificó además que el número de Reynolds se encuentre dentro del rango de transición ($2000 < Re < 4000$), acorde con las condiciones de operación del sistema.

$$Re_d = \frac{u_m \cdot d}{v} \tag{58}$$

Donde:

u_m: velocidad media (ventiladores)

d: el diámetro exterior del tubo

v: viscosidad cinemática del fluido

Para determinar las propiedades del fluido, se consultaron tablas de propiedades a la temperatura correspondiente del aire en el interior del recinto.

Asimismo, los valores necesarios fueron ajustados en función de la variación de la temperatura en base a la ecuación (59).

$$\Delta T = \frac{T_{aire} + T_{evaporacion}}{2} \tag{59}$$

Para conocer el valor de h_{aire} se usó la formula general de Nusselt en cilindros de la ecuación (60).

$$Nu_{cil} = \frac{h \cdot D}{k} \tag{60}$$

Una vez determinado el coeficiente de convección del aire, se procedió al cálculo del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante, considerando convección turbulenta en el interior de tubos. En esta etapa, se empleó la temperatura de evaporación para la evaluación de las propiedades del fluido.

A continuación, se determinó el número de Reynolds correspondiente al flujo interno del refrigerante, a diferencia del caso anterior de flujo externo, utilizando para ello la ecuación (61).

$$Re_d = \frac{G \cdot d}{\mu} \tag{61}$$

Donde:

G: velocidad de la masa (kg/s*m^2)

d: diámetro interno del tubo

Además, para obtener G se realiza mediante la ecuación (62).

$$G = \frac{\dot{m}}{A} \tag{62}$$

Donde:

$\dot{m}$: flujo masico del refrigerante

A: área de sección transversal del refrigerante

Con el objetivo de calcular el área de la sección transversal, se utilizó la ecuación (63) del diámetro hidráulico, la cual fue reorganizada para despejar el área en función de las variables del sistema.

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{p} \tag{63}$$

Despejando el área queda de la siguiente forma en la ecuación (64):

$$A_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \tag{64}$$

Asimismo, se empleó la ecuación (65) para la determinación del número de Nusselt donde diferencia de las correlaciones anteriores, esta corresponde a la ecuación de Colburn, la cual introduce una modificación en la expresión del número de Nusselt, permitiendo mejorar la precisión en la estimación del coeficiente de transferencia de calor en régimen turbulento (Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar, 2012).

$$Nu = 0{,}023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \tag{65}$$

Posteriormente, para la obtención de las propiedades necesarias del refrigerante, se consultaron tablas termofísicas en condiciones de saturación a la temperatura de evaporación. Con estos datos, se procedió al cálculo del $h_{refrigerante}$ mediante el número de Reynolds y la correlación general del número de Nusselt para flujo interno en tubos.

Una vez determinados los coeficientes de transferencia de calor, se procedió a la selección del material de la tubería, así como a la obtención de las propiedades necesarias para el análisis. Considerando que el objetivo es conocer la longitud de la tubería del evaporador, se planteó un procedimiento iterativo, en el cual inicialmente se asumió un valor de longitud, el cual fue ajustado progresivamente hasta satisfacer las condiciones de transferencia de calor del sistema.

Con el valor de longitud inicialmente asignado, se procedió a calcular el área de transferencia de calor del refrigerante a lo largo de la tubería, con el fin de determinar la resistencia térmica por convección del R134a usando la ecuación (66) y (67).

$$R_{conv} = \frac{1}{h \cdot A} \quad (66)$$

$$A = \pi \cdot D_{int} \cdot L \quad (67)$$

A continuación, se evaluó la resistencia térmica por conducción a través de la pared de la tubería con la ecuación (68).

$$R_{cil} = \frac{ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k} \quad (68)$$

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor en el evaporador, fue necesario evaluar previamente todas las resistencias térmicas asociadas, tanto de convección como por conducción. Con base en estas resistencias, se empleó la ecuación (54), previamente presentada, para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor U.

Una vez obtenido este valor, se procedió a despejar la ecuación general de transferencia de calor en intercambiadores, mostrada en la ecuación (69), con el fin de determinar la longitud real del sistema en el evaporador.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (69)$$

Además, para obtener la longitud se necesitó despejar la formula general anterior con el área tomando en cuenta la ecuación (70).

$$A = \pi \cdot D_{ext} \cdot L \quad (70)$$

Donde:

D_{ext}: diámetro exterior de la tubería

L: longitud de la tubería

Una vez despejadas las fórmulas necesarias se calculó la longitud con la ecuación (71).

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (71)$$

Donde:

$\dot{Q}$: potencia del evaporador (W)

ΔT_{LMTD}: Temperatura diferencial logarítmica del intercambiador

ΔT: Es el diferencial de la temperatura entre la entrada y salida de las temperaturas del intercambiador.

La diferencia de temperatura logarítmica (T_{LMTD}) se calculó en base a los siguientes parámetros anteriormente mencionados de la ecuación (55):

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\left(T_{aire\ entrada} - T_{refrig\ (entrada)}\right) - \left(T_{aire\ salida} - T_{refrig\ (salida)}\right)}{ln\left(\frac{T_{aire\ entrada} - T_{refrig\ (entrada)}}{T_{aire\ salida} - T_{refrig\ (salida)}}\right)} \quad (55)$$

Donde:

T aire entrada: Temperatura de diseño

T aire salida: Temperatura de salida del evaporador

Además, para conocer la temperatura de salida del refrigerante y del aire se da de la siguiente forma:

$$T_{aire\ salida} = T_{para\ herbarios}$$

$$T_{refrig\ salida} = T_{evaporación}$$

Para el cálculo de la longitud del condensador también se usó la ecuación (71) anteriormente propuesta, tomando en cuenta que las especificaciones son distintas al evaporador por lo que se dará de la siguiente forma:

$$L = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (71)$$

Donde:

$\dot{Q}$: potencia del condensador (W)

ΔT_{LMTD}: Temperatura diferencial logarítmica del intercambiador

ΔT: Es el diferencial de la temperatura entre la entrada y salida de las temperaturas del intercambiador.

La diferencia de temperatura logarítmica (T_{LMTD}) se calculó en base a los siguientes parámetros de la ecuación (72), debido a la diferencia en el

comportamiento de las temperaturas, ya que aquí se mantienen prácticamente constantes por lo cual fue de la siguiente forma:

$$\Delta T_{LMTD} = \Delta T \tag{72}$$

Donde:

T entrada: Temperatura de diseño del condensador

T salida: Temperatura del suelo

Para conocer la temperatura de salida del refrigerante y del suelo se da de la siguiente forma con la ecuación (73):

$$T_{LMDT} = T_{condensación} - T_{suelo} \tag{73}$$

Cabe destacar que el método de cálculo empleado para el condensador difiere del utilizado en el evaporador, debido a que este se encuentra enterrado en el subsuelo a una profundidad específica. Por esta razón, para el análisis del condensador se utilizó la formula propuesta por Incropera et al. (2006), para tubos horizontales semi-infinitos cilíndricos. Esta consideración se adopta debido a que la tubería se encuentra instalada de forma horizontal, por lo que se emplea la ecuación (74) para el cálculo del intercambiador.

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot L}{ln(4z/D)} \tag{74}$$

Donde:

L: longitud

z: profundidad desde la superficie

D: diámetro externo del tubo

Considerando las restricciones asociadas al uso de la correlación, se verificó que L es mucho mayor que D y que la profundidad de enterramiento cumple con la condición ya que z es mayor que 3D/2. Dado que estas condiciones se satisfacen en el este caso, la formulación puede aplicarse sin inconvenientes, por lo que se procedió al cálculo de la resistencia térmica por conducción del suelo para la tubería enterrada, empleando la ecuación (75).

$$R_{cond\ (2D)} = \frac{1}{S \cdot k} \tag{75}$$

A partir de la conductividad térmica de los materiales, se determinaron las resistencias por conducción tanto en la pared de la tubería como en el suelo circundante. Con estos valores, se procedió al cálculo de la resistencia térmica por convección en el condensador, correspondiente al flujo interno del refrigerante.

Por lo que fue necesario evaluar previamente $h_{refrigerante}$ al interior del condensador, para lo cual se obtuvieron las propiedades termofísicas a partir de tablas en condiciones de saturación a la temperatura de condensación.

Debido a la complejidad en la determinación del estado del fluido en el condensador, se empleó la correlación de Cavallini y Zecchin, citada por Briceño M (2018), la cual permite estimar el coeficiente de transferencia de calor en condiciones de flujo bifásico siendo para la condensación por tubos en la ecuación (76).

$$h_i = 0{,}05 \cdot Re_{eq}^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \cdot \frac{k_{liq}}{d_i} \tag{76}$$

Donde:

h_i: coeficiente de película para el fluido al interior del tubo ($h_{refrigerante}$)

Re_{eq}: Reynolds equivalente

k_{liq}: conductividad térmica del liquido

Además, para obtener Reynolds equivalente se lo hace mediante la ecuación (77) tomando en cuenta los valores del fluido en estado vapor y líquido.

$$Re_{eq} = Re_{vap}\left(\frac{\mu_{vap}}{\mu_{liq}}\right)\left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right) + Re_{liq} \tag{77}$$

Donde también para calcular el estado de cada valor de Reynolds en vapor y liquido fue mediante la ecuación (78) y (79). Además, cabe señalar que el cálculo del flujo másico por unidad de área G se llevó a cabo utilizando la ecuación (62), previamente mencionada.

$$Re_{vap} = \frac{G \cdot x \cdot d_i}{\mu_{vap}} \quad (78)$$

$$Re_{liq} = \frac{G(1-x)d_i}{\mu_{liq}} \quad (79)$$

Donde:

G: flujo masico total de refrigerante (kg/s*m^2)

Una vez determinado el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante ($h_{refrigerante}$), se procede al cálculo del número de Nusselt de la ecuación (80) empleando la correlación de Dobson–Chato. Esta correlación es utilizada para el análisis de transferencia de calor en flujo bifásico, ya que considera la presencia simultánea de las fases líquida y vapor, incorporando el efecto de dichas fases mediante el parámetro de Lockhart–Martinelli (Briceño M, 2018).

$$Nu = 0{,}023 \cdot Re_{liq}^{0,8} \cdot Pr_{liq}^{0,4}\left(1 + 2{,}22/X_{tt}^{0,89}\right) \quad (80)$$

Donde:

X_{tt}: parámetro de Martinelli (líquido y vapor turbulento monofásico)

El parámetro de Lockhart–Martinelli se calcula a partir de la ecuación (81) que considera las propiedades termofísicas de las fases líquida y vapor, con la calidad del refrigerante (García M, 2019).

$$X_{tt} = \left(\frac{(1-x)}{x}\right)^{0,9} \cdot \left(\frac{\rho_{vap}}{\rho_{liq}}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\mu_{liq}}{\mu_{vap}}\right)^{0,1} \quad (81)$$

Se asumió que la calidad del refrigerante (x) adopta valores de 0 y 1 para las fases líquida y vapor respectivamente, debido a que esta se define como la fracción másica de vapor en el flujo bifásico, correspondiendo a 0 al líquido saturado y con 1 al vapor saturado.

Una vez determinados el número de Reynolds equivalente y el número de Nusselt, se procedió al cálculo de $h_{refrigerante}$. Con el valor conocido, se continuo con el mismo procedimiento de las resistencias sumadas para la evaluación de las resistencias térmicas en el condensador, lo que permitió determinar la resistencia total del sistema y así obtener el coeficiente global de transferencia de calor U del condensador.

Con el valor de U conocido se procedió al cálculo de la longitud del intercambiador de la misma forma que con el anterior en el evaporador, aquí también se lo realizó con un valor de longitud iterativo para luego conocer el valor real requerido del condensador.

3.2.3.5 Especificaciones de la bomba de calor y modelamiento del sistema de climatización

Aquí se dio los valores necesarios para seleccionar la bomba de calor siendo, la capacidad (CAP, kW), caudal requerido en el intercambiador, PD (pressure drop) en el evaporador, temperaturas de entrada/salida; estos datos son la base para seleccionar HE (Heat Extraction) y caudal.

Para el modelamiento del sistema se utilizó los componentes necesarios de los cálculos anteriores para cada parte del sistema completo.

Se diseño el intercambiador de calor del subsuelo mediante el software libre QElectro Tech electro, considerando la función de cada componente. Esto permitió crear un modelo de los componentes del sistema de climatización como intercambiadores de calor. Esto facilitó la visualización del sistema completo y ayudó a identificar el ciclo del sistema.

3.2.4 Diseño e Implementación del sistema de control on/off

3.2.4.1 Definición de requerimientos para el sistema de climatización

Se definió los parámetros de temperatura y humedad relativa para el herbario y controlarlos dentro de un rango del ambiente para herbarios preestablecido.

3.2.4.2 Variables de control

Se estableció los factores que se controlan en el sistema de la bomba de calor geotérmica para el diseño del sistema automatizado.

- **Entrada**: Temperatura ambiente del herbario.
- **Salidas**: Estado de operación del compresor y temperatura controlada.

A través de un sistema de control ON/OFF mencionado en la base teórica se realizó un diseño para mantener un valor de temperatura establecido. Además, se consideró en base a las variables definidas de control que el sistema es una entrada y una salida (SISO) en el sistema de control, donde estas fueron con 1 entrada y 1 salida.

La definición de las variables de entrada y salida del controlador permitió identificar los componentes críticos de la bomba de calor geotérmica que requieren control.

Se configuró el sistema automatizado de todo el equipo para lograr que el sistema de bomba de calor geotérmica funcione y mantenga las condiciones estables del lugar y a su vez se observó valores de temperaturas y humedad relativa en tiempo real del herbario. El control de estos parámetros definidos fue fundamental para el diseño del sistema de control.

3.2.4.3 Ubicación de las partes de las variables de control

Las variables de control fueron definidas anteriormente y con ellas se procedió a definir las partes las cuales fueron de temperatura y humedad relativa como las entradas y salidas la variación de encendido de la bomba de calor geotérmica y la cantidad de calor extraído. Con ello se definió el control de la bomba, además de que no se consideró la extracción de humedad relativa para mantener los rangos recomendados en el herbario debido a que esta se encontraba entre los rangos recomendados sin necesidad de un equipo.

3.2.4.4 Plataforma para la programación y simulación

Se empleó Matlab/Simulink para facilitar la simulación de los sensores, actuadores y procesos de control. Esto resultó útil para validar algoritmos de control, analizar el rendimiento del sistema y reducir la cantidad de pruebas físicas iniciales.

Se agregó un factor de correlación en el código del Arduino. Los procesos matemáticos fueron agregados en el software Matlab considerando el método matemático elegido. Además, la parte de simulación y control fue realizada en Simulink para tener una base del diseño del código y control del equipo.

3.2.5 Código de programación de simulación de parámetros de la bomba de calor

Se usó Matlab para la simulación la bomba de calor geotérmica en base a los cálculos anteriores y selección de las partes del equipo, tomando en cuenta la configuración de los parámetros para el sistema automatizado. También, se tomó en cuenta los valores a los que el herbario debe permanecer estable, con la configuración del sistema automatizado se estabilizó estos valores con ayuda de la bomba de calor.

3.2.5.1 Proceso de programación

La programación del modelo inició en la importación de la base de datos experimental obtenida durante el monitoreo del herbario, la cual contenía los registros de temperatura ambiente y humedad relativa recopilados durante 63 días. Posteriormente, estos datos fueron convertidos en una señal temporal mediante la herramienta From Workspace, permitiendo que la información registrada experimentalmente fuera utilizada de entrada al modelo de simulación.

Como datos de entrada se utilizaron los registros experimentales de temperatura obtenidos durante el monitoreo realizado en el herbario. Estos datos fueron previamente organizados en una hoja de excel y posteriormente importados acMATLAB, donde fueron convertidos en una serie temporal para su simulación. De esta manera, el modelo fue alimentado con información experimental, permitiendo reproducir las condiciones térmicas registradas durante el periodo de estudio.

La programación de la simulación consideró la incorporación previa de los parámetros térmicos calculados, entre ellos la capacidad térmica del herbario, el coeficiente global de transferencia de calor y la capacidad nominal de refrigeración del sistema. Asimismo, se estableció una temperatura del setpoint siendo de 20 °C, correspondiente a la condición de operación necesaria para la conservación de las muestras del herbario, sobre la cual se evaluó el comportamiento del sistema de control implementado.

Finalmente, la simulación permitió obtener los resultados de las variables de interés para su posterior análisis, verificando el comportamiento dinámico del

modelo mediante la comparación entre las condiciones registradas experimentales y la respuesta del sistema de climatización propuesta del diseño.

CAPÍTULO IV
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos a partir de la implementación del sistema automatizado de climatización con bomba de calor geotérmica, así como el análisis comparativo con un sistema convencional. Los datos fueron recolectados durante 63 días de operación continua en el herbario de la Granja Experimental Campus "Yuyucocha" de la Universidad Técnica del Norte.

4.1 Resultados de las condiciones ambientales iniciales

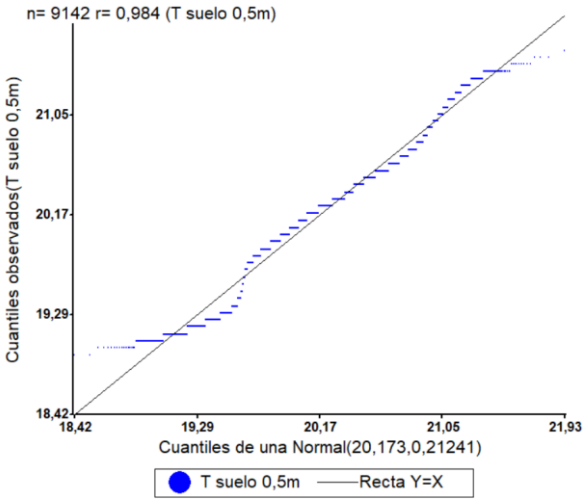
La recolección de los datos en el periodo de los 63 días fue la base para la implementación del sistema de bomba de calor geotérmica donde se encontró la estabilidad de temperatura deseada a los 1,5 m bajo tierra siendo un valor promedio de 19 °C.

4.1.1 Pruebas de normalidad por Q-Q Plot

Con la cantidad total de 9142 datos registrados durante las 24h de cada día del periodo, se realizaron las pruebas estadísticas para comprobar que los datos tienen normalidad. Los valores de temperatura del subsuelo registrados a 0,5 m se pueden observar en la Figura 7 donde se mostró un R de 0,984 por lo que fue considerado con normalidad, el registro de datos fue de manera simultánea en el interior del lugar y el exterior para conocer la variación que se tiene a la vez en las dos ubicaciones.

Figura 7

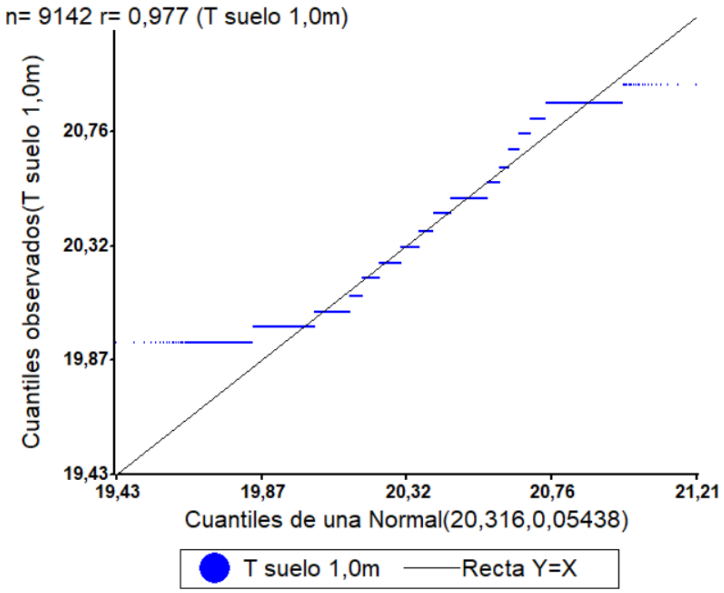
Temperatura del suelo a 0,5m de profundidad



La temperatura a una profundidad de 1 m también presentó una distribución normal por su valor de R de 0,977. Además, esta variable comenzó a mostrar un comportamiento térmico más estable en determinados periodos, como se observa en la Figura 8.

Figura 8

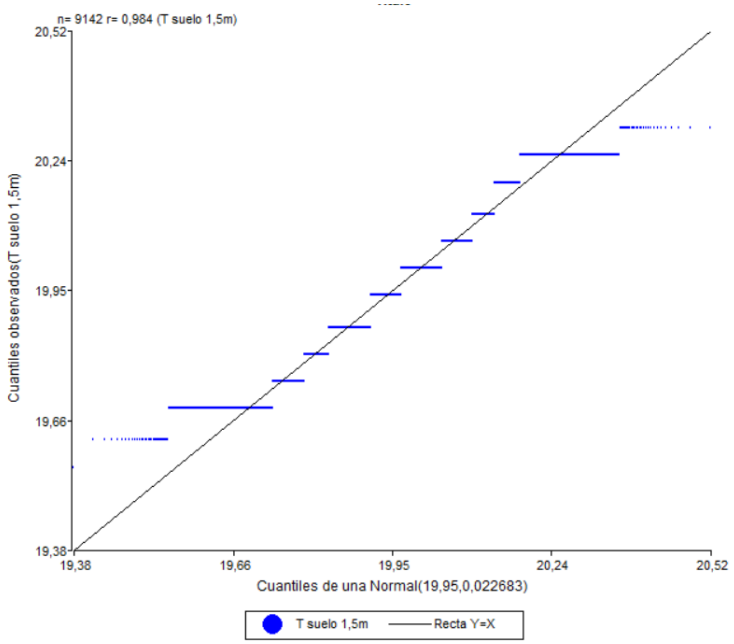
Temperatura del suelo a 1m de profundidad



En la Figura 9 se presentaron los valores de la temperatura del suelo a una profundidad de 1,5 m con un coeficiente de correlación R de 0,987. Esta variable mostró un comportamiento térmico más prolongado y estable en comparación con la profundidad de 1 m. Además, los rangos de variación de temperatura fueron menores, dando a conocer una mayor estabilidad térmica a partir de esta profundidad.

Figura 9

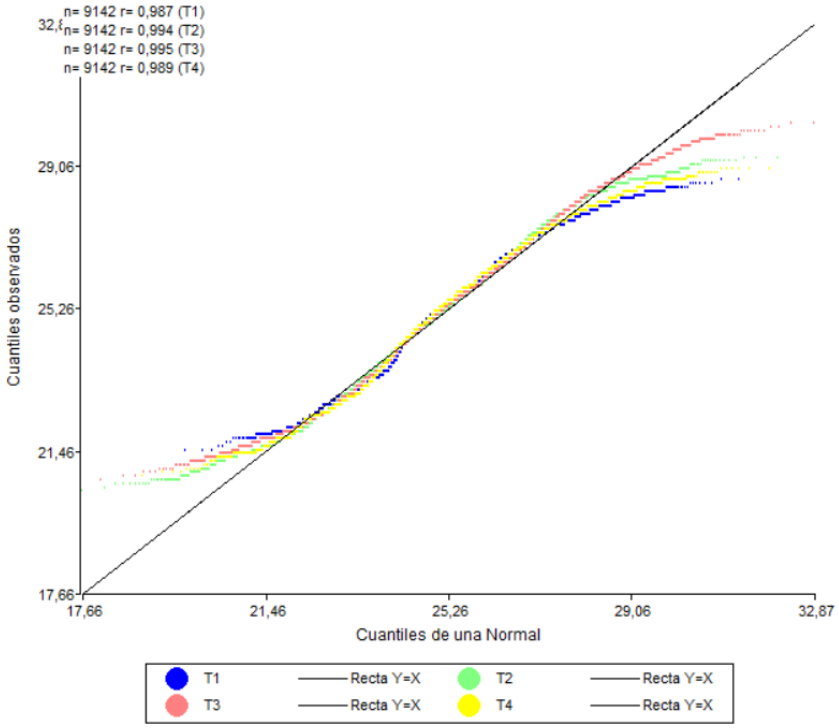
Temperatura del suelo a 1,5m de profundidad



La Figura 10 presenta el gráfico Q-Q de las temperaturas registradas en los cuatro puntos de monitoreo del herbario (T1, T2, T3 y T4). Se observó que las distribuciones de las cuatro series mostraron una tendencia cercana a la recta de referencia teórica, indicando su distribución normal. Las mayores desviaciones se presentaron en los cuantiles a los extremos, comportamiento muy frecuente con datos ambientales obtenidos durante largos períodos de monitoreo. La similitud entre las curvas sugiere que las temperaturas registradas en los distintos puntos presentan patrones de distribución comparables, lo que facilita el análisis conjunto de las condiciones térmicas del herbario.

Figura 10

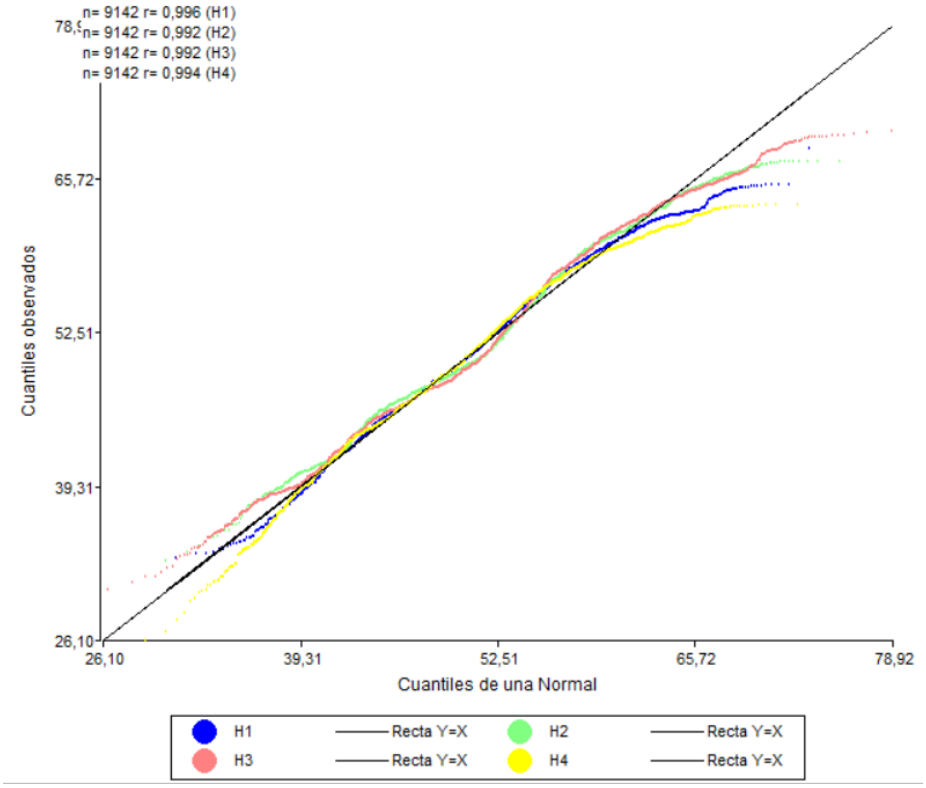
Temperatura del herbario en los 4 puntos



La Figura 11 muestra el gráfico Q-Q correspondiente a la humedad relativa registrada en los cuatro puntos de monitoreo al interior del herbario (H1, H2, H3 y H4). Las curvas presentan una alineación cercana a la recta de referencia en la mayor parte de los cuantiles, evidenciando una distribución normal de los datos registrados. Aunque se observan ligeras desviaciones en los extremos, estas no alteran la tendencia general de los datos. Asimismo, la proximidad entre las curvas de los cuatro puntos indica un comportamiento homogéneo de la humedad relativa dentro del herbario.

Figura 11

Humedad relativa del herbario en los 4 puntos



Los gráficos de normalidad Q-Q plot mostraron la distribución de los datos de temperatura y humedad relativa registrados en el herbario. La verificación de una distribución normal fue un paso importante para sustentar la aplicación de los procedimientos estadísticos en la investigación. Además, la similitud observada entre los puntos de monitoreo demostró la estabilidad de las condiciones ambientales internas, siendo fundamental para evaluar la capacidad del herbario de mantener un ambiente adecuado para la conservación de las muestras botánicas.

Tomando en cuenta que la temperatura y humedad relativa del herbario fue en 4 puntos dentro del lugar se hizo una prueba ANOVA de los puntos para verificar si hay una diferencia significativa entre los valores en cada punto ubicado, donde se mostró un valor p de 0,0001 siendo menor a 0,05 mostrando que existe diferencia de temperatura entre cada uno de los puntos ubicados.

Además, el análisis estadístico de los datos registrados siendo 9142 por variable, mediante Q-Q plot permitió ver el comportamiento de las condiciones

ambientales fundamentales. Para la temperatura del subsuelo, se observó una notable estabilidad térmica, que disminuye conforme a la profundidad, de esta manera se asegura el potencial del terreno como intercambiador de calor. La temperatura a 1,5m de profundidad con una media de 19,95 °C fue seleccionada como la fuente/sumidero para el sistema geotérmico, debido a su baja variabilidad y su alineación con el principio teórico de estabilidad térmica por profundidad. También, al interior del herbario la temperatura promedio de los cuatro puntos medidos fue de 25,33 °C con una variación entre un mínimo de 20,85 °C y un máximo de 29,30 °C. Además, la humedad relativa promedio del herbario fue del 48,97 % con un valor mínimo de 30,68 % y máximo de 67,25 %. Todo el conjunto de datos mostró normalidad para todas las pruebas, lo cual es común en series temporales ambientales extensas.

4.1.2 Temperatura y humedad relativa

Los datos recolectados a 1,5 m de profundidad mostraron una estabilidad térmica notable, con una temperatura media de 19,95 °C con una variación muy pequeña. En el interior del herbario las condiciones de la temperatura ambiente mostraron un promedio de 25,33 °C y una humedad relativa del herbario de 52,16 %, cabe destacar que el porcentaje de humedad máximo que se obtuvo es de 67,25 % haciendo que sea un 2,25 % superior al valor recomendado para herbarios.

4.1.3 Condiciones iniciales (sin climatización)

Previo a la instalación del sistema de climatización geotérmico, el herbario presentó rangos térmicos significativos junto a parámetros externos necesarios tal y como se observa en la Tabla 5.

Tabla 5

Mínimos y máximos obtenidos según parámetros

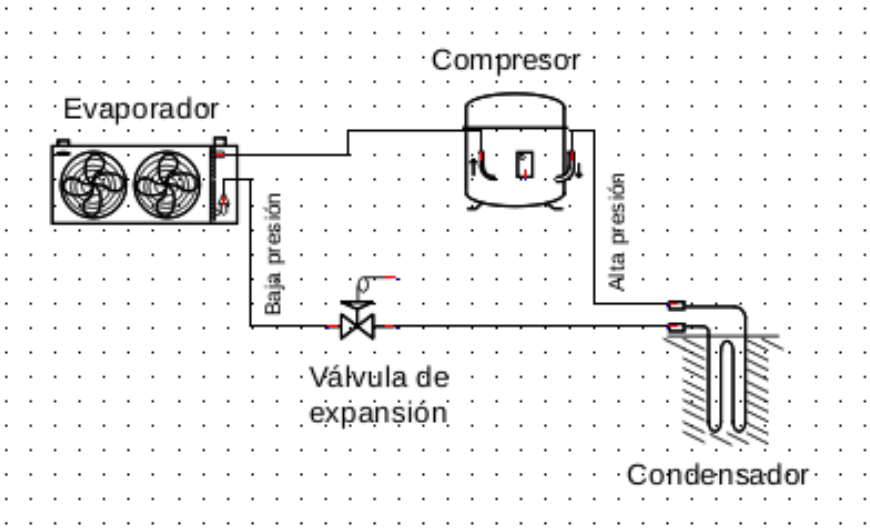
Parámetro	Mínimo	Máximo
Temperatura del herbario	20,85 °C	29,30 °C
Humedad relativa del herbario	30,68 %	67,25 %
Temperatura del suelo 0,5m	18,94 °C	21,62 °C
Temperatura del suelo 1m	19,94 °C	20,94 °C
Temperatura del suelo 1,5m	19,56 °C	20,31 °C

4.2 Diseño del sistema de bomba de calor geotérmica

La bomba de calor y las partes seleccionadas fueron fundamentales para lograr los objetivos, por lo que a continuación se dio a conocer las partes y el funcionamiento de la bomba de calor geotérmica. El modelo del sistema se puede observar en la Figura 12.

Figura 12

Diseño de la bomba de calor geotérmica



4.2.1 Partes seleccionadas para la bomba de calor geotérmica

Para la instalación del sistema geotérmico se necesitó conocer los valores necesarios de las ecuaciones y con ello se seleccionó en base a las necesidades del sistema en el siguiente apartado.

Se calculó la difusividad térmica del suelo en base a las propiedades del mismo teniendo un valor de 0,00832 m^2/h.

4.2.1.1 Cargas térmicas

Las cargas térmicas del interior del herbario fueron calculadas y se muestran en la Tabla 6. estas cargas determinan la capacidad necesaria de la bomba de calor geotérmica para el herbario.

Tabla 6

Cargas térmicas del herbario

Cargas térmicas del lugar	Cantidad
Carga por transmisión	1020,33 W
Carga por renovación	25,12 W
Carga por infiltración	7,54 W
Carga térmica interna	637,00 W
Carga de inercia térmica	315,89 W
Total	**2005,87 W**

El coeficiente global de transferencia de calor (U) de cada uno de los componentes del lugar se calculó en base al material del que fue fabricado y un valor de U referencial en base a la teoría de la metodología para corroborar el valor real. A partir de estos valores de la Tabla 7 se calculó las cargas térmicas por transmisión.

Tabla 7

Coeficientes globales de transferencia de calor por material

Coeficiente global de transferencia de calor (U)	Cantidad
Paredes	0,63 W/m^2*K
Losa	0,81 W/m^2*K
Ventanas	0,87 W/m^2*K
Puerta	0,73 W/m^2*K

4.2.1.1 Cálculos del ciclo de refrigeración de la bomba

La temperatura de evaporación se determinó para la refrigeración en el herbario, la temperatura en el aire de 29,30 °C siendo la más desfavorable en el lugar, se consideró en base a los valores de entre 18 a 22 °C para herbarios garantizando que las muestras tengan el ambiente estable y se usó un salto de 6 a 10 °C (Sanz Blázquez y Millán, 2012).

$$T_{evap} = 29{,}30 - 9{,}3 = 20\ °C$$

La temperatura de evaporación que se consideró en el diseño del evaporador tiene un salto térmico entre aire y refrigerante de 10 °C debido a la diferencia entre

un ciclo real y un ciclo ideal como lo menciona Yunus A. Çengel y Michael A. Boles (2015) para los sistemas de bomba de calor.

$$T_{evap} = 20 - 10 = 10\ °C$$

El condensador enterrado a la profundidad de 1,5 m la temperatura es de 20 °C. Además, se le agrego un salto de 10 °C por lo que el valor final de la temperatura de condensación será de 30 °C.

$$T_{cond} = 30\ °C$$

Una vez definidas las temperaturas de evaporación y condensación, se procedió al dimensionamiento de los intercambiadores de calor del sistema. Donde fue necesario conocer las temperaturas adicionales de recalentamiento y subenfriamiento del sistema tomando en cuenta que el refrigerante que se uso fue el R-134ª y buscar los valores correspondientes en cada calculo referente al refrigerante.

$$T_{recalentamiento} = 12\ °C$$

$$T_{subenfriamiento} = 6\ °C$$

A continuación, al definir las temperaturas se obtuvo el valor de cada una de las presiones, tomando en cuenta las pérdidas de presión en cada parte del sistema, esto se lo puede observar en la Tabla 8 a continuación. Además, se tomó en cuenta la perdida de calor por diferencia de temperatura del lugar entre el interior y el exterior siendo de 0,40 kW/°C, tomando en cuenta que la temperatura al interior fue de 25 °C y al exterior de 16 °C.

Tabla 8

Presiones de la bomba de calor

Presiones	**Valor**
Condensación	770,60 kPa
Evaporación	414,90 kPa
Aspiración	373,41 kPa
Descarga	809,13 kPa
Perdida en evaporación	41,49 kPa
Perdida en condensación	38,53 kPa

La Tabla 9 presenta los parámetros termodinámicos obtenidos para cada estado del ciclo de refrigeración por compresión de vapor de la bomba de calor geotérmica utilizando refrigerante R-134a. Los resultados incluyen los valores de subenfriamiento, entalpía y entropía correspondientes a la entrada y salida de cada uno de los componentes principales del sistema.

Tabla 9

Ciclo de la bomba con el refrigerante R-134a

Cálculos del ciclo de la bomba de calor	Valor
Rendimiento del refrigerante	0,81
h4's	285,56 kJ/Kg
h3'	268,29 kJ/Kg
h5	289,61 kJ/Kg
h1	93,58 kJ/Kg
cp del líquido del refrigerante	1,84 kJ/Kg*K
Temperatura de subenfriamiento	6 °C
Entalpía a reducir del subenfriamiento	11,04 kJ/Kg
h1'	84,98 kJ/Kg
h2	93,58 kJ/Kg
h2'	84,98 kJ/Kg
h3	256,13 kJ/Kg
cp del vapor del refrigerante (25°C)	0,85 kJ/Kg*K
cp del líquido del refrigerante (25°C)	1,44 kJ/Kg*K

4.2.1.2 Requerimientos de diseño de los componentes

A partir de las propiedades termodinámicas calculadas fue posible determinar la capacidad de refrigeración, la potencia requerida por el compresor y el coeficiente de desempeño (COP) del sistema, parámetros fundamentales para el dimensionamiento de la bomba de calor geotérmica siendo de 6,21 debido a factores de perdidas en el ciclo real y así proceder a la selección del compresor con las características necesarias del sistema. Los resultados de cada valor necesarios del sistema para seleccionar cada equipo se lo observan en la Tabla 10.

Tabla 10

Cálculos para selección del compresor

Elemento	Valor
Potencia del condensador por unidad de masa	204,63 kJ/Kg
Potencia indicada del compresor por unidad de masa	21,32 kJ/Kg
Potencia mecánica del compresor por unidad de masa	25,08 kJ/Kg
Rendimiento mecánico y eléctrico del compresor	0,85
Potencia eléctrica del compresor por unidad de masa	29,51 kJ/Kg
Potencia eléctrica del compresor	0,32 kW
COP real	5,8
Potencia de los ventiladores del evaporador	23,77 W
Flujo masico del aire en el evaporador	0,29 Kg/s
Potencia del evaporador (diseño)	2005,87 W
W neto de entrada	0,25 kJ/Kg
Q evaporador	2,01 kW
Q condensador (calor total rechazado)	2,33 kW
Caudal del refrigerante	0,0117 Kg/s

Una vez determinados los cálculos del ciclo de la bomba, el evaporador y el condensador fueron analizados considerando los mecanismos de transferencia de calor presentes en cada zona, incluyendo la convección forzada entre el aire y la superficie del intercambiador, la conducción a través del material de la tubería y la convección forzada del refrigerante en el interior. A continuación, se presenta los valores calculados de la longitud del evaporador en la Tabla 11.

Tabla 11

Longitud de diseño de los intercambiadores

Elemento	Cantidad
Tubo de acero galvanizado	
Diámetro del tubo (externo)	19,05 mm
Espesor	1,50 mm
Radio exterior	0,00953 m
Radio interior	0,008 m
Relación de radios	1,187 m
Logaritmo natural	0,171 m
Longitud del evaporador (asignado)	80,01 m
k	90,00 W/m*K

Elemento	Cantidad
Resistencia de convección interna (Refrigerante)	0,0060 m^2*K/W
Área (evaporador)	4,03 m^2
Longitud del condensador (asignado)	52,69 m
Resistencia térmica del cilindro (valor de referencia)	0,000006 m^2*K/W
Área del tubo (condensador)	2,66 m^2
Coeficiente de transferencia de calor del evaporador	37,62 W/m^2*K
Coeficiente de transferencia de calor del condensador	73,91 W/m^2*K

Además, para la dimensión de la longitud del condensador se consideró los aspectos mencionados en la metodología y de igual manera hay valores que fueron modificados con el fin de que coincidan o sean cercanos a los valores empíricos dados, los valores de todo el proceso se muestran en la Tabla 12. La resistencia del suelo varía según el tipo de suelo de la ubicación.

Tabla 12

Valores empíricos del condensador y evaporador

Elemento	Cantidad
Longitud del evaporador (asignado)	80,01 m
Longitud del condensador (asignado)	52,69 m
Longitud del evaporador (resultado)	80,01 m
Longitud del condensador (resultado)	52,68 m
Resistencia del suelo (arcilloso-húmedo)	1,30 W/m*K

Posteriormente, se realizó la selección de los ventiladores mediante el procedimiento descrito en la metodología, tomando en cuenta que la potencia requerida de los ventiladores fue de 23,77 W demostrado anteriormente. Los parámetros calculados permitieron determinar las características requeridas para su operación, cuyos resultados se presentan en la Tabla 13.

Tabla 13

Parámetros de selección del ventilador

Elemento	Valor
Rendimiento del condensador (eficiencia ventiladores)	0,60
Diferencia de presión en el evaporador (diseño)	50,00 kPa
Flujo masico del aire en el evaporador	0,29 Kg/s

Elemento	Cantidad
Velocidad del ventilador	5,91 m/s
Caudal volumétrico de ventilación	0,29 m^3/s
Área del aire (ventilador)	0,05 m
Diámetro (asignado)	0,25 m
Diámetro en cm	25,00 cm
Diámetro en mm	250,00 mm
Velocidad del ventilador	4,20 m/s
Numero de ventiladores necesarios	6
Flujo volumétrico (ventilador AC de 5”)	171,00 m^3/h

Como parte fundamental dentro del sistema también fue necesario conocer los valores en BTU/h de la capacidad de los equipos correspondientes tomando en cuenta que la válvula de expansión se seleccionó dependiendo la capacidad requerida del caudal del refrigerante y las especificaciones del compresor, estos valores se observan en la Tabla 14.

Tabla 14

Selección de válvula de expansión

Descripción	Valor
Capacidad del evaporador	6844,03 BTU/h
Capacidad máx. del compresor	7718,00 BTU/h

Una vez con los valores de los ventiladores y los pasos anteriores se procedió a seleccionar las piezas necesarias faltantes dentro del equipo las cuales fueron el compresor que necesita cubrir la capacidad cercana o en un rango entre los 2kW con refrigerante de R-134a, entre otros valores que se asignan en la Tabla 15.

Tabla 15

Requerimientos adicionales del equipo

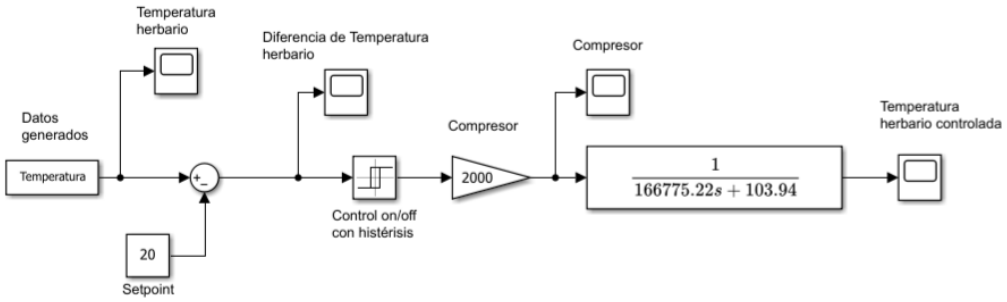
Descripción	Requerimiento
Refrigerante	R-134a
Capacidad requerida del compresor	2,01 kW
Válvula de expansión	R-134a
Filtro secador	R-134a
Ventilador 5"	171,00 m^3/h

4.3 Diseño del sistema de control automatizado

Para la evaluación del desempeño del controlador se generó el diseño el controlador en base a los parámetros definidos en la metodología por lo cual para el sistema y el proceso que contiene se observa en la Figura 13.

Figura 13

Sistema de control



Además, este sistema considero el rango mencionado para herbarios en el cual de entre los 18 a 22 °C se usó el setpoint de 20°C tomando en cuenta una histéresis de $\pm 1°C$ de la manera que se observa en la Tabla 16.

Tabla 16

Acciones de control de temperatura

Temperatura (°C)	Acción
T ≥21	Encender compresor
19 < T < 21	Mantener encendido el compresor
T ≤19	Apagar compresor

4.3.1 Modelo térmico del sistema

Para representar el comportamiento térmico del herbario durante la simulación se empleó un modelo basado en el balance de energía, expresado mediante la ecuación (82), para la capacidad térmica del herbario y la temperatura del lugar.

$$C\frac{dT}{dt} = Q_{entrada} - Q_{evap} \tag{82}$$

Donde:

C: Capacidad térmica del aire contenido en el herbario (J/K) (constante calculada)

T: temperatura interior

Qentrada: ganancia de carga térmica

Qevap: carga de enfriado de la bomba

Con el propósito de determinar la temperatura controlada a partir de los datos recolectados, se realizó el desarrollo de la expresión correspondiente a Qevap sustituyendo el coeficiente global de transferencia de calor por un valor conocido dependiente del tiempo. A partir de la ecuación (82) se obtuvo la formulación presentada en la Ecuación 83.

$$\begin{gathered} C\frac{dT}{dt} = Q_{entrada} - Q_{evap} \\ C\frac{dT}{dt} + Q_{evap} = Q_{entrada} \\ C\frac{dT}{dt} + UAT(t) = Q_{entrada}(t) \end{gathered} \tag{83}$$

4.3.1.1 Transformada de Laplace

Para determinar la función de transferencia de la planta, se aplicó la transformada de Laplace a la ecuación (83), obteniendo la expresión mostrada en la Ecuación 84.

$$\begin{gathered} C\frac{dT}{dt} + UAT(t) = Q_{entrada}(t) \\ C(s) + UAT(s) = Q_{entrada}(s) \\ T(s)(C(s) + UA) = Q(s) \\ \frac{T(s)}{Q(s)} = \frac{1}{Cs + UA} \end{gathered} \tag{83}$$

$$G(s) = \frac{1}{Cs + UA} \tag{84}$$

La capacidad térmica se determinó considerando únicamente el aire contenido en el herbario, empleando el calor específico del aire a presión constante, la densidad del aire y el volumen del herbario tal como se observa en la Tabla 17.

Tabla 17

Variables para la determinar la capacidad térmica

Descripción	Variable
Cp del aire a presión constante	1004,67 J/Kg*K
Densidad del aire	1,00 Kg/m3
Volumen del herbario	166 m^3

La masa del aire se obtuvo a partir de la densidad y el volumen del herbario, obteniéndose un valor de 166 kg. Posteriormente, la capacidad térmica del lugar se calculó mediante la ecuación (85).

$$C = m \cdot Cp \tag{85}$$
$$C = 166\ Kg \cdot 1004.67 \frac{J}{Kg} * K$$
$$C = 166775{,}22 \frac{J}{K}$$

Una vez con la función de transferencia se procedió a reemplazar los valores tanto de Cs siendo de 166775,22 J/K como de UA siendo de 103,94 W/K de cada variable de la función quedando como la ecuación (86).

$$G(s) = \frac{1}{166775{,}22s + 103{,}94} \tag{86}$$

4.3.1.2 Estado del compresor apagado

Tomando en cuenta la variable reemplazándola en la ecuación cuando el compresor este apagado queda:

$$166775{,}22 \frac{dT}{dt} = Q_{entrada} - Q_{evap}$$

$$166775{,}22 \frac{dT}{dt} = 2000 - 0$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{2000}{166775{,}22} = 0.01199\ °C/s$$

4.3.1.3 Estado del compresor encendido

Tomando en cuenta que el valor de Qevap es de 0 debido a que el compresor esta apagado y cuando este encendido es de 2000 W.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{2000 - 2000}{166775{,}22} = 0\ °C/s$$

4.3.2 Modelo de operación del evaporador

Debido a que el sistema utiliza un compresor de tipo ON/OFF, la potencia frigorífica del evaporador se modeló mediante dos estados de operación.

$$Q_{evap} = \begin{cases} 0\ W\ , compresor\ apagado \\ 2000\ W, compresor\ encendido \end{cases}$$

Cuando el controlador de activa el compresor, el evaporador trabaja a su capacidad nominal de 2kW, caso contrario si el controlador desactiva el compresor la potencia al enfriar del evaporador es nula.

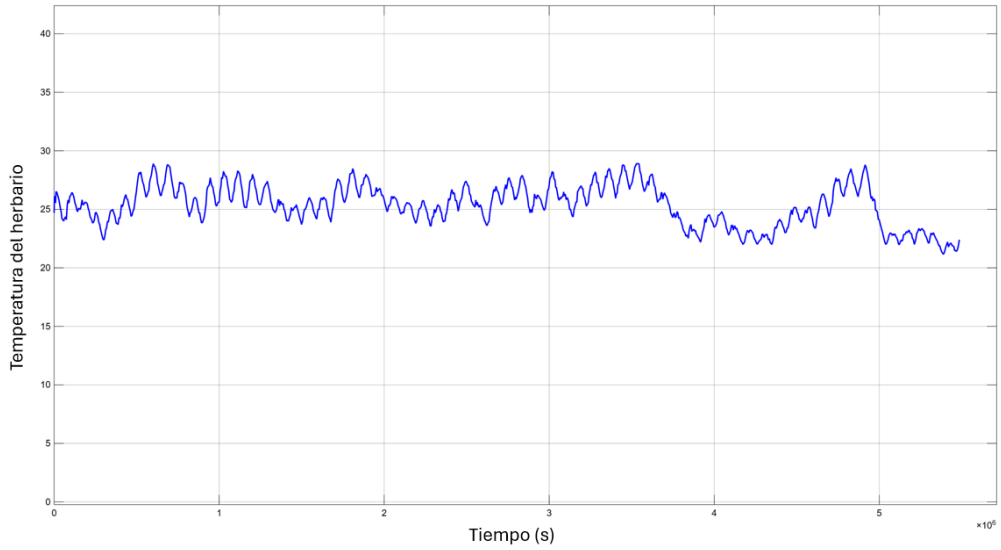
El modelo térmico desarrollado fue implementado en MATLAB/Simulink para simular los cambios de la temperatura en el herbario y evaluar el desempeño del controlador ON/OFF bajo las condiciones de operación definidas.

4.3.3 Modelo dinámico del sistema

EL modelo dinámico desarrollado en MATLAB/Simulink fue alimentado con los datos experimentales de temperatura obtenidos durante el proceso de recolección observado en la Figura 14.

Figura 14

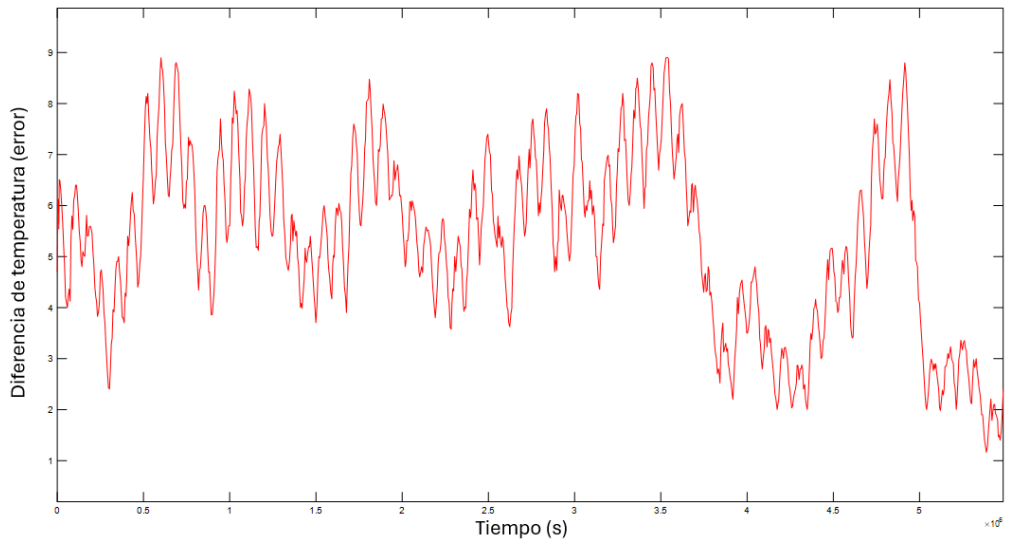
Temperatura recopilada del periodo de 63 días



Posteriormente, se calculó el error de temperatura mediante la diferencia entre la temperatura registrada y el valor de referencia (setpoint) establecido en 20 °C, por lo cual la diferencia de temperatura se muestra en la Figura 15.

Figura 15

Error entre el setpoint y la temperatura recopilada

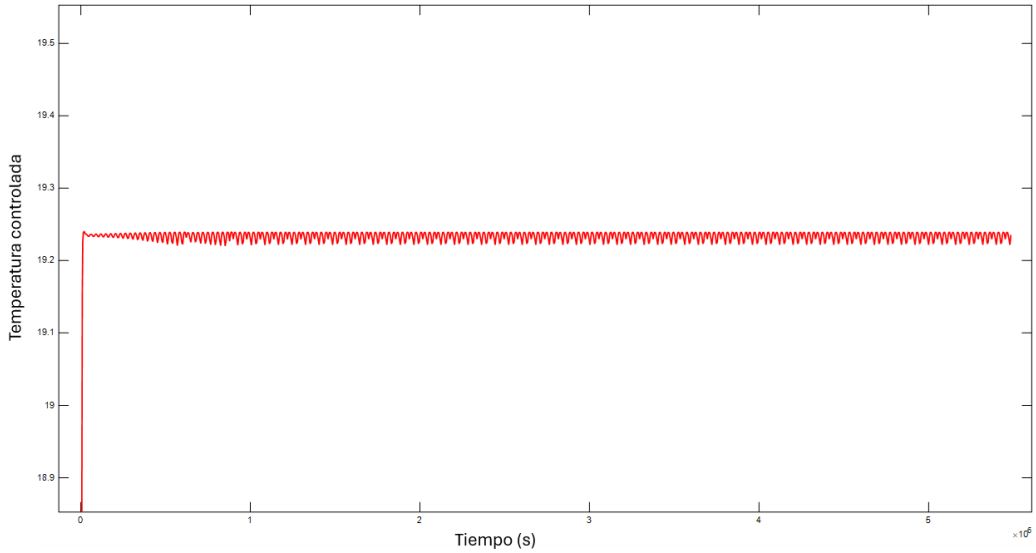


Una vez realizado todo el proceso de simulación de datos del sistema de control ON/OFF con histéresis permitió obtener la temperatura controlada

alrededor de los 19,2 y 19,3 °C por lo que se encontraron dentro de los valores aptos para herbarios, la respuesta obtenida se presenta en la Figura 16.

Figura 16

Temperatura controlada en base al sistema



4.4 Discusión

4.4.1 Validación del subsuelo como recurso térmico

Los resultados confirman que el subsuelo a 1,5 m de profundidad en Yuyucocha mantiene una temperatura estable entre 19 y 20 °C a lo largo del periodo, actuando como un sumidero térmico efectivo. Esto concuerda con lo reportado por Carro Pérez et al. (2020) y responde afirmativamente a la primera pregunta de investigación donde el subsuelo sí puede funcionar como fuente/sumidero energético para sistemas de bomba de calor en la zona.

El sistema de control automatizado mediante un controlador ON/OFF con histéresis permitió regular el funcionamiento de la bomba de calor geotérmica de acuerdo con la temperatura registrada en el herbario. El algoritmo de control comparó continuamente la temperatura medida con el valor de referencia establecido en 20 °C, activando el compresor cuando la temperatura superó el límite superior de la banda de histéresis y desactivándolo cuando desciende por debajo del límite inferior.

La simulación desarrollada en MATLAB/Simulink permitió evaluar la respuesta del sistema utilizando los datos experimentales obtenidos durante el monitoreo del lugar. La incorporación de la función de transferencia del sistema térmico, basada en la capacidad térmica del recinto y el coeficiente global de transferencia de calor, permitió representar el comportamiento de la temperatura ante la acción del controlador, así facilitando el control de temperatura usando factores reales dentro de la función.

Los resultados obtenidos evidencian que el controlador responde de manera estable a las variaciones de temperatura, evitando conmutaciones excesivas del compresor. Este comportamiento ayuda a reducir el desgaste de los equipos y favorece con un funcionamiento más eficiente del sistema de climatización, manteniendo las condiciones térmicas cercanas al valor de referencia establecido. Cabe resaltar que para conocer un control mas realista se necesita implementar el equipo y comprobar con valores constantes activando la bomba de calor con un uso de retroalimentación.

4.4.2 Limitaciones y consideraciones

1. Profundidad de instalación: Aunque 1.5 m es suficiente para la zona, en regiones con mayor amplitud térmica superficial podría requerirse aun mayor profundidad.
2. Humedad del suelo: Los valores altos de HR del suelo (>70%) podrían afectar la transferencia térmica a largo plazo, aunque no hayan sido considerados en este aspecto por el porcentaje de HR en el lugar.

4.5 Materiales, equipos y software

Para los equipos se tomó en cuenta los precios de cada uno, y adicionalmente los softwares que se pueden obtener de forma gratuita.

Tabla 18

Materiales, equipos y software a emplear en la investigación

Tabla de costos de materiales				
Categoría	**Material/Equipo/Software**	**Costo Unitario (USD)**	**Cantidad**	**Costo Total (USD)**
Materiales de Campo	Hoyador	0,00 $	1	0,00 $
	Barra	0,00 $	1	0,00 $
	Martillo	0,00 $	1	0,00 $
Materiales de Laboratorio	Placa de Arduino MEGA	40,00 $	1	40,00 $
	Sensor de temperatura para el suelo (DS18B20)	10,00 $	3	30,00 $
	Grapas plasticas de pared con clavo (100 unid)	2,00 $	1	2,00 $
	Placa perforada baquelita	10,00 $	1	10,00 $
	Sensor de temperatura y humedad relativa del aire (DHT11)	4,00 $	4	16,00 $
	Cableado para el sistema	0,80 $	120	96,00 $
	Cables de instrumentación (1m)	3,00 $	3	9,00 $
	Estructura para los equipos	15,00 $	1	15,00 $
	Modulo SD	8,00 $	1	8,00 $
	Tarjeta SD	10,00 $	1	10,00 $
	Carta psicrométrica (Quito)	0,00 $	1	0,00 $
Software	Matlab	0,00 $	1	0,00 $
Equipos		0,00 $	1	0,00 $
Total				236,00 $

CAPÍTULO V
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

Una vez finalizado el desarrollo de la presente investigación, se establecen las siguientes conclusiones:

Se evaluó el comportamiento térmico del subsuelo del herbario de la Granja Experimental "Yuyucocha" mediante el análisis de los datos registrados durante 63 días. Los resultados evidenciaron una temperatura promedio de 19,95 °C a una profundidad de 1,5 m, con una desviación estándar de 0,15 °C, confirmando la estabilidad térmica del terreno y su viabilidad como fuente geotérmica para aplicaciones de climatización mediante bomba de calor.

Se caracterizaron las condiciones ambientales del interior del herbario a partir del monitoreo continuo de temperatura y humedad relativa. Se obtuvo una temperatura promedio de 25,33 °C y una humedad relativa promedio de 52,16 %, registrándose valores máximos de 29,30 °C y 67,25 %, respectivamente. Estos resultados permitieron identificar la necesidad de implementar un sistema de climatización capaz de mantener condiciones adecuadas para la conservación de las colecciones botánicas.

El análisis estadístico realizado sobre las variables ambientales confirmó mediante la prueba Q-Qplot que las series de datos presentan una distribución normal, con una pequeña variación siendo común en variables ambientales registradas durante periodos extensos de monitoreo. Esta información permitió seleccionar procedimientos apropiados para la interpretación de los resultados experimentales.

Se diseñó y dimensionó un sistema de bomba de calor geotérmica considerando las condiciones térmicas del herbario y las cargas térmicas calculadas. El dimensionamiento permitió seleccionar los principales componentes del sistema de refrigeración y establecer una capacidad de enfriamiento acorde con la carga térmica estimada del recinto, constituyendo una propuesta técnicamente viable para futuras etapas de implementación.

Se desarrolló un modelo dinámico del sistema mediante MATLAB/Simulink, incorporando una función de transferencia obtenida a partir del balance energético del laboratorio simulando el sistema en funcionamiento y además se incorporó un controlador ON/OFF con histéresis. Esta simulación permitió analizar el comportamiento del sistema frente a los datos experimentales registrados, verificando la respuesta del algoritmo de control y proporcionando una herramienta para evaluar el funcionamiento del sistema antes de su implementación física.

5.2 Recomendaciones

En base a la experiencia del estudio y los resultados obtenidos, se sugieren las siguientes recomendaciones para futuras investigaciones y optimizaciones del sistema:

Validación experimental del sistema propuesto: Se recomienda implementar el sistema de bomba de calor geotérmica diseñado y realizar un nuevo periodo de monitoreo con las variables ambientales del herbario. Esto permitirá hacer una comparación de las condiciones de temperatura y humedad relativa obtenidas durante la operación del sistema con los datos experimentales registrados en esta investigación, validando el comportamiento previsto mediante la simulación desarrollada en MATLAB/Simulink.

Control de la humedad relativa: Considerando que la humedad relativa es un parámetro fundamental para la conservación de las muestras botánicas, se recomienda plantear la incorporación de estrategias de control específicas para esta variable, tales como la integración de un sistema de deshumidificación complementario, con el fin de mantener las condiciones ambientales dentro de los rangos recomendados para la preservación de las muestras, ya que en este sistema no se consideró la humedad relativa porque los rangos de humedad en el lugar se encuentran entre los valores recomendados para herbarios.

Detalles para la implementación: Previo a la construcción del sistema propuesto, se recomienda revisar a detalle que incluya el análisis de las dimensiones del área de instalación, la revisión de los planos arquitectónicos y estructurales del lugar, la identificación de las rutas disponibles para las tuberías y la verificación de

la factibilidad técnica de la instalación. Asimismo, se recomienda realizar la selección comercial de los componentes y el cálculo de la carga de refrigerante en conjunto con un técnico especializado en refrigeración, ya que la cantidad de refrigerante no depende únicamente de la capacidad de la bomba de calor, sino también de la longitud de las tuberías, el volumen interno de todo el sistema, la disposición de los intercambiadores de calor y la configuración final del sistema.

Estudio del impacto ambiental a largo plazo: Se recomienda realizar un estudio longitudinal superior a 1 año para evaluar el impacto directo con sistema de climatización implementado para conservación de las muestras del herbario. Esto proporcionaría la evidencia más sólida sobre la efectividad del sistema geotérmico para la preservación del patrimonio biológico.

Revisión bibliográfica

Aguilar José. (2022). *UNIVERSIDAD ESTATAL PENÍNSULA DE SANTA ELENA FACULTAD DE SISTEMAS Y TELECOMUNICACIONES*. UNIVERSIDAD ESTATAL PENÍNSULA DE SANTA ELENA.

Andres del Barrio, P. (2014). *Aplicación de energía geotérmica de muy baja entalpia para la climatización de un edificio de oficinas en Alcorcón, Madrid*.

Angulo-Romero E y Romero-Condor C y Beate B. (2023). Zonificación del gradiente geotérmico en la cuenca Oriente de Ecuador a partir de temperatura de fondo de pozos. *Boletín de Geología*, *45*, 7–8.

Ardiles-Huerta, V. y Arriagada, J. (2018). *TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA EN EL HERBARIO SGO: ANÁLISIS PRELIMINAR Y CONSIDERACIONES PREVENTIVAS PARA LA CONSERVACIÓN DE LAS COLECCIONES BOTÁNICAS DEL MUSEO NACIONAL DE HISTORIA NATURAL* (Vol. 67, Issue 1).

Arias, J. (2024). *IMPLEMENTACIÓN DE DOS SISTEMAS DE CONTROL DE TEMPERATURA MEDIANTE LA ACCIÓN DE CONTROL ON/OFF PARA EL LABORATORIO DE TECNOLOGÍA INDUSTRIAL DE LA ESFOT DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE LOS DOS SISTEMAS DE CONTROL DE TEMPERATURA*. ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL ESCUELA DE FORMACIÓN DE TECNÓLOGOS.

Banchón, M. L. (2023). *Diseño de un sistema mecatrónico para el monitoreo de temperatura y humedad en una planta empacadora de camarón*. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción.

Briceño M. (2018). *OPERACIONES UNITARIAS II TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION FORZADA CORRELACIONES*. https://bioenergia.blogs.upv.es/files/2018/01/Coeficientes-de-Pelicula.pdf

Carlos, J. y González, R. (n.d.). *FÓRMULAS, TABLAS Y FIGURAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR*.

Carreño Flores, C. M. (2021). *Diseño de una instalación geotérmica de baja entalpía para la climatización de una vivienda unifamiliar situada en Boecillo (Valladolid)*. Universidad politécnica de Valencia.

Carro Pérez, M. E. y Pleitavino, M. N. y Mansilla, M. B. y Peiretti, A. y Cioccale, M. A. y Francisca, F. M. (2020). *Geotermia de baja entalpía en suelos loéssicos y su aplicación en viviendas*.

Chingal Huaca, M. C. y Anrango Torres, S. A. (2020). *Zonificación de cobertura vegetal propensa a incendios en el cantón Ibarra, provincia de Imbabura*. Universidad Técnica del Norte.

Contreras R. (2009). *Tesis-Diseño de intercambiador geotermico* [Tesis para optar por el titulo de Ingeniero Constructor]. Universidad Austral de Chile.

Coppiano y Gamarra. (2022). *Diseño de un sistema de aprovechamiento de calor geotérmico para bloque de habitaciones en complejo turístico Terjamanco* [ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL]. https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/56080/1/T-112480%20Coppiano%20Garc%c3%ada%2c%20Sof%c3%ada%20Daniela%20%26%20Gamarra%20Mu%c3%b1oz%2c%20Yesika%20Alejandra.pdf

Espinoza Mosquera, J. L. (2018). *Obtención de estándares de sustentabilidad para mejorar la eficiencia energética y la confortabilidad de las viviendas patrimoniales del Centro Histórico de Cuenca*.

Expósito Martín, M. D. C. (2015). *Análisis de la energía geotérmica de baja temperatura en terrenos volcánicos. Aplicaciones a la construcción en Tenerife*.

Fezari, M. y Al, A. (2019). *Exploring One-wire Temperature Sensor "DS18B20" with Microcontrollers*. 1.

Fierro, I. U. C. (2020). *Análisis técnico de sistema de climatización por medio de intercambiador de calor aire-tierra*. Universidad Politécnica de Sinaloa.

García M, J. L. (2019). *DISEÑO DE UN SISTEMA SIMULADOR FÍSICO DE FLUJO MULTIFÁSICO PARA REPRODUCIR CONDICIONES DE FLUJO SEMEJANTES A LAS REALES TESIS*. https://ciateq.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1020/389/1/GarciaMontejoJoseL%20MMANAV%202020.pdf

Globe. (2005). *Protocolo de Temperatura del Suelo*. https://www.globe.gov/documents/16257217/17240639/Protocolo+de+Temperatura+del+Suelo/f7bf6f08-2779-4250-ae41-74e61c1fca38

Gómez Rinesi, M. C. y Spotorno, R. Á. y Zurlo, H. D. y Figueredo, G. R. (2021). Simulación de la evolución de la temperatura del suelo a diferentes profundidades. *Avances En Energías Renovables y Medio Ambiente*.

Gonçalves, A. y Igrejas, G. y Frigeri, A. V. y Feliciano, M. y Vaz, A. J. F. y Soares, O. y Vielba García, J. J. (2022). *Informes de monitorización y seguimiento de resultados*.

Harfagard, S. (2016). *Estado de desarrollo de proyectos de bombas de calor geotérmicas instalados en Chile*.

Herrera, J. M. y Moreno, H. Y. (2023). *Automatización y control de un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) mediante la construcción de un prototipo análogo a un área de producción farmacéutica utilizado para el desarrollo de habilidades educativas*.

Incropera y DeWitt y Bergman y Lavine. (2006). *fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.).

Jara, A. E. (2018). *Propuestas de mejora del tubo capilar de un refrigerador doméstico para incrementar la eficiencia energética, mediante software especializado*. UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE CUENCA.

Kadir, A. y Kako, S. (2022). Comparative investigation on the quality of sensitivity of six different types of thermocouples. *Al-Rafidain Engineering Journal*, *27*(2), 117–126.

Martínez Torregrosa, J. (2022). *Diseño de una instalación geotérmica de baja entalpía para climatización y producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en el edificio del Ayuntamiento de Vilamarxant (València)*. Universitat Politècnica de València.

Ministerio de Desarrollo Urbano y Vivienda (MIDUVI). (2020). *NEC-HS-CL: Climatización. Norma Ecuatoriana de la Construcción (NEC) – Eje Habitabilidad y Salud*. 17–20. https://www.habitatyvivienda.gob.ec/wp-content/uploads/2020/07/NEC-HS-CL-Climatizaci%C3%B3n.pdf?utm_source=chatgpt.com

Monteros, J. D. y Pérez, J. A. (2020). *Estudio paramétrico de bombas de calor para el calentamiento de una piscina cubierta semiolímpica en la ciudad de Quito*.

Moyano, S. P. (2023). *DESALINIZACIÓN DE AGUA DE MAR POR HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACIÓN DE AIRE*. UNIVERSIDAD DE CHILE.

Muñoz-Cantero, J. M. y García-Mira, R. y López-Chao, V. (2015). Influencia del diseño del espacio en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Revisión. *Revista de Estudios e Investigación En Psicología y Educación*, 063–067. https://doi.org/10.17979/reipe.2015.0.13.321

Nair, N. U. y Subhash, S. y Sunoj, S. M. (2024). A Simple Method of Estimation and Testing Based on Q–Q Plots. *Operations Research Forum*, *5*(3). https://doi.org/10.1007/s43069-024-00363-3

Narváez, D. (2016). *DESARROLLO DE UN MÓDULO DE PRUEBAS CON EQUIPOS OPTO 22 PARA LA EMPRESA SORTRONIC AUTOR* [UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA SEDE QUITO]. https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13693/1/UPS%20-%20ST002962.pdf?utm_source=chatgpt.com

Ordinola, E. (2022). *Instalación de sensores para la monitorización ambiental en tiempo real, en la Ciudad de Tumbes, 2021*.

Pita Moreno, W. I. y Artunduaga Paris, M. J. y Rincón Barrera, L. F. (2021). *Estudio de factibilidad del desarrollo de un proyecto de energía geotérmica de media-baja entalpía a partir de la infraestructura presente en campos petroleros maduros en la cuenca de los Llanos Orientales de Colombia*. Universidad de los Andes.

Portilla, F. (2018). *Agroclimatología del Ecuador*. Editorial Universitaria Abya-Yala.

Quitiaquez, W. y Simbaña, I. y Caizatoa, R. y Isaza, C. y Nieto, C. y Quitiaquez, P. y Toapanta, F. (2020). Análisis del rendimiento termodinámico de una bomba de calor asistida por energía solar utilizando un condensador con recirculación. *Revista Técnica Energía*, *16*(2), 111–125.

Riera Galiano, J. (2014). *Estudio de la energía geotérmica en la eficiencia energética de las viviendas unifamiliares*.

Rivera, B. P. y Ñato, H. D. (2021). *Estudio del desempeño de una bomba de calor para vehículos eléctricos en climas de la región Sierra ecuatoriana* [ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO FACULTAD DE MECÁNICA]. http://dspace.espoch.edu.ec/bitstream/123456789/15392/1/65T00372.pdf

Romero Argueta, C. M. (2014). *Estudio de adaptación de las bombas de calor geotérmicas de baja entalpía, a las condiciones de Medio Ambiente de la Zona Oriental de El Salvador*. Universidad de El Salvador.

Sanchez, J. S. (2022). *Diseño de un sistema de monitoreo y control de una cámara de climatización para pruebas de equipos de línea blanca*.

Sanz Blázquez, A. y Millán, M. I. (2012). *CALEFACCIÓN DE UNA VIVIENDA UNIFAMILIAR UTILIZANDO LA BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓN MECÁNICA DE EXPANSIÓN DIRECTA*. Universidad Carlos III de Madrid.

Srivannavit, O. y Joshi, R. y Zhu, W. y Gong, B. y Turnbull, I. C. y Patel, V. y Gaitas, A. (2025). Design, fabrication, and calibration of a micromachined thermocouple for biological applications in temperature monitoring. *Biosensors and Bioelectronics*, *267*(116835).

Suárez, J. J. (2021). *La bomba de calor como alternativa tecnológica para producción de agua caliente sanitaria. Eficiencia energética del sistema y fuentes de calor*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Tazi, I. y Triyana, K. y Siswanta, D. (2016). A novel Arduino Mega 2560 microcontroller-based electronic tongue for dairy product classification. *AIP Conference Proceedings*, *1755*. https://doi.org/10.1063/1.4958605

Vecellio, D. J. y Wolf, S. T. y Cottle, R. M. y Kenney, W. L. (2022). Evaluating the 35°C wet-bulb temperature adaptability threshold for young, healthy

subjects (PSU HEAT Project). *Journal of Applied Physiology*, *132*(2), 340–345.

Yunus A. Çengel y Afshin J. Ghajar. (2012). *Transferencia de calor y masa-4ta-edicion* (4rta ed.).

Yunus A. Çengel y Michael A. Boles. (2015). *Termodinamica_8va_Edicion* (8va ed.).

ANEXOS

ANEXO A

Código de Arduino para recolectar los datos del lugar

Figura A. 1

Código de Arduino para la recolección de datos del lugar

Codigo_humedad_relativa_temperatura_temp_suelo_SD_module.ino

```
#include <DHT.h>
#include <OneWire.h>
#include <DallasTemperature.h>
#include <RTClib.h>
#include <SPI.h>
#include <SD.h>

// ---------- Pines ----------
#define DHTPIN1 2
#define DHTPIN2 4
#define DHTPIN3 5
#define DHTPIN4 6
#define DHTTYPE DHT11   // <<<<<< CAMBIADO A DHT11

#define ONE_WIRE_BUS1 3   // T suelo 0.5m
#define ONE_WIRE_BUS2 7   // T suelo 1.0m
#define ONE_WIRE_BUS3 8   // T suelo 1.5m

#define SD_CS 53          // Chip Select de SD en el MEGA

// ---------- Objetos ----------
DHT dht1(DHTPIN1, DHTTYPE);
DHT dht2(DHTPIN2, DHTTYPE);
DHT dht3(DHTPIN3, DHTTYPE);
DHT dht4(DHTPIN4, DHTTYPE);

OneWire oneWire1(ONE_WIRE_BUS1);
OneWire oneWire2(ONE_WIRE_BUS2);
OneWire oneWire3(ONE_WIRE_BUS3);
```

```
30
31  DallasTemperature ds1(&oneWire1);
32  DallasTemperature ds2(&oneWire2);
33  DallasTemperature ds3(&oneWire3);
34
35  RTC_DS3231 rtc;
36  File file;
37
38  unsigned long contador = 1;
39
40  // ---------- SETUP ----------
41  void setup() {
42    Serial.begin(9600);
43    delay(500);
44
45    // ----- Cuenta regresiva -----
46    for (int i = 10; i > 0; i--) {
47      Serial.print("Iniciando en ");
48      Serial.print(i);
49      Serial.println(" segundos...");
50      delay(1000);
51    }
52
53    Serial.println("\n⏳ Inicio completado. Iniciando sensores...");
54
55    dht1.begin();
56    dht2.begin();
57    dht3.begin();
58    dht4.begin();
59
60    ds1.begin();
61    ds2.begin();
62    ds3.begin();
63
64    // RTC
65    if (!rtc.begin()) {
66      Serial.println("❌ No se pudo iniciar el RTC");
67      while (1);
68    }
69
70    // SD
71    if (!SD.begin(SD_CS)) {
72      Serial.println("❌ No se detecta tarjeta SD");
73      while (1);
74    }
75    Serial.println("✓ SD iniciada correctamente");
76
77    // Crear archivo si no existe
78    if (!SD.exists("datos.csv")) {
79      file = SD.open("datos.csv", FILE_WRITE);
80      if (file) {
81        file.println("Valor;Fecha;Hora;T1;H1;T2;H2;T3;H3;T4;H4;T suelo 0.5m;T suelo 1.0m;T suelo 1.5m");
82        file.close();
83        Serial.println("✓ Archivo datos.csv creado");
84      }
85    }
86  }
```

```
87
88  // ---------- LOOP ----------
89  void loop() {
90
91    DateTime now = rtc.now();
92
93    // ---- Lectura DHT ----
94    float t1 = dht1.readTemperature();
95    float h1 = dht1.readHumidity();
96    float t2 = dht2.readTemperature();
97    float h2 = dht2.readHumidity();
98    float t3 = dht3.readTemperature();
99    float h3 = dht3.readHumidity();
100   float t4 = dht4.readTemperature();
101   float h4 = dht4.readHumidity();
102
103   // ---- Lectura DS18B20 ----
104   ds1.requestTemperatures();
105   ds2.requestTemperatures();
106   ds3.requestTemperatures();
107
108   float ts1 = ds1.getTempCByIndex(0); // Suelo 0.5 m
109   float ts2 = ds2.getTempCByIndex(0); // Suelo 1.0 m
110   float ts3 = ds3.getTempCByIndex(0); // Suelo 1.5 m
111
112   // ---- Mostrar por Serial ----
113   Serial.println("=======================================");
114   Serial.print("Conteo: "); Serial.println(contador);
```

```
115
116   Serial.print("Fecha: ");
117   Serial.print(now.day()); Serial.print("/");
118   Serial.print(now.month()); Serial.print("/");
119   Serial.println(now.year());
120
121   Serial.print("Hora: ");
122   Serial.print(now.hour()); Serial.print(":");
123   Serial.print(now.minute()); Serial.print(":");
124   Serial.println(now.second());
125
126   Serial.print("T1: "); Serial.print(t1); Serial.print(" H1: "); Serial.println(h1);
127   Serial.print("T2: "); Serial.print(t2); Serial.print(" H2: "); Serial.println(h2);
128   Serial.print("T3: "); Serial.print(t3); Serial.print(" H3: "); Serial.println(h3);
129   Serial.print("T4: "); Serial.print(t4); Serial.print(" H4: "); Serial.println(h4);
130
131   Serial.print("T suelo 0.5m: "); Serial.println(ts1);
132   Serial.print("T suelo 1.0m: "); Serial.println(ts2);
133   Serial.print("T suelo 1.5m: "); Serial.println(ts3);
134
135   // ---- Guardar en SD ----
136   file = SD.open("datos.csv", FILE_WRITE);
137   if (file) {
138
139     file.print(contador); file.print(";");
140
141     file.print(now.day()); file.print("/");
142     file.print(now.month()); file.print("/");
143     file.print(now.year()); file.print(";");
144
```

```
144
145     file.print(now.hour()); file.print(":");
146     file.print(now.minute()); file.print(":");
147     file.print(now.second()); file.print(";");
148
149     file.print(t1); file.print(";"); file.print(h1); file.print(";");
150     file.print(t2); file.print(";"); file.print(h2); file.print(";");
151     file.print(t3); file.print(";"); file.print(h3); file.print(";");
152     file.print(t4); file.print(";"); file.print(h4); file.print(";");
153
154     file.print(ts1); file.print(";");
155     file.print(ts2); file.print(";");
156     file.println(ts3);
157
158     file.close();
159     Serial.println("✓ Datos guardados");
160   } else {
161     Serial.println("❌ Error al guardar en SD");
162   }
163
164   contador++;
165   delay(3000);
166 }
167
```

erial Monitor ✕ Output

ANEXO B

Instalación de los equipos necesarios para recolectar los datos

Figura B. 1

Instalación de los sensores para la recolección de datos

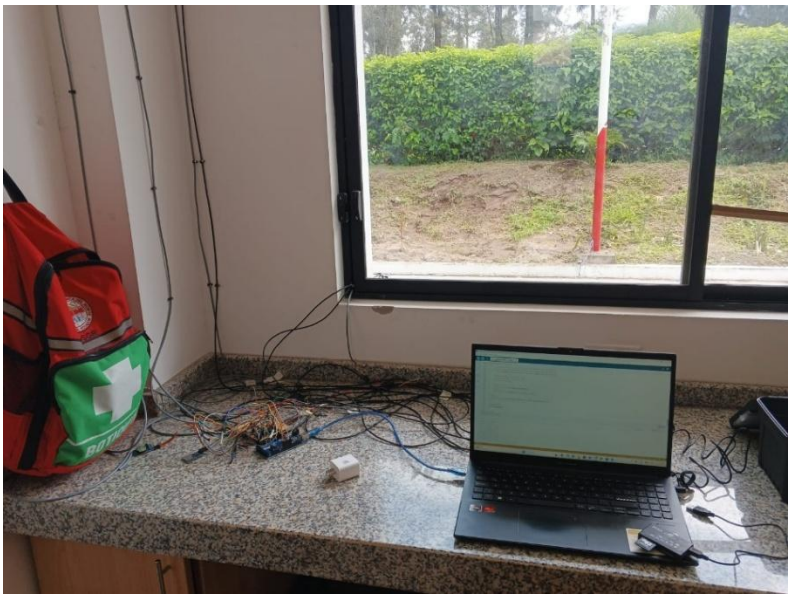


Figura B. 2

Excavación del agujero para instalar los sensores DS18B20



Figura B. 3

Instalación de los sensores DS18B20



Figura B. 4

Colocación de sensores DHT11 en el herbario



Figura B. 5

Lugar de ubicación del sistema de recolección de datos



ANEXO C

Cálculos de dimensiones del lugar de ubicación

Tabla C. 1

Dimensiones de la infraestructura

Superficie	**Área (m^2)**
Techo	52,46 m^2
Puerta	2 m^2
Pared corta aula 1- herbario	19 m^2
Pared corta aula 2- herbario	19 m^2
Piso	52,46 m^2
Pared con ventana 1y 2	17 m^2
Pared con ventana 3 y 4	19 m^2

Tabla C. 2

Volumen interno del lugar

Dimensiones internas	**Longitud (m)**	**Volumen (m^3)**
Ancho	6,03 m	166 m^3
Largo	8,70 m	
Alto	3,16 m	
Ventana 1 largo	3,30 m	
Ventana 1 alto	1,60 m	
Ventana 2 largo	3,30 m	
Ventana 2 alto	1,60 m	
Ventana 3 largo	2,70 m	
Ventana 3 alto	1,57 m	
Ventana 4 largo	2,70 m	
Ventana 4 alto	1,57 m	
Puerta a lo ancho	1,00 m	
Puerta a lo alto	2,32 m	

Tabla C. 3

Área correspondiente a cada sección de la infraestructura

Dimensiones	**Área (m^2)**
Pared corta	19 m^2
Pared corta	19 m^2
Pared larga	27 m^2
Pared larga	27 m^2
Ventana 1	5 m^2
Ventana 2	5 m^2
Ventana 3	4 m^2
Ventana 4	4 m^2
Puerta	2,32 m^2
Losa	52,46 m^2

Tabla C. 4

Dimensiones de las paredes con ventanas

Dimensiones	**Área (m^2)**
Pared larga con ventanas 1 y 2	17 m^2
Pared larga con ventanas 3 y 4	19 m^2