

**VIABILIDAD TÉCNICA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN GEOTÉRMICA
PARA EDIFICACIONES SOSTENIBLES EN EL TRÓPICO**

SERGIO ALEXANDER PEÑALOZA PEÑA

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

**VIABILIDAD TÉCNICA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN GEOTÉRMICA
PARA EDIFICACIONES SOSTENIBLES EN EL TRÓPICO**

SERGIO ALEXANDER PEÑALOZA PEÑA

Trabajo de grado para optar el título de Magíster en Ingeniería Mecánica

Director:

JULIÁN ERNESTO JARAMILLO IBARRA

PhD en Ingeniería Mecánica

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2020

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	17
1. MARCO TEÓRICO	20
1.1 CLIMATIZACIÓN GEOTÉRMICA	20
1.2 SISTEMAS GEOTÉRMICOS DE CLIMATIZACIÓN GSHP	20
1.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR TIERRA-AIRE	21
1.3.1 Consideraciones de diseño de los EAHEs	22
1.3.2 Temperatura del terreno	23
1.3.3 Propiedades del terreno	24
2. OBJETIVOS	28
2.1 OBJETIVO GENERAL	28
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	28
3. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES TERMO-FÍSICAS Y COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL TERRENO EN EL SITIO DE INTERÉS. ...	29
3.1 INTRODUCCIÓN	29
3.2 METODOLOGÍA	30
3.2.1 Temperatura y humedad del terreno	30
3.1.1 Propiedades texturales y térmicas del terreno	32
3.1.2 Condiciones climáticas	32
3.2 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	33
3.2.1 Humedad del terreno	33
3.2.2 Temperatura del terreno	34
3.2.3 Propiedades texturales y térmicas del terreno	39
3.2.4 Condiciones meteorológicas	41

3.3 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO	44
4.CARACTERIZACIÓN DE ESPACIO A ACONDICIONAR EN TÉRMINOS DE CARGA TÉRMICA Y TASA DE RENOVACIONES.....	45
4.1 INTRODUCCIÓN	45
4.2 METODOLOGÍA	46
4.2.1 Modelo energético del espacio a acondicionar	48
4.3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	50
4.3.1 Selección del aire acondicionado convencional.....	63
4.3.2 Resultados experimentales.....	67
4.4 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO	68
 5. DISEÑO Y CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EAHE.....	69
5.1 INTRODUCCIÓN	69
5.2 METODOLOGÍA	71
5.3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	72
5.3.1 Conducción tridimensional en estado transitorio.....	72
5.3.1 Evaluación de la temperatura en función de los parámetros de mallado	89
5.3.2 Evaluación de los parámetros geométricos	93
5.3.3 Determinación de las condiciones de operación.....	98
5.3.4 Diseño y distribución del sistema de climatización geotérmica.....	99
5.3.5 Determinación del potencial de enfriamiento	114
5.4 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO	116
 6. ANÁLISIS FINANCIERO PARA DETERMINAR LA VIABILIDAD ECONÓMICA DE INSTALACIÓN DEL EAHE	118
6.1 METODOLOGÍA	119
6.2 RESULTADOS Y DISCUSIÓN	121
6.2.1 Análisis de precio unitario	121
6.2.2 Flujos de caja.....	127

6.2.3 Valor presente neto (VPN) y TIR	128
6.2.4 Período de retorno de la inversión	132
6.3 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO	134
7. CONCLUSIONES	135
8. RECOMENDACIONES	138
BIBLIOGRAFÍA	139
ANEXOS	145

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Diagrama esquemático de un intercambiador de calor Tierra-Aire.....	22
Figura 2. Sonda para medición de temperatura y humedad.	30
Figura 3. Instalación de la sonda de medición.	31
Figura 4. Muestras de terreno preparadas con diferente contenido volumétrico de agua.	31
Figura 5. Muestras de terreno de la Escuela de Ingeniería Mecánica tomadas a diferente profundidad.	32
Figura 6. Determinación del punto de saturación del terreno.	33
Figura 7. Humedad del terreno medida a diferentes profundidades.	34
Figura 8. Temperatura del terreno medida a diferentes profundidades en épocas secas.	35
Figura 9. Temperatura del terreno medida a diferentes profundidades en época de lluvias.	35
Figura 10. Temperatura simulada por el modelo Kusuda.	36
Figura 11. Tasa de incremento de la temperatura por unidad de profundidad.	38
Figura 12. Humedad y temperatura representativos para una semana.	42
Figura 13. Emisividad pada dos diferentes muestras de terreno en función del contenido de humedad. Por (Maria et al. 2007).	43
Figura 14. Plano segundo piso edificio de laboratorios Escuela de Ingeniería Mecánica.	47
Figura 15. Laboratorio de Diseño, segundo piso edificio de laboratorios Escuela de Ingeniería Mecánica.	47
Figura 16. Zona térmica para acondicionar (Laboratorio de diseño).	48
Figura 17. Modelo transitorio para la determinación de cargas térmicas del espacio a acondicionar.....	50
Figura 18. Plano arquitectónico, vista lateral.	51

Figura 19. Definición de paredes de la zona térmica en TRNSYS.	52
Figura 20. Descripción de puertas y ventanas. a) Ventanas basculantes, b) puerta interior, c) puerta principal.	53
Figura 21. Definición de ventanas en el ambiente TRNSYS.....	54
Figura 22. Comportamiento característico de las infiltraciones para un edificio educativo.	56
Figura 23. Carga térmica por el sistema de ventilación.	57
Figura 24. Comportamiento característico de ocupación para un edificio educativo.	58
Figura 25. Plano de iluminación del laboratorio de diseño.....	59
Figura 26. Comportamiento característico de iluminación para un edificio educativo.	60
Figura 27. Horario de Comportamiento característico de los equipos para un edificio educativo.	63
Figura 28. Calor latente anual.....	64
Figura 29. Calor sensible anual	64
Figura 30. Calor total anual.....	64
Figura 31. Horas de carga no satisfechas	65
Figura 32. Esquema de aire acondicionado para el salón de diseño.....	66
Figura 33. <i>Set point</i> de enfriamiento del aire acondicionado	67
Figura 34. Comparación entre la temperatura medida experimental y la temperatura obtenida de la simulación.	68
Figura 35. Área disponible para la instalación del intercambiador EAHE	70
Figura 36. Modelo transitorio para la evaluación del EAHE y el comportamiento térmico del terreno en TRNSYS.....	71
Figura 37. Dominio del problema. Adaptado de TESS (Thornton et al. 2014)	73
Figura 38. Mallado en el plano YZ.	74
Figura 39. Dimensionado de los nodos en el eje X.....	75
Figura 40. Dimensionado de los nodos en el eje Y.....	77
Figura 41. Dimensionado de los nodos en el eje Z.....	79

Figura 42. Nodo de tubería de geometría recta equivalente a nodo de tubería cilíndrico.....	81
Figura 43. Designación numérica para cada uno de los nodos.	82
Figura 44. Nodo equivalente cilíndrico de terreno.	84
Figura 45. Diagrama de balance de energía para los nodos en la frontera izquierda.	85
Figura 46. Balance de energía en los nodos superficiales.....	88
Figura 47. Evaluación de la longitud del nodo.	90
Figura 48. Variación de la temperatura de salida para diferentes NML	91
Figura 49. Variación de la temperatura de salida para diferentes valores del factor de equivalencia entre nodos cuadrados y nodos cilíndricos	92
Figura 50. Temperatura de salida variando el área superficial de transferencia de calor	92
Figura 51. Variación en la temperatura de salida para diferentes diámetros de tubería.....	93
Figura 52. Variación en la temperatura de salida para diferente flujo másico.....	95
Figura 53. Variación en la temperatura de salida para diferentes longitudes de tubería.....	96
Figura 54. Área de instalación del intercambiador.....	97
Figura 55. Temperatura de salida del intercambiador EAHE.....	99
Figura 56. Esquema del EAHE	101
Figura 57. Pérdida de presión por fricción. Tomado de (McQuiston, Parker, and Spitler 2005).....	106
Figura 58. Curva característica para ventiladores centrífugos. (McQuiston, Parker, and Spitler 2005).....	109
Figura 59. Ventilador marca sodeca, referencia CMP-616-4T 60HZ	110
Figura 60. Curvas del sistema y curva de funcionamiento ventilador	111
Figura 61. Dimensiones del ventilador.....	113
Figura 62. COP del EAHE para un día.	115
Figura 63. COP del EAHE para una semana.....	116

Figura 64. Flujos de caja netos.....	128
Figura 65. Análisis de la tasa interna de retorno (TIR).....	131
Figura 66. Conexión de sensores digitales de temperatura. Adaptado del datasheet.	145
Figura 67. Calibración de sensores de temperatura.	146
Figura 68. Muestras de terreno preparadas a diferente contenido volumétrico de agua.	148
Figura 69. Lectura analógica de humedad de cada sensor Vs Contenido volumétrico de agua de cada muestra. Elaboración Propia.	148
Figura 70. Respuesta sensor 4 respecto al contenido volumétrico de agua.	149

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Propiedades texturales del terreno en estudio.....	39
Tabla 2. Conductividad térmica, capacidad térmica volumétrica y difusividad térmica para el terreno en estudio. Adaptado de (Márquez, Bohórquez, and Melgar 2016).	41
Tabla 3. Coeficientes de infiltración	56
Tabla 4. Descripción de equipos dispuestos en el laboratorio de diseño.....	61
Tabla 5. Estados termodinámicos del aire	66
Tabla 6. Pérdidas de tubería y accesorios circuito externo.....	103
Tabla 7. Velocidades recomendadas para sistemas de ventilación. Adaptado de (McQuiston, Parker, and Spitler 2005).....	104
Tabla 8. Coeficientes de pérdidas y longitud equivalente para los accesorios empleados en el sistema.	105
Tabla 9. Dimensiones del sistema de distribución de aire	107
Tabla 10. Trayecto de mayor caída de presión.....	108
Tabla 11. Características generales del ventilador.	110
Tabla 12. Datos del punto de diseño y servicio del ventilador	110
Tabla 13. Condiciones de servicio del ventilador	112
Tabla 14. Características del motor.	112
Tabla 15. Dimensiones del ventilador.....	113
Tabla 16. Análisis de precio unitario sistema EAHE	122
Tabla 17. Análisis de precio unitario sistema de aire acondicionado.....	125
Tabla 18. Tarifa consumo aire acondicionado	127
Tabla 19. Tarifa consumo energético ventiladores	127
Tabla 20. Criterios de decisión VPN	129
Tabla 21. Cálculo del valor presente neto.....	130
Tabla 22. Resultados VPN y TIR	131

Tabla 23. Período de retorno de la inversión	133
Tabla 24. Valores medidos por cada sensor de temperatura después de calibración.	147
Tabla 25. Valores medidos por cada sensor de humedad sobre una muestra de terreno con un contenido volumétrico de agua conocido.	149

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
ANEXO A. CONFIGURACIÓN Y CALIBRACIÓN DE LA SONDA.....	145
ANEXO B. PLANOS ARQUITECTÓNICOS.....	151
ANEXO C. ANÁLISIS PSICROMÉTRICO DEL SISTEMA DE AA.	153

RESUMEN

TITULO: VIABILIDAD TÉCNICA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN GEOTÉRMICA PARA EDIFICACIONES SOSTENIBLES EN EL TRÓPICO*

AUTOR: SERGIO ALEXANDER PEÑALOZA PEÑA**

PALABRAS CLAVE: Enfriamiento Pasivo, EAHE, Intercambiador de calor de terreno Horizontal, TRNSYS, Estudio Paramétrico, Pozo Canadiense, Pozo Provenzal

DESCRIPCIÓN:

La actividad constructora es una de las mayores consumidoras de recursos naturales. Las edificaciones en su vida útil son responsables de generar el 30% de las emisiones de CO₂, producen un 40% de los residuos humanos y requieren aproximadamente el 40% de la energía global para su funcionamiento. Se han hecho esfuerzos globales enfocados en la reducción del consumo, aumento de la eficiencia de los sistemas y el uso racional de los recursos naturales. Una de las alternativas para la climatización eficiente es el uso de la energía geotérmica en sistemas de intercambio térmico Earth to Air Heat Exchanger (EAHE). Por tanto, Con el propósito de adoptar iniciativas de construcción sostenible que disminuyan el consumo energético y el impacto ambiental, este trabajo de investigación busca evaluar la viabilidad técnica y económica de un intercambiador geotérmico EAHE para ser implementado en edificaciones en el trópico, específicamente en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Para ello, de determinaron las propiedades termo físicas y comportamiento térmico del terreno en el sitio de interés, se caracterizó el espacio a acondicionar, se modelo matemáticamente el intercambiador, se definió un diseño, y se realizaron algunas consideraciones económicas. Finalmente, se concluye que el intercambiador tiene la capacidad de realizar una entrega de aire con una temperatura de entre 20 y 24°C durante los días del año, lo anterior, sin sufrir efectos de sobrecarga térmica en el terreno, y dando viabilidad técnica y económica al proyecto estudiado.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Maestría en Ingeniería Mecánica. Director: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra. PhD en Ingeniería Mecánica.

ABSTRACT

TITLE: TECHNICAL FEASIBILITY OF A GEOTHERMAL AIR CONDITIONING SYSTEM FOR SUSTAINABLE TROPICAL BUILDINGS *

AUTHOR: SERGIO ALEXANDER PEÑALOZA PEÑA**

KEYWORDS: Passive cooling, EAHE, Horizontal Ground Heat Exchanger, TRNSYS, Parametric study, Canadian Well, Provençal Well

DESCRIPTION:

Construction activity is one of the largest consumers of natural resources. Buildings in their useful life are responsible for generating 30% of CO₂ emissions, they produce 40% of human waste and require approximately 40% of global energy for their operation. In recent years, global efforts have been made focused on reducing energy consumption, increasing the efficiency of systems, and the rational use of natural resources. One of the alternatives is to use geothermal energy for thermal conditioning, such as an Earth to Air Heat Exchanger (EAHE) system, which has been considered as a promising alternative to achieve thermal comfort. For this reason, the aim of this research was to evaluate the technical and economic viability of an EAHE to be implemented in buildings in a tropical area. Specifically, a laboratory, inside the building in the School of Mechanical Engineering of the Industrial University of Santander, was considered as a study case. The research was carried out in four phases: firstly, the thermo-physical properties and thermal behavior of the soil at the location were determined; secondly, the thermal load of the space to be conditioned was characterized; thirdly, the exchanger was mathematically modeled and designed. Finally, some economic considerations were made. The results showed that the exchanger has the capacity to deliver air with a temperature from 20 to 24 ° C all days of the year, without suffering thermal overload effects on the ground. And also the findings showed that the EAHE is economically viable, and it could be implemented as a cooling system in educational buildings.

* Master Thesis

** Faculty of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Master in Mechanical Engineering. Director: Julián Ernesto Jaramillo Ibarra. PhD in Mechanical Engineering.

INTRODUCCIÓN

El desarrollo socioeconómico y el progreso tecnológico de la humanidad dan lugar a un aumento continuo de la demanda de recursos, energía y materiales. La actividad constructora es una de las mayores consumidoras de recursos naturales: madera, minerales, agua y energía. Los edificios a lo largo de su construcción, uso y demolición ocasionan un gran impacto en el ambiente global debido al consumo de recursos requeridos para su construcción y para proveerlo de los servicios necesarios para uso final ¹. Adicionalmente, las edificaciones en su vida útil son responsables de generar el 30% de las emisiones de CO₂, producen un 40% de los residuos humanos y requieren aproximadamente el 40% de la energía global para su funcionamiento, de la cual el 60% es usada en sistemas de climatización de ambientes ². Por tanto, al menos el 24% del recurso energético mundial es usado en acondicionamiento térmico, desde luego dependiendo de la posición geográfica, características de la construcción, tamaño del edificio y clima, estos datos pueden variar.

En busca de la creación de un entorno construido sostenible se han hecho esfuerzos globales enfocados en la reducción del consumo, aumento de la eficiencia de los sistemas y el uso racional de los recursos naturales ³. En Colombia diferentes

¹ ALAVEDRA AND OTHERS, 'La Construcción Sostenible. El Estado de La Cuestión', *Informes de La Construcción*, 49 (1997), 41–47; LOBERA Josep and MICHELUTT Enrico , 'Construcción Sostenible y Construcción de La Sostenibilidad: Una Experiencia En Comunidades Rurales de El Salvador', *Revista Internacional de Sostenibilidad, Tecnología y Humanismo*, 2007, 53–68.

² BEDOLLA FERNANDO GORDILLO, CASTRO NIEVES HERNÁNDEZ, AND MORALES JAMES ALBERTO ORTEGA, *Pautas Para Una Construcción Sostenible En Colombia. Bogotá - Cali - Medellín*, 2010; Suresh Kumar Soni, Mukesh Pandey, and Vishvendra Nath Bartaria, 'Energy Metrics of a Hybrid Earth Air Heat Exchanger System for Summer Cooling Requirements', *Energy and Buildings*, 129 (2016), 1–8 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.063>>.

³ PEDRO FERNÁNDEZ DE CÓRDOBA CASTELLÁ, 'Aplicaciones Del Modelado Matemático En Problemas Energéticos: Un Recorrido Desde La Investigación a La Creación de Empresas', *Revista de La Academia Colombiana de Ciencias Exactas*, 36.138 (2012), 93–103; Carol Gauthier, Marcel Lacroix, and Hervé Bernier, 'Numerical Simulation of Soil Heat Exchanger Storage Systems for Greenhouses.Pdf', *Solar Energy*, 60.6 (1997), 333–46.

organizaciones promueven las construcciones eficientes que permitan ahorro de energía usando fuentes alternativas, reciclaje de agua para uso doméstico, aprovechamiento de la iluminación natural, la utilización de materiales de bajo impacto ambiental y la creación de sistemas adecuados de climatización ⁴. Una de las alternativas para la climatización eficiente es el uso de la energía geotérmica en sistemas *Ground Source Heat Pumps (GSHP)*, *Direct Expansion Earth Energy Systems (DXEES)*, *Earth to Air Heat Exchanger (EAHE)*, estas tecnologías aprovechan la temperatura estable del suelo a lo largo del año para intercambiar calor entre el aire que circula en un edificio y el terreno ⁵, presentando ventajas energéticas respecto a sistemas tradicionales de aire acondicionado (A/C) que realizan intercambios de calor con el ambiente, siendo energéticamente más eficientes y menos contaminantes ⁶. Se han realizado numerosos estudios para la aplicación de EAHEs para acondicionamiento térmico en diferentes países lo cuales presentan estaciones climáticas. Estados Unidos ⁷, Italia ⁸, Sahara de Argelia ⁹, Irán ¹⁰, entre otros. Sin embargo, pocas investigaciones han estudiado la aplicación de los EAHEs para climas tropicales. Con el propósito de adoptar iniciativas de construcción sostenible que disminuyan el consumo energético y el impacto ambiental, este trabajo de investigación busca evaluar la viabilidad técnica y económica de un intercambiador geotérmico EAHE para ser implementado en

⁴ GORDILLO, HERNÁNDEZ, AND ORTEGA.

⁵ FERNÁNDEZ DE CÓRDOBA CASTELLÁ.

⁶ C. MONTAGUD AND OTHERS, 'Analysis of the Energy Performance of a Ground Source Heat Pump System after Five Years of Operation', *Energy and Buildings*, 43.12 (2011), 3618–26 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.09.036>>; Soni, Pandey, and Bartaria.

⁷ KWANG HO LEE AND RICHARD K. STRAND, 'The Cooling and Heating Potential of an Earth Tube System in Buildings', *Energy and Buildings*, 40.4 (2008), 486–94 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.04.003>>.

⁸ FABRIZIO ASCIONE, LAURA BELLIA, AND FRANCESCO MINICHIELLO, 'Earth-to-Air Heat Exchangers for Italian Climates', *Renewable Energy*, 36.8 (2011), 2177–88 <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013>>.

⁹ MOHAMMED BENHAMMOU AND BELKACEM DRAOUI, 'Parametric Study on Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchanger Used for Cooling of Buildings', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44 (2015), 348–55 <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030>>.

¹⁰ SEYED MOHAMMAD NIMA SHOJAEI AND KAVEH MALEK, 'Earth-to-Air Heat Exchangers Cooling Evaluation for Different Climates of Iran', *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 23.April (2017), 111–20 <<https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.09.007>>.

edificaciones en el trópico, específicamente en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

Este documento está organizado por capítulos. El primer capítulo contiene el marco teórico el cual describe los conceptos básicos que se consideraron durante el desarrollo del proyecto. El segundo capítulo describe los objetivos de la investigación. Posteriormente, cada capítulo describe en detalle el desarrollo de cada uno de los objetivos. Así, el tercer capítulo describe la determinación de las propiedades termofísicas y el comportamiento térmico del terreno, el cuarto capítulo describe la caracterización del espacio térmico a acondicionar, el quinto capítulo describe el diseño del EAHE. Una vez definido el diseño, en el sexto capítulo se describen las consideraciones económicas del EAHE. El séptimo capítulo contempla las conclusiones generales de la investigación. Finalmente, el capítulo ocho se plantean algunas recomendaciones para futuras investigaciones que permitan mejorar la continuidad de esta investigación.

1. MARCO TEÓRICO

1.1 CLIMATIZACIÓN GEOTÉRMICA

La climatización geotérmica usa las características del terreno para conservar las condiciones de confort en las edificaciones. Mediante un proceso ambientalmente sostenible, un sistema geotérmico de climatización o un sistema de circulación de aire, extrae calor de un edificio y lo disipa en el suelo durante el verano. En invierno, absorbe calor del suelo para precalentar el edificio¹¹. Dado que la temperatura superficial de la tierra depende de múltiples condiciones ambientales, un estudio detallado de las condiciones climáticas y el terreno es indispensable para estimar el potencial de la tecnología y decidir cuál técnica debe ser aplicada¹². Existen actualmente muchas técnicas de climatización geotérmica disponibles que pueden ser aplicadas a diferentes conceptos arquitectónicos en diversas condiciones climáticas.

1.2 SISTEMAS GEOTÉRMICOS DE CLIMATIZACIÓN GSHP

Según la ASRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) existen tres tipos de sistemas de climatización geotérmicos: acopladas a aguas superficiales, a aguas subterráneas y al subsuelo. Estas pueden adoptar dos configuraciones de acuerdo con el sistema termodinámico: abierto y cerrado (*Open loop – Close loop*). En los sistemas cerrados se intercambia energía, pero no materia con los alrededores y su masa permanece constante, en los sistemas abiertos se intercambia energía y materia con los alrededores. Los sistemas

¹¹ FERNÁNDEZ DE CÓRDOBA CASTELLÁ.

¹² MATTHEOS SANTAMOURIS AND DIONYSIA KOLOKOTSA, 'Passive Cooling Dissipation Techniques for Buildings and Other Structures: The State of the Art', *Energy and Buildings*, 57 (2013), 74–94 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.002>>.

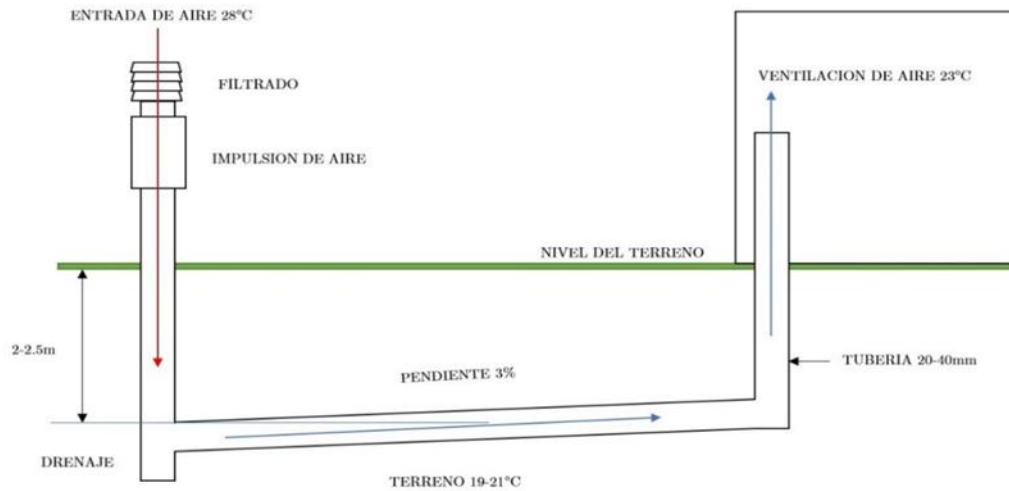
geotérmicos de climatización pueden instalarse siguiendo diferentes geometrías: horizontal, vertical, oblicua y en forma de bucles, la elección de la geometría dependerá de la capacidad requerida, el área de trabajo disponible, las condiciones climáticas, las características del terreno, entre otras consideraciones.

1.3 INTERCAMBIADORES DE CALOR TIERRA-AIRE

Los intercambiadores tierra-aire, pozos provenzales o canadienses son sistemas geotérmicos de climatización acoplados al subsuelo, usan el subsuelo para enfriamiento y calentamiento de una corriente de aire que circula a través de tubos enterrados. Su uso en acondicionamiento térmico de edificios se ha extendido, haciéndose particularmente útil en edificios públicos, hoteles, escuelas e invernaderos. En algunos casos, llegando a ser sistemas que no consumen energía eléctrica¹³. Los EAHE son un sistema de tubos, uno o varios, de diferentes materiales y diámetros, que se entierran en el suelo a profundidades que usualmente están entre 1.5 y 4 metros buscando la tierra con mejores características de densidad y humedad, de forma preferentemente horizontal, con una entrada de aire atmosférico, o mezclado con aire proveniente de un local previamente acondicionado, y una salida al local al que se le quiere mejorar las condiciones de confort térmico, ver figura 1.

¹³ (YU et al., 2014)

Figura 1. Diagrama esquemático de un intercambiador de calor Tierra-Aire.



Por otro lado, el sistema de tuberías requiere un desagüe. Los requisitos para la pendiente del desagüe varían de acuerdo con el diámetro de la tubería. Los tubos más delgados requieren una pendiente más pronunciada. En general, se establece que la inclinación para tuberías usadas en intercambiadores de calor enterrados debe ser alrededor del 3% ¹⁴. Existen diferentes características que influyen en el desempeño de los EAHEs, las cuales están relacionadas con el diseño del EAHE, clima en el lugar de instalación, condiciones del terreno, sistema de ventilación y operación, además de su viabilidad económica.

1.3.1 Consideraciones de diseño de los EAHEs . A continuación, se describen las principales características para tener en cuenta en el diseño de los intercambiadores, las cuales afectan el desempeño:

¹⁴ CLARA PERETTI and OTHERS, 'The Design and Environmental Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchangers (EAHE). A Literature Review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28 (2013), 107–16 <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.07.057>>.

- **Consideraciones geométricas para el intercambiador de calor EAHE:** Profundidad de instalación, diámetro de los tubos, longitud de los tubos, número de tubos, ubicación del ventilador y separación entre tubos.
- **Consideraciones climáticas del lugar de instalación:** temperatura anual promedio, máximo valor de temperatura mensual, mínimo valor de temperatura mensual, oscilación de humedad y lluvias.
- **Consideraciones del terreno en el lugar de instalación:** conductividad térmica, capacidad térmica, densidad, humedad, tipo de terreno y temperatura del terreno.
- **Consideraciones respecto al sistema de ventilación y condiciones de operación:** volumen del edificio, renovaciones de aire, velocidad de aire, temperatura de entrega, caída de presión en ductos, eficiencia del ventilador, consumo energético de ventilación.
- **Consideraciones económicas:** costo de trabajo de enterramiento, costo de tubería, costos de mantenimiento, periodo de uso, costo de enfriamiento, costos de electricidad, interés e inflación.

Debido a que el terreno actúa como un reservorio termodinámico, las propiedades termofísicas del terreno son los factores que más afectan el desempeño de los EAHEs, ya que de estas propiedades dependerá la cantidad de energía que puede ser retirada o entregada al fluido caloportador.

1.3.2 Temperatura del terreno. El flujo de calor desde la superficie del terreno es influenciado por parámetros como la radiación solar, la temperatura del aire, velocidad de viento, fecha, sombra, propiedades del terreno, entre otras. Existen diferentes modelos que permiten obtener el comportamiento de la temperatura del terreno, el más empleado es el modelo desarrollado por Kusuda ¹⁵.

¹⁵ T KUSUDA AND PR ARCHENBACH, 'Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States', *ASHRAE Transaction*, 71.1 (1965), 61–75.

Modelo Kusuda para el cálculo de la temperatura del terreno.

Kusuda y colaboradores ¹⁶ presentaron una ecuación simplificada para el cálculo de la temperatura del terreno a diferentes profundidades (**Ecuación 1**), la expresión fue el resultado de mediciones de temperatura y difusividad para diversos terrenos bajo condiciones climáticas estacionales en todo Estados Unidos.

$$T(z, t) = T_m - A_s e^{z \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos \left[\frac{2\pi}{365} \left(t - t_o - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}} \right) \right]$$

Ecuación 1

Donde:

$T(z, t)$ Temperatura función de la profundidad z en metros y el tiempo t en días.

T_m Temperatura promedio anual a profundidad de temperatura constante [°C]

A_s Oscilación de temperatura superficial [°C]

t_o Desfase en días hasta el primer día con la temperatura más baja del año.

α Difusividad térmica del terreno en [m²/día]

1.3.3 Propiedades del terreno

Humedad del terreno (HR): La humedad de un terreno es la cantidad de agua contenida en un volumen de tierra. Puede ser definida en base a análisis volumétricos o gravimétricos, y se expresa como una proporción que puede ir desde 0, hasta el valor saturación, que se alcanza cuando todos los poros en el terreno son llenados con agua. El contenido volumétrico de agua es una relación entre el volumen de agua y el volumen total del terreno.

Conductividad (k): La conductividad térmica es una medida de la capacidad de un material para conducir calor, por definición es la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de

¹⁶ KUSUDA AND ARCHENBACH.

diferencia de temperatura. Particularmente, la conductividad térmica aumenta normalmente con el grado de humedad del terreno hasta alcanzar los valores de conductividad térmica de un terreno saturado de agua¹⁷.

Capacidad térmica (Cp): El producto de la densidad y el calor específico es llamado capacidad térmica de un material, expresada por unidades de volumen. En el terreno, expresa el calor que es capaz de almacenar un volumen de terreno al incrementarse su temperatura. Cuanto mayor sea la capacidad térmica, mayor ha de ser el calor suministrado para aumentar su temperatura¹⁸. Así mismo, un terreno con más contenido de agua posee mayor capacidad térmica.

Difusividad (d): La difusividad térmica representa cuán rápido se difunde la energía térmica en un material. De otro modo, es la razón entre el calor conducido a través del material y el calor almacenado por unidad de volumen. Para el terreno, los valores de difusividad varían desde $0,36 \times 10^{-6} [\frac{m^2}{s}]$ hasta $0,8 \times 10^{-6} [\frac{m^2}{s}]$ según sea el terreno seco o húmedo¹⁹.

Emisividad (ε): Es la razón entre la radiación emitida por la superficie a una temperatura dada y la radiación emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura. Es una medida de cuan cerca se aproxima una superficie a un cuerpo negro para el cual la emisividad es igual a 1. Para un terreno, la emisividad varía entre 0,9 y 0,97 en función de su contenido de humedad, la emisividad puede crecer entre 1,7 y 16% con su contenido de humedad.²⁰

¹⁷ JOSÉ MANUEL ANDÚJAR MÁRQUEZ, MIGUEL ÁNGEL MARTÍNEZ BOHÓRQUEZ, and SERGIO GÓMEZ MELGAR, 'Ground Thermal Diffusivity Calculation by Direct Soil Temperature Measurement. Application to Very Low Enthalpy Geothermal Energy Systems', *Sensors (Switzerland)*, 16.3 (2016) <<https://doi.org/10.3390/s16030306>>.

¹⁸ GUILLERMO LLOPIS TRILLO AND VICENTE RODRIGO ANGULLO, *Guía de La Energía Geotérmica, Universidad Politécnica de Madrid*, 2008 <<https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-geotermica.pdf>>.

¹⁹ MÁRQUEZ, BOHÓRQUEZ, AND MELGAR.

²⁰ MIRA MARIA and others, 'Influencia de La Humedad de Los Suelos En La Emisividad Del Infrarrojo Térmico . Implicación En La Determinación de La Temperatura de La Superficie Terrestre', 2007.

Albedo: Es la fracción de la radiación solar reflejada por una superficie. Se considera que un cuerpo blanco ideal tiene un albedo de 100% mientras que un negro ideal 0%. Se ve afectado por el tipo de suelo, color, textura, humedad del terreno, vegetación, micro topografía y macro topografía.

Radiación solar promedio: Se refiere al conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol, la energía liberada se transmite al exterior mediante radiación solar que se distribuye desde el infrarrojo hasta el ultravioleta

Saturación térmica del terreno: Uno de los problemas en la operación de los intercambiadores de calor tierra-aire es la acumulación y disipación de calor en el subsuelo. El desbalance térmico incrementa la temperatura del terreno lo que deteriora el desempeño de sistema EAHE, especialmente en climas cálidos donde la carga de enfriamiento es generalmente más alta que la carga de calentamiento. Este problema es pronunciado cuando el terreno tiene una conductividad térmica baja y hay variaciones en el contenido de humedad ²¹.

Extender el punto de saturación térmica y mejorar el tiempo requerido para la auto recuperación del terreno, tiene gran importancia para asegurar la eficiencia y la utilidad del EAHE, se han desarrollado diferentes estrategias para evitar los efectos de la saturación térmica, como ejemplo: la operación continua e intermitente.

Operación continua: En esta estrategia el sistema funciona continuamente tomando ventaja de la purga nocturna, durante las horas de la noche la temperatura ambiente disminuye enfriando el subsuelo que ha sido calentado y ayudándolo a

²¹ ANUJ MATHUR and others, 'Investigation of Soil Thermal Saturation and Recovery under Intermittent and Continuous Operation of EATHE', *Energy and Buildings*, 109 (2015), 291–303 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.10.010>>.

recuperar su habilidad para refrigerar. Sin embargo, en la purga nocturna, cuando la temperatura ambiente permanece por encima de la temperatura del subsuelo, el terreno continúa ganando calor. La operación continua bajo esas condiciones lleva al estado de saturación del terreno. Por tanto, el éxito de la estrategia de operación continua dependerá de las diferencias de temperatura entre el ambiente y el subsuelo ²².

Operación intermitente: Para el modo de operación intermitente el sistema trabaja unas horas durante el día y se auto recupera en las horas restantes. Para el caso de saturación, el terreno no recupera su estado original, la temperatura del terreno cae desde el valor pico de cada día hasta un valor por encima de su condición natural, aumentando la temperatura del terreno con el tiempo. Una completa recuperación puede ser lograda variando los periodos de operación y autorrecuperación para mantener el sistema en buenas condiciones de funcionamiento²³.

²² FUXIN NIU and Others, 'Investigation on Soil Thermal Saturation and Recovery of an Earth to Air Heat Exchanger under Different Operation Strategies', *Applied Thermal Engineering*, 2015, 90–100 <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.069>>; Mathur and others.

²³ MATHUR and Others; NIU and Others.

2. OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GENERAL

Determinar la viabilidad de un intercambiador Tierra-Aire EAHE como parte del sistema de ventilación del nuevo edificio de laboratorios de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar propiedades termo-físicas y comportamiento térmico del terreno en el sitio de interés.
- Caracterizar espacio a acondicionar en términos de carga térmica y calidad de aire.
- Diseñar un intercambiador de calor Tierra-Aire, EAHE, y determinar las condiciones de operación adecuadas para el terreno y el espacio de instalación disponibles.
- Realizar un análisis financiero para determinar la viabilidad económica de instalación de este tipo de sistemas.

3. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES TERMO-FÍSICAS Y COMPORTAMIENTO TÉRMICO DEL TERRENO EN EL SITIO DE INTERÉS.

3.1 INTRODUCCIÓN

Tal como se describió en el marco teórico, algunas de las características que afectan el desempeño de un EAHE están relacionadas con el clima en el lugar de instalación, condiciones del terreno, profundidad de instalación, propiedades térmicas del suelo, temperatura del terreno, entre otras consideraciones.

Las propiedades térmicas del suelo dependen de diversos factores, como el contenido de agua, porosidad y granulometría. Además, la distribución de la temperatura del suelo se ve afectada por las propiedades de la superficie del suelo, tal como, el césped, la sombra, el riego, acompañadas de la interacción climática determinada por la radiación solar, humedad del aire, temperatura ambiente, lluvia y velocidad del viento ²⁴. Las cuales determinan la transferencia de calor entre el ambiente y la superficie. Por otra parte, la transferencia de calor entre la tubería y el terreno se da por conducción, de manera que la conductividad, la capacidad térmica y la difusividad del terreno también son propiedades que influyen en la eficiencia del intercambiador.

La determinación de las características estructurales del terreno son de gran importancia ya que estas afectan de manera directa características como la conductividad térmica, difusividad, evapotranspiración del terreno, emisividad superficial, entre otras. Por tanto, se realizó la caracterización de las propiedades térmicas del terreno en el lugar de estudio, para ser posteriormente empleadas en el diseño del EAHE.

²⁴ GEORGIOS FLORIDES AND SOTERIS KALOGIROU, 'Ground Heat Exchangers_A Review of Systems, Models and Applications', *Renewable Energy*, 32 (2007), 2461--2478.

3.2 METODOLOGÍA

3.2.1 Temperatura y humedad del terreno . Para la determinación de la temperatura y humedad del terreno se fabricó una sonda electrónica de medición, la cual cuenta con termómetros digitales DS18B20 y sensores de humedad LM393-YL69 ubicados cada 0.5 metros uno del otro comenzando a 3 metros de profundidad. Los sensores fueron dispuestos sobre una estructura de PVC que protege el cableado y con una caja electrónica superior. Los datos se enviaron a través de un protocolo de comunicaciones de un solo cable acoplado a un escudo de registro de datos. Luego, un Arduino Mega guardó los datos en archivos en la tarjeta SD con formato FAT32 lo cuales fueron leídos y procesados, ver Figura 2. Todos los sensores fueron calibrados contra un baño termostático o muestras de suelo con un VWC específico (Contenido volumétrico de agua). Los detalles sobre configuración y calibración de la sonda son detallados en el Anexo 1.

Figura 2. Sonda para medición de temperatura y humedad.



La sonda fue instalada en el terreno del jardín central de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Se realizó una perforación de 3 metros de profundidad donde se instaló y se realizaron las mediciones, Figura 3

Figura 3. Instalación de la sonda de medición.



La adquisición de datos, temperatura y humedad del terreno se realizó en cada uno de los ciclos estacionales que se presenta en Bucaramanga, dos temporadas secas y dos temporadas de lluvia. Adicionalmente, la estimación de la temperatura se realizó empleando el modelo Kusuda (Kusuda and Archenbach 1965). Por otra parte, para hallar el punto de saturación con agua del terreno, se tomaron muestras de tierra facilitadas en la construcción del nuevo edificio, el material se tamizó, luego se secó en un horno a 105 °C durante 24 horas. Posteriormente, se prepararon 10 muestras con un contenido volumétrico de agua medido de 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, y 50% como se muestra en la Figura 4.

Figura 4. Muestras de terreno preparadas con diferente contenido volumétrico de agua.

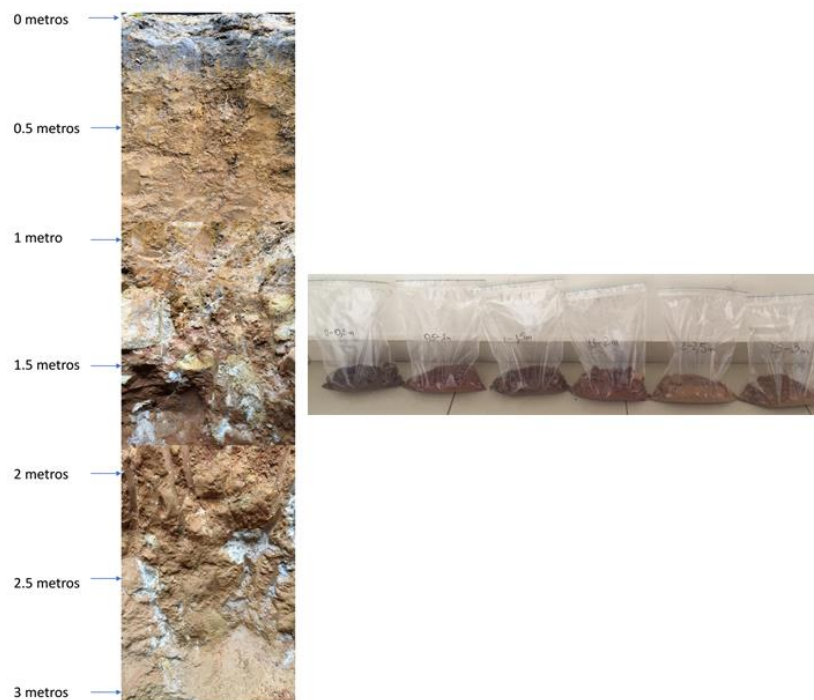


Posteriormente, se prepararon muestras con un contenido volumétrico de agua aumentando en 1% desde 0% hasta 30% el contenido volumétrico de agua, se realizaron las mediciones para cada muestra con cada uno de los sensores recolectando la información.

3.1.1 Propiedades texturales y térmicas del terreno

Para estudiar las propiedades texturales del terreno, se extrajeron muestras a diferentes profundidades del sitio de interés, Figura 5. Las muestras fueron estudiadas en el laboratorio químico de suelos ubicado en la Universidad industrial de Santander, mediante el método Bouyoucous usando agua destilada.

Figura 5. Muestras de terreno de la Escuela de Ingeniería Mecánica tomadas a diferente profundidad.



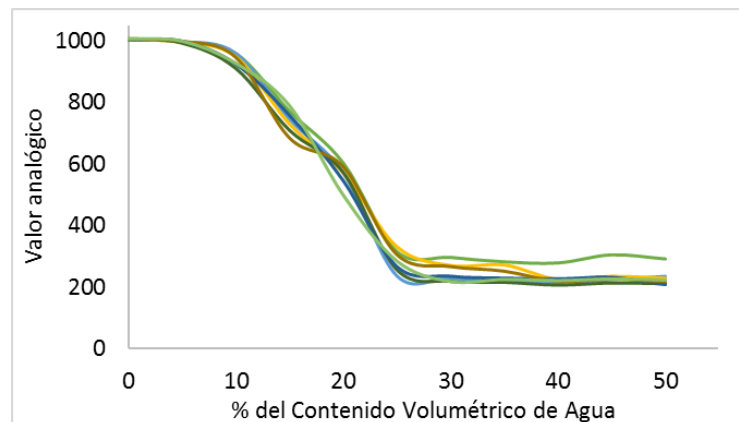
La conductividad térmica y calor específico fueron determinados por los reportes de la literatura basados en las propiedades texturales del terreno.

3.1.2 Condiciones climáticas. Las condiciones atmosféricas locales fueron medidas empleando la estación meteorológica *Vantage pro2*, ubicada en la Escuela de Ingeniería Mecánica, de la Universidad Industrial de Santander, los datos fueron tomados en semanas representativas para la temporada de lluvias y la temporada secas del año 2017 y 2018.

3.2 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.2.1 Humedad del terreno. La humedad del terreno fue determinada empleando la sonda de medición fabricada y siguiendo el procedimiento descrito previamente. El punto de saturación hallado con las muestras de terreno en estudio se muestra en la Figura 6. Los datos de humedad corresponden al valor analógico arrojado por el sensor, los cuales posteriormente fueron escalados de acuerdo con la calibración de los sensores expuesto en el ANEXO-A. Se observó que cuando el contenido volumétrico de agua superó el 28% la humedad del terreno permaneció constante, observación que se realizó para cada uno de los sensores. De manera, que el terreno se considera en condición de saturación cuando el contenido volumétrico de agua alcanza el 28%.

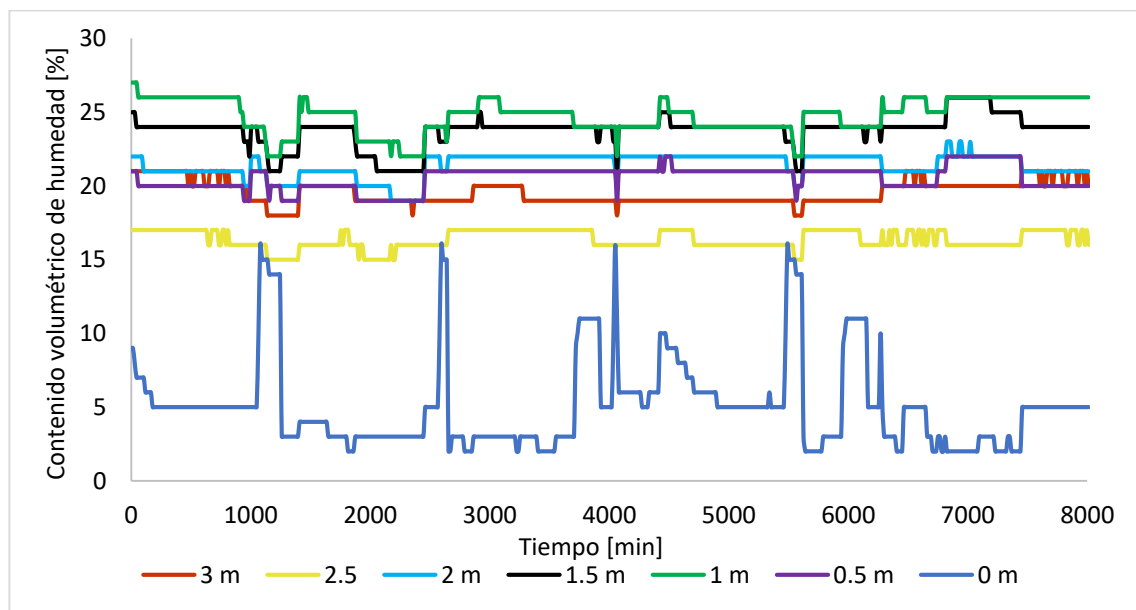
Figura 6. Determinación del punto de saturación del terreno.



El contenido volumétrico de agua monitoreado a diferentes profundidades, a manera de ejemplo se muestra los datos representativos para cinco días, ver Figura 7. Como puede observarse la humedad cerca de la superficie se ve afectada por las condiciones climáticas. A medida que la profundidad aumenta el contenido de agua tiende a ser constante, con un valor cercano al punto de saturación del contenido volumétrico de agua propio del terreno. Sin embargo, no se encontró una relación

directa entre la profundidad y el contenido de humedad. La calibración realizada no tuvo en cuenta el valor real de compactación del terreno que también influye en el contenido volumétrico del agua. Dados los datos monitoreados de humedad, se considera que las características termofísicas del terreno permanecerán constantes debido a la baja variación en el contenido volumétrico de agua para profundidades mayores a 1 metro (Ver Figura 7).

Figura 7. Humedad del terreno medida a diferentes profundidades.



3.2.2 Temperatura del terreno. La temperatura del terreno se monitoreó para las profundidades de 0 m, 0.5 m, 1 m, 1.5 m, 2 m, 2.5 m y 3 m empleando la sonda diseñada. La Figura 8 muestra la temperatura a manera de representación de la variación de la temperatura con respecto a la profundidad para la época seca y la Figura 8 la variación de temperatura dependiente de la profundidad para el período de lluvias. Además, la temperatura fue comparada con la temperatura superficial del terreno (0 m) y la temperatura ambiente. Como puede observarse en las Figura 8 y Figura 9, las temperaturas cercanas a la superficie presentan fluctuaciones similares a las observadas en la temperatura ambiente, debido a que están influenciadas por las condiciones climáticas.

Figura 8. Temperatura del terreno medida a diferentes profundidades en épocas secas.

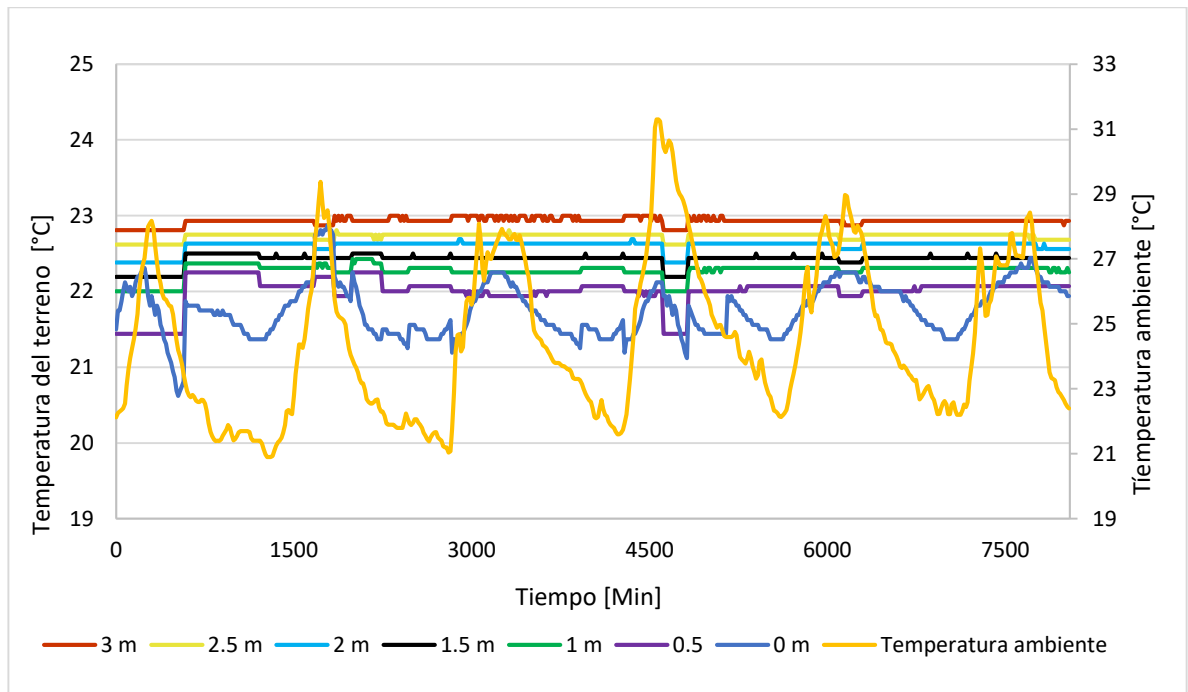
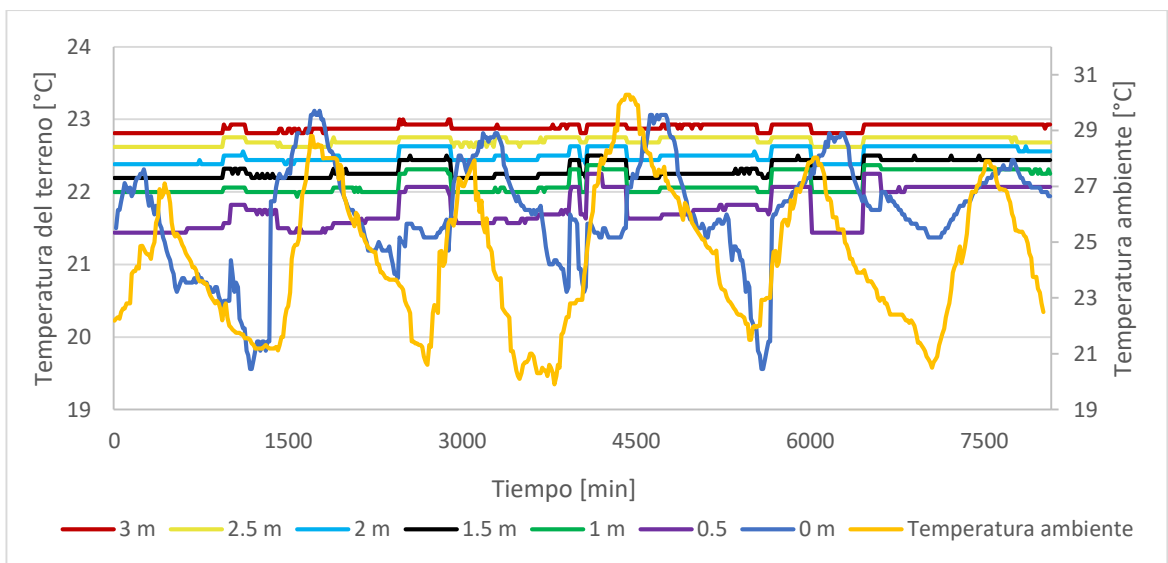


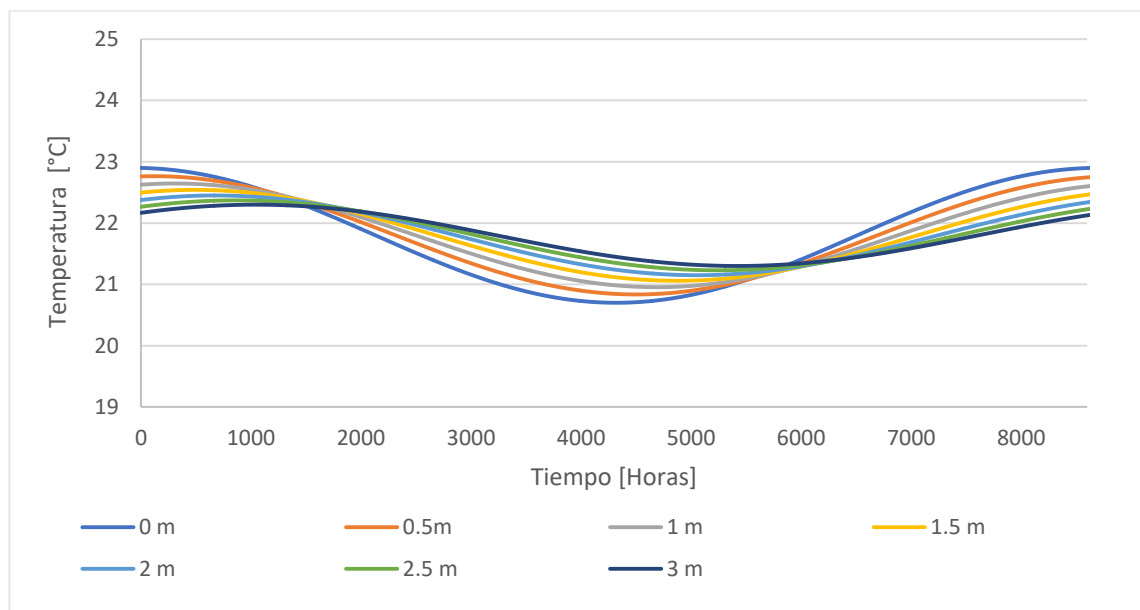
Figura 9. Temperatura del terreno medida a diferentes profundidades en época de lluvias.



A medida que aumenta la profundidad la temperatura no se ve afectada por la temperatura ambiente, de manera que tiende a ser constante. Sin embargo, se puede observar que al incrementar la profundidad la temperatura aumenta, en contraste con lo reportado en otros estudios para países con estaciones climáticas, donde al aumentar la profundidad la temperatura disminuye²⁵.

Por otra parte, la temperatura en función de la profundidad del terreno fue simulada empleado el modelo Kusuda ²⁶, Figura 10 muestra el comportamiento de la temperatura simulada a través de un período de 8760 horas (1 año). La temperatura modelada muestra que la oscilación de la onda de temperatura se va desfasando progresivamente cuando la profundidad aumenta, lo cual no concuerda con el comportamiento de temperatura del terreno en función de la profundidad medidas en el sitio de interés.

Figura 10. Temperatura simulada por el modelo Kusuda.

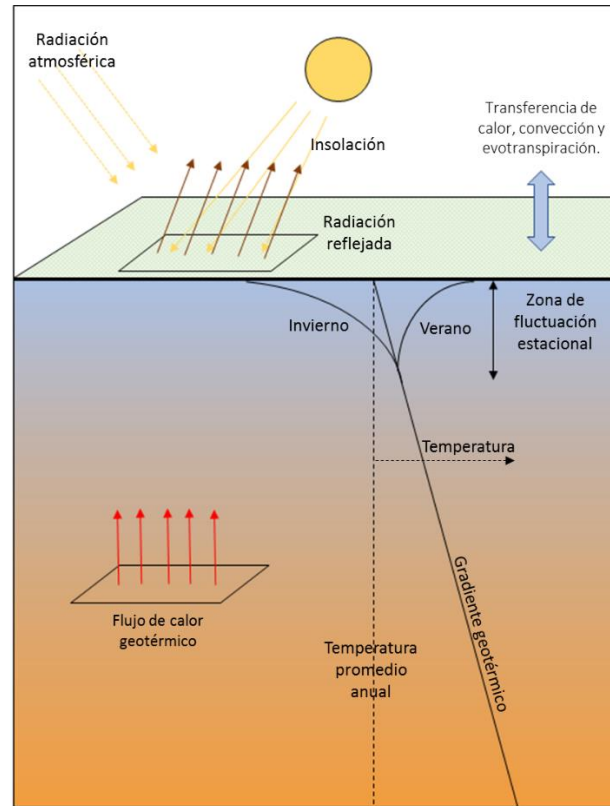


²⁵ PERETTI and Others.

²⁶ KUSUDA AND ARCHENBACH.

La diferencia en los resultados de la temperatura medida y la temperatura modelada son atribuidas a que la temperatura del suelo varía continuamente en respuesta al régimen meteorológico cambiante que actúa en la interfaz suelo-atmósfera. Ese régimen se rige por una sucesión periódica regular de días y noches y de estaciones climáticas. A estas influencias externas se agregan las propias propiedades cambiantes del suelo, es decir, los cambios temporales en la reflectividad, la capacidad de calor y la conductividad térmica a medida que el suelo humedece y seca alternativamente, y la variación de todas estas propiedades con la profundidad; así como las influencias de ubicación geográfica, cobertura vegetal y, finalmente, la actividad humana. Todos estos factores lábiles complican el esfuerzo por definir el régimen térmico de los perfiles de suelo. La gran variación en las condiciones climáticas modula el desfase en la temperatura del terreno, de manera que en época de invierno la temperatura exterior es muy baja, por tanto, las capas de terreno cerca de la superficie estarán más frías con respecto a las capas más internas, a medida que la temperatura ambiental va cambiando también cambia la temperatura del terreno tal como se muestra en la Figura 11.

Figura 11. Tasa de incremento de la temperatura por unidad de profundidad.



Adaptado²⁷.

Sin embargo, las zonas tropicales no cuentan con estaciones climáticas, por tanto, la amplitud de la onda de temperatura es pequeña o casi nula comparada con las regiones que poseen estaciones climáticas, de manera que la zona de fluctuación estacional también es más pequeña, y la atenuación de la temperatura también se da en las capas más superficiales. Además, los modelos para predecir temperaturas ²⁸ consideran que en todas las profundidades la temperatura del suelo oscila como una función armónica pura (sinusoidal) en el tiempo en torno a un valor promedio.

²⁷ MARCO SEISDEDOS, 'Climatización de Edificios Por Medio Del Intercambio de Calor Con El Subsuelo y Agua Subterránea, Aspectos a Considerar En El Contexto Local.', 2012, pp. 30–32.

²⁸ G. MIHALAKAKOU and Others, 'On the Application of the Energy Balance Equation to Predict Ground Temperature Profiles', *Solar Energy*, 60.3–4 (1997), 181–90 <[https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00012-1](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00012-1)>; Kusuda and Archibach.

Comportamiento que es casi despreciable para las condiciones climáticas en zonas tropicales, como la ciudad de Bucaramanga.

Por esta razón, para efectos de esta investigación se trabajó con los valores de temperatura monitoreados en el sitio de interés. Además, se eligió una profundidad de 1.5 metros, debido a que la temperatura es constante y menor con respecto a las temperaturas a mayor profundidad, con un valor promedio 22.3 °C, cercano al promedio de temperatura anual de 23.5 °C.

3.2.3 Propiedades texturales y térmicas del terreno. Los resultados de laboratorio para las propiedades texturales de las muestras de suelo extraídas a diferentes profundidades se resumen en la **Tabla 1**.

Tabla 1. Propiedades texturales del terreno en estudio.

Profundidad [m]	% Arena	% Limo	%Arcilla
0.0-0.5	50	12	38
0.5-1.0	60	10	30
1.0-1.5	58	12	30
1.5-2.0	56	10	34
2-2.5.0	62	16	22
2.5-3.0	60	14	26

Se puede observar que el suelo es compuesto principalmente por arena y una mezcla arcilla-limo que varía levemente sus proporciones respecto a la profundidad en que fue tomada la muestra.

La difusividad térmica del suelo (α_s) es la relación de la conductividad térmica (k_s) y la capacidad calorífica ($\rho_s C_s$) (Ecuación 2). Por lo tanto, las tres propiedades del suelo, k_s , ρ_s y C_s deben conocerse o estimarse para predecir el comportamiento térmico de los intercambiadores EAHE.

$$\alpha_s = \frac{k_s}{\rho_s C_s}$$

Ecuación 2

Para determinar con exactitud las propiedades térmicas se requiere una prueba de Respuesta Térmica (TRT), el cual es actualmente la técnica más exacta para tal fin. Sin embargo, el método solo es recomendado para grandes sistemas debido a su complejidad y costo. Por tanto, los diseñadores de sistemas de ventilación geotérmica usan valores aproximados de difusividad basados en las propiedades texturales del terreno. La difusividad térmica es sensible al contenido de humedad ya que el calor específico del agua ($4.1868 \text{ kJ kg}^{-1}\text{K}^{-1}$) es mucho mayor que los valores típicos para suelos y rocas ($0.84\text{-}1.05 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$). Por tanto el calor específico debe corregirse teniendo en cuenta el contenido de humedad de la siguiente manera²⁹:

$$C_{sc} = [\omega C_{\omega} + (100 - \omega)C_s]/100$$

Ecuación 3

Donde C_{sc} es el calor específico corregido, ω es el contenido de humedad, C_{ω} es el calor específico del agua, C_s el calor específico del suelo. La **Tabla 2**, organiza la conductividad térmica, la capacidad térmica volumétrica y la difusividad térmica para diferentes tipos de terreno y el contenido de humedad del terreno³⁰. Para cada una de las propiedades se da el valor mínimo, el valor máximo y el valor típico.

²⁹ A. HEPBASLI, 'Performance Evaluation of a Vertical Ground-Source Heat Pump System in Izmir, Turkey', *International Journal of Energy Research*, 26.13 (2002), 1121–39 <<https://doi.org/10.1002/er.839>>.

³⁰ MÁRQUEZ, BOHÓRQUEZ, AND MELGAR.

Tabla 2. Conductividad térmica, capacidad térmica volumétrica y difusividad térmica para el terreno en estudio³¹.

Tipo de terreno	Conductividad Térmica (W/mK)			Capacidad térmica Volumétrica (MJ/m ³ K)	Difusividad Térmica (10 ⁻⁶ m ² /s)		
	Min	Típico	Max		Min	Típico	Max
Arena seca.	0.3	0.4	0.55	1.6	0.19	0.25	0.34
Arena saturada.	1.7	2.4	5	2.9	0.59	0.83	1.72
Arcilla-limo seco.	0.4	0.5	1	1.6	0.25	0.31	0.62
Arcilla-limo saturado.	0.9	1.7	2.3	3.4	0.26	0.5	0.68

Con los datos observados en la Tabla 2, y el reporte de laboratorio sobre la textura, Tabla 1, se estimó el valor de conductividad térmica a usar. Teniendo en cuenta que el análisis textural arrojó que el terreno en estudio está compuesto principalmente por arena, y que se encuentra en condiciones de saturación del contenido volumétrico de humedad, y con una densidad de 2000 kg/m³ ³², se tomó como valor de conductividad 2.42 W/mK, una capacidad térmica volumétrica de 2.9 MJ/m³K, el calor específico como 1.45 kJ/kg-K y difusividad térmica de 0.83x10⁻⁶ m²/s. Estos datos fueron empleados para la configuración del EAHE en los posteriores análisis.

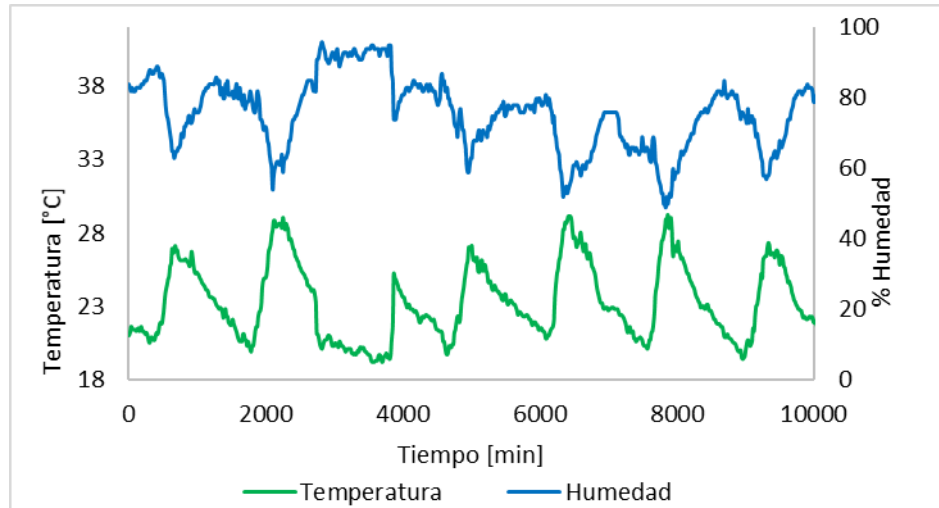
3.2.4 Condiciones meteorológicas. Las condiciones climatológicas fueron medidas cada 15 minutos, se midió la humedad, temperatura, viento y lluvias. La **Figura 12** muestra el comportamiento de la temperatura ambiente y humedad para una semana representativa. La temperatura se encontró en un rango de 20.9 °C a 31.3°C, con un promedio anual de 23.5 °C. El mayor descenso de la temperatura diaria se observa entre las 3:00 am y las 6:00 a.m. De acuerdo con las temperaturas

³¹ MÁRQUEZ, BOHÓRQUEZ, AND MELGAR.

³² VIKAS BANSAL, ROHIT MISRA, GHANSHYAM DAS AGARWAL, AND OTHERS, 'Transient Effect of Soil Thermal Conductivity and Duration of Operation on Performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger', *Applied Energy*, 103 (2013), 1–11 <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014>>; Hepbasli; Márquez, Bohórquez, and Melgar.

medidas, se evidenció que durante la época de lluvias la amplitud de la onda diaria de temperatura disminuye.

Figura 12. Humedad y temperatura representativos para una semana.



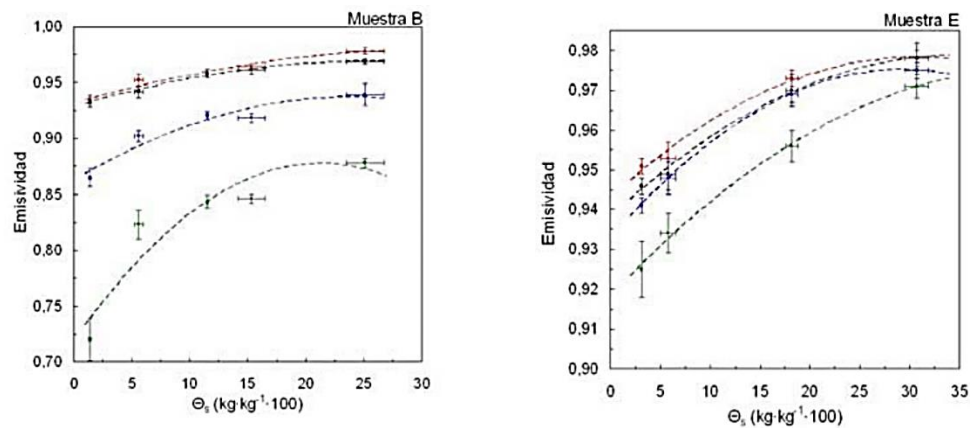
Por otra parte, la humedad relativa se encontró en un rango de 45 al 90%, con un promedio anual del 80%. Además, como puede observarse en la gráfica cuando la temperatura ambiente disminuye la humedad relativa aumenta, y viceversa. Esto se debe a que la humedad relativa es la cantidad de agua máxima que puede retener el aire a una temperatura dada, cuando la cantidad de agua permanece constante y ocurre un descenso en la temperatura, la capacidad del aire para retener agua también disminuye y, por tanto, la humedad relativa aumenta.

Además, se monitoreó la radiación solar con un promedio anual de 700 W/m^2 , considerando que el área de estudio se encuentra sombreada, algunos autores demostraron que sólo el 10 % de la radiación incidente atraviesa los árboles³³. Por tanto, se consideró como la radiación incidente 70 W/m^2 . Ahora bien, de la radiación

³³ JANINA KONARSKA AND OTHERS, 'Transmissivity of Solar Radiation through Crowns of Single Urban Trees- Application for Outdoor Thermal Comfort Modelling', *Theoretical and Applied Climatology*, 117.3-4 (2014), 363-76 <<https://doi.org/10.1007/s00704-013-1000-3>>.

incidente una fracción es transmitida, una fracción es absorbida y otra fracción reflejada (albedo). En el terreno la transmitancia se asume como cero debido a sus propiedades. La superficie del lugar de estudio está cubierta con césped corto y de acuerdo con la literatura³⁴. Una fracción 0.3 de la radiación es considerada como albedo. Por otro lado, la emisividad varía con el contenido volumétrico de agua (VWC). De acuerdo con el estudio realizado por Mira y colaboradores ³⁵ para diferentes muestras de terreno la emisividad en función del VWC varía entre 0.87 y 0.98 (Figura 13). Teniendo en cuenta que el VWC medido para el terreno en estudio fue del 20%, se tomó el 0.9 como valor de referencia para los posteriores análisis.

Figura 13. Emisividad para dos diferentes muestras de terreno en función del contenido de humedad³⁶.



También se midió la cantidad de lluvias, se encontró que el promedio de lluvias es de 3 mm y 1 mm, para las épocas de lluvias y las épocas secas, respectivamente. Por otra parte, se midió el viento, sin embargo, los datos no fueron considerados debido a que la zona de interés se encuentra rodeada por edificaciones y por tanto la velocidad de viento medida por la estación no corresponderá a los datos reales.

³⁴ KONARSKA and Others.

³⁵ MARIA and Others.

³⁶ MARIA And Others.

Todos los datos recolectados de la estación meteorológica fueron empleados como datos de entrada para evaluar el diseño del intercambiador de calor tierra aire.

3.3 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO

- Se evidenció que el terreno se encuentra cerca al nivel de saturación del contenido volumétrico de agua del 20% en promedio, sin observarse una relación directa con respecto a la profundidad.
- De acuerdo con los datos medidos, y debido a los comportamientos de la temperatura del terreno se eligió 1.5 m como la profundidad adecuada para realizar la instalación del intercambiador de calor. Debido a que esta profundidad la temperatura tiende a ser constante con un promedio de 22.3 °C, siendo estable y con el valor más bajo de temperatura con respecto a las demás profundidades evaluadas.
- A partir de los datos meteorológicos monitoreados se observó que la oscilación de la onda de temperatura ambiente tiene poca amplitud, con promedio anual de temperatura de $23.57 \pm 2.02^\circ\text{C}$. Un promedio anual de humedad relativa anual de $80 \pm 8.45\%$, la radiación solar con un promedio anual 700 W/m^2 y un promedio diario de 1mm y 3mm de lluvias para las épocas secas y lluviosas, respectivamente.
- El análisis textural del terreno para diferentes profundidades demostró que el terreno en el área de interés está compuesto principalmente por arena, y que la composición es homogénea hasta los 3 metros de profundidad. A partir de la caracterización textural y teniendo en cuenta el contenido volumétrico se definieron las características térmicas del terreno así: la conductividad térmica en 2.42 W/mK , la capacidad térmica volumétrica $2.9 \text{ MJ/m}^3\text{K}$, el calor específico en 1.45 kJ/kg-K y la difusividad térmica en $0.83 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

4. CARACTERIZACIÓN DE ESPACIO A ACONDICIONAR EN TÉRMINOS DE CARGA TÉRMICA Y TASA DE RENOVACIONES

4.1 INTRODUCCIÓN

El principal objetivo en la climatización de un espacio es el satisfacer sus necesidades térmicas para lograr el confort térmico optimizando el ahorro energético que repercute en la economía. La sensación de térmica de confort es el resultado de la interacción entre las personas, la edificación y demás elementos presentes en el espacio a acondicionar. La norma 55 de la ASHRAE define el confort térmico en un espacio, en un rango de temperatura operativa en un rango de 21.6 °C a 26.8 °C, bajo un criterio del 80% de aceptabilidad. La humedad específica máxima de 0.012 kg/kg, mientras la humedad relativa puede en un rango de 55% y 70%, con una velocidad de aire de 0.10 m/s ³⁷.

De manera que definir el espacio a acondicionar, el uso, la actividad de las personas, entre otras entradas, permiten conocer la demanda de refrigeración, el consumo de energía, y determinar la sostenibilidad del sistema de acondicionamiento. Por tal razón, la caracterización del espacio a acondicionar debe considerar las características atmosféricas del lugar (definidas en el capítulo 3), el diseño arquitectónico de la edificación y la carga térmica del lugar que se desea climatizar, la cual está dada por el calor procedente del exterior y el calor generado en el interior. Las cargas térmicas externas pueden ser debidas a transferencia de calor a través de cerramientos, ventanas, claraboyas, infiltraciones

³⁷ ASHRAE, *ASHRAE STANDARD 55-2010: Thermal Environment Conditions for Human Occupancy*, 2010, pp. 1–33.

o fugas. Las cargas térmicas internas pueden ser generadas por personas, iluminación o equipos³⁸.

En este capítulo se presenta una caracterización detallada para el espacio a acondicionar, las cuales serán incorporadas para el diseño de acondicionamiento térmico basado en un EAHE.

4.2 METODOLOGÍA

El nuevo edificio de Ingeniería mecánica es un complejo de laboratorios para el desarrollo y prácticas de la investigación de estudiantes, el cual también cuenta con oficinas destinadas a labores administrativas (Figura 14). Cada uno de dichos espacios tiene características de cubierta, cargas térmicas internas y cargas térmicas externas diferentes. Por tanto, cada espacio tiene necesidades específicas en cuanto a climatización y ventilación. Debido a esto, se seleccionó el laboratorio de diseño, ubicado en el segundo piso, como caso de estudio para evaluar el acondicionamiento térmico incorporado empleando un intercambiador de calor EAHE Figura 15.

³⁸ Fundamentals ASHRAE, *Fundamentals*, ed. by Refrigeración y Acondicionamiento de aire Inc. Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, SI edition, 2017.

Figura 14. Plano segundo piso edificio de laboratorios Escuela de Ingeniería Mecánica.

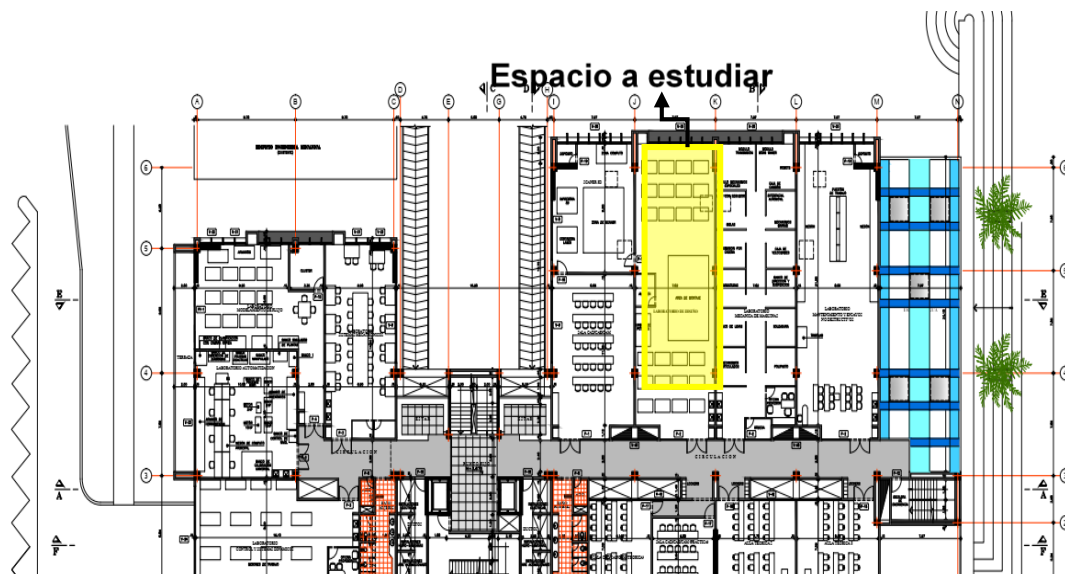
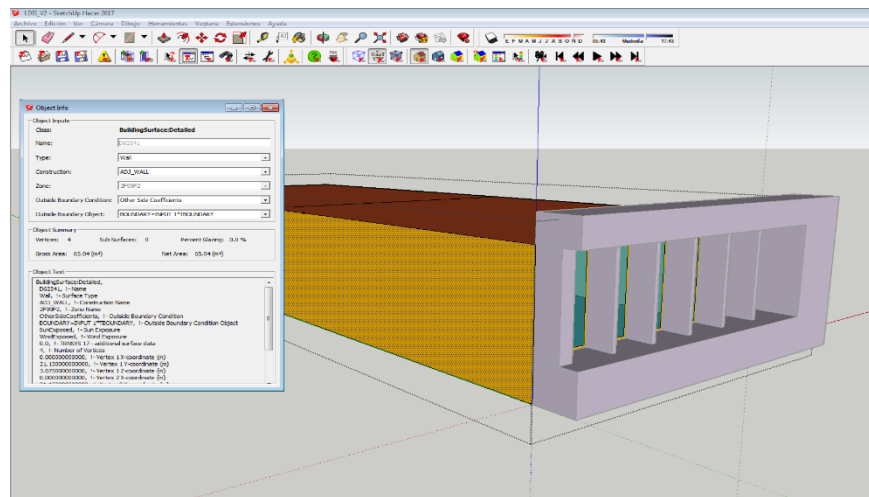


Figura 15. Laboratorio de Diseño, segundo piso edificio de laboratorios Escuela de Ingeniería Mecánica.



4.2.1 Modelo energético del espacio a acondicionar. El modelo energético del salón de diseño se realizó con el *plug in* Trnsys3D para Google sketchup, el cual permite definir gráficamente zonas térmicas para simular el flujo dinámico de energía en TRNSYS. El *plug-in* fue suministrado por el servicio de soporte técnico de TRNSYS. Se creó la zona térmica principal que representa el laboratorio de diseño de dimensiones 7.82x21.55x3.075 m³. Se definieron objetos de infiltración como las ventanas y las puertas con sus respectivas medidas. También se dibujaron los objetos de sombreado (cortasoles) ubicados en el exterior del laboratorio en la pared con las ventanas. Se definió el tipo para todas las paredes del laboratorio las placas, inferior o superior. Se consideró la construcción específica para cada uno de los elementos en el perímetro seleccionado, así como la condición de frontera. Una vez definida la tipología de todo el perímetro de la zona térmica del laboratorio de diseño, se exportó la información relacionada con el dibujo y sus características en un archivo .IDF (Figura 16.)

Figura 16. Zona térmica para acondicionar (Laboratorio de diseño).



El archivo .IDF fue importado a TRNSYS a través del programa TRNBuild, una vez importada la geometría del edificio, en TRNBuild se adicionó la información no geométrica, es decir: materiales, formas de construcción, horarios, ganancias internas de calor, calefacción, enfriamiento, controles, al proyecto.

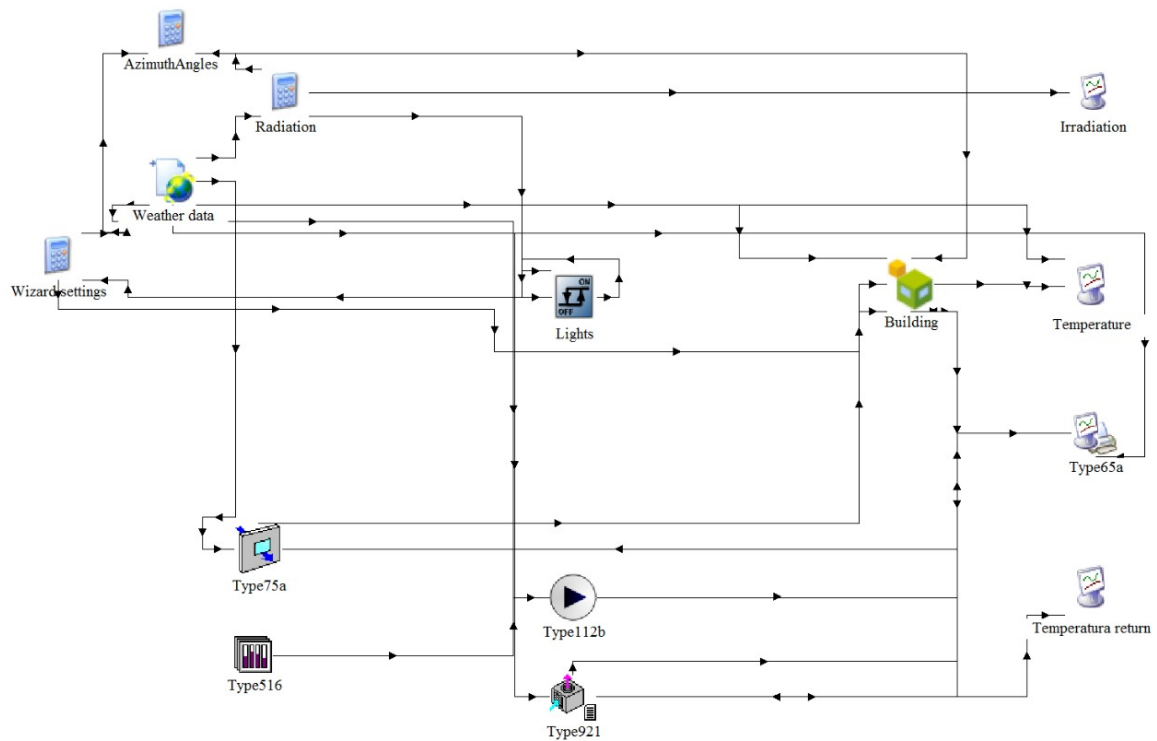
La información fue suministrada en TRNSYS en el siguiente orden para evitar conflictos y/o errores, tal como lo describe el manual *Multizone Building modeling*³⁹.

1. Datos de entrada
2. Paredes de la zona térmica
3. Ventanas.
4. Condiciones de operación, infiltraciones, ganancias térmicas y nivel de confort requerido.

Para determinar las características de cubierta se emplearon los planos arquitectónicos suministrados por la dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica (ANEXO). La carga térmica interna se determinó teniendo en cuenta el nivel de ocupación horaria, la actividad en el laboratorio seleccionado, las máquinas instaladas, el tipo de iluminación usado, equipos eléctricos y electrónicos. Las cargas térmicas externas que se evaluaron teniendo en cuenta infiltraciones de aire, flujos de calor hacia o desde las paredes, flujos de calor en superficies acristaladas, ventanas y claraboyas, así como las cargas térmicas generadas por las personas. Teniendo en cuenta los factores mencionados, se calcularon las cargas térmicas utilizando TRNSYS (Figura 17). Tal como se detalla más adelante en el apartado de resultados.

³⁹ Solar Energy Laboratory, 'Multizone Building Modeling with Type56 and TRNBuild', *TRNSYS Documentation*, 2012, 1–29.

Figura 17. Modelo transitorio para la determinación de cargas térmicas del espacio a acondicionar



4.3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Para desarrollar el modelo energético del espacio acondicionar inicialmente se definieron los detalles estructurales y arquitectónicos, tal como se describe a continuación:

4.3.1 Modelo energético del espacio acondicionar. Los datos requeridos en TRNSYS fueron cargados en el siguiente orden.

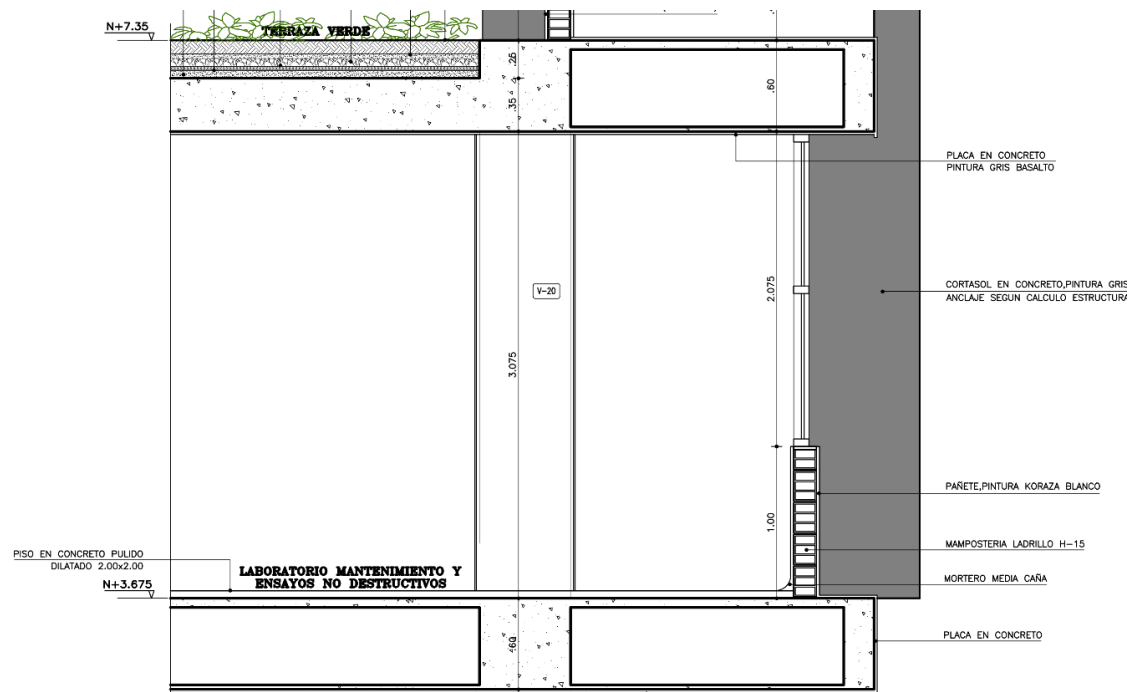
I. Datos de entrada:

- Volumen del recinto 518.2 m³
- Capacitancia de toda la masa en la zona térmica, la cual fue definida como 1.2 veces el volumen del salón ⁴⁰.
- Temperatura inicial 23 °C
- Humedad inicial 80 HR

II. Paredes de la zona térmica

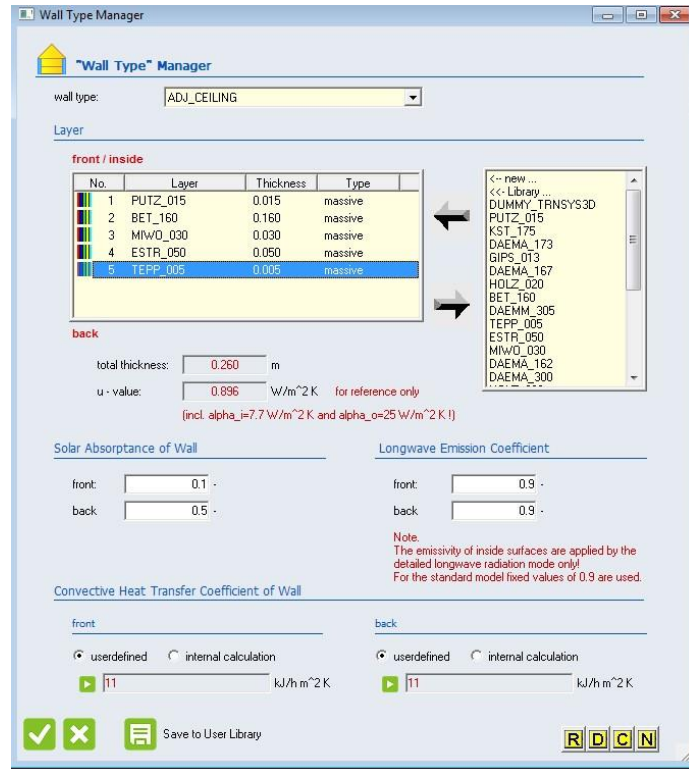
Se consideraron los materiales empleados en la mampostería, y todos los elementos estructurales. Además, se consideraron los materiales empleados en la superficie, y detalles constructivos de acuerdo con los planos constructivos, con cada uno de sus elementos, la resistencia térmica, conductividad densidad y propiedades de cada uno de los componentes tal como se muestra en la Figura 18 y figura 19.

Figura 18. Plano arquitectónico, vista lateral.



⁴⁰ Solar Energy Laboratory.

Figura 19. Definición de paredes de la zona térmica en TRNSYS.

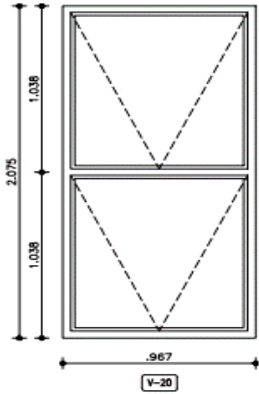


III. Ventanas.

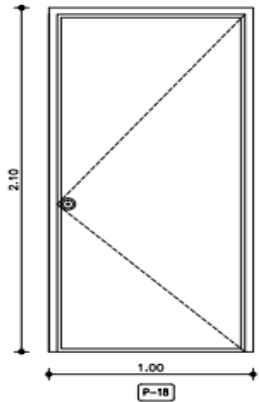
El laboratorio de diseño cuenta con seis ventanas de tipo basculante con dimensiones $2.075 \times 0.967 \text{ m}^2$, fabricadas en vidrio natural incoloro de 5 mm de espesor con marco en aluminio provisto de empaque de caucho. Además, el laboratorio una puerta en aluminio batiente de $2.10 \times 1.0 \text{ m}^2$ que comunica al laboratorio de diseño con la sala de escáner; y la puerta principal fabricada en aluminio batiente color natural, con vidrio incoloro 5 mm y ventana tipo persiana en la parte inferior y superior de dimensiones $2.0 \times 3.075 \text{ m}^2$ (Figura 20).

Figura 20. Descripción de puertas y ventanas. a) Ventanas basculantes, b) puerta interior, c) puerta principal.

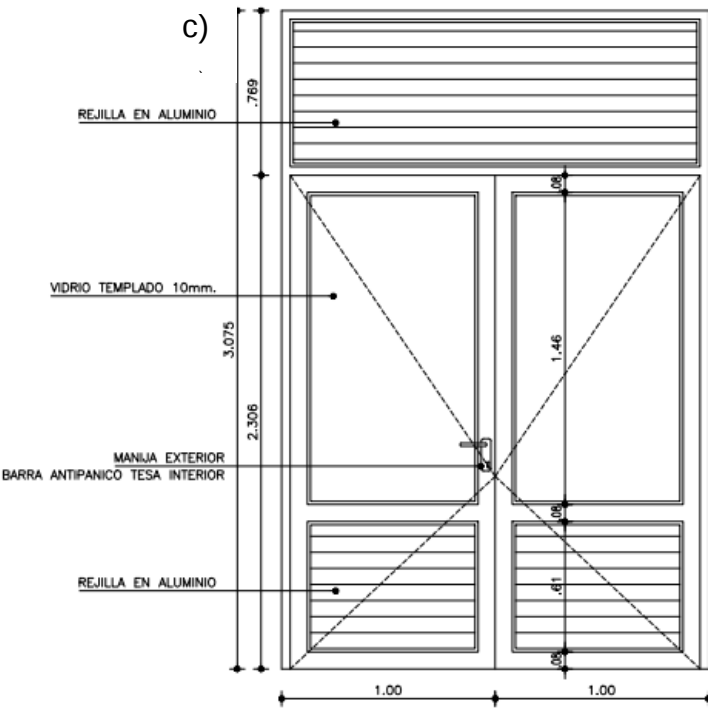
a)



b)



c)



En esta sección se definieron los materiales de las ventanas, la resistencia térmica, conductividad, densidad y propiedades de cada uno de los componentes de los cerramientos (Figura 21).

Figura 21. Definición de ventanas en el ambiente TRNSYS.

IV. Condiciones de operación, infiltraciones ganancias térmicas y nivel de confort requerido

De acuerdo con las características del edificio descritas en el capítulo anterior, las cargas térmicas fueron calculadas en TRNSYS. Cabe aclarar que debido a que el edificio no se encontraba en uso durante el desarrollo de esta investigación, se empleó para el cálculo el perfil de ocupación reportado por la ASHARE 90.1 donde se proporciona información de supuestos de ocupación para diferentes tipos de edificios ⁴¹.

⁴¹ Standard ASHRAE, 'ASHRAE Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings', ASHRAE, 2013 (2013), 404–636.

- **Infiltraciones:**

Las infiltraciones presentes en el laboratorio de diseño son generadas debido a la abertura en las ventanas, las cuales permanecen abiertas la mayoría de tiempo. Además, se tiene en cuenta las aberturas entre marcos y paredes donde se puede presentar infiltraciones leves. Para calcular el caudal infiltrado al laboratorio de diseño se siguió la metodología del modelo básico descrito en el capítulo 16.25 de la ASHRAE ⁴². La Ecuación 4 permite obtener el caudal $Q \left[\frac{m^3}{s} \right]$ así:

$$Q = \frac{A_L}{1000} * \left(\sqrt{(C_s * |\Delta T| + C_w * U^2)} \right) \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Ecuación 4

Donde:

$A_L [cm^2]$: Área efectiva de infiltración y/o ventilación,

$C_s \left[\frac{(L^2/s^2)}{cm^4 * K} \right]$: Coeficiente de apilamiento

$|\Delta T|$: Diferencia de temperatura exterior e interior del recinto

$C_w \left[\frac{(L^2/s^2)}{(cm^4 * m^2/s^2)} \right]$: Coeficiente del viento

$U^2 [m/s]$: Velocidad del viento medido de la estación

El coeficiente C_s se determinó como 0.000290 teniendo en cuenta que el espacio a acondicionar se encuentra en el piso 2 ⁴³; para el coeficiente C_w se definió clase de obstrucción sobre el edificio teniendo en cuenta los recintos que los rodean, y para lo cual el coeficiente C_w toma un valor de 0.000042 ⁴⁴. Las variables velocidad del viento y diferencia de temperatura se promediaron a partir de los datos meteorológicos. Para calcular el área de infiltración del salón, se asume una superficie de apertura igual a la tercera parte del total de la ventana V.20 (Figura 20), esto quiere decir que $A_L = 6688.66 [cm^2]$. A partir de estos datos

⁴² Fundamentals ASHRAE.

⁴³ Fundamentals ASHRAE.

⁴⁴ Fundamentals ASHRAE.

calculó el caudal de infiltración dentro del recinto el cual es constante para el día, y se puede expresar en función de las renovaciones de aire de la siguiente manera:

$$I = \frac{Q_{infil}}{Vol_{recinto}} [h^{-1}]$$

Ecuación 5

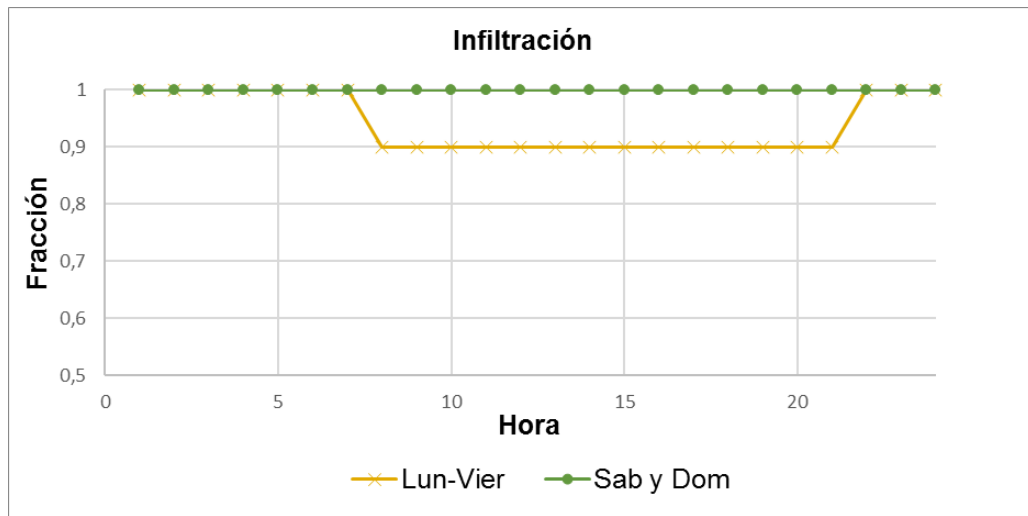
Donde: $Q_{infil}[m^3/h]$: Caudal de infiltraciones, $Vol_{recinto}[m^3]$: Volumen del recinto, y $I [h^{-1}]$: Número de renovaciones por hora.

Los resultados obtenidos para esta investigación se resumen en la Tabla 3 los cuales son ingresados a TRNSYS, mediante el asistente TRNBuild a nivel de la zona creada para el laboratorio de diseño. Además, como se consideran los horarios de infiltración característico para una edificación educativa Figura 22.

Tabla 3. Coeficientes de infiltración

Q [m ³ /h]	A _L [cm ²]	Cs [L ² /cm ⁴ *K* s ²]	ΔT [K]	Cw [L ² /s ² /cm ⁴ *m ² /s ²]	U [m/s]	I [h ⁻¹]
721.1	6688.66	0.000290	3.00	0.000042	0.8	1.392

Figura 22. Comportamiento característico de las infiltraciones para un edificio educativo.

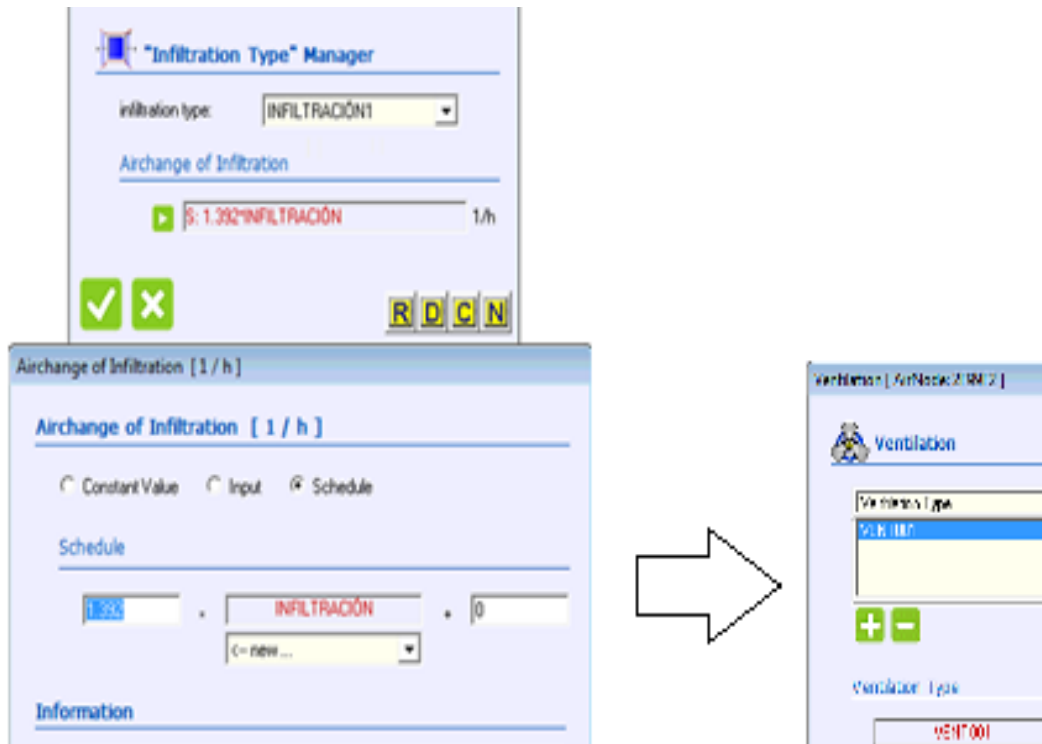


- **Ventilación**

El espacio por acondicionar cuenta con ventilación mecánica, la cual es descrita en la

Tabla 4. El proceso de ingresar los datos de las ganancias térmicas para ventilación, se crea la carga en el “*Ventilation type manager*” y luego como siguiente paso se agrega a la zona o “*airnode*” específico, de la siguiente manera (Figura 23).

Figura 23. Carga térmica por el sistema de ventilación.

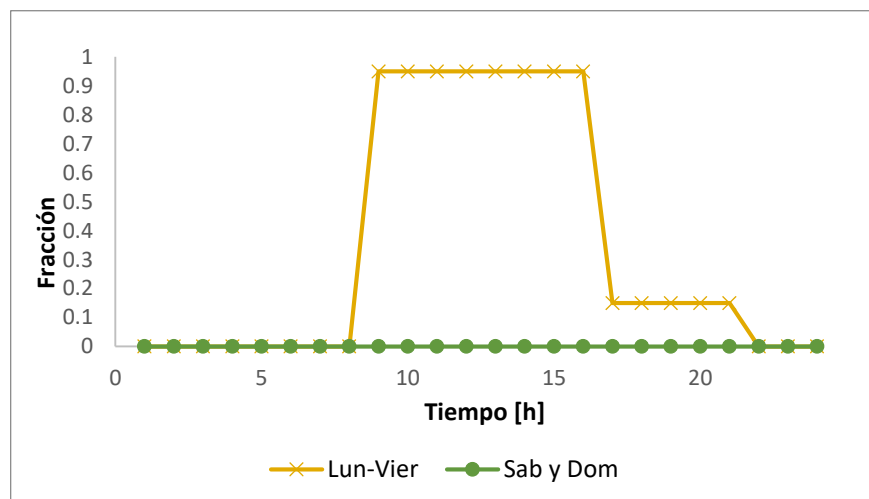


- **Personas**

Según planos de mobiliario del edificio, el salón de diseño tiene una capacidad de 26 personas, la actividad específica realizada, en este caso para los estudiantes, es trabajo ligero; según la ASHRAE Fundamentals una persona normal realizando una

actividad específica puede generar cierto calor sensible (radiante) y latente ⁴⁵. Los valores del calor generado se consideran según la acción que se esté realizando, por ejemplo, para este caso el $Q_s = 70 [W]$, $Q_l = 35 [W]$ y la fracción de calor sensible que se transforma en radiante, para condiciones de baja velocidad como es el caso, es de 60%, quiere decir que $Q_r = 21 [W]$. De igual manera, se aplica un perfil u horario de ocupación según el tipo de edificio,

Figura 24. Comportamiento característico de ocupación para un edificio educativo.



• Iluminación

Para la iluminación, el laboratorio cuenta con 24 lámparas de referencia TRIPLIGHT LENS L06 1170X100X100 2 LED-LINE 1R2FT 26W. Distribuidas como se aprecia en el plano de planta del nivel 2 del edificio **Figura 25** . Aplicando la metodología de cálculo de las cargas térmicas de las ASHRAE ⁴⁶, se buscó la potencia lumínica de cada una de las luminarias instaladas en el recinto. Posteriormente, se calculó la densidad de potencia lumínica (LPD lighting Power Density), a partir de la Ecuación 6, como se describe la situación planteada con el método LPD.

⁴⁵ Fundamentals ASHRAE.

⁴⁶ Fundamentals ASHRAE.

$$LPD = \frac{(N_{lamp} * Pot_{lamp} * F_{ul} * F_{sa})}{A_{rec}}$$

Ecuación 6

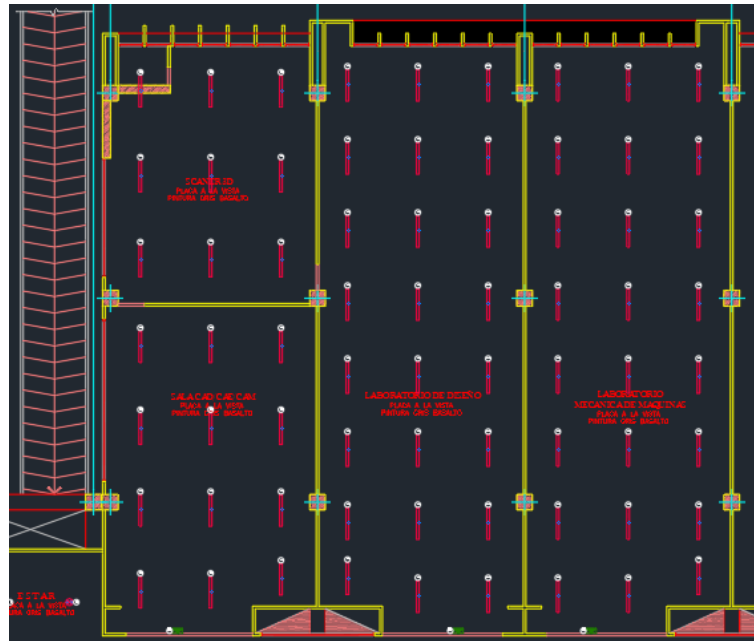
Donde:

N_{lamp} : Número de lámparas, Pot_{lamp} : Potencia total de las lámparas,

F_{ul} : Factor de uso de las lámparas o perfil horario de iluminación, y

F_{sa} : Factor de asignación especial, según balastro

Figura 25. Plano de iluminación del laboratorio de diseño.

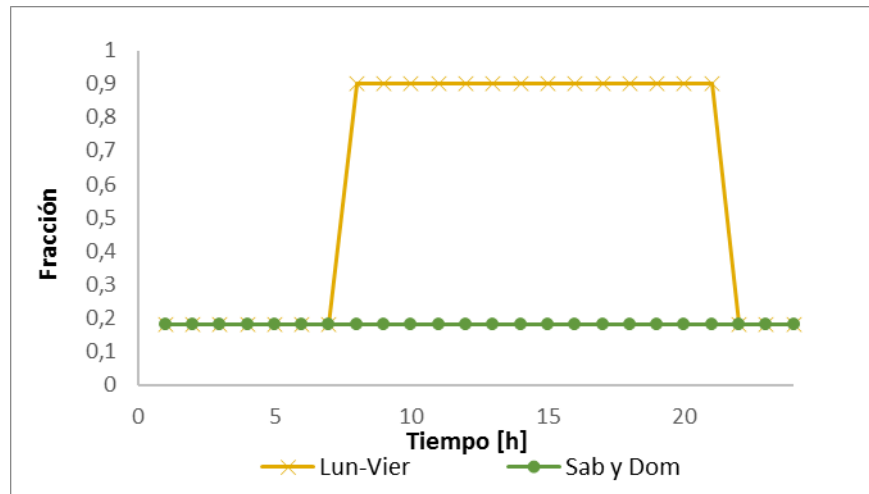


El número de lámparas y la potencia total se obtuvo de los planos del sistema de iluminación, para el factor F_{ul} el caso de edificios educativos es tomado como 1. Sin embargo, se aplicó un horario de uso lumínico, con el propósito de mejorar la exactitud y precisión de los resultados (Figura 26). Por otro lado, el factor de asignación especial F_{sa} se asignó como uno (1) por tratarse de un sistema LED con balastro electrónico. Luego:

$$LPD = \frac{24 * 26 [w] * 1 * 1}{169,03 [m^2]} = 3.69 \left[\frac{w}{m^2} \right]$$

Para obtener la ganancia de calor por radiación y convección que agrega el sistema de iluminación al recinto, se tomó el valor de fracción de radiación para un dispositivo LED colgante lineal es de 0.57, tal como se sugiere la ASHRAE ⁴⁷. Luego, la fracción de convección corresponde 0.43.

Figura 26. Comportamiento característico de iluminación para un edificio educativo.



• Equipos

Según la ASHRAE ⁴⁸, bajo ciertas condiciones de operación los motores aportan más ganancia de calor sensible a la zona; por ejemplo si el motor y la máquina manejada se encuentran dentro del espacio, se utiliza la Ecuación 7, para calcular la ganancia instantánea de calor; ahora cuando el motor se encuentra en el exterior se utiliza la Ecuación 8 ; por ultimo cuando se tiene el motor o el flujo de trabajo dentro del recinto, pero la maquina manejada se encuentra en el exterior tenemos la Ecuación 9.

$$q_{em} = \left(\frac{P}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM}$$

Ecuación 7

⁴⁷ Fundamentals ASHRAE.

⁴⁸ Fundamentals ASHRAE.

$$q_{em} = PF_{UM}F_{LM}$$

Ecuación 8

$$q_{em} = P \left(\frac{1 - E_M}{E_M} \right) F_{UM} F_{LM}$$

Ecuación 9

Donde, q_{em} [W]: calor equivalente de la operación del equipo, P [W]:Potencia nominal del motor, E_M : Eficiencia del motor, F_{UM} : Factor de uso del motor y F_{LM} : Factor de carga del motor

Para esta investigación, la potencia nominal de los motores fue obtenida de la placa base del fabricante, de igual manera la eficiencia se asignó según la ASHRAE con base en la potencia y velocidad del motor⁴⁹, el factor de uso depende del horario de clases o practicas del salón, en esta investigación se empleó el horario estándar para este tipo de edificios, donde el factor de carga para este tipo de motores se estimó en 1, Figura 27. La tabla 4 Especifica un listado de los motores que se encuentran instalados en el recinto a acondicionar, junto con sus características y el calor disipado considerando lo anteriormente expuesto.

Tabla 4. Descripción de equipos dispuestos en el laboratorio de diseño.

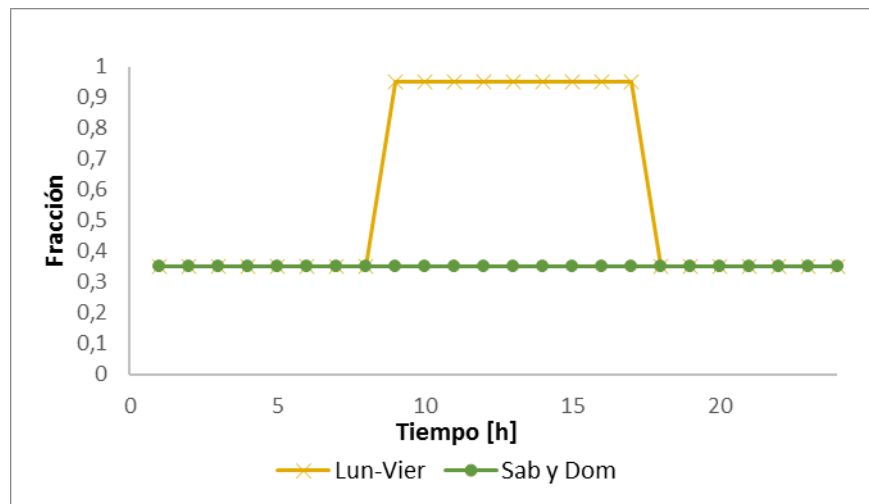
Motor	Marca	Modelo	Potencia [HP]	Eficiencia %	Calor disipado [W]
	Marathon	1C184TDR928BBW	2	86.5%	201.42
	Siemens	1LA7073-2YA60	1	77%	171.58

⁴⁹ Fundamentals ASHRAE.

					
	N/A	N/A	2	86.5%	201.42
	N/A	N/A	0.5	77%	85.79
	YAMATA	DOL121	1.5	85.5%	162.255
	N/A	N/A	0.5	76.8%	86.536

	ABB	EM3115	1.0	77.0%	171.58
	Total				1080.58

Figura 27. Horario de Comportamiento característico de los equipos para un edificio educativo.



4.3.1 Selección del aire acondicionado convencional . Se diseñó y dimensionó un sistema de enfriamiento activo necesario para mantener a punto las condiciones de confort térmico (25 °C y 50%) dentro del laboratorio de diseño, bajo el equilibrio de la carga de enfriamiento resultante de las cargas térmicas presentes y evaluadas en la sección anterior. Las ganancias de calor pico para el laboratorio de diseño, según simulación elaborada por TRNSYS, evaluando todas las cargas por superficies opacas y cristalinas, así también las ganancias por ventilación, infiltraciones y cargas internas máximas del recinto. La simulación de la carga de enfriamiento dio como resultado:

Figura 28. Calor latente anual

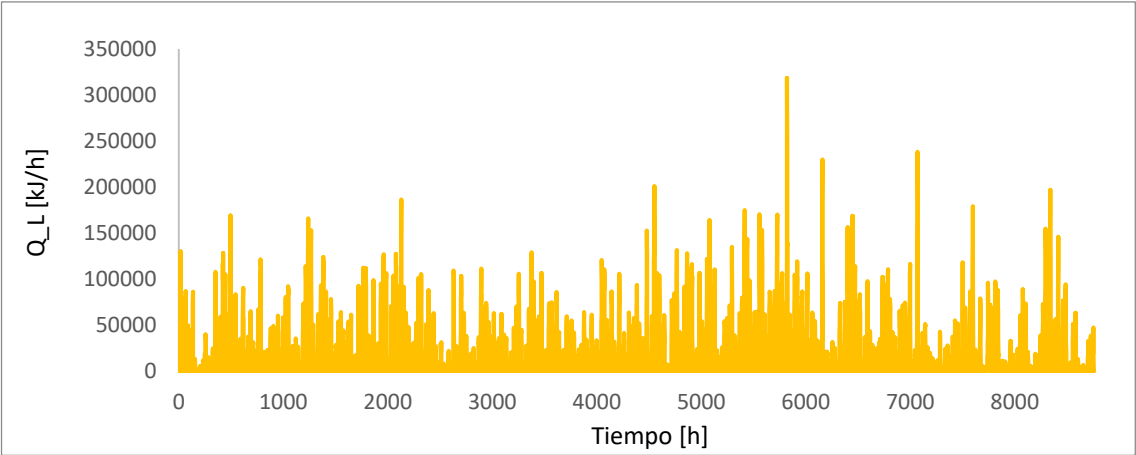


Figura 29. Calor sensible anual

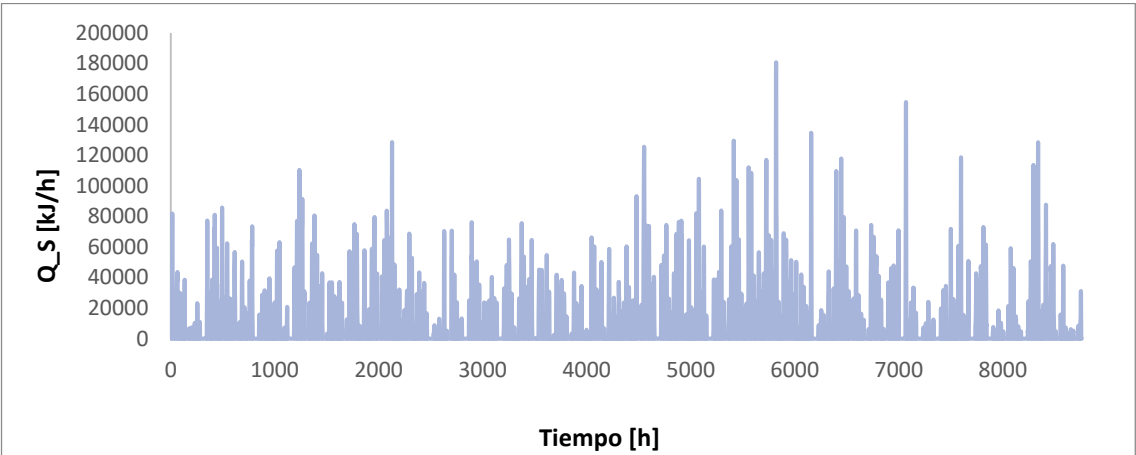
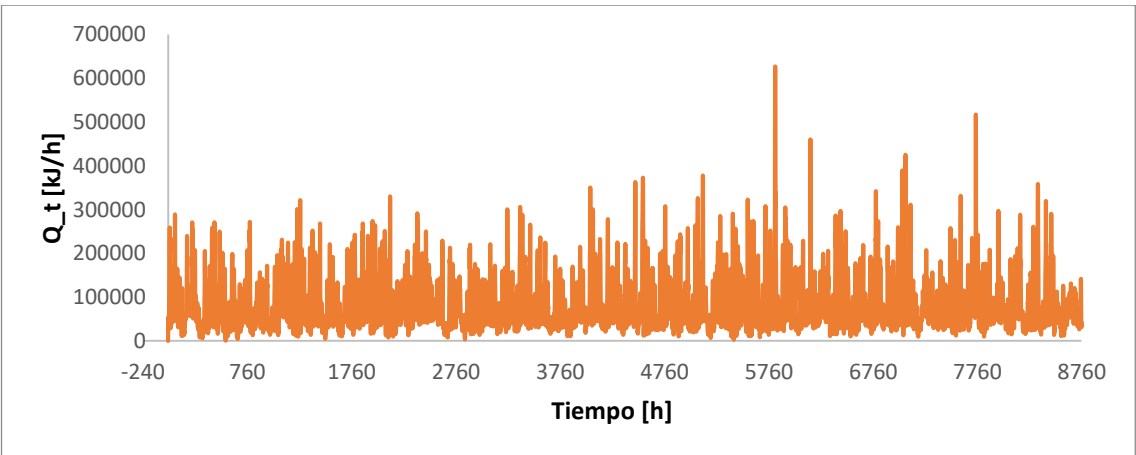
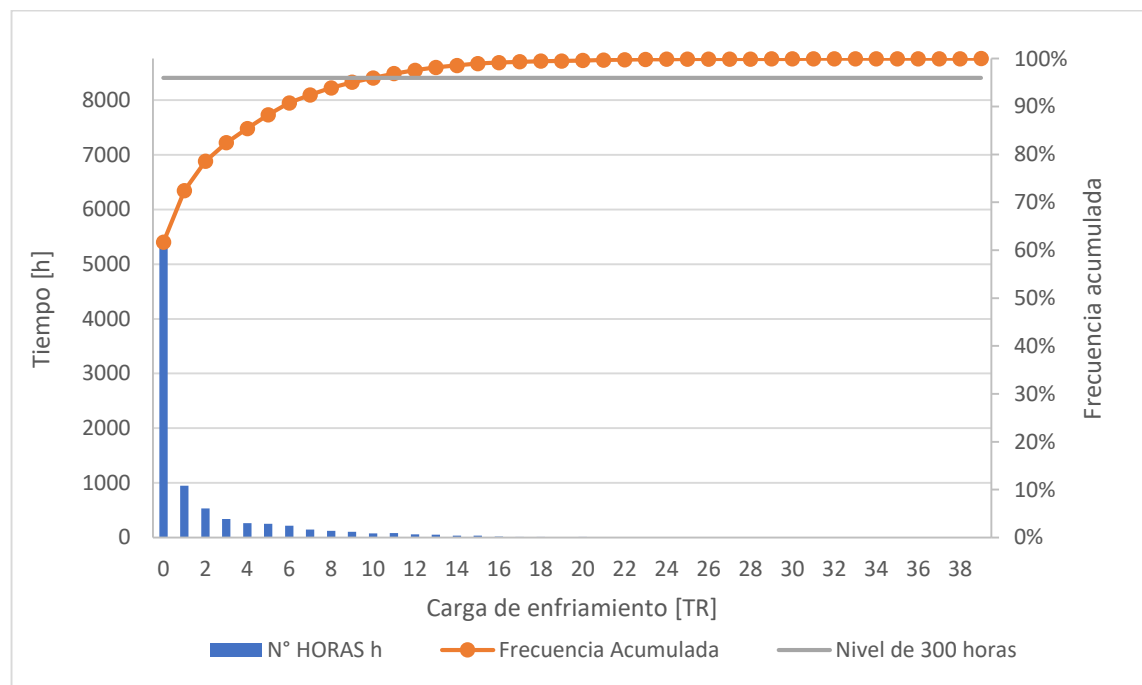


Figura 30. Calor total anual



Según la ASHRAE 90.1 ⁵⁰ para proyectos de edificios línea base, las horas de carga no satisfechas por el aire acondicionado no deben exceder de 300 al año. Para ello se realizó un análisis para identificar la mayor contribución de carga térmica y seleccionar la carga de enfriamiento adecuada para el laboratorio de diseño (Figura 31). De acuerdo con el análisis la mayoría de las horas de carga térmica pueden satisfacerse con 10 [TR].

Figura 31. Horas de carga no satisfechas

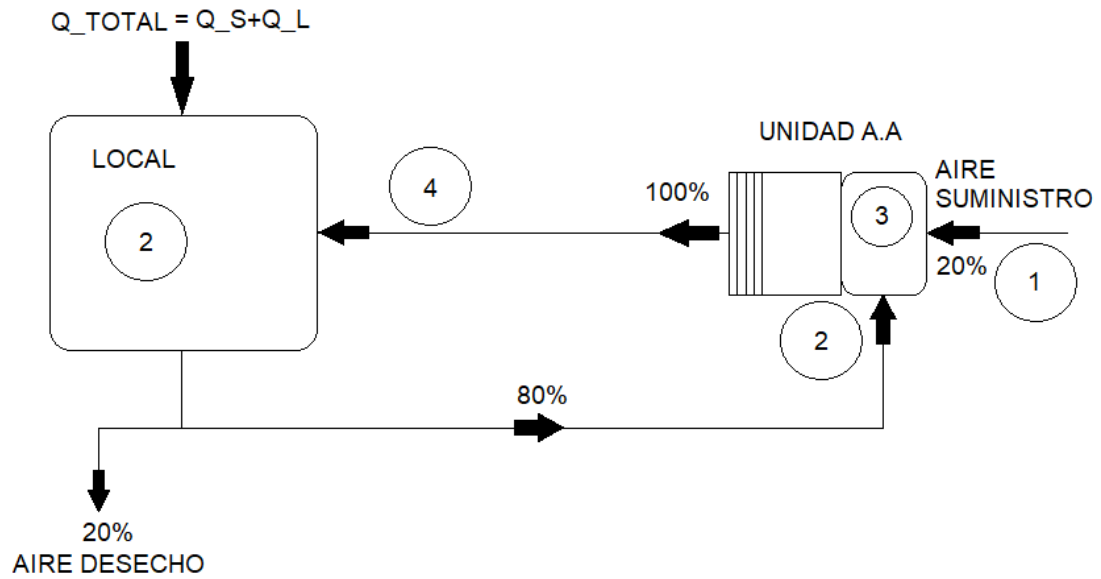


Se realizó el análisis psicrométrico para determinar los estados termodinámicos del aire, tanto en la entrada y salida de la unidad de AA (ANEXO), así también el balance energético en el recinto, esto con el fin de determinar la potencia térmica y el flujo másico que atenderá las condiciones óptimas del salón de diseño, Figura 32. Las condiciones interiores del salón serán un promedio de la temperatura interna y

⁵⁰ Standard ASHRAE.

humedad relativa a lo largo del año $T_{BSI} = 23.88 [^{\circ}C]$ y $HR = 50\%$ (estado 1); así también se obtienen las condiciones ambientales $T_{amb} = 27[^{\circ}C]$ y $HR = 80\%$ (estado 2).

Figura 32. Esquema de aire acondicionado para el salón de diseño.



A partir del análisis psicrométrico se obtuvieron los estados termodinámicos del aire, Tabla 5.

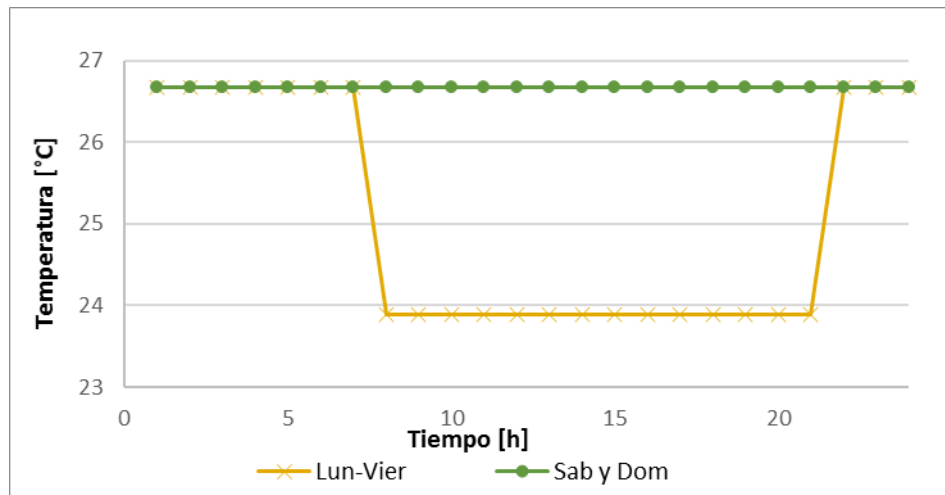
Tabla 5. Estados termodinámicos del aire

Estado	$T_{BS} [^{\circ}C]$	$T_{BH} [^{\circ}C]$	HR [%]	$h [kJ/kg]$	$w [kg/kg]$	$v [m^3/kg]$
1	31	23.59	54	70.26	0.01527	0.8827
2	24	17.07	50	47.28	0.009301	0.8543
3	25.4	18.52	51.82	52.31	0.0105	0.86
4	15	6.91	27.37	22.38	0.002879	0.82

De acuerdo con las necesidades de acondicionamiento se seleccionó un aire acondicionado del catálogo *solution plus* ⁵¹. Se seleccionó el modelo DXPA10, que cumple con la demanda de refrigeración requerida en el recinto, 10 [TR].

El *set point* de enfriamiento se configuró tal como se muestra en la Figura 33.

Figura 33. *Set point* de enfriamiento del aire acondicionado



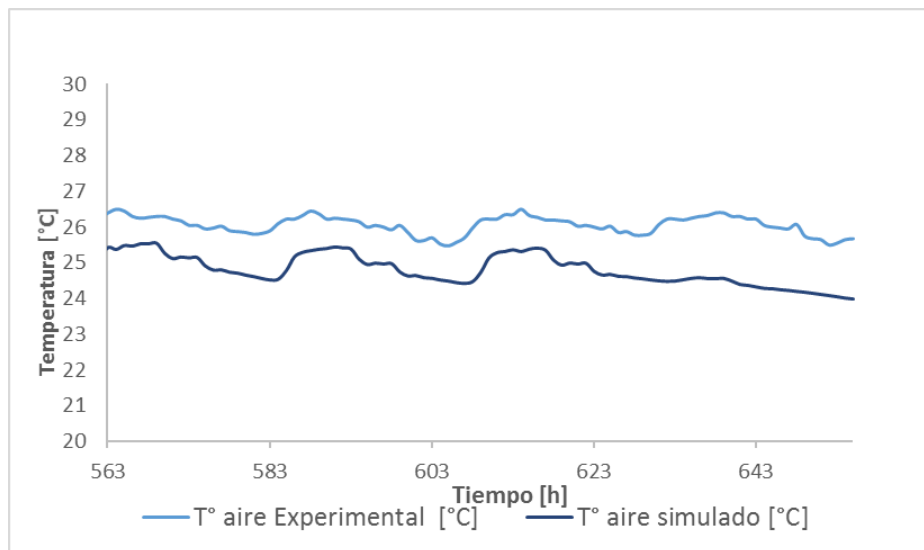
4.3.2 Resultados experimentales. Se realizó un montaje experimental para medir la temperatura interna del laboratorio de diseño en la Universidad Industrial de Santander. La medición de dichos datos se dio bajo unas condiciones de baja carga térmica interna, debido a que, aún no se encontraba en uso el recinto, sin embargo, se consideraron las cargas internas (personas, iluminación y equipos) lo más cercano a la realidad. Además, se tiene en cuenta el mínimo de infiltraciones según la ASHRAE 90,1, puesto que en el tiempo de medición las ventanas permanecieron cerradas. El extractor ubicado en el espacio no se tuvo en cuenta, luego no se incluyó esta variable dentro de la simulación. La

Figura 34, compara el perfil de temperaturas experimental con el obtenido en la simulación para los días 26, 27 y 28 de enero del presente año. Se puede observar

⁵¹ Ventiladores Solution Plus, 'Catálogo de Productos', 2018, 2018, pp. 2-134 <<https://doi.org/10.1179/030716976803391791>>.

que los perfiles de temperatura son muy similares en cuanto al comportamiento que presentan. El error porcentual se calculó en 8,5%, se puede acarrear a diferentes factores, tales como la precisión del equipo, errores humanos y la exactitud de replicar las condiciones exactas de la realidad.

Figura 34. Comparación entre la temperatura medida experimental y la temperatura obtenida de la simulación.



4.4 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO

Se realizó una caracterización detallada de la carga térmica de laboratorio de diseño, ubicado en el nuevo edificio de Laboratorios de la Escuela de Ingeniería mecánica en la ciudad de Bucaramanga con el software TRNSYS. Teniendo en cuenta las condiciones ambientales del sitio, los materiales de construcción y los perfiles de uso de los equipos, las luces y las personas, se determinó la carga de enfriamiento en 10 [TR]. El cual cumple con los requerimientos de confort establecidos en la norma ASHRAE 90.1. Posteriormente será comparado con el EAHE en términos de consumo de energía y viabilidad económica.

5. DISEÑO Y CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EAHE

5.1 INTRODUCCIÓN

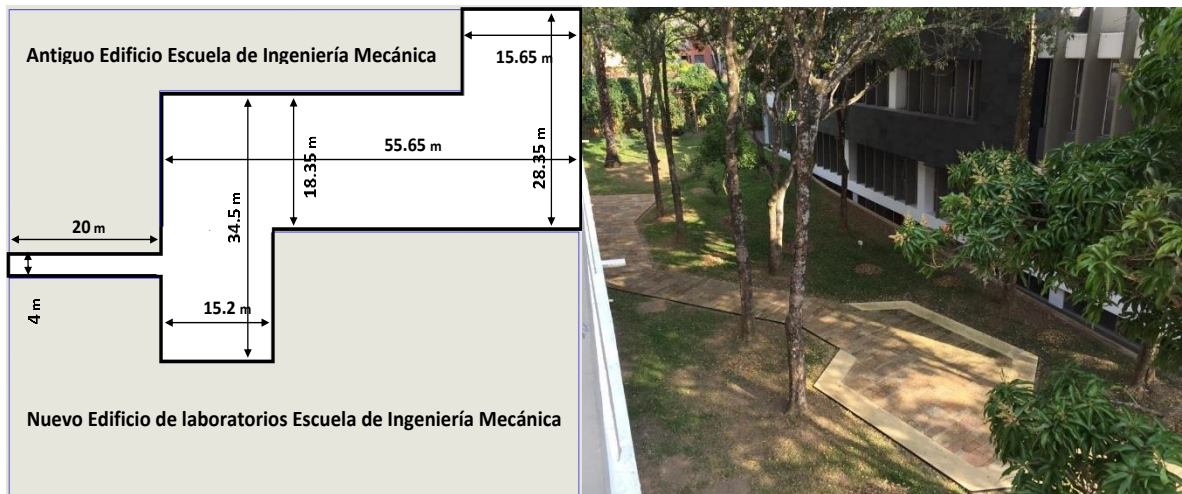
Entre los parámetros de diseño que deben ser controlados debe considerarse: el tipo de material de los conductos, las dimensiones del sistema, la configuración geométrica, las características térmicas del suelo, la profundidad y las condiciones de operación ⁵². La simulación para evaluar el desempeño de un intercambiador de calor EAHE, ha sido llevada a cabo por diferentes autores usando diferentes modelos matemáticos, y mediante el uso de diferentes tipos de software ⁵³. El uso de dichas simulaciones combinadas con la interpretación y medición continua de datos es una de las formas para determinar la viabilidad técnica de dichos sistemas. Para ello se pueden realizar estudios paramétricos para determinar diámetro, longitud, velocidades de flujo y capacidades óptimas para las áreas disponibles o para una carga térmica determinada. Finalmente, a partir de estas características se puede evaluar económicamente el proyecto al cambiar los diferentes parámetros de diseño.

⁵² ADRIAN TRZASKI AND BERNARD ZAWADA, 'The Influence of Environmental and Geometrical Factors on Air-Ground Tube Heat Exchanger Energy Efficiency', *Building and Environment*, 46.7 (2011), 1436–44 <<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.01.010>>.

⁵³ FD ST BENKERT AND DS HEIDT, 'Calculation Tool for Earth Heat Exchanges GAEE', *lbpsa 1997*, 1997 <http://www.inive.org/members_area/medias/pdf/Inive/IBPSA/UFSC612.pdf>; Huijun Wu, Shengwei Wang, and Dongsheng Zhu, 'Modelling and Evaluation of Cooling Capacity of Earth–Air–Pipe Systems', *Energy Conversion and Management*, 48 (2007), 1462–71; G. Mihalakakou, M. Santamouris, and D. Asimakopoulos, 'Modelling the Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchangers', *Solar Energy*, 53.3 (1994), 301–5 <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90636-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90636-X)>.

Teniendo caracterizado el comportamiento térmico del terreno (sección 3.3.3), las condiciones climáticas (sección 3.3.4), la carga térmica del espacio (capítulo 4) y el área disponible para instalación del intercambiador, Figura 35, se evaluó un modelo unidimensional paramétrico que analiza las unidades de transferencia de calor respecto a la temperatura de salida del intercambiador EAHE. Posteriormente, se estudió el efecto sobre la temperatura de entrega que tiene la modificación de variables como el diámetro de los tubos, la longitud del intercambiador, la velocidad de flujo de aire, la profundidad de instalación, y las condiciones de operación. A partir de la temperatura de salida del intercambiador y teniendo las cargas térmicas del espacio acondicionar, estudiados en el capítulo anterior (capítulo 4), se determinó el potencial de enfriamiento, es decir, se determinó el calor extraído del aire para cada modificación en el diseño inicial, así como los regímenes de funcionamiento a recomendar para evitar la saturación térmica del terreno y el consumo eléctrico debido a ventiladores.

Figura 35. Área disponible para la instalación del intercambiador EAHE



los datos meteorológicos se vincularon con el Type 997, el cual empleó la temperatura medida del suelo como condición de frontera (sección 3.3.1).

Por otro lado, se evaluaron las propiedades del mallado y posteriormente las principales variables geométricas que afectan el desempeño térmico del EAHE, que son: la longitud del tubo, la velocidad del flujo másico, el diámetro del tubo, y la profundidad del intercambiador ⁵⁴. Las demás variables geométricas fueron evaluadas variando una y manteniendo constante las demás. Además, todas simulaciones consideraron que el material del tubo es PVC el cual tiene una conductividad térmica de 0.185 W/mK.

5.3 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Una descripción completa del modelo puede ser consultada en *Thermal Energy System Specialists* (TESS) ⁵⁵. A continuación, se muestran las ecuaciones matemáticas principales.

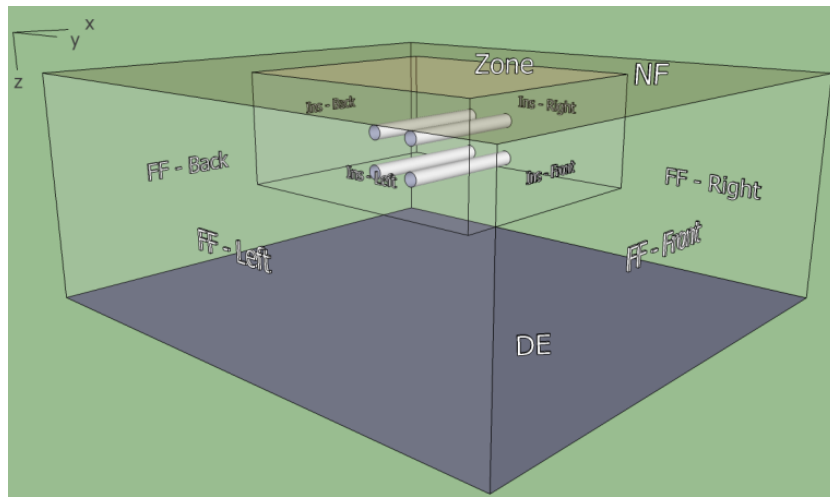
5.3.1 Conducción tridimensional en estado transitorio. Para hacer un análisis más detallado, se debe tener en cuenta que el aire en los EAHE se hace circular a través uno o más tubos expulsando o absorbiendo calor en función de la temperatura del terreno a su alrededor. Entonces, la transferencia de calor ocurre por convección en el interior de la tubería, y luego por conducción a través de las paredes del tubo y el terreno. Además, ocurre transferencia de calor desde la superficie a los alrededores por radiación y convección. Primero, se usó la información geométrica de un EAHE típico, y las condiciones de frontera, (temperatura del terreno, temperaturas superficiales, condiciones de flujo) para crear una malla tridimensional del terreno usando nodos hexaédricos con

⁵⁴ WU, WANG, AND ZHU.

⁵⁵ J.W THORNTON AND OTHERS, *Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment*, 2014, IV.

superficies rectangulares. El dominio computacional para la simulación del problema es un prisma rectangular Figura 37.

Como es común, un intercambiador de calor puede tener varias capas de tubería, varias capas de terreno diferentes y estar afectado por diferentes condiciones de frontera. Se considera el mismo número de tubos igualmente separados y de igual longitud en cada capa de tubería, orientados longitudinalmente en el eje X de acuerdo con la Figura 37. Dominio del problema. Adaptado de TESS ⁵⁶



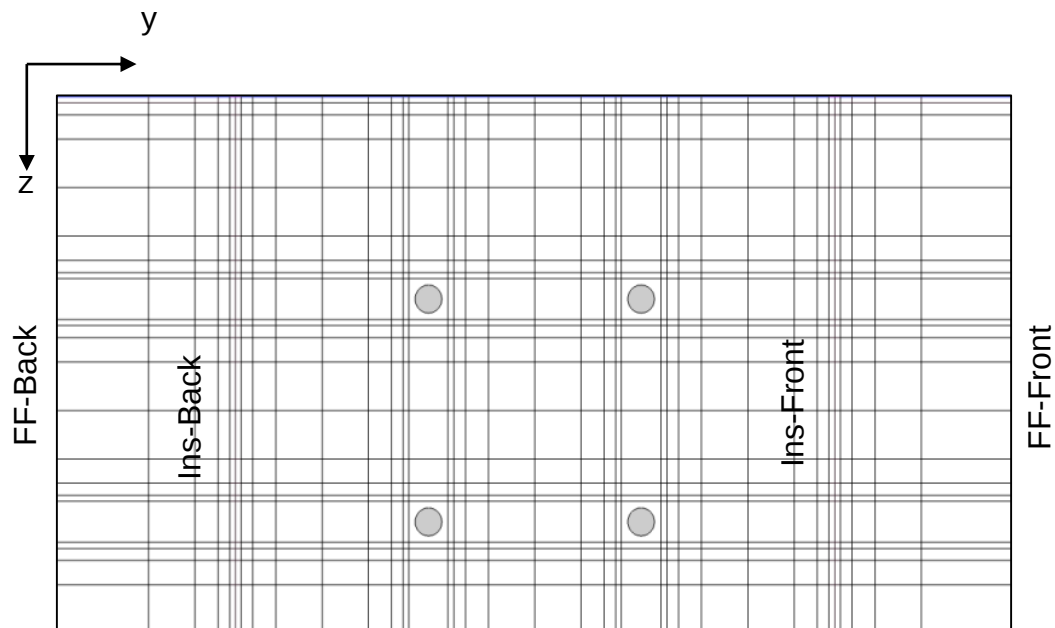
I. Geometría y mallado

Se generó un mallado 3D con nodos rectangulares cuyas caras opuestas tienen geometría idéntica, y donde cada una de las caras es tangente solo a una cara de un nodo vecino, por lo tanto, las caras vecinas tienen la misma geometría y cada nodo interactúa con 6 nodos vecinos. Sin embargo, los nodos ubicados en las esquinas del dominio de simulación interactúan solo con 3 caras de nodos adyacentes. La Figura 38, muestra el mallado para 2 capas de tubería de 2 tubos por capa y aislamiento vertical frontal y posterior, Ins-Front Ins-Back. También, se puede observar las fronteras lejanas posterior y frontal, FF-Back FF-Front.

⁵⁶ THORNTON AND OTHERS, IV.

Como se puede observar en la figura 38 se crean nodos más pequeños cerca de áreas de interés como los límites de la tubería, los aislamientos y la superficie. Y cada vez más grandes cerca a los límites de la simulación. Además, para la vista de la cara izquierda mostrada, cada uno de los tubos se encuentra dentro de un nodo de tubería. No obstante, si se observa el dominio de simulación desde su cara frontal, se puede observar que los nodos de tubería existen elementos diferenciales de tubería.

Figura 38. Mallado en el plano YZ.

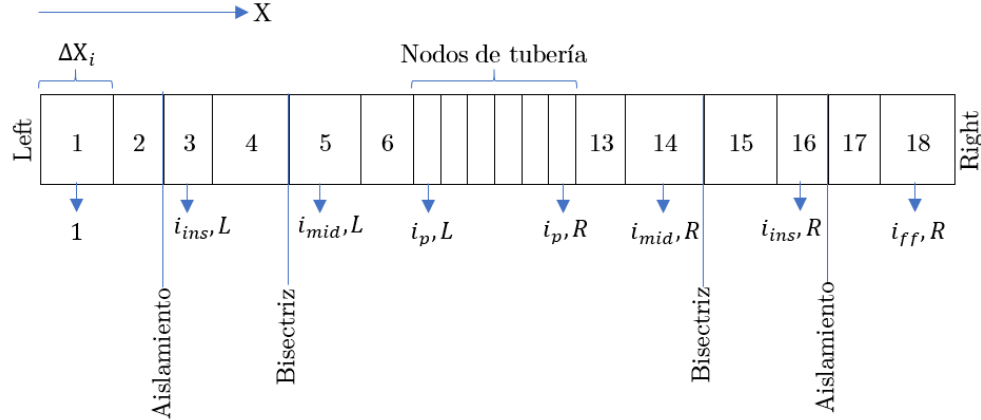


Longitud de los nodos

Las dimensiones de todos los nodos son definidas secuencialmente. Primero, se fija la dimensión de los nodos en el eje X, después la dimensión en el eje Y, y por último en el eje Z. Para cada dimensión, los nodos tienen menor longitud a medida que se acercan a la zona de interés. Es decir, entre más lejos este localizado un nodo respecto al área de interés, mayor será su volumen. A medida que se crean los nodos, se configuran como segmento de tubería o nodos de terreno. En la

dimensión X todos los nodos en el mallado se ajustan de izquierda a derecha de la Figura 39.

Figura 39. Dimensionado de los nodos en el eje X.



La nomenclatura usada para el dimensionado de todos los nodos en el eje x es la siguiente:

- 1 Nodos con la cara izquierda en la frontera de campo lejano izquierda FF Left.
- $i_{ins,L}$ Nodos con la cara izquierda en el plano que contiene aislamiento vertical izquierdo Ins-left
- $i_{p,L}$ Nodos con la cara izquierda en el plano que contiene el borde izquierdo del intercambiador de calor
- $i_{mid,L}$ Nodos con la cara izquierda en plano bisectriz entre los dos anteriores
- $i_{p,R}$ Nodos con la cara derecha en el plano que contiene el borde derecho del intercambiador de calor
- $i_{ins,R}$ Nodos con la cara derecha en el plano que contiene aislamiento vertical derecho
- $i_{mid,R}$ Nodos con la cara derecha en plano entre los dos anteriores
- $i_{ff,R}$ Nodos con la cara derecha en la frontera de campo lejano derecha

Los gradientes de temperatura del terreno cerca de las fronteras de campo lejano es decir en el nodo 1 y el nodo $i_{ff,R}$, se consideran de menor interés que aquellos gradientes de temperatura cerca a los aislamientos verticales o los bordes del intercambiador de calor. Por tanto, la longitud de los nodos en el eje x entre la cara izquierda del aislamiento hasta la frontera de campo lejano izquierda (nodos 1 y 2 de la Figura 39 es definida por:

$$\Delta x_{i=1,i_{ins,L}-1} = \Delta_{min} * NLM^{i_{ins,L}-i}$$

Ecuación 10

Donde Δx_i es la longitud o dimensión del nodo i en el eje x, Δ_{min} es el tamaño más pequeño del nodo que será usado para refinar la malla, y NLM (*node length growth multiplier*) es el multiplicador de crecimiento de longitud de los nodos.

La longitud en X de los nodos expandiéndose entre el aislamiento vertical izquierdo, la bisectriz y la cara izquierda del intercambiador de calor, $i_{p,L} - 1$, nodos 3,4,5 y 6 es:

$$\Delta x_{i=i_{ins,L}, \dots, i_{mid,L}-1} = \Delta_{min} * NLM^{i+1-i_{ins,L}}$$

$$\Delta x_{i=i_{mid,L}, \dots, i_{p,L}-1} = \Delta_{min} * NLM^{i_{p,L}-i}$$

Ecuación 11

La longitud Δx del nodo i para los nodos que contienen tubería está dada por:

$$\Delta x_{i=i_{p,L}, \dots, i_{p,R}} = \frac{L_p}{N_{pn}}$$

Ecuación 12

Donde L_p es la longitud de los tubos y N_{pn} es el numero de nodos por tubo.

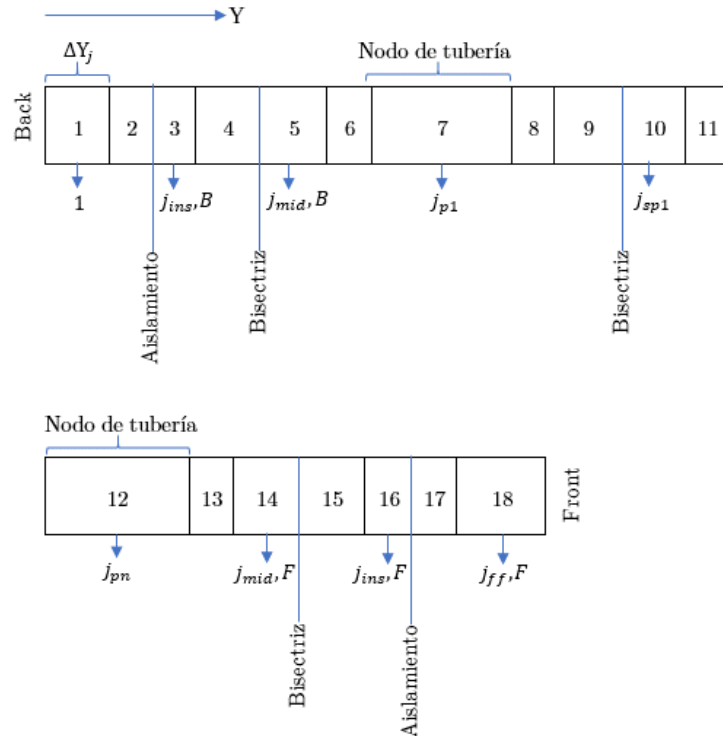
Por último, la longitud X de los nodos que se extienden entre el plano de aislamiento vertical derecho y la frontera de campo lejano derecha, $L_{ff,R}$, está dada por:

$$\Delta x_{i=i_{ins,R+1}...i_{ff,R}} = \Delta_{min} * NLM^{i-i_{ins,R}}$$

Ecuación 13

La longitud ΔY de todos los nodos en el mallado se ajusta entre Back y Front como se muestra en la Figura 40.

Figura 40. Dimensionado de los nodos en el eje Y.



Los índices de los nodos en la dirección Y se designan de la siguiente forma:

1 Nodos con la cara posterior en la frontera de campo lejano posterior.

$j_{ins,B}$ Nodos con la cara posterior en el plano que contiene aislamiento vertical posterior.

$j_{mid,B}$ Nodos con la cara posterior en plano bisectriz entre el intercambiador y el aislamiento

$j_{p1...p_{Np}}$ Nodos que contienen tubería

$j_{sp_1...sp_{N_p}}$ Nodos entre tubos con la cara posterior en el plano bisectriz entre tubos, en total $N_p - 1$

$j_{mid,F}$ Nodos con la cara frontal en plano bisectriz frontal entre el intercambiador y el aislamiento

$j_{ins,F}$ Nodos con la cara frontal en plano conteniendo el aislamiento vertical frontal

$j_{ff,F}$ Nodos con la cara frontal en la frontera lejana frontal

Nuevamente, la longitud Δy de los nodos j en el eje Y, entre la frontera de campo lejana posterior, FF Back, y el plano de aislamiento vertical (nodos 1 y 2), estará dada de acuerdo con la siguiente expresión:

$$\Delta y_{j [1, j_{ins,B}-1]} = \Delta_{min} * NLM^{j_{ins,B}-j}$$

Ecuación 14

Para los nodos entre el plano de aislamiento vertical y el plano posterior del intercambiador de calor (nodos $j=3,4,5,6$), la longitud Δy se da de acuerdo con:

$$\Delta y_{j [j_{ins,B}, j_{mid,B}-1]} = \Delta_{min} * NLM^{j+1-j_{ins,B}}$$

$$\Delta y_{j [j_{mid,B}, j_{p1}-1]} = \Delta_{min} * NLM^{j_{p1}-j}$$

Ecuación 15

Para los nodos que contienen tubería (nodos 7 y 12), la longitud del nodo está dada por:

$$\Delta y_{j [j_{p1}...j_n]} = PNF * D_{o,p}$$

Ecuación 16

Donde PNF es un factor para la equivalencia entre nodos cuadrados y nodos cilíndricos que contienen tubería, y $D_{o,p}$ es el diámetro externo de la tubería.

La dimensión de los nodos ubicados en medio de nodos de tubería, nodos 8,9,10 y 11, se determina según:

$$\Delta y_j [j_{pn}+1, j_{spn}-1] = \Delta_{min} * NLM^{j-j_{pn}}$$

$$\Delta y_j [j_{spn}, j_{pn+1}] = \Delta_{min} * NLM^{j_{pn+1}-j}$$

Ecuación 17

Así mismo, los nodos expandiéndose desde el borde frontal del intercambiador de calor y el plano de aislamiento frontal, nodos 13,14,15 y 16, tienen una dimensión en el eje Y dada por:

$$\Delta y_j [j_{pn}+1, j_{mid,F}] = \Delta_{min} * NLM^{j-j_{pn}}$$

$$\Delta y_j [j_{mid,F}+1, j_{ins,F}] = \Delta_{min} * NLM^{j_{ins,F}-j+1}$$

Ecuación 18

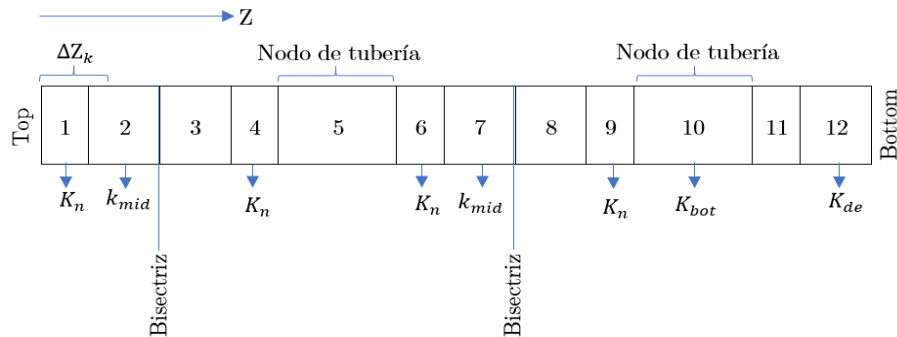
Por último, Los nodos desde el aislamiento frontal hasta la frontera de campo lejano frontal, nodos 16 y 17, tienen una dimensión tal que cumple:

$$\Delta y_j [j_{ins,F}+1, j_{ff,F}] = \Delta_{min} * NLM^{j-j_{ins,F}}$$

Ecuación 19

En el eje Z, la superficie también es considerada un plano de interés, los nodos en dicha dirección pasando por el plano de estudio con mayor profundidad, hasta los nodos con la cara inferior en la frontera de terreno profunda, se muestran en la Figura 41.

Figura 41. Dimensionado de los nodos en el eje Z.



La nomenclatura usada para determinar la longitud en el eje Z de cada nodo es la siguiente:

K_n Nodos con caras en el plano de interés.

K_{mid} Nodos con la cara inferior en el plano a medio camino entre planos de interés.

k_{bot} Nodos con la cara inferior en el plano de interés de mayor profundidad.

k_{de} Nodos con cara inferior en la frontera de terreno profunda.

La dimensión de los nodos en el eje Z desde la superficie, a través de los nodos de tubería y el espacio entre tubos, se determina por las siguientes expresiones:

$$\Delta z_{k[k_n, k_{mid}]} = \Delta_{min} * NLM^{k+1-k_n}$$

$$\Delta z_{k[k_{mid}+1, k_n]} = \Delta_{min} * NLM^{k+1-k_n}$$

Ecuación 20

Los nodos de tubería

$$\Delta z_{k[k_{p1}...k_{pn}]} = PNF * D_{o,p}$$

Ecuación 21

Y finalmente, los nodos desde el plano de interés a mayor profundidad hasta la frontera profunda de terreno tienen un dimensionado de acuerdo con:

$$\Delta z_{k[k_{bot}+1, k_{de}]} = \Delta_{min} * NLM^{k-k_{bot}}$$

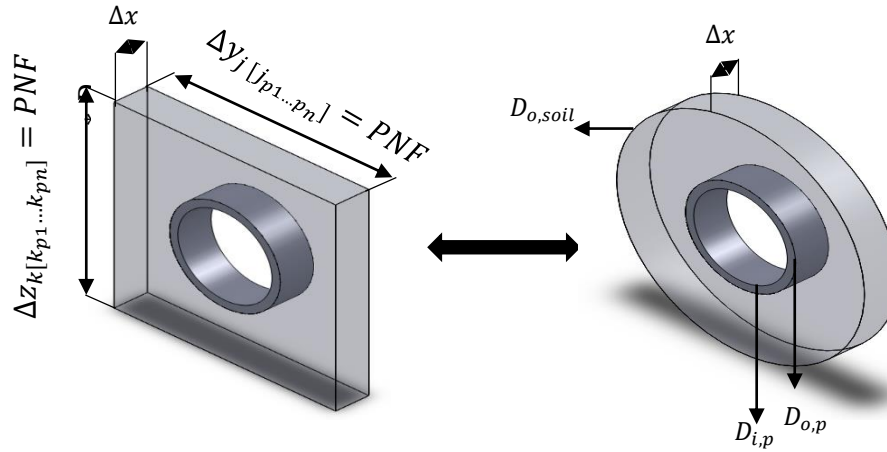
Ecuación 22

Longitud de los nodos de tubería

Debido a la geometría redonda de la tubería normalmente usada, y a la geometría cuadrada de los nodos de terreno que se expuso anteriormente, el nodo, la tubería y el fluido debe ser dividida en nodos cilíndricos equivalentes con longitudes iguales al nodo de terreno que los contiene, Δx en la Figura 42. Los nodos de terreno de geometría recta se usaron para modelar la interacción térmica con los nodos de terreno adyacentes o internos. Y los nodos equivalentes de geometría cilíndrica, se

usaron para modelar la interacción térmica con el tubo y el aire que circula a través de él.

Figura 42. Nodo de tubería de geometría recta equivalente a nodo de tubería cilíndrico.



El diámetro interno del nodo de terreno anular equivalente es igual al diámetro externo de la tubería, y el volumen de los nodos anulares que es igual al de los nodos cuadrados que se están remplazando se puede calcular mediante:

$$V_e = \left((PNF * D_{op})^2 - \frac{\pi D_{op}^2}{4} \right) * \Delta x$$

Ecuación 23

El volumen equivalente del nodo de terreno cuadrado y el nodo de terreno cilíndrico que contienen tubería puede ser usado entonces para calcular el diámetro externo del nodo cilíndrico mediante la siguiente expresión:

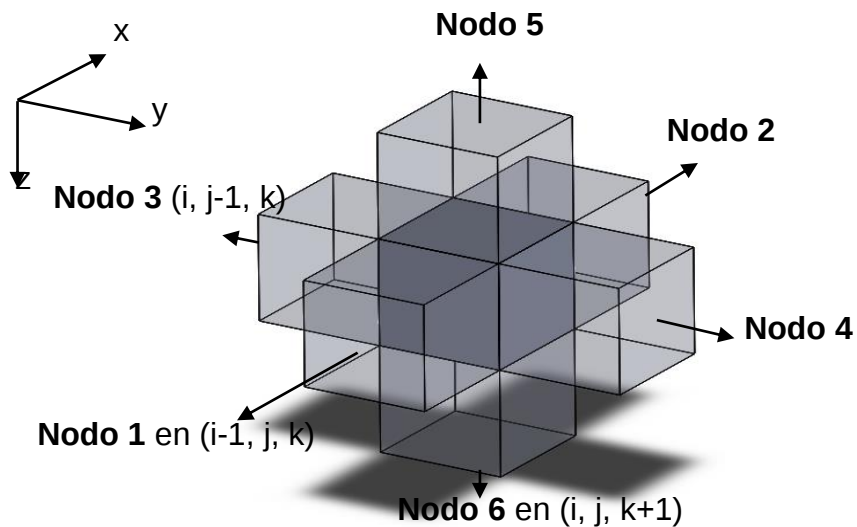
$$D_{o,soil} = \sqrt{\left(\frac{4V_e}{\pi\Delta x}\right) + D_{op}^2}$$

Ecuación 24

II. Balance de energía

Los nodos $n_{<i,j,k>}$ internos de volumen $V_{<i,j,k>} = \Delta x_{<i,j,k>} \Delta y_{<i,j,k>} \Delta z_{<i,j,k>}$, es decir, aquellos nodos que no contienen tubería ni son coplanares con la superficie del terreno o fronteras de campo lejano o profundo, tienen todos 6 vecinos que por conveniencia, se numerarán en lugar de asignarles índices. El nodo a la izquierda en la posición $(i-1, j, k)$ será el nodo vecino 1, nodo a la derecha en posición $(i+1, j, k)$ será el 2, el nodo posterior $(i, j-1, k)$ el 3, el nodo en $(i, j+1, k)$ el 4, y los nodos arriba y abajo en posiciones $(i, j, k-1)$ e $(i, j, k+1)$ serán el nodo 5 y 6 respectivamente. Lo anterior es mostrado con mayor claridad en la Figura 43.

Figura 43. Designación numérica para cada uno de los nodos.



Por lo anterior, el área $A_{<i,j,k>,2}$ del nodo en la posición $<i, j, k>$ representa el area compartida entre los nodos $<i, j, k>$ y $<i+1, j, k>$; $R_{<i,j,k>,5}$ representa la resistencia de contacto si la hubiese entre el nodo n en la posicion $<i, j, k>$ y el nodo en la posición $(i, j, k-1)$.

Conducción entre nodos

El balance de energía es igual a la sumatoria del calor que entra (+) o sale (-) de los seis nodos vecinos hacia el nodo de interés, con temperatura asignada al centro de cada nodo así:

$$\sum_{n=1}^6 \dot{q}_{conduccion_{<i,j,k>_n}} = \rho_{soil_{<i,j,k>}} V_{<i,j,k>} C_{soil_{<i,j,k>}} \frac{dT_{<i,j,k>}}{dt}$$

Ecuación 25

Advección entre nodos

También debe considerarse transferencia de calor por advección en la dirección de la tubería o transversal a esta. El balance de energía para un nodo en una zona que contiene un flujo de agua es entonces:

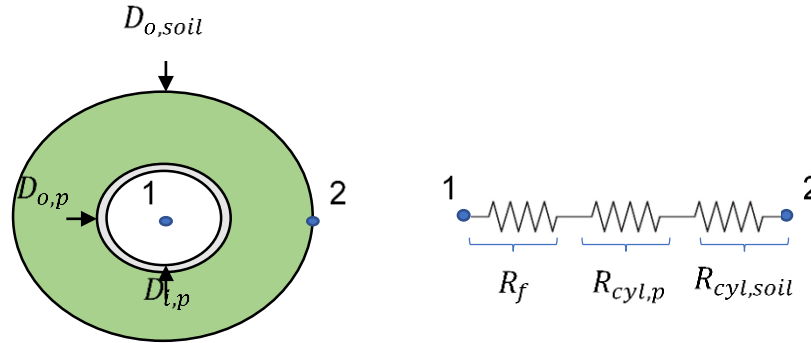
$$\sum_{n=1}^6 \dot{q}_{conduccion_{<i,j,k>_n}} - \dot{q}_{gw_{<i,j,k>}} = \rho_{soil_{<i,j,k>}} V_{<i,j,k>} C_{soil_{<i,j,k>}} \frac{dT_{<i,j,k>}}{dt}$$

Ecuación 26

Convección y conducción para los nodos de tubería

Las resistencias térmicas entre el fluido y el nodo cilíndrico equivalente de terreno de la Figura 44, para la cual $D_{o,soil}$ es el diámetro externo del nodo cilíndrico equivalente, $D_{o,p}$ y $D_{i,p}$ son el diámetro externo y el diámetro interno de la tubería, son:

Figura 44. Nodo equivalente cilíndrico de terreno.



Para los nodos de tubería que fueron sustituidos por nodos cilíndricos equivalentes de tubería, se consideraron las resistencias térmicas cilíndricas para el terreno y para el tubo. Finalmente, el flujo de calor hacia el nodo cilíndrico equivalente estará dado por:

$$\dot{q}_{f< i,j,k>} = \frac{T_{f< i,j,k>} - T_{< i,j,k>}}{R_{cyl}}$$

Ecuación 27

La temperatura del fluido $T_{f< i,j,k>}$ podrá ser solucionada implementando balances de energía en los nodos de fluido y forzando las condiciones de frontera. El balance de energía para un nodo de fluido contenido por el nodo de terreno equivalente $< i,j,k >$ es el siguiente:

$$\dot{m}_f C_{p,f} (T_{f< i+1,j,k>} - T_{f< i,j,k>}) - \dot{q}_{f< i,j,k>} = \rho_{f< i,j,k>} V_{< i,j,k>} C_{f< i,j,k>} \frac{dT_{f< i,j,k>}}{dt}$$

Ecuación 28

Y la condición de frontera para el nodo que contiene la entrada externa, puede ser aplicada mediante:

$$\dot{q}_f = \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f_{in}} - T_{f< i,j,k>}) - \dot{q}_{f< i,j,k>}$$

Ecuación 29

Donde $T_{f_{in}}$ es la temperatura de entrada del fluido a la tubería.

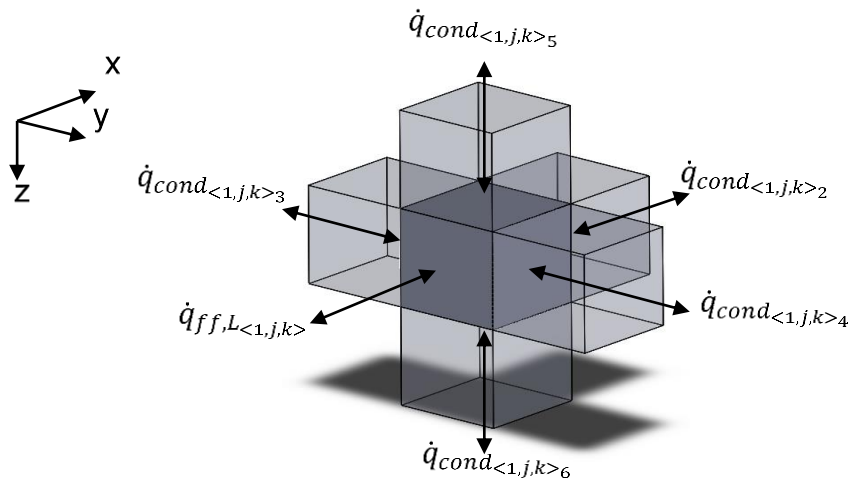
III. Condiciones de frontera

Las condiciones en las fronteras lejanas ff , y fronteras profundas de terreno d_e , pueden ser forzadas a dos condiciones: frontera adiabática, o frontera conductiva.

Balance de energía en las fronteras

El balance de energía para los nodos en las fronteras se puede determinar de igual forma que el balance de energía para los nodos internos. La Figura 45 muestra un nodo n con su cara en la frontera lejana izquierda ff, L y sus 5 nodos vecinos.

Figura 45. Diagrama de balance de energía para los nodos en la frontera izquierda.



De igual forma, para los nodos en la cara derecha ff, R , el calor almacenado es igual al calor transferido desde el nodo en la posición 1 adyacente al último nodo, más el calor transferido por conducción desde la frontera derecha, más el calor transferido por los nodos 3, 4, 5 y 6. De una forma similar, se establece el balance de energía para todos los nodos en las frontera posterior, frontal e inferior.

Balance de energía en la Frontera lejana izquierda – ff, L .

$$\dot{q}_{soil,stor} = \dot{q}_{ff,L<1,j,k>} + \sum_{n=2}^6 \dot{q}_{conduccion<i,j,k>n}$$

Ecuación 30

Balance de energía en la Frontera lejana derecha – ff, R

$$\dot{q}_{soil,stor} = \dot{q}_{cond<N_x-1,j,k>} + \dot{q}_{ff,R<N_x,j,k>} + \sum_{n=3}^6 \dot{q}_{conduccion<i,j,k>n}$$

Ecuación 31

Y de la misma forma se definió el balance de energía para las demás fronteras.

Fronteras con conducción o fronteras adiabáticas

Como se mencionó, las fronteras pueden ser forzadas a dos condiciones: fronteras adiabáticas y fronteras con conducción. En el modo adiabático el valor de todos los $\dot{q}_{de}$ y todos los $\dot{q}_{ff}$, se reduce a cero. En el modo conducción se transfiere calor desde el centro hasta la cara del nodo en el plano del límite o frontera de simulación que se encuentra a una temperatura conocida. Entonces, los valores de $\dot{q}_{de}$ y $\dot{q}_{ff}$ pueden ser obtenidos con las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{ff,L<1,j,k>} &= \frac{A_{<1,j,k>,1} (T_{z=k,day} - T_{<1,j,k>})}{\frac{\Delta x_{<1,j,k>}}{2k_{soil@<1,j,k>}}} \\ \dot{q}_{ff,R<N_x,j,k>} &= \frac{A_{<N_x,j,k>,2} (T_{z=k,day} - T_{<N_x,j,k>})}{\frac{\Delta x_{<N_x,j,k>}}{2k_{soil@<N_x,j,k>}}} \\ \dot{q}_{ff,B<i,1,k>} &= \frac{A_{<i,1,k>,3} (T_{z=k,day} - T_{<i,1,k>})}{\frac{\Delta y_{<i,1,k>}}{2k_{soil@<i,1,k>}}} \\ \dot{q}_{ff,F<i,N_y,k>} &= \frac{A_{<i,N_y,k>,4} (T_{z=k,day} - T_{<i,N_y,k>})}{\frac{\Delta y_{<i,N_y,k>}}{2k_{soil@<i,N_y,k>}}} \end{aligned}$$

$$\dot{q}_{de< i,j,N_z>} = \frac{A_{< i,j,N_z>,6} (T_{z=k,day} - T_{< i,j,N_z>})}{\frac{\Delta z_{< i,j,N_z>}}{2k_{soil@< i,j,N_z>}}}$$

Ecuación 32

La temperatura $T_{z=k,day}$ de la frontera se especifica usando el perfil de temperatura en función de la profundidad que fue monitoreado en el terreno (expuesto en la **sección 3.3.2**). Por tanto, para la frontera de terreno profunda la temperatura es la misma en el plano en cada intervalo de tiempo Δt , pero su valor cambia para cada nuevo Δt . Para las fronteras verticales, el valor de la temperatura es constante para cada intervalo de tiempo Δt pero varía entre intervalos de tiempo dependiendo de la profundidad y la fecha para cada nodo.

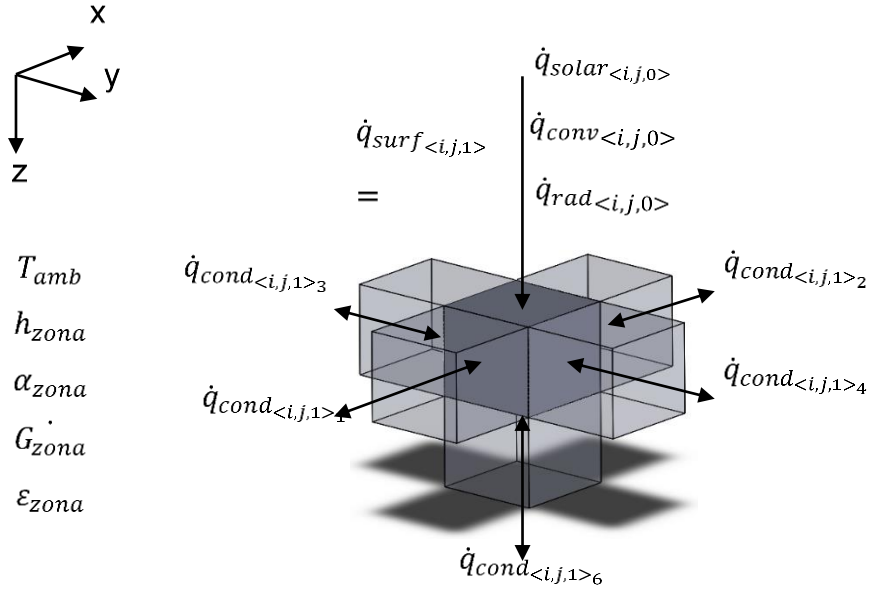
Condición de frontera en la superficie

Es posible definir la condición en la frontera de la superficie de tres formas: radiación-convección en la superficie, conducción a una superficie con temperatura establecida por la correlación Kusuda, y conducción a una superficie con una temperatura constante. En esta investigación se empleó el método radiación convección.

Radiación convección en la superficie

Para el modo radiación - convección en la superficie, el calor por conducción entre el nodo y la cara en el plano de la superficie se equilibra con la radiación solar directa recibida, la convección al medio ambiente y la radiación con el entorno Figura 46.

Figura 46. Balance de energía en los nodos superficiales.



$$\dot{q}_{suf< i,j,0>} = \dot{q}_{conv< i,j,0>} + \dot{q}_{rad< i,j,0>} + \dot{q}_{solar< i,j,0>}$$

Ecuación 33

IV: Solución método implícito de diferencias finitas:

Finalizado el mallado, los balances de energía tanto en los nodos internos como en los nodos de tubería, y aplicando las condiciones de frontera, el sistema de ecuaciones puede ser resuelto usando un método implícito de diferencias finitas durante el tiempo de simulación:

Como se mostró anteriormente, el balance de energía para un nodo interno típico está dado por:

$$\rho_{soil< i,j,k>} V_{< i,j,k>} C_{soil< i,j,k>} \frac{dT_{soil< i,j,k>}}{dt} = \sum_{n=1}^6 \frac{A_{< i,j,k>,n} (T_{< i,j,k>,n} - T_{< i,j,k>})}{\frac{\Delta S_{< i,j,k>} + \Delta S_{< i,j,k>,n}}{2k_{soil}}}$$

Ecuación 34

Si se reorganiza la expresión:

$$dT_{soil< i,j,k>} = \left[\frac{\alpha_{soil}}{V_{< i,j,k>}} \sum_{n=1}^6 \frac{2A_{< i,j,k>,n} (T_{< i,j,k>,n} - T_{< i,j,k>})}{\Delta S_{< i,j,k>} + \Delta S_{< i,j,k>,n}} \right] dt$$

Ecuación 35

Y se integra para in intervalo de tiempo finito Δt . Reorganizando la expresión:

$$T_{soil< i,j,k>}^{t+\Delta t} - T_{soil< i,j,k>}^t = \left[\frac{\alpha_{soil}}{V_{< i,j,k>}} \sum_{n=1}^6 \frac{2A_{< i,j,k>,n} (T_{soil< i,j,k>,n}^{t+\Delta t} - T_{soil< i,j,k>}^t)}{\Delta S_{< i,j,k>} + \Delta S_{< i,j,k>,n}} \right] \Delta t$$

Ecuación 36

para dar solución a $T_{soil< i,j,k>}^{t+\Delta t}$ en cada uno de los nodos por cada intervalo de tiempo, se requiere de un proceso iterativo con una tolerancia específica para cada avance de tiempo, si la tolerancia disminuye se incrementa la exactitud de la solución, pero también se aumenta el tiempo de procesamiento de la información. Desde luego, el proceso iterativo es llevado a cabo por una computadora por razones prácticas.

5.3.1 Evaluación de la temperatura en función de los parámetros de mallado

Como se explicó en la sección anterior (Sección 5.3.2), la longitud de los nodos en cada uno de los ejes está definida por dos variables cuyos índices varía dependiendo de la posición, tal como se muestra a manera de ejemplo en la Ecuación 37:

$$\Delta x_{i=1,i_{ins,L-1}} = \Delta_{min} * NLM^{i_{ins,L}-i}$$

Ecuación 37

Donde Δx_i es la longitud o dimensión del nodo i en el eje x , Δ_{min} es el tamaño más pequeño del nodo que será usado para refinar la malla, y NLM (*node length growth multiplier*) es el multiplicador de crecimiento de longitud de los nodos.

Entonces, se evaluó el comportamiento de la temperatura variando la longitud del nodo Figura 47. Cabe aclarar que la longitud corresponde a la longitud más pequeña dentro del mallado. Además, se varió el multiplicador de crecimiento de longitud de los nodos, Figura 48, como se puede ver en las simulaciones la variación de estos parámetros no afectan considerablemente la temperatura de salida, por tanto, la longitud del nodo se fijó 10 cm y el multiplicador de crecimiento de nodos (NML) en 2.

Figura 47. Evaluación de la longitud del nodo.

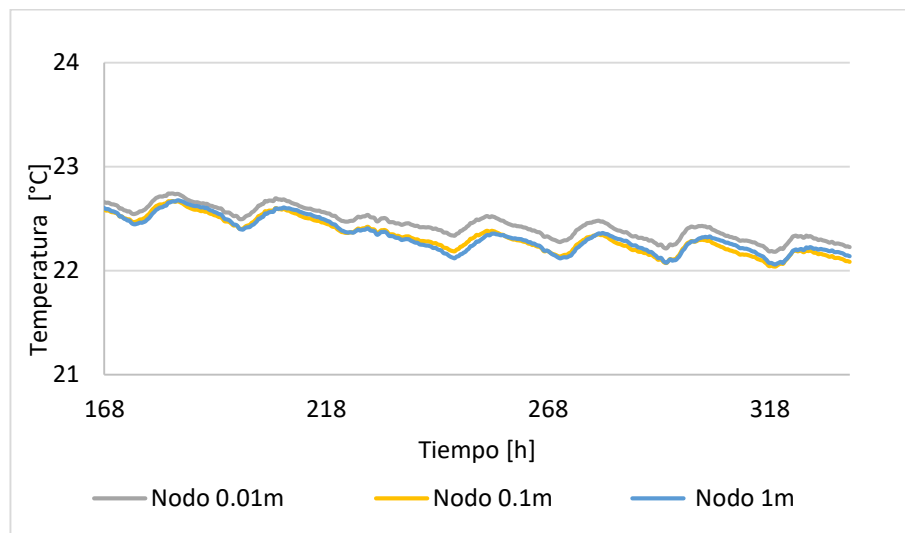
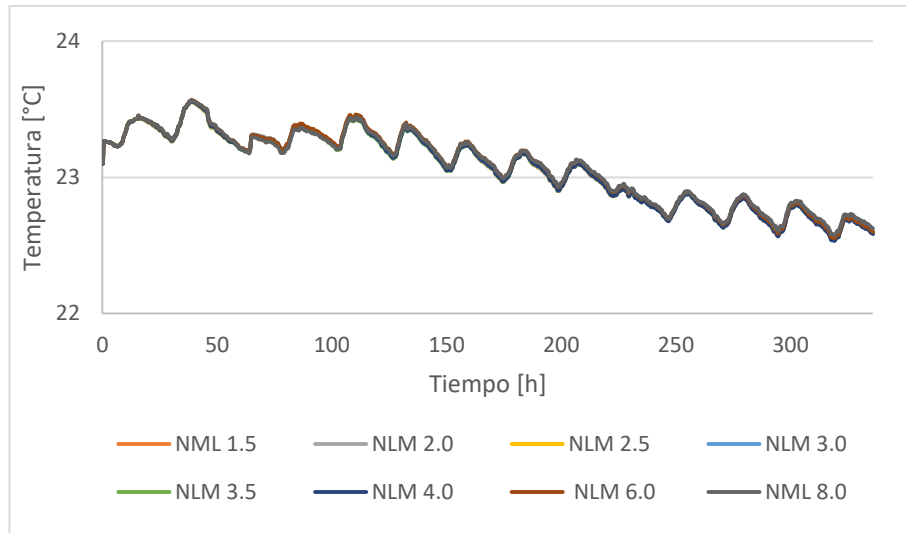


Figura 48. Variación de la temperatura de salida para diferentes NML



Para los nodos que contienen tubería, la longitud del nodo se definió tal como se muestra a manera de ejemplo en la Ecuación 38, PNF es un factor para la equivalencia entre nodos cuadrados y nodos cilíndricos que contienen tubería, y $D_{o,p}$ es el diámetro externo de la tubería. Se evaluó la variación de la temperatura en función de la variación del valor de PNF, Figura 49. Como se observa un cambio del valor PNF no representa un cambio significativo en la temperatura de entrega del intercambiador, por tanto, el PNF se fijó en 2.

$$\Delta y_j [j_{p1...pn}] = PNF * D_{o,p}$$

Ecuación 38

Adicionalmente, se evaluó la variación de temperatura con respecto al área superficial de transferencia de calor,

Figura 50. Como puede observarse al aumentar el área superficial de transferencia de calor la temperatura de salida del intercambiador disminuye, esto es debido a que al aumentar el área superficial se ve favorecida la transferencia de calor del EAHE con el terreno. Sin embargo, para aumentar el área superficial se requiere de cierta rugosidad en el tubo, el cual tiene un costo económico más elevado, por lo tanto, este parámetro se fijó en 1.

Figura 49. Variación de la temperatura de salida para diferentes valores del factor de equivalencia entre nodos cuadrados y nodos cilíndricos

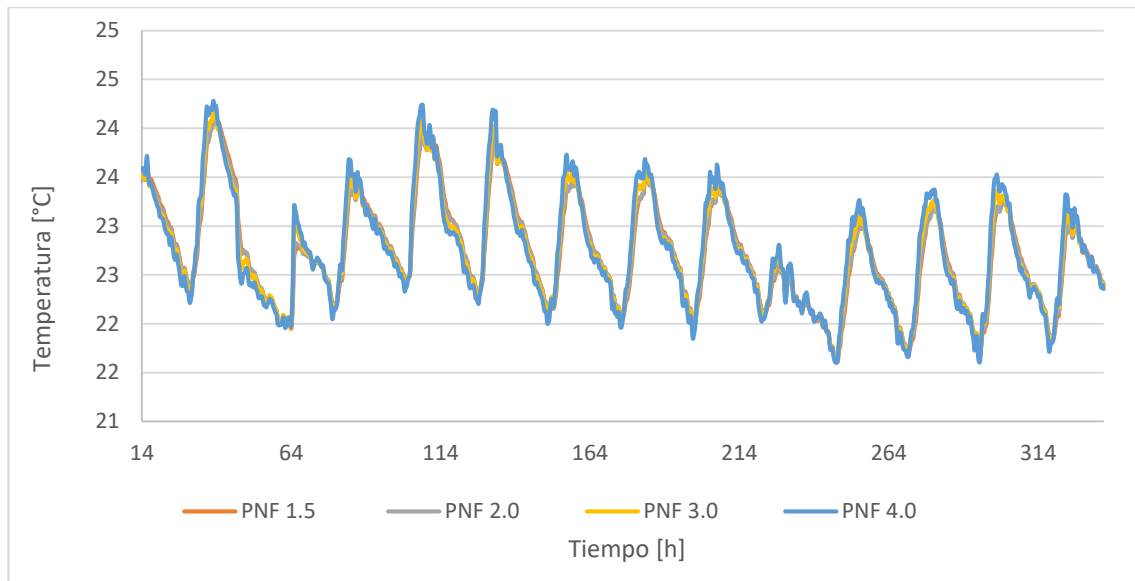
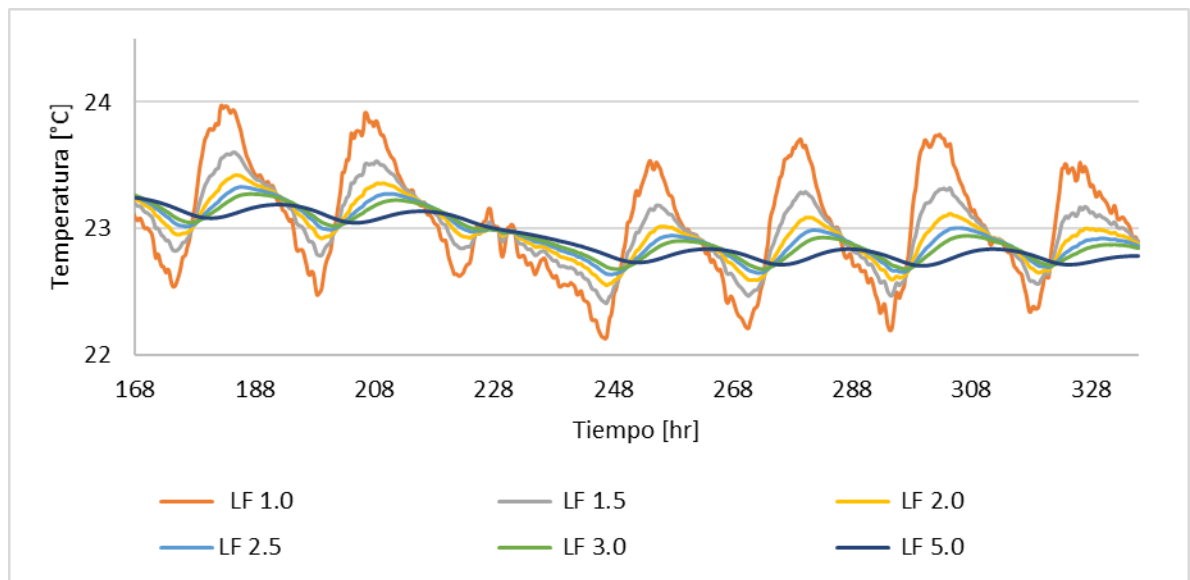


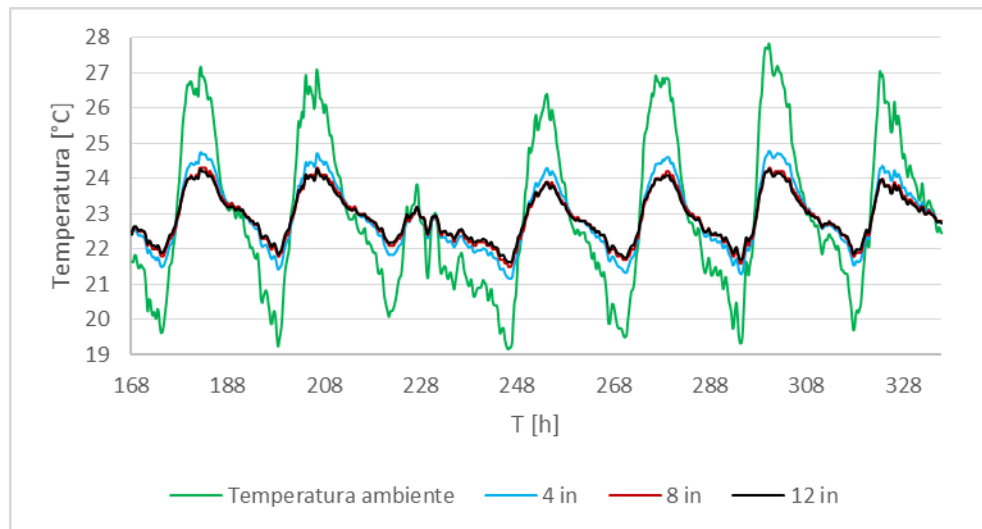
Figura 50. Temperatura de salida variando el área superficial de transferencia de calor



Finalmente, los parámetros de mallado se fijaron con una longitud de nodo de 0.1m, NML de 2, PNF de 2, y el parámetro de área superficial en 1.

5.3.2 Evaluación de los parámetros geométricos. Inicialmente, se evaluó la influencia del diámetro de la tubería sobre la temperatura del aire en la salida del intercambiador. Se consideró una longitud del tubo de 60 metros, un flujo másico de 1240 kg/h y una profundidad de 1.5 metros. Se evaluaron tres diámetros de tubo de 4, 8 y 12 pulgadas. En la Figura 51 se muestra a manera de ejemplo la temperatura de entrega para una semana representativa del mes de enero. La temperatura de salida para un diámetro de 4 pulgadas varía de 21.15 a 24.78 °C, para 8 pulgadas varía de 21.50 a 24.3 °C y para 12 pulgadas varía de 21.61 a 24.26 °C. Tal como se observa, al incrementar el diámetro del tubo la amplitud de la onda de temperatura disminuye. Sin embargo, al aumentar el diámetro de 8 pulgadas a 12 pulgadas la variación de temperatura es menos sensible. De manera que se fija como óptimo un diámetro de 8 pulgadas. Observe que a medida que el caudal másico permanece sin cambios, la velocidad del aire aumenta cuando el radio de la tubería se vuelve más pequeño.

Figura 51. Variación en la temperatura de salida para diferentes diámetros de tubería.



Además, se evaluaron los flujos másicos de aire 620, 1240 y 1860 kg/h que corresponde a 1, 2, y 3 intercambios de aire para el volumen del salón de diseño,

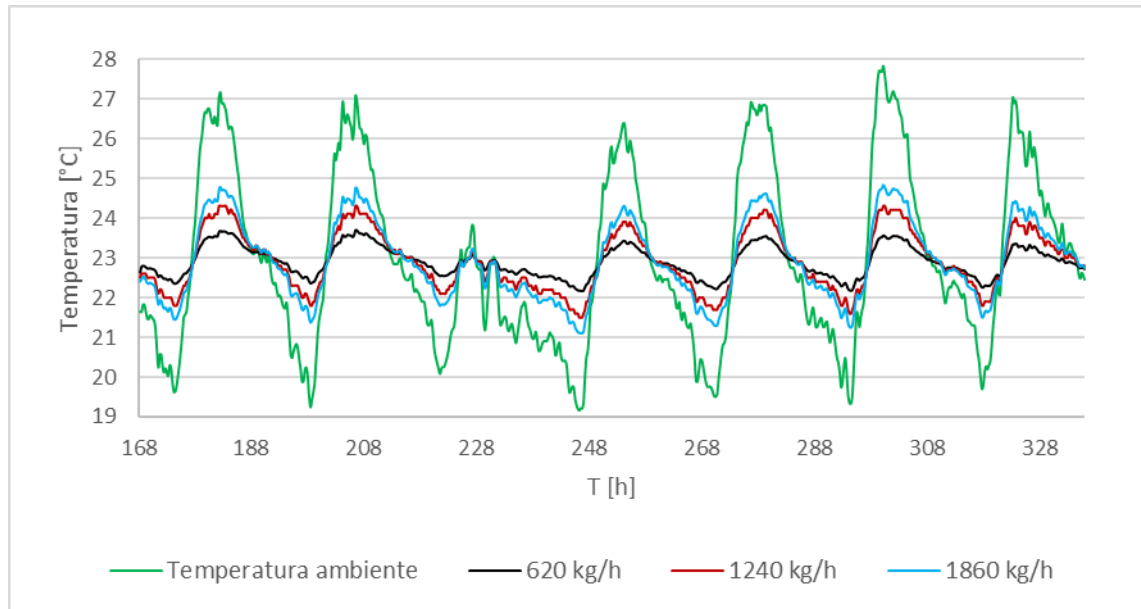
según lo considerado por la norma ASHRAE-62.1⁵⁷; para esta simulación la longitud del intercambiador se fijó en 60 metros con un diámetro de 8 pulgadas. Los resultados de la temperatura de salida fueron simulados para un período de 8760 horas (1 año). A manera de ejemplo, en la Figura 52 se muestra la temperatura simulada para una semana representativa del mes de enero. La temperatura simulada sigue las variaciones de la temperatura ambiente durante todo el año con una menor amplitud. Como se observa, la temperatura ambiente se encuentra en un rango de 19.15 °C a 27.84°C en enero, mientras que la temperatura de salida simuladas fueron 22.17 a 23.7 °C para 620 kg/h, 21.50 a 24.30 °C para 1240 kg/h, y 21.10 a 24.83 °C para 1860 kg/h. Estos resultados son similares a los obtenidos en otras investigaciones⁵⁸ donde la temperatura de salida aumenta cuando el flujo másico al interior del EAHE incrementa. Esto es debido que al aumentar el flujo másico se incrementa la velocidad del flujo, en consecuencia, el tiempo de residencia del aire en la tubería es menor y por tanto el intercambio de calor con el terreno es menos eficiente⁵⁹.

⁵⁷ Comité de proyectos ASHRAE, 'Estándar ANSI/ASHRAE 62.1-2007. Ventilacion Para Una Calidad Aceptable de Aire Interior.', 2007.

⁵⁸ WU, WANG, AND ZHU; LEE AND STRAND.

⁵⁹ ASCIONE, BELLIA, AND MINICHIELLO.

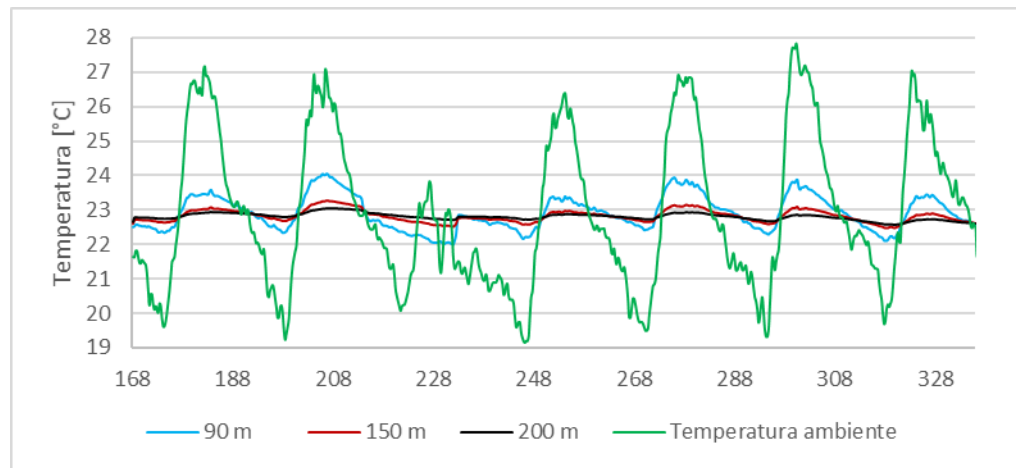
Figura 52. Variación en la temperatura de salida para diferente flujo másico



Finalmente, para evaluar la influencia de la longitud del tubo se tomaron 90, 150 y 200 m, se fijó el flujo másico de aire en 1240 kg/h y el diámetro del tubo en 8 pulgadas. Igualmente, la temperatura de salida del EAHE varía de acuerdo con la fluctuación de la temperatura ambiente. A manera de ejemplo, en la figura 53 se muestra la temperatura simulada para una semana representativa del mes de enero. Mientras que la temperatura ambiente varía entre 19.5 y 27.84 °C la temperatura del aire en la salida del intercambiador varía de 21.65 a 24.06 °C para una longitud de 90 metros, de 22.02 a 23.28°C para una longitud de 150 metros, y de 22.06 a 23.03 °C para una longitud de 200 metros. Se puede observar que un aumento en la longitud de la tubería resulta en una disminución en las variaciones de las temperaturas de salida, debido a que la tubería más larga proporciona un camino más largo sobre el cual puede tener lugar la transferencia de calor entre la tubería y el suelo circundante. Estos resultados son similares a los reportados por otros investigadores.⁶⁰

⁶⁰ BENHAMMOU AND DRAOUI; WU, WANG, AND ZHU; LEE AND STRAND.

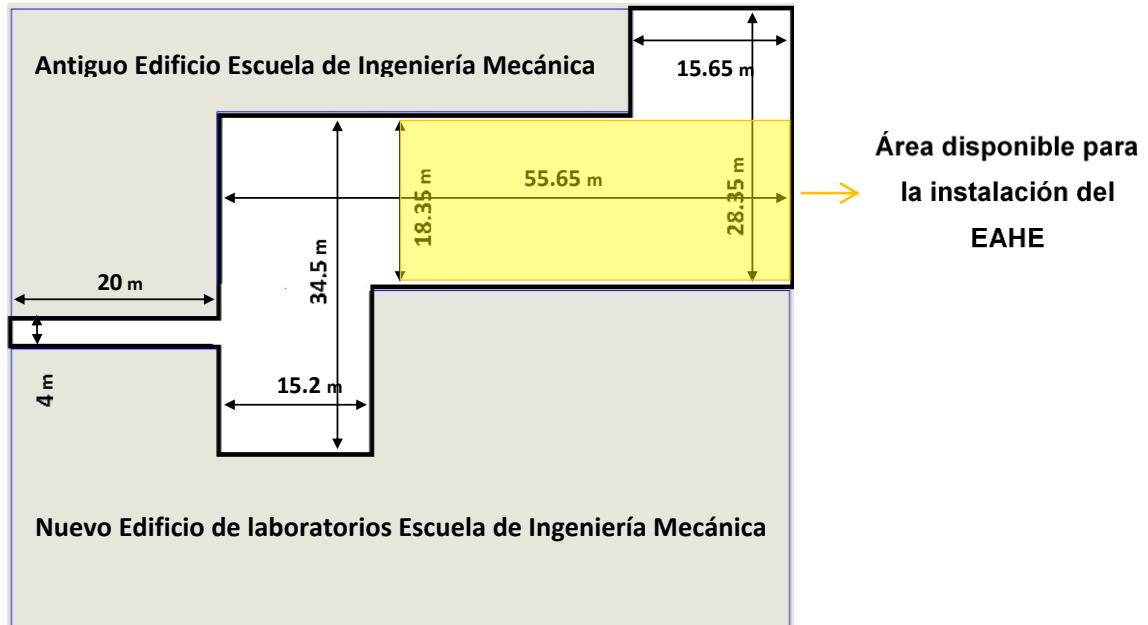
Figura 53. Variación en la temperatura de salida para diferentes longitudes de tubería



Ahora bien, una vez estudiadas las variables geométricas es necesario definir las dimensiones y requerimientos necesarios para la instalación del intercambiador EAHE para el acondicionamiento térmico del laboratorio de diseño. De acuerdo con el análisis de la temperatura de salida en función de las variables geométricas: diámetro de la tubería, longitud de la tubería y flujo másico. Se determinó que un diámetro de 8 pulgadas permite entregar aire a una temperatura con una variación de 21.50 a 24.3 °C, y que un diámetro mayor no repercute en cambios de la temperatura de salida, Figura 51, por tanto se considera un diámetro de 8 pulgadas como óptimo. Por otra parte, una longitud del tubo de 150 metros permite entregar el aire con una temperatura de 22.02 a 23.28°C, Figura 53 cuando se realizan dos intercambios de aire, es decir, con un flujo másico de 1240 kg/h. Sin embargo, según la ASHRAE 62.1 del 2017, el intercambio de aire para un laboratorio de universidades debe ser de 2.52 [1/h] por cantidad de volumen en condiciones de confort térmico es decir, un flujo másico de 1567 kg/h, y en consecuencia la temperatura de entrega se incrementará tal como se observó en la Figura 53. Como alternativa se puede incrementar la longitud del tubo lo cual permitirá un mayor recorrido en el cual se pueda dar el intercambio de calor

permitiendo de esta manera manejar un mayor número de intercambios⁶¹. No obstante, se debe considerar el espacio disponible en el edificio para la instalación del intercambiador Figura 54.

Figura 54. Área de instalación del intercambiador



Se cuenta con un área de $40.45 \times 18.35 \text{ m}^2$, y debido a los árboles ubicados en la zona sólo se pueden emplear 12.35 m^2 de ancho, adicionalmente se debe instalar dos cajas de inspección, por tanto, sólo se podrán emplear 36 metros de largo, para la instalación. De acuerdo con Peretti y colaboradores⁶² los tubos pueden disponerse en configuración horizontal con una separación mínima de 1 metro, para esta investigación se consideró una separación de 1.50 metros y considerando el diámetro de la tubería de 8 pulgadas lo cual permitiría instalar 7 tubos de 36 metros de longitud, por tanto la longitud del EAHE podrá alcanzar 250 metros como

⁶¹ PERETTI AND OTHERS.

⁶² PERETTI AND OTHERS.

máximo. Con estas condiciones: diámetro de tubería 8 pulgadas, longitud de tubería de 250 metros, se evaluó la temperatura de entrega para las condiciones estándar de flujo masico establecidas en la norma, en la siguiente sección se expone detalladamente el caso seleccionado.

5.3.3 Determinación de las condiciones de operación . La temperatura del suelo alrededor de la tubería enterrada varía con la temperatura del aire ambiente y las estrategias de operación, que a su vez cambian la capacidad de enfriamiento del suelo. Extender el punto de saturación térmica y mejorar el tiempo requerido para la auto recuperación del terreno, tiene gran importancia para asegurar la eficiencia y la utilidad del EAHE, se han desarrollado diferentes estrategias para evitar los efectos de la saturación térmica, como ejemplo: la operación continua e intermitente, explicadas con detalle en la sección 2.3.3.

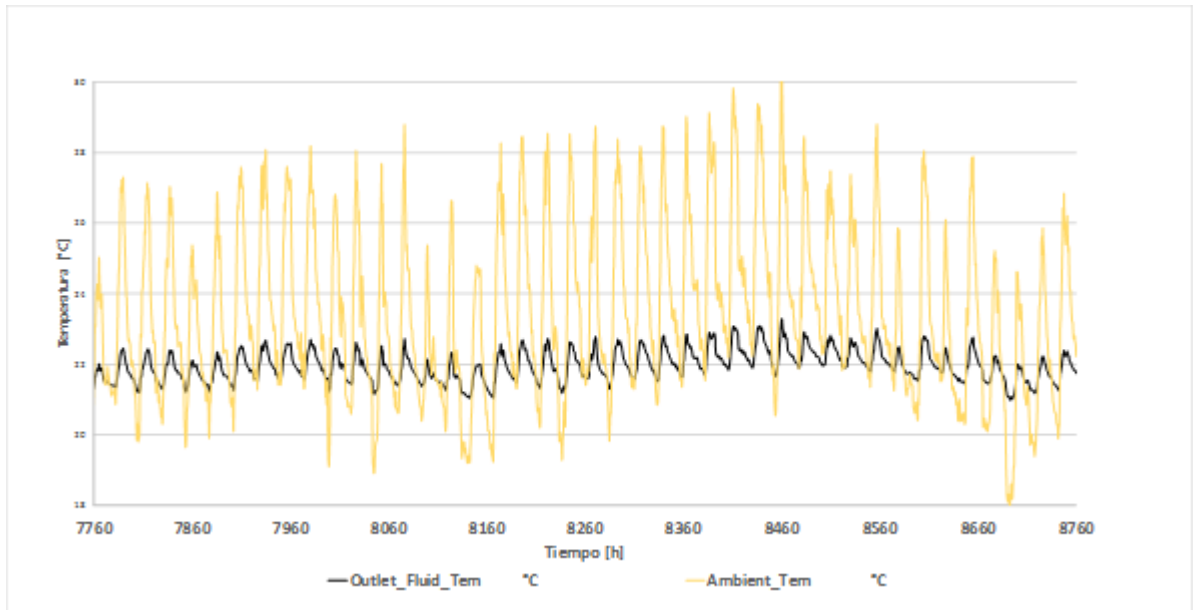
Para esta investigación, el perfil de temperatura del suelo se analizó operándolo en modo continuo durante un año. La Figura 55 muestra el perfil de temperaturas de las últimas 1000 horas de operación, se observó que cuando el flujo másico es mayor, el terreno pierde la capacidad de enfriamiento. Sin embargo, para un flujo másico de 1560 kg/s, la operación continúa permite mantener la temperatura de salida entre 20,98 y 24,12 °C. Esto se da debido a que en las madrugadas la temperatura ambiente (19°C) se encuentra por debajo de la temperatura promedio del terreno que es de 22.3 °C a la profundidad de 1.5 m. De manera que la operación continúa permite que en las madrugadas la temperatura ambiente actúe como un efecto de purga enfriando el terreno y permitiendo que este recupere su capacidad de enfriamiento⁶³.

Finalmente, las variables geométricas se fijaron así, un diámetro de 8 pulgadas, la longitud del tubo de 250 metros y el flujo másico 1560 kg/h, en modo de operación

⁶³ MATHUR AND OTHERS.

continúo. Los análisis posteriores consideran dichas condiciones, para la cual la temperatura de salida del intercambiador se encuentra un rango entre aproximadamente 21 y 24 °C, tal como se muestra en la Figura 55.

Figura 55. Temperatura de salida del intercambiador EAHE



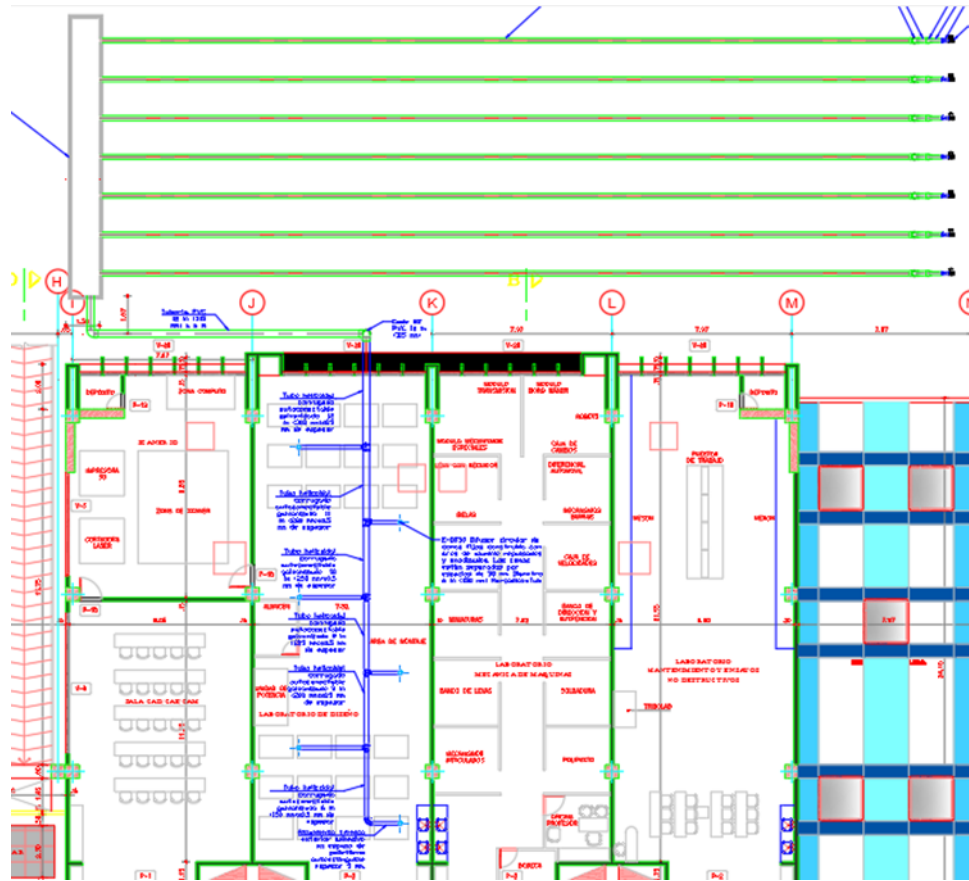
5.3.4 Diseño y distribución del sistema de climatización geotérmica. Para dimensionar el sistema de distribución de aire se debe conocer inicialmente el tipo de servicio que se pretende prestar, donde se definen las condiciones de velocidad del aire y el ruido permisible. El caudal de trabajo de acuerdo con las simulaciones previas y optimización del sistema se estima en 1589.74 [m³/h] donde al inicio del recorrido será impulsado en paralelo mientras realiza el intercambio de calor con el terreno, ver Figura 56. El sistema se diseñó de tal manera que cada uno de los siete (7) tubos de 36 [m] de largo y 8 [pulgadas] tendrá su propio ventilador, luego el caudal para cada ventilador se expresa de la siguiente manera:

$$Q_{vent} = \frac{Q}{n_{vent}} = \frac{1589.74 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{7} = 227.10 \left[\frac{m^3}{h} \right] \equiv 0.06308 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Ecuación 39

Después el flujo proveniente de cada tubo se unirá en una sola tubería para entrar al recinto y ser distribuidos en caudales iguales por cada uno de los seis (6) difusores ubicados uniformemente dentro del salón. Para facilitar los cálculos, se dividió el sistema completo en dos subsistemas, el sistema exterior y el sistema interno, con respecto al espacio acondicionado. Para el sistema exterior, se cuenta con tubería en PVC, al igual que los accesorios como ampliaciones, codos, y transición rectangular a redondo (acople ventilador), además de la construcción de una caja de mantenimiento y desagüe. Para el sistema interno se contará con ductos de acero galvanizado recubiertos con aislamiento térmico, en cuanto accesorios se dispondrá de codos a 90°, “Tees” divergentes redondas a 90° y difusores de aire redondos Figura 56.

Figura 56. Esquema del EAHE



Cálculo de pérdidas de presión

Para la sección de ducto que pertenece al EAHE (sistema exterior), se calculó únicamente la caída de presión debida a la tubería y accesorios, en esta sección del sistema no se dimensionó el tamaño de tubería, debido a que la simulación previa determinó cual es el mejor diámetro en función de la temperatura de salida del aire, luego simplemente se obtuvo una pérdida de presión por fricción hasta

antes de ingresar al laboratorio. Las pérdidas fueron calculadas de acuerdo con la ecuación de Colebrook ⁶⁴.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{e}{3.7D} + \frac{2.51}{Re_D \sqrt{f}} \right]$$

Ecuación 40

$$Re_D = \frac{\rho_{air} * V * L}{\mu_{air}}$$

Ecuación 41

$$\Delta_P = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2} * \rho_{air}$$

Ecuación 42

Donde f es factor de fricción, Re_D es el Reynolds y Δ_P la pérdida de presión

Además, se realizó un análisis para los diferentes accesorios que se presentan en el circuito y que producen pérdida de energía. Para los accesorios se determinó el coeficiente de pérdida por medio de tablas obtenidas de la ASHRAE Fundamentals⁶⁵. Una vez se tenga el valor del coeficiente de pérdidas del accesorio, se aplica en la Ecuación 43 hallando el valor del ΔP .

$$P_V = \rho \left(\frac{\bar{V}}{1.414} \right)^2 = \left(\frac{\bar{V}}{1.29} \right)^2 [Pa]$$

Ecuación 43

Donde, P_V es la pérdida de altura o pérdida de carga debido a fricción

En la Tabla 6, se presentan los diferentes tramos junto con la pérdida de presión resultante para cada uno de los accesorios, del circuito externo del sistema.

⁶⁴ FAYE MCQUISTON, JERALD PARKER, AND JEFFREY SPITLER, *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*, 2005; Fundamentals ASHRAE.

⁶⁵ Fundamentals ASHRAE.

Tabla 6. Pérdidas de tubería y accesorios circuito externo

Tramo	Accesorio	D [m]	Caudal [m ³ /s]	Vel [m/s]	L [m]	Factor pérdida (f)	ΔP [Pa]
A	Transición Rectangular-Redondo	0.14 ^a	0.06308	5.6	NA	0.11	2.07
A	Tubería	0.125	0.06308	5.14	3	0.01212	4.40
A	Tubería	0.15	0.06308	3.57	5	0.0118	2.88
A	Tubería	0.2	0.06308	2.01	2	0.01504	0.35
B	Codo 90	0.2	0.06308	2.01	-	0.11	0.27
B	Tubería	0.2	0.06308	2.01	3	0.01397	0.49
C	Codo 90	0.2	0.06308	2.01	-	0.11	0.27
C	Tubería	0.2	0.06308	2.01	38	0.009749	4.30
T	Salida abrupta	0.2	0.06308	2.01	-	1	2.42
T	Entrada abrupta	0.3	0.44156	6.25	9.1	0.5	11.72
D	Tubería	0.3	0.44156	6.25	1.6	0.01267	1.50
E	Codo 90	0.3	0.44156	6.25	-	0.11	2.58
E	Tubería	0.3	0.44156	6.25	12.2	0.009533	8.70
F	Codo 90	0.3	0.44156	6.25	-	0.11	2.58
F	Tubería	0.3	0.44156	6.25	9.62	0.009801	7.06
Total ΔP							51.6

^a relación de área de salida y entrada

NA, no aplica

Dimensionado del sistema interno

El objetivo del dimensionado del sistema de distribución de aire es buscar el tamaño óptimo del sistema (ventiladores, tuberías, accesorios, longitudes) de tal manera que el sistema tenga un funcionamiento adecuado en cuanto a ruido y capacidad adecuada con el menor costo posible. En el proceso de dimensionado del sistema, primero se realiza una estimación de los diámetros de ductos que permitan el desarrollo de un flujo a una velocidad dentro del rango estandarizado según normatividad Tabla 7, de acuerdo a eso se determina un recorrido factible de los ductos dentro del recinto teniendo en cuenta conceptos de buena difusión del aire frío dentro del recinto; seguidamente se calcula las pérdidas de presión de la tubería y los accesorios para el recorrido más largo del sistema el cual debe satisfacer el ventilador seleccionado.

Tabla 7. Velocidades recomendadas para sistemas de ventilación. Adaptado de ⁶⁶

Tipo de función	Edificios públicos [m/s]	Plantas industriales [m/s]
Toma de aire del exterior	2.5-4.5	5-6
Limpiadores de aire	2.5	2.5-3.0
Conexión calefactor ventilador	3.5-4.5	5-7
Conducciones principales	5.0-8.0	4.5-9.0
Derivaciones y ramales ascendentes	2.5-3.0	4.5-9.0
Registros y rejillas de suministro	1.2-2.3	-
Aperturas de suministro	-	1.5-2.5
Rejillas suministro cerca del suelo	0.8-1.2	-
Tubos ascendentes	2.5-3.0	4.5-9.0
Conducciones principales	4.5-8.0	6-12

De acuerdo con las velocidades de flujo estándar tanto para ramificaciones (4.5-9 [m/s]) y ductos principales (4.5-9 [m/s]) se estimó un diámetro de tubería de referencia, a partir de cuál se dimensionó el sistema. Con la Ecuación 44 y con los datos de velocidad de 4.5 [m/s], caudal de 0.07358 [m³/s] se obtuvo un valor de 144[mm] aproximando al diámetro del ducto estándar tenemos 6 in (150 mm), el cual se define igual para las todas las ramificaciones, recalculando la velocidad se obtiene 4.2 [m/s] estando muy cercana al límite inferior del rango, luego es aceptable. Este proceso se realizó para los ductos principales, obteniendo velocidades de 6.2 [m/s] y ductos de 12 (300), 11(275), 10(250), 9(225), 8(200) pulgadas ([mm]).

$$D = \sqrt{(4 * Q) / (V * \pi)}$$

Ecuación 44

De acuerdo con estas velocidades de referencia se estimaron los tipos de accesorios, para este caso se utilizaron codos plegados a 90° y T divergente redonda. Se utilizaron los coeficientes de pérdida de acuerdo con lo reportado en la literatura⁶⁷.

Como primera medida, se establecen las longitudes equivalentes de cada uno de los accesorios utilizados en el sistema, además de la longitud de los ductos del

⁶⁶ MCQUISTON, PARKER, AND SPITLER.

⁶⁷ MCQUISTON, PARKER, AND SPITLER.

sistema. El método de la longitud equivalente tiene la ventaja de ajustar el diámetro del ducto para obtener la velocidad necesaria que produzca la pérdida de presión total requerida. De acuerdo con el diseño del sistema interno se seleccionaron los coeficientes de pérdida para cada uno de los accesorios. Luego, se calculó la longitud equivalente de cada uno de los accesorios con la Ecuación 45 en función del factor de rozamiento, el diámetro y el coeficiente de pérdidas, tal como se muestra en la Tabla 8:

$$L_{equ} = \frac{C * D}{f}$$

Ecuación 45

Donde, C= Coeficiente de pérdidas del accesorio, D= Diámetro del accesorio

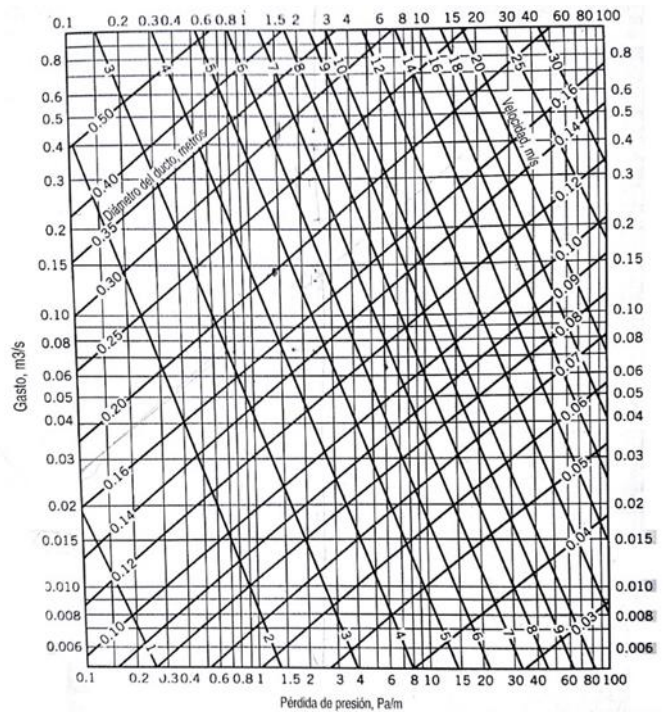
f= Factor de fricción de Darcy para acero galvanizado

Tabla 8. Coeficientes de pérdidas y longitud equivalente para los accesorios empleados en el sistema.

Tramo	Accesorio	Coeficiente de pérdida	Dia Pulgadas(mm)	Le [m]
1;2	Codo 90°	0.26	12(300)	4.11
2;13	Derivación T 90° Lado ramificación	3.41	6(150)	18.27
2;3	Derivación T 90° Lado principal	0.14	10(250)	1.93
3;12	Derivación T 90° Lado ramificación	3.39	6(150)	18.16
3;4	Derivación T 90° Lado principal	0.13	9(225)	1.48
4;11	Derivación T 90° Lado ramificación	3.72	6(150)	19.93
4;5	Derivación T 90° Lado principal	0.14	8(200)	1.40
5;10	Derivación T 90° Lado ramificación	3.16	6(150)	16.93
5;6	Derivación T 90° Lado principal	0.13	7(175)	1.02
6;9	Derivación T 90° Lado ramificación	2.32	6(150)	12.43
6;7	Derivación T 90° Lado principal	0.15	6(150)	0.80
7;8	Codo 90°	0.43	6(150)	2.30

Ahora bien, para calcular la pérdida de presión del sistema se sumó la longitud equivalente de los accesorios añadidos a la longitud de los ductos en cada tramo, la cual se multiplicó por la pérdida de presión por unidad de longitud, obtenido de la Figura 57, de acuerdo con el diámetro y el gasto o caudal de aire.

Figura 57. Pérdida de presión por fricción. Tomado de ⁶⁸



Considerando el criterio de velocidad la ASHRAE, se necesita una velocidad entre 6-12 [m/s] para el nivel adecuado de ruido, y que el tubo de PVC del intercambiador tiene un diámetro de 12" (0.300 [m]), se seleccionó un valor 1.6 [Pa/m] como valor de pérdida de presión por unidad de longitud. El método de igual fricción define un valor constante para cada tramo del circuito y a partir de este valor y el caudal se obtienen las demás variables. La Tabla 9 muestra los resultados obtenidos para cada tramo, mientras de la Tabla 10 se puede obtener el circuito de mayor longitud equivalente y por ende la mayor presión que debe vencer el ventilador teniendo en cuenta la rejilla de distribución

⁶⁸ MCQUISTON, PARKER, AND SPITLER.

Tabla 9. Dimensiones del sistema de distribución de aire

Tramo	Accesorio	Dia [in] (m)	Dia [m]	Caudal [m³/s]	Vel [m/s]	Coef. pérdida	Le acc [m]	Le Duc [m]	Le tramo [m]	P [Pa/m]	ΔP [Pa]	ΔP Rejilla [Pa]	ΔP total [Pa]
1;2	Codo 90°	12 (300)	0.3	0.4415	6.2	0.26	5.00	5	10.00	1.6	16.00	0	16.00
2;13	Derivación T 90° Lado ramificación	6(150)	0.15	0.0736	4.2	3.41	18.27	3	21.27	1.75	37.22	4	41.22
2;3	Derivación T 90° Lado principal	11(275)	0.275	0.3679	6.2	0.14	1.93	3.3	5.23	1.6	8.37	0	8.37
3;12	Derivación T 90° Lado ramificación	6(150)	0.15	0.0736	4.2	3.39	18.16	1.5	19.66	1.75	34.41	4	38.41
3;4	Derivación T 90° Lado principal	10(250)	0.25	0.2943	6.0	0.13	1.48	3.3	4.78	1.8	8.60	0	8.60
4;11	Derivación T 90° Lado ramificación	6(150)	0.15	0.0736	4.2	3.72	19.93	3	22.93	1.75	40.13	4	44.13
4;5	Derivación T 90° Lado principal	9(225)	0.225	0.2208	5.6	0.14	1.40	3.3	4.70	1.75	8.23	0	8.23
5;10	Derivación T 90° Lado ramificación	6(150)	0.15	0.0736	4.2	3.16	16.93	1.5	18.43	1.75	32.25	4	36.25
5;6	Derivación T 90° Lado principal	8(200)	0.2	0.1472	4.7	0.13	1.02	3.3	4.32	1.5	6.48	0	6.48
6;9	Derivación T 90° Lado ramificación	6(150)	0.15	0.0736	4.2	2.32	12.43	3	15.43	1.75	27.00	4	31.00
6;7	Derivación T 90° Lado principal	6(150)	0.15	0.0736	4.2	0.15	0.80	3.3	4.10	1.75	7.18	0	7.18
7;8	Codo 90°	6(150)	0.15	0.0736	4.2	0.43	2.30	1.5	3.80	1.75	6.66	4	10.66

Tabla 10. Trayecto de mayor caída de presión.

Tramo largo	Le [m]	ΔP [Pa]
1;2;3;4;5;6;9	41.86	78.67

En conclusión, la pérdida de energía o presión mayor que se presenta en el sistema intercambiador de calor-sistema de distribución del aire es de alrededor de 130.3 [Pa], siendo el valor que deberá vencer el ventilador para la entrega confiable del aire de ventilación a una temperatura concreta.

Velocidad del aire de confort

En el confort térmico la temperatura del aire, la temperatura radiante y en especial la velocidad del aire circundante en las personas son importantes. Este último factor se evalúa cuando se disponen de sistemas de acondicionamiento de recintos con gran capacidad de flujo másico. Se realiza una inspección a la salida de los difusores como punto inicial y se observa la variación de velocidad a cierta distancia del punto de referencia, en este caso, se tiene en cuenta la velocidad del aire a la altura de la persona (Aproximadamente 1.8m). Según el catálogo del fabricante ⁶⁹, para la referencia E-DR50, con un caudal de operación de 264.88 m³/h y diámetro de 6 pulgadas, se obtiene a la salida de cuello del difusor una velocidad de 4.16 m/s y un nivel de ruido de 42 dBA parámetro permitido en el confort acústico para este tipo de edificios (50 dBA). La velocidad en el rango de 1-1.75 [m] sobre el nivel del suelo será aproximadamente 0.25 [m/s].

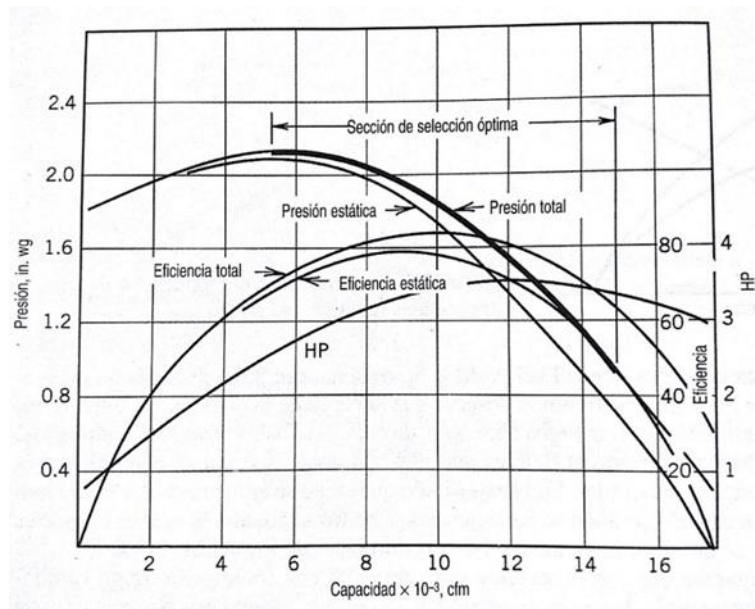
Selección del ventilador

Los ventiladores centrífugos de aletas cruzadas hacia adelante son muy utilizados para aplicaciones de ventilación, se aplican en sistemas de baja, media y altas presiones, de todos los tipos de ventiladores estos son los de mayor eficiencia y los que operan a mayor velocidad. La curva de este tipo de ventiladores se presenta en

⁶⁹ Euroclima, 'Euroclima Difusión', 2017.

la **Error! Reference source not found.**, de esta se deduce que el ventilador se limita en potencia y carga. La curva de potencia alcanza su máximo cerca del área de mayor eficiencia y se reduce para descarga libre. Si el ventilador opera con un motor de suficiente caballaje para satisfacer el requerimiento máximo no habrá problema alguno que se sobrecargue.

Figura 58. Curva característica para ventiladores centrífugos.⁷⁰



Para la selección del ventilador se graficó la curva del sistema la cual interseca la curva de operación del ventilador este punto será el punto de servicio del ventilador, en muchos casos el punto de diseño (caudal y presión) no concuerda con el punto de servicio, de manera que se realizó un análisis con las ecuaciones de semejanza para obtener las determinadas condiciones de operación que se equiparen con el punto de diseño. A continuación, se da las especificaciones más relevantes con respecto al ventilador, dimensiones, motor, y curvas características, así también, se realiza el estudio de semejanza del sistema.

⁷⁰ MCQUISTON, PARKER, AND SPITLER.

Ventiladores referencia CMP-616-4T 60HZ

Ventiladores centrífugos de media presión y simple aspiración con envolvente y turbina en chapa de acero Figura 59.

Figura 58. Ventilador marca sodeca, referencia CMP-616-4T 60HZ



A continuación, se enuncian algunas propiedades del ventilador, cuenta con envolvente en chapa de acero, turbina con álabes hacia delante y en chapa de acero galvanizado. Algunas propiedades de funcionamiento general se entregan en la Tabla 11, mientras en la Tabla 12 y la figura 60 se dan valores de operación y diseño y se grafican dichos puntos con referencia a la curva de funcionamiento.

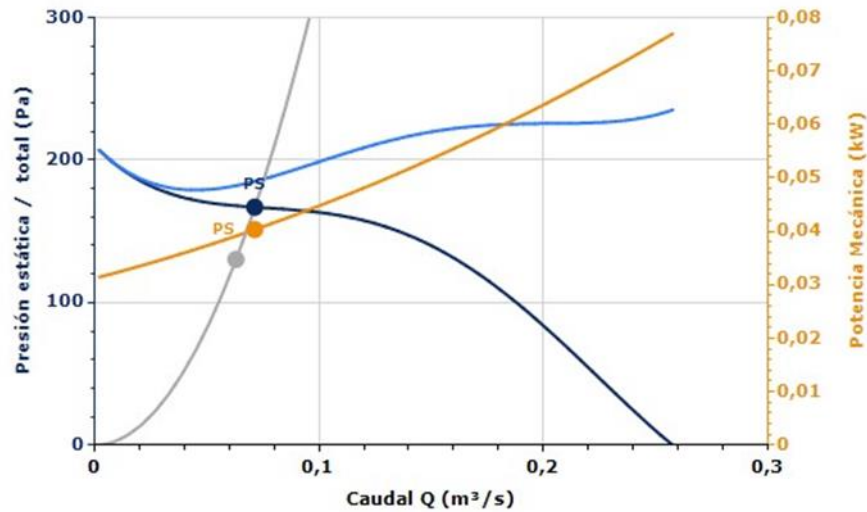
Tabla 11. Características generales del ventilador.

Caudal máximo	0.26
Velocidad (rpm)	1680
Peso aprox. (kg)	7.50

Tabla 12. Datos del punto de diseño y servicio del ventilador

Punto de Diseño		Punto Servicio					
Q (m ³ /s)	0.06308	Q (m ³ /s)	0.0714	Pd (Pa)	18.11	Vel (rpm)	1680
Pe (Pa)	130.3	Pe (Pa)	167.03	Pt (Pa)	185.14	Máx T (°C)	250
		Vel. aire(m/s)	5.49	SFP (kW/m ³ /s)	1.09	Pot (kW)	0.04

Figura 59. Curvas del sistema y curva de funcionamiento ventilador



Como ya se había indicado, el punto de diseño no concuerda con el punto de funcionamiento, por tanto, se aplican la ley de semejanza para hallar una velocidad particular que reproduzca las condiciones deseadas. Las siguientes ecuaciones se cumplen para ventiladores de la misma familia trabajando en las mismas condiciones bajo los cuales se requieren valores nuevos.

$$Q_v = Q_{vo} * \left(\frac{n}{n_o}\right) \text{ Caudal}$$

Ecuación 46

$$P_f = P_{fo} * \left(\frac{n}{n_o}\right)^2 \text{ Presión}$$

Ecuación 47

$$Pot_r = Pot_{ro} * \left(\frac{n}{n_o}\right)^3 \text{ Potencia}$$

Ecuación 48

Los resultados de las nuevas condiciones de servicio se listan en la Tabla 13, donde el punto de servicio 1 es el actual y el punto de servicio 2 es donde se quiere el funcionamiento del ventilador para brindar las condiciones de diseño, Figura 60

Tabla 13. Condiciones de servicio del ventilador

Ventilador, Marca: Sodeca, referencia CMP-616-4T				
Características	RPM	Caudal [m³/s]	Presión [Pa]	Potencia [kW]
Punto diseño		0.06308	130.3	
Punto servicio 1	1680	0.0714	167.03	0.04
Punto servicio 2	1484	0.06308	130.37	0.028

En conclusión, se seleccionaron siete ventiladores los cuales deberán trabajar a 1484 RPM, para entregar un caudal de 0.06308 [m³/s] a una presión de 130.37 [Pa] y el motor consumirá 0.028 [kW].

Para el motor del ventilador se dan las siguientes, Tabla 14:

Tabla 14. Características del motor.

Potencia Mecánica Nominal (kW)	0.12
Hz/fases	60/3
Motor (rpm)	1584
Polos	4P
Corriente máx. (A) 380-480 V Y	0.56
Corriente máx. (A) 220-277 V D	0.96
Protección del motor	IP55
Tamaño del bastidor del motor	56

Las dimensiones del ventilador se dan en la Tabla 15 y en la

Figura 60 se muestra cada una de las cotas, se puede observar que la salida del ventilador tiene la opción de circular o rectangular, para este caso se propuso rectangular y se adaptó un accesorio de transición de rectangular a circular el cual ya se mencionó anteriormente.

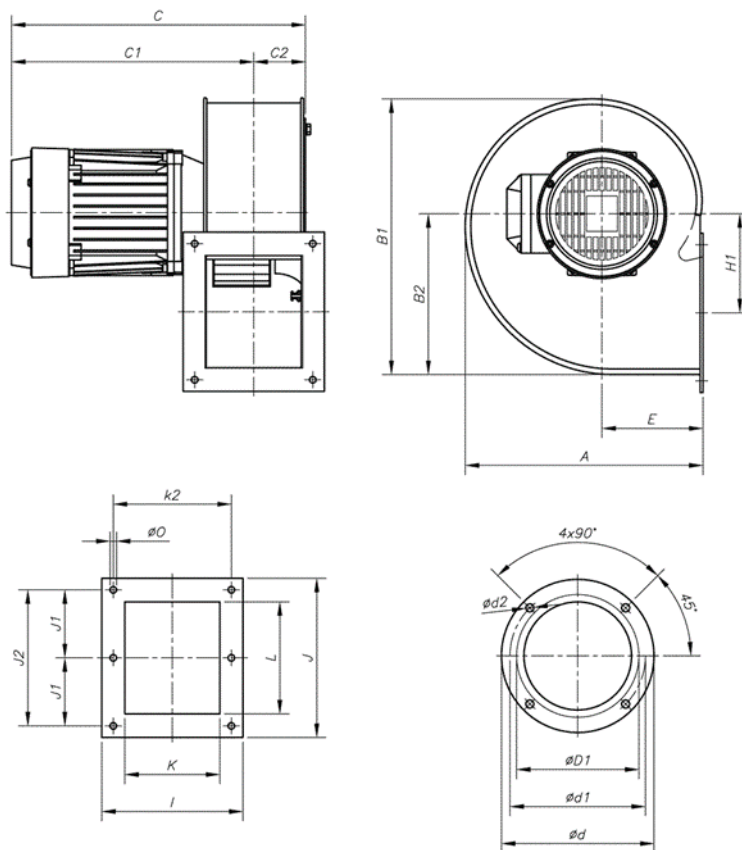
Tabla 15. Dimensiones del ventilador.

A	B1	B2	C	C1	C2	øD1 ^[1]	ød	ød1	ød2
258	297	173.5	283	227	56	160	204	180	M6
E	H1	I	J	J1	J2	K	k2	L	øO
110	105,5	153	172	-	147	103	128	122	7

^[1] Diámetro nominal tubería recomendada

Las dimensiones sin unidades definidas explícitamente se muestran en milímetros (mm). Dimensiones dependientes del motor son aproximadas.

Figura 60. Dimensiones del ventilador



5.3.5 Determinación del potencial de enfriamiento. Para evaluar el potencial de enfriamiento diario (Q_c) del intercambiador de calor de tierra y aire se realizó de acuerdo con lo reportado por Basal y colaboradores ⁷¹:

$$Q_c = 3600 \dot{m} C_d C_p (T_e - T_s)$$

Ecuación 49

$$COP = \frac{\sum_{top}(Q_{heat} + Q_{cool})}{\sum_{top}(\Delta p \dot{V})}$$

Ecuación 50

Donde:

$\dot{m} = \left(\frac{\pi}{4}\right) d^2 \rho v$, es el Flujo másico de aire a través de los tubos.

$C_d = 0.6$, es el coeficiente de descarga del tubo

C_p , es el calor específico del aire

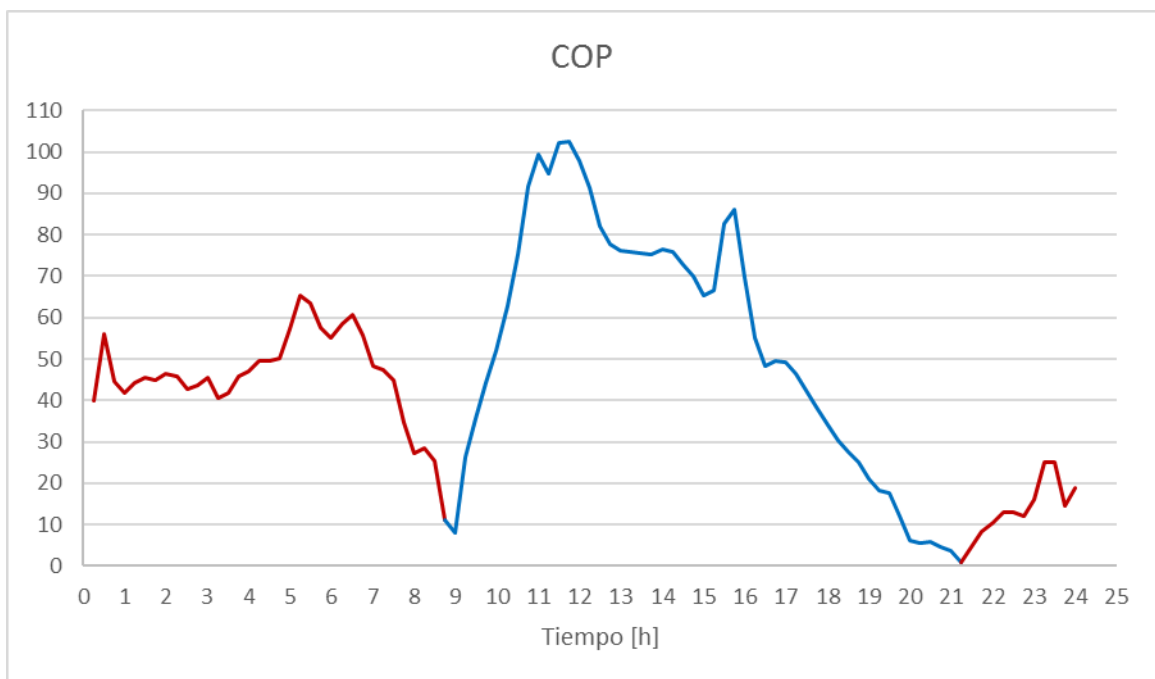
$\Delta P * \dot{V}$, es el trabajo hecho por el ventilador en segundos.

El cálculo del COP se realizó en TRNSYS, en la Figura 62 se puede apreciar el comportamiento del COP a lo largo del día y en la Figura 62 para una semana, se toman los valores con signo positivo especificando cuando ocurre calentamiento y cuando enfriamiento. En los datos obtenidos en la simulación se observa que en el rango de horas de las 9 pm – 8 am, existe un calentamiento del aire ambiente que entra al intercambiador o ganancia de calor, y se considera como un calor de calefacción (línea roja), para las demás horas del día (9 am – 8 pm) se tiene un calor de enfriamiento del aire o pérdida de calor (línea azul). Estos resultados están

⁷¹ VIKAS BANSAL, ROHIT MISRA, GHANSHYAM DAS AGRAWAL, AND OTHERS, 'Performance Analysis of Earth-Pipe-Air Heat Exchanger for Summer Cooling', *Energy and Buildings*, 42.5 (2010), 645–48 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001>>.

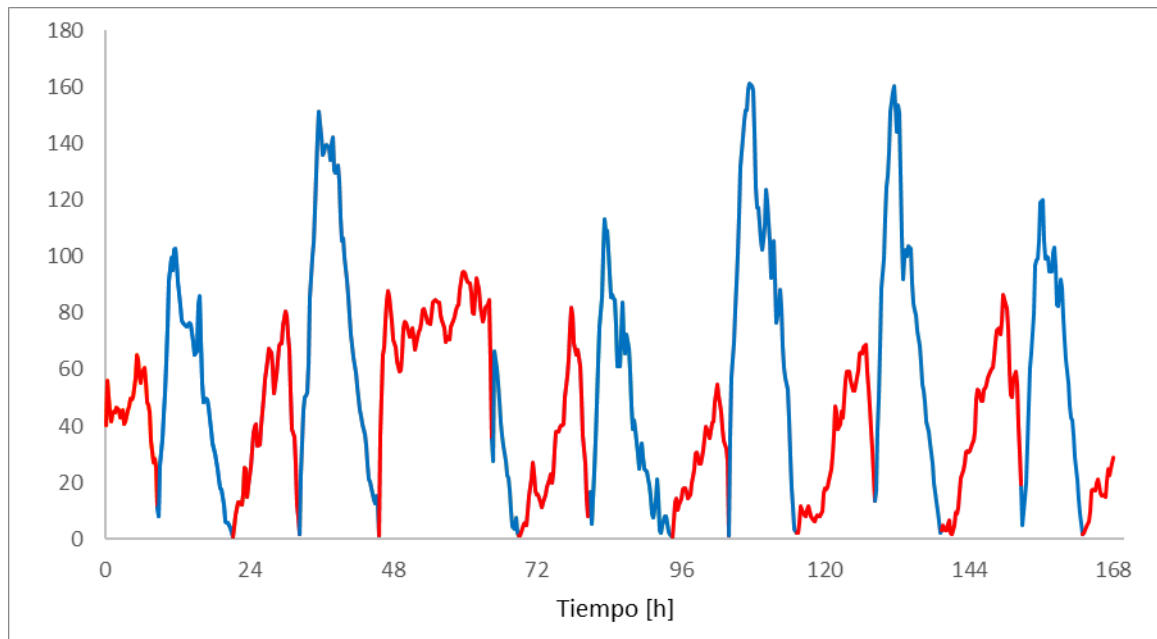
acordes con los reportados por otros investigadores. Pfafferoth y colaboradores ⁷² realizó un estudio en tres ciudades de Alemania: Netz AG, Fraunhofer y Lamparter. el COP fue 88, 29 y 380, respectivamente. Ahmed 2009 se encuentra valores de COP de 50 a 110 dependiendo de la variación de características específicas. Para este caso, cuando la temperatura ambiente se encuentra en su mayor amplitud, se alcanzan valores aproximados de COP = 100.

Figura 61. COP del EAHE para un día.



⁷² JENS PFAFFEROTT, 'Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchangers with a Standardised Method to Calculate Energy Efficiency', *Energy and Buildings*, 35.10 (2003), 971–83 <[https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(03\)00055-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0)>.

Figura 62. COP del EAHE para una semana.



5.4 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO

- A través del modelo en estado transitorio ajustado a las condiciones del presente caso de estudio se definieron los parámetros geométricos del EAHE así: una longitud de 250 metros, con diámetro de tubería de 8 pulgadas y un flujo másico de 1560 kg/h, donde se logra una temperatura de entrega de aire que varía entre 24,12 y 20,98 °C. La cual está dentro de las condiciones establecidas de confort térmico.
- Para las condiciones geométricas establecidas el EAHE puede operar de forma continua, de manera que en las en las madrugadas la temperatura ambiente actúe como un efecto de purga enfriando el terreno y permitiendo que este recupere su capacidad de enfriamiento.

- De acuerdo con los parámetros evaluados para las condiciones de laboratorio de diseño, ubicado en la Escuela de Ingeniería Mecánica el EAHE se considera viable técnicamente, debido a que permite cumplir con las condiciones de confort térmico requeridos en el recinto.

6. ANÁLISIS FINANCIERO PARA DETERMINAR LA VIABILIDAD ECONÓMICA DE INSTALACIÓN DEL EAHE

La fase final de esta investigación consiste en estudiar la viabilidad económica del EAHE como sistema no convencional de climatización, basado en el potencial de energía geotérmica que presente el terreno, para implementar en el nuevo edificio de ingeniería mecánica, aplicando los métodos y criterios de la ingeniería económica. Generalmente, la expectativa de vida de los sistemas de enfriamiento aire-tierra es aproximadamente de 25 años, luego es necesario para las empresas seleccionar las condiciones donde se pueda obtener más beneficio para dicho período de tiempo.

El análisis financiero debe considerar los costos asociados a la instalación y puesta a punto del sistema completo. El costo de la inversión debe incluir la instalación de un subsistema de transferencia de calor, de distribución de aire, ventiladores centrífugos con sus respectivos accesorios los cuales conforman el subsistema de impulsión y el subsistema de mantenimiento, una caja de paso construida en mampostería, además los elementos se incluye mano de obra y otros costos. En el costo de operación se incluye principalmente la energía consumida por el funcionamiento de los ventiladores y el respectivo mantenimiento periódico que se valoriza como el 3% del costo total del proyecto ⁷³.

Por otra parte, se tiene en cuenta el ahorro en la inversión inicial y energético sobre la base de no instalar un sistema de acondicionamiento de aire, esto se deriva en flujos de caja positivos dentro del análisis financiero. En el presente capítulo se expone un estudio exhaustivo de los costos implícitos en el diseño, construcción y

⁷³ Y. LIU, X. S. QIN, AND Y. M. CHIEW, 'investigation on potential applicability of subsurface cooling in singapore', *applied energy*, 103 (2013), 197–206 <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.024>>.

puesta a punto del EAHE, seguido del análisis financiero bajo la metodología del valor presente neto (VPN) y a tasa interna de retorno, sobre la base del costo de capital inicial y el ingreso anual debido a la implementación del EAHE como un sistema de enfriamiento de aire de entrada.

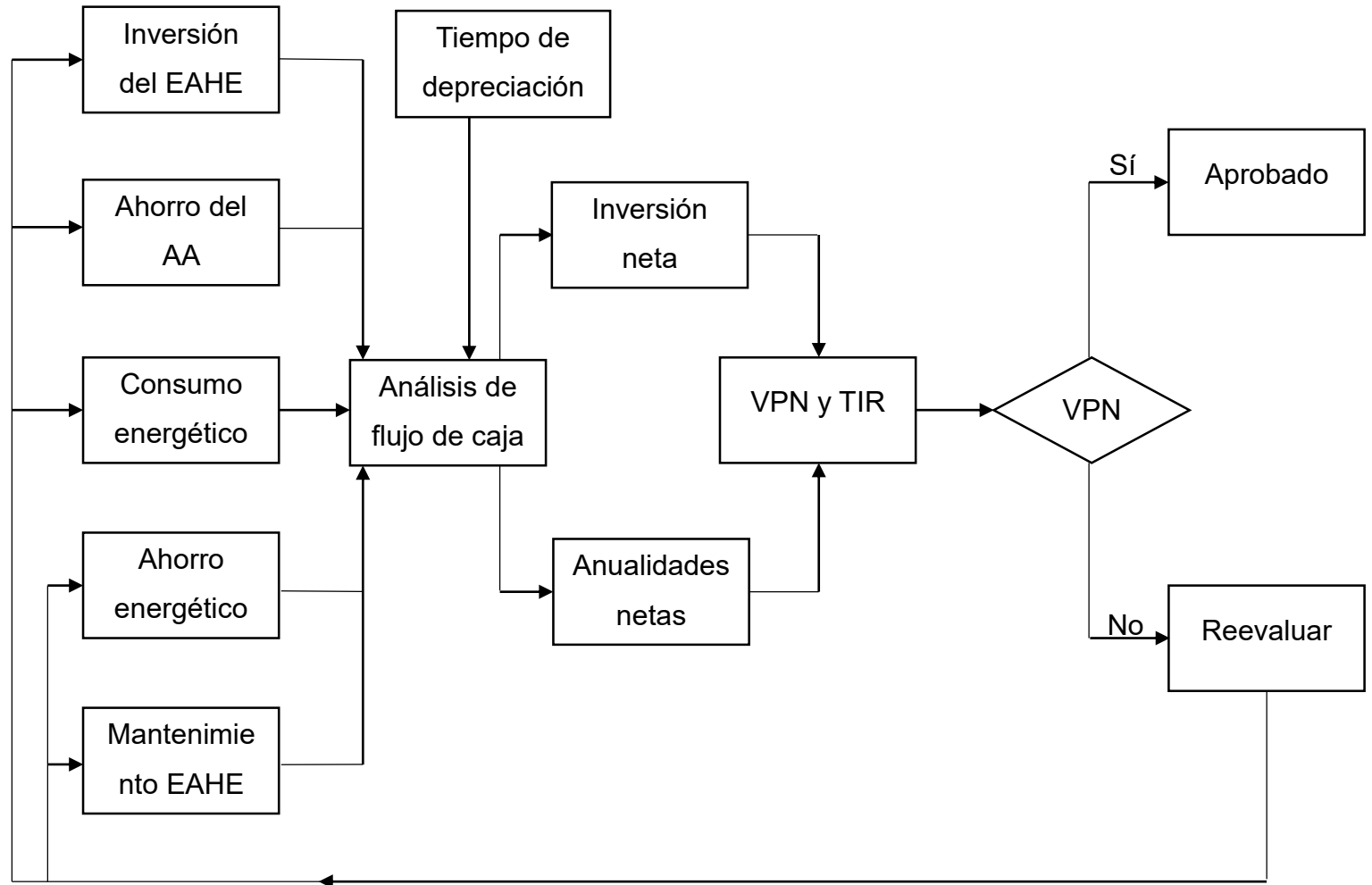
Considerando el estudio técnico expuesto en los capítulos anteriores, en el presente capítulo se expone un estudio exhaustivo de los costos implícitos en el diseño, construcción y puesta a punto del EAHE, realizando una parametrización de materiales y/o equipos utilizados para optimizar la relación costo-beneficio.

6.1 METODOLOGÍA

En el **capítulo 5** se definió el sistema EAHE como un conjunto de subsistemas acoplados para realizar una función específica, esto para facilitar el cálculo de pérdidas y demás análisis técnicos requeridos. Posteriormente, con base a esta subdivisión se realizó la investigación de precios con los posibles proveedores locales, de modo que se pueda cuantificar el costo del ciclo de vida y la viabilidad del proyecto.

Los costos de todos los materiales y de mano de obra fueron cotizados de acuerdo con la base de datos de constructores y proveedores, tales como: construdata y construprecios. Se determinaron los diferentes ítems, los cuales ingresan como una inversión y anualidades, entre los cuales se tuvo en cuenta precios de materiales y mano de obra de los diferentes subsistemas, costos energéticos, así también precios de las tareas de mantenimiento programado. Una vez realizada la investigación de costos se procede a graficar los flujos de caja netos, de tal manera que se pueda interpretar los ingresos y egresos con su respectivo signo. Por último, se emplearon métodos de VPN y tasa interna de retorno (TIR), los cuales permiten establecer la viabilidad económica del proyecto, y que tan atractivo resulta para los inversionistas.

Diagrama 1. Diagrama de flujo VPN



6.2 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

6.2.1 Análisis de precio unitario. Se realizó a partir de la consulta de los precios de los diferentes proveedores y base de datos locales de los materiales y mano de obra necesarios para el proyecto, esto como parte de obtener el valor real actual, se genera la Tabla 16, donde se encuentra la descripción del equipo, accesorios e ítems referentes a la mano de obra, además se observa un cuadro con la cantidad necesaria y el subsistema correspondiente con precio unitario y total, estos precios tienen incluido el IVA. Los costos totales de materiales de todo el sistema EAHE son de \$52,028,489 COP, mientras la mano de obra tiene un valor aproximado de \$ 16,438,13 COP, lo cual resulta en una inversión inicial del EAHE de \$ 75,997,957 COP. Teniendo en cuenta los gastos de administración, imprevistos y utilidad que se suelen incluir, este valor representará el flujo de caja negativo.

Por otra parte, la tabla 17 muestra la inversión realizada si en algún momento se instala el aire acondicionado de 10 [TR] seleccionado previamente, el cual tiene un valor de \$ 20,216,938 COP, representa el flujo de caja positivo en el análisis del proyecto.

Tabla 16. Análisis de precio unitario sistema EAHE

COSTO DE MATERIALES						
Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Subsistema	Precio*	Total*
1	Ventilador centrífugo Marca: SODECA. Modelo: CMP 616-4T	7	und	Impulsión	\$ 736,606	\$ 5,156,240
2	Transición Redonda - Rectangular Galvanizada. Marca: SODECA. BIC-616	7	und	Impulsión	\$ 100,777	\$ 705,439
3	Tubería PVC 6 in (150 mm) x 6 m	1	und	Impulsión	\$ 175,112	\$ 175,112
4	Reducción excéntrica 200x160 mm	7	und	Impulsión	\$ 70,438	\$ 493,066
5	Tubería PVC 8 in (200 mm) x 6 m	46	und	Intercambiador	\$ 239,148	\$ 11,000,808
6	Conexión tubería PVC 8 in (200 mm)	42	und	Intercambiador	\$ 41,301	\$ 1,734,642
7	Codo 90° PVC 8 in (200 mm)	2	und	Intercambiador	\$ 127,605	\$ 255,210
8	Caja de inspección sifónica, registrable, de obra de mampostería, de dimensiones interiores 125x3200x150 cm, con tapa prefabricada de concreto armado, sobre solera de concreto simple; previa excavación con medios manuales y posterior relleno del trasdós con material granular.	1	und	Caja de inspección	\$ 24,982,192	\$ 24,982,192
9	Tubería PVC 12 in (315 mm) x 6 m	5	und	Distribución	\$ 516,437	\$ 2,582,185
10	Codo 90° PVC 12 in (315 mm)	3	und	Distribución	\$ 373,764	\$ 1,121,292
11	Conexión tubería PVC 12 in (315 mm)	1	und	Distribución	\$ 200,727	\$ 200,727
12	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 12 in (300 mm) x 0.5 mm de espesor	5	m	Distribución	\$ 38,159	\$ 190,794
13	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-extinguible espesor 5 mm Tubo 12 in (300 mm) incluye montaje	5	m²	Distribución	\$ 35,629	\$ 178,146
14	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 11 in (280 mm) x 0.5 mm de espesor	3.5	m	Distribución	\$ 36,270	\$ 126,947
15	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-	3.5	m²	Distribución	\$ 35,629	\$ 124,702

	extinguible espesor 5 mm Tubo 11 in (280 mm) incluye montaje							
16	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 10 in (250 mm) x 0.5 mm de espesor	3.5	m	Distribución	\$	30,962	\$	108,366
17	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-extinguible espesor 5 mm Tubo 10 in (250 mm) incluye montaje	3.15	m ²	Distribución	\$	35,629	\$	112,232
18	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 9 in (225 mm) x 0.5 mm de espesor	3.5	m	Distribución	\$	27,577	\$	96,519
19	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-extinguible espesor 5 mm Tubo 9in (225 mm) incluye montaje	2.8	m ²	Distribución	\$	35,629	\$	99,762
20	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 8 in (200 mm) x 0.5 mm de espesor	3.5	m	Distribución	\$	24,940	\$	87,291
21	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-extinguible espesor 5 mm Tubo 8in (200 mm) incluye montaje	2.8	m ²	Distribución	\$	35,629	\$	99,762
22	Tubo helicoidal corrugado autoconectable galvanizado 6 in (150 mm) x 0.5 mm de espesor	20	m	Distribución	\$	18,492	\$	369,830
23	Aislamiento térmico exterior adhesivo en espuma de polietileno auto-extinguible espesor 5 mm Tubo 6in (150 mm) incluye montaje	12	m ²	Distribución	\$	35,629	\$	427,550
24	Codo 90°engatillado de 6 in (150mm)	7	und	Distribución	\$	34,560	\$	241,922
25	Aislante térmico adhesivo para codo	4.2	m	Distribución	\$	35,629	\$	149,642
26	Tee cónica con reducción a 90° D= 12in (300mm) d= 6in (150mm)	1	und	Distribución	\$	92,279	\$	92,279
27	Aislante térmico adhesivo de 12 in (300mm) para Tee cónica con reducción a 90°	1	und	Distribución	\$	35,629	\$	35,629

28	Tee cónica con reducción a 90° D= 11in (280mm) d= 6in (150mm)	1	und	Distribución	\$	86,935	\$	86,935
29	Aislante térmico adhesivo de 11 in (280mm) para Tee cónica con reducción a 90°	1	und	Distribución	\$	35,629	\$	35,629
30	Tee cónica con reducción a 90° D= 10in (250mm) d= 6in (150mm)	1	und	Distribución	\$	81,234	\$	81,234
31	Aislante térmico adhesivo de 10 in (250mm) para Tee cónica con reducción a 90°	0.9	und	Distribución	\$	35,629	\$	32,066
32	Tee cónica con reducción a 90° D= 9in (225mm) d= 6in (150mm)	1	und	Distribución	\$	76,603	\$	76,603
33	Aislante térmico adhesivo de 9 in (225mm) para Tee cónica con reducción a 90°	0.8	und	Distribución	\$	35,629	\$	28,503
34	Tee cónica con reducción a 90° D= 8in (200mm) d= 6in (150mm)	1	und	Distribución	\$	67,695	\$	67,695
35	Aislante térmico adhesivo de 8 in (200mm) para Tee cónica con reducción a 90°	0.8	und	Distribución	\$	35,629	\$	28,503
36	E-DR50 Difusor circular de conos fijos construido con aros de aluminio repulsados y anodizados. Los conos están separados por espacios de 50 mm Diámetro 6 in (150 mm) Marca: NovaTub	6	und	Distribución	\$	107,172	\$	643,035

SUBTOTAL MATERIALES \$
52,028,489

COSTO MANO DE OBRA

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Subsistema	Precio*	Total*
1	Levantamiento topográfico terreno plano.	0.0642	Ha	Impulsión	\$ 2,772,587	\$ 178,000
2	Localización y replanteo	642	m ²	Impulsión	\$ 2,621	\$ 1,682,682
3	Excavación retroexcavadora tierra	380	m ³	Impulsión	\$ 11,553	\$ 4,390,140
4	Retiro material excavación remoción de derrumbes y traslado libre	10	m ³	Impulsión	\$ 5,576	\$ 55,760

5	Compactación con vibrocompactador manual	370	m³	Intercambiador	\$	24,267	\$	8,978,790
6	Oficial de construcción para instalación y conexión de tubería PVC 8 in y 12 in con accesorios y conexión a caja de inspección.	3	día	Intercambiador	\$	71,703	\$	215,109
7	Técnico para instalación y conexión del sistema de conductos de aire en acero galvanizado	3	día	Intercambiador	\$	115,645	\$	346,935
8	Ayudante de especialidad en aire acondicionado para instalación y conexión del sistema de conductos de aire en acero galvanizado	3	día	Caja de inspección	\$	57,362	\$	172,086
9	Ingeniero para instalación y puesta a punto del sistema EAHE	1	día	Impulsión, intercambiador y Distribución	\$	418,636	\$	418,636
SUBTOTAL MANO DE OBRA		\$ 16,438,138						
			AIU	11%	\$	7,531,329		
TOTAL, OBRA EAHE		\$ 75,997,957						

*Las cifras están expresadas en pesos colombianos (COP)

Tabla 17. Análisis de precio unitario sistema de aire acondicionado

Ítem	Descripción	Cantidad	Unidad	Subsistema	Precio*	Total*
1	Modelo: DXPA10 - 2 circ. Cap. Nominal (TONS) :10 U Condensadora: TRCE100 2 circ. U Condensadora: TRAE100 2 circ. Sistema de distribución ductos y accesorios	1	und	Unidad enfriadora	\$ 13,654,224	\$ 13,654,224
SUBTOTAL MATERIALES						\$ 17,275,800

2	Técnico para instalación y conexión del sistema de conductos de aire en acero galvanizado	3	día	AA	\$ 115,645	\$ 346,935
3	Ayudante de especialidad en aire acondicionado para instalación y conexión del sistema de conductos de aire en acero galvanizado	3	día	AA	\$ 57,362	\$ 172,086
4	Ingeniero para instalación y puesta a punto del sistema de Aire Acondicionado	1	día	AA	\$ 418,636	\$ 418,636
SUBTOTAL MANO DE OBRA						\$937,657
				AIU	11%	\$ 2,003,480
TOTAL OBRA AA						\$20,216,938

*Las cifras están expresadas en pesos colombianos (COP)

6.2.2 Flujos de caja. Además de considerar los flujos de caja positivos (ingresos), tales como el ahorro que genera no instalar aire acondicionado, los flujos de caja negativos (egresos) como lo son la inversión inicial del proyecto EAHE, también se consideró el valor de la energía que virtualmente consume el aire acondicionado que es aproximadamente \$ 18,114,021 (ver Tabla 18), el mantenimiento del intercambiador de \$ 1,673,430 y el consumo energético de los ventiladores de \$ 3,546,801, (ver Tabla 19) Además, los resultados se muestran en la Figura 64.

Tabla 18. Tarifa consumo aire acondicionado

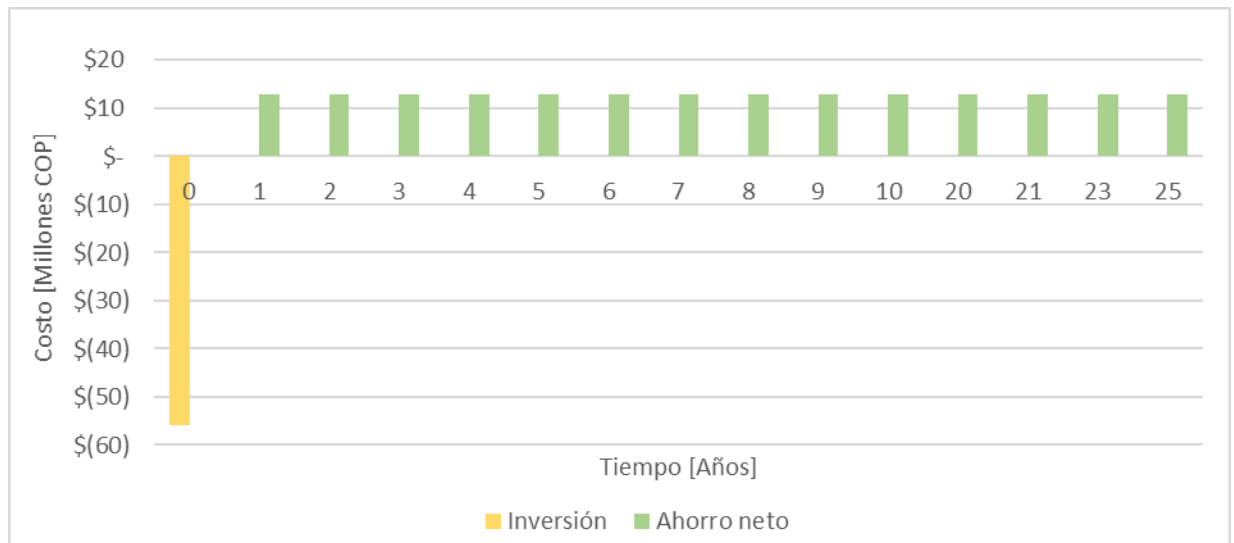
Potencia [kW]	Hora/día	Día/mes	Mes/año
12.9	8.0	31.0	12.0
Energía [kW-h]	Energía [kWh-día]	Energía [kWh-mes]	Energía [kW-año]
12.9	103.0	3191.8	38301.1
Tarifa \$/kWh ESSA 2019			\$ 472.94
Tarifa hora	Tarifa día	Tarifa mes	Tarifa año
\$ 6,087	\$ 48,694	\$ 1,509,502	\$ 18,114,021

Tabla 19. Tarifa consumo energético ventiladores

Potencia [kW]	Hora/día	Día/mes	Mes/año
0.8	24.0	31.0	12.0
Energía	Energía	Energía	Energía
[kW-h]	[kWh-día]	[kWh-mes]	[kW-año]
0.8	20.2	625.0	7499.5
	Tarifa \$/kWh ESSA 2019		\$ 472.94
Tarifa hora	Tarifa día	Tarifa mes	Tarifa año
\$ 397	\$ 9,534	\$ 295,567	\$ 3,546,801

Para realizar el análisis se graficó en el año cero (0) la diferencia de la inversión inicial del EAHE y el ahorro de la instalación del AA. Del mismo modo, se restaron las anualidades de consumos energéticos tanto para ventiladores como para el AA y se agregó la anualidad del mantenimiento, el valor resultante es de \$ 12,893,789.

Figura 63. Flujos de caja netos



6.2.3 Valor presente neto (VPN) y TIR. Para este caso, la ecuación principal del valor presente neto recalcula, con base a la tasa de descuento del 8% efectivo (k), la sumatoria de los \$ 12'893.789 del flujo de caja futuro anual (V_t) en el presente, con un tiempo de depreciación del sistema de 25 años (n) menos el desembolso del dinero de la inversión:

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+k)^t} - INV$$

Ecuación 51

Donde:

V_t =Flujos de caja en el período t

INV= valor del desembolso inicial de la inversión

n = número de periodos considerados

k =tipo de interés

Para definir el criterio de valoración del proyecto en términos del VPN, se hizo de acuerdo con lo especificado en la

Tabla 20. En la Tabla 21, se especifican los flujos de caja del año 1 hasta el 25, con el factor de descuento, $\left(\frac{1}{(1+k)^t}\right)$, se calculó la reducción anual del dinero, mientras el valor presente tiene en cuenta el valor de la anualidad dividida entre dicho factor, al final se obtiene el VPN, de la sumatoria de los términos anteriores menos la inversión, (ver Tabla 21), mientras la define el criterio con el cual se valoró el proyecto de acuerdo con Remer y Nieto ⁷⁴ como el VPN resultó en una cuantía de \$81,857,291 COP, significa que el proyecto es aprobado para su ejecución.

Tabla 20. Criterios de decisión VPN

Valor	Significado	Decisión
VPN > 0	La inversión produciría ganancias por encima de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto del EAHE puede aceptarse
VPN < 0	La inversión produciría pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida (r)	El proyecto del EAHE debería rechazarse
VPN = 0	La inversión no produciría ni ganancias ni pérdidas	El proyecto del EAHE puede aceptarse o rechazarse

⁷⁴ DONAL REMER AND ARMANDO NIETO, 'A Compendium and Comparison of 25 Project Evaluation Techniques. Part 1: Net Present Value and Rate of Return Methods', *Journal Production Economics*, 42 (1995), 79–96.

Tabla 21. Cálculo del valor presente neto.

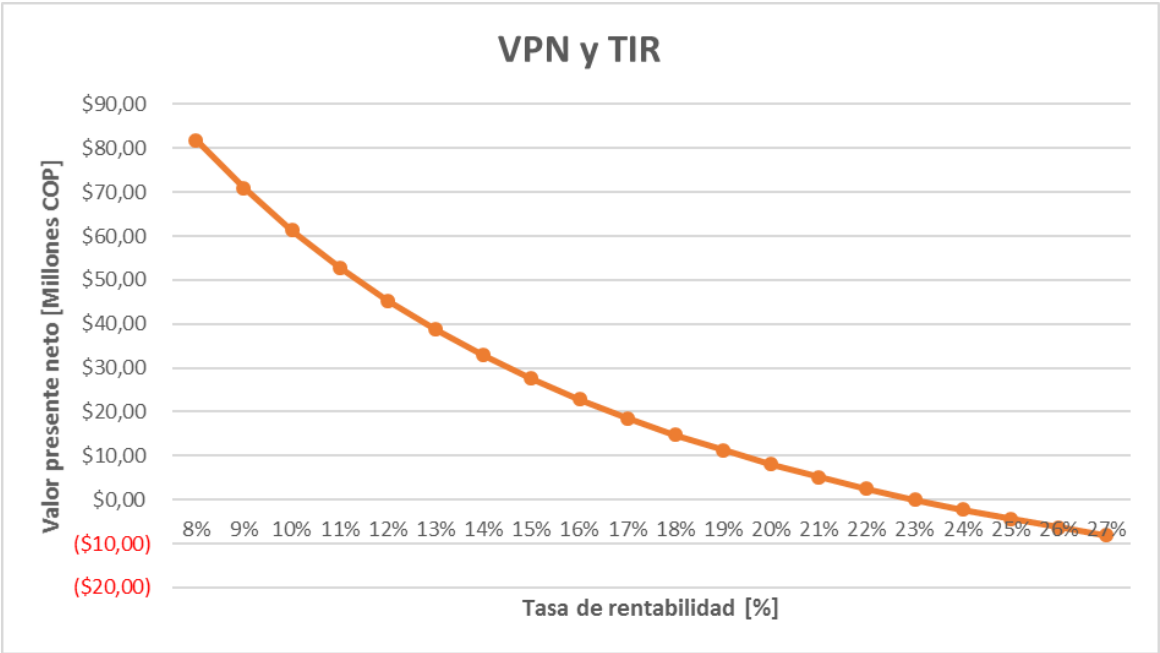
Tasa descuento	0	1	2	5	23	24	25
8%	Hoy	2020	2021	2024	2042	2043	2044
Flujo de caja	\$ 55,781,019	\$ 12,893,789	\$ 12,893,789	\$ 12,893,789	\$ 12,893,789	\$ 12,893,789	\$ 12,893,789
Factor descuento	100.00%	92.59%	85.73%	68.06%	17.03%	15.77%	14.60%
Valor Presente	\$ 55,781,019	\$ 11,938,693	\$ 11,054,346	\$ 8,775,296	\$ 2,196,009	\$ 2,033,342	\$ 1,882,724
Valor presente neto				\$ 81,857,291			

Adicionalmente, se calculó la tasa de interés con la cual se ejecutará el dinero sin recibir ningún beneficio es decir VPN=0, en la Tabla 22 y la Figura 64 muestran una TIR de 22.98% aproximadamente.

Tabla 22. Resultados VPN y TIR

TIR	VPN
8.00%	\$ 81,857,291.15
9.00%	\$ 70,869,248.37
10.00%	\$ 61,256,418.38
11.00%	\$ 52,807,178.48
12.00%	\$ 45,346,760.68
13.00%	\$ 38,730,259.65
14.00%	\$ 32,837,056.24
15.00%	\$ 27,566,354.49
16.00%	\$ 22,833,597.59
17.00%	\$ 18,567,579.71
18.00%	\$ 14,708,110.78
19.00%	\$ 11,204,121.96
20.00%	\$ 8,012,123.49
21.00%	\$ 5,094,945.19
22.00%	\$ 2,420,704.42
22.98%	\$ 0
24.00%	-\$ 2,304,998.87
25.00%	-\$ 4,400,708.86
26.00%	-\$ 6,343,035.69
27.00%	-\$ 8,147,562.89

Figura 64. Análisis de la tasa interna de retorno (TIR)



6.2.4 Período de retorno de la inversión. El tiempo de retorno de la inversión (Payback) permite calcular el tiempo exacto donde el valor presente de los flujos de caja en el futuro es igual a cero, es decir, el tiempo de recuperación de la inversión. Para calcular el período de retorno de la inversión se empleó la . En cuanto tiempo recupero la inversión realizada.

Para calcular el PRI se usa la siguiente fórmula:

$$PRI = a + \frac{b - c}{d}$$

Ecuación 52

Donde:

a = Año inmediato anterior en que se recupera la inversión.

b = Inversión Inicial.

c = Flujo de Efectivo Acumulado del año inmediato anterior en el que se recupera la inversión.

d = Flujo de efectivo del año en el que se recupera la inversión.

Para este análisis se tuvo en cuenta la inversión y los flujos de caja que conforman el gasto energético de los ventiladores menos el gasto energético que se ahorra del aire acondicionado, los resultados se muestran en la Tabla 23. Período de retorno de la inversión

Tabla 23.

Tabla 23. Período de retorno de la inversión

Tiempo [años]	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Flujo de caja	-\$ 55.781.019	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789	\$ 12.893.789
Flujo Acumulado	-\$ 55.781.019	-\$ 42.887.230	-\$ 29.993.441	-\$ 17.099.652	-\$ 4.205.863	\$ 8.687.925	\$ 21.581.714	\$ 34.475.503	\$ 47.369.292
Período Payback [años]	5.67								

Tal como se aprecia para este proyecto el tiempo que en el cual se recupera la inversión del dinero se estima en cinco años y siete meses, lo cual se considera atractivo financieramente.

6.3 CONSIDERACIONES DEL CAPITULO

De acuerdo con las especificaciones técnicas definidas, empleando el método del Valor Presente Neto se conoció que el proyecto es atractivo financieramente para cualquier inversionista que esté interesado en la energía geotérmica. Además, con el diseño actual el proyecto tiene una Tasa Interna de Retorno del 22.98%. Este proyecto tiene período de recuperación de 5 años, 10 meses y 20 días (un corto *Payback*) configura un retorno rápido de la inversión. Con un Período *Payback* corto, se reducen los riesgos de pérdidas, al asegurar el flujo positivo y mejorar la liquidez.

7. CONCLUSIONES

- A partir de los datos meteorológicos monitoreados en el sitio de estudio se observaron las siguientes características: la oscilación de la onda de temperatura ambiente tiene poca amplitud, con promedio anual del $23.57 \pm 2.02^{\circ}\text{C}$ de temperatura, $80 \pm 8.45\%$ de humedad relativa, 700 W/m^2 de radiación solar, y un promedio diario de 1mm y 3mm de lluvias para las épocas secas y lluviosas, respectivamente.
- De acuerdo con la caracterización del terreno en el sitio de estudio se determinó que el terreno se encuentra con una humedad cercana al nivel de saturación, con un contenido volumétrico de agua del 20% en promedio, sin observarse una relación directa con respecto a la profundidad. Además, se realizó el análisis textural del terreno para diferentes profundidades, el cual determinó que el terreno en el área de interés está compuesto principalmente por arena, y que la composición es homogénea hasta los 3 metros de profundidad. A partir de la caracterización textural y teniendo en cuenta el contenido volumétrico de agua se definieron las características térmicas del terreno. Adicionalmente, de acuerdo con los datos de temperatura medidos a diferentes profundidades se eligió la profundidad para la instalación del EAHE a 1.5 m, debido a que esta profundidad la temperatura tiende a ser constante con un promedio de 22.3°C , siendo estable y con el valor más bajo de temperatura con respecto a las demás profundidades evaluadas.
- Se realizó una caracterización detallada de la carga térmica de laboratorio de diseño, para la cual se tuvieron en cuenta las condiciones ambientales del sitio, los materiales de construcción y los perfiles de uso de los equipos, las luces y las personas, se determinó la carga de enfriamiento en 10 [TR]. El

cual cumple con los requerimientos de confort establecidos en la norma ASHRAE 90.1.

- A través del modelo en estado transitorio ajustado a las condiciones del presente caso de estudio se definieron los parámetros geométricos del EAHE así: una longitud de 250 metros, con diámetro de tubería de 8 pulgadas y un flujo másico de 1560 kg/h, donde se logra una temperatura de entrega de aire que varía entre 24.12 y 20.98 °C, la cual está dentro de las condiciones establecidas de confort térmico. Además, se estableció que para las condiciones geométricas definidas el EAHE puede operar de forma continua, de manera que en las madrugadas la temperatura ambiente actúe como un efecto de purga enfriando el terreno y permitiendo que este recupere su capacidad de enfriamiento. Por tanto, el EAHE se considera viable técnicamente, debido a que permite cumplir con las condiciones de confort térmico requeridos en el recinto.
- De acuerdo con las especificaciones técnicas definidas, empleando el método del VPN se conoció que el proyecto es atractivo financieramente, dado que con el diseño actual el proyecto tiene una TIR del 22.98% y un período de recuperación de cinco años y siete meses, lo cual confiere un retorno rápido de la inversión. De esta manera se reducen los riesgos de pérdidas, al asegurar el flujo positivo y mejorar la liquidez de forma rápida.
- Finalmente, este proyecto contribuyó en el proceso de identificar las características, parámetros y consideraciones de funcionamiento para tener en cuenta para implementación de un sistema de climatización EAHE. Los resultados de esta investigación se ajustan a las condiciones de Bucaramanga, para las cuales se determinó que es viable técnica y financieramente implementar un sistema de intercambio de calor con el terreno. Sin embargo, el correcto funcionamiento de éste depende de las

características propias del lugar de instalación y de las condiciones del espacio a acondicionar. Adicionalmente, deben tener en cuenta aspectos financieros como los tratados en este proyecto y cuidados en la instalación, operación y mantenimiento del sistema. Llevar a cabo un análisis detallado como el expuesto, incrementa en gran proporción las probabilidades de tener éxito.

8. RECOMENDACIONES

Con el ánimo de dar continuidad a esta investigación se sugiere continuar con el levantamiento detallado de una base de datos que contenga propiedades termo-físicas y químicas de los diferentes tipos de terreno en Colombia. De este modo, se podría comparar con clasificaciones obtenidas en otros países y encontrar resultados de diseño previos comparables a proyectos ya establecidos.

Se considera de gran importancia el desarrollo de un proyecto constructivo piloto, que permita validar con certeza práctica, los datos obtenidos de simulaciones en la etapa de diseño del intercambiador Tierra-Aire. Así mismo, se recomienda realizar pruebas prácticas de saturación térmica del terreno durante los diferentes ciclos climáticos existentes en Colombia.

Como se mostró en los capítulos anteriores, es recomendable usar tuberías corrugadas en su exterior con propósito de incrementar el área de transferencia de calor entre el intercambiador y el terreno. También, se pueden usar arenas finas o con mejores propiedades térmicas que el terreno excavado con propósito de mejorar el desempeño del intercambiador.

Finalmente, y teniendo en cuenta las verificaciones hechas, es recomendable en caso de implementación del sistema, una prueba de respuesta térmica del terreno que permita determinar con precisión la conductividad térmica y por tanto un dimensionado correcto del sistema.

BIBLIOGRAFÍA

ALAVEDRA, Javier Dominguez, Gonzalo Engracia, and Javier Serra, 'La Construcción Sostenible. El Estado de La Cuestión', *Informes de La Construcción*, 49 (1997), 41–47

ASCIONE, Fabrizio, Laura Bellia, and Francesco Minichiello, 'Earth-to-Air Heat Exchangers for Italian Climates', *Renewable Energy*, 36.8 (2011), 2177–88 <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2011.01.013>>

ASHRAE, *ASHRAE STANDARD 55-2010: Thermal Environment Conditions for Human Occupancy*, 2010, pp. 1–33

ASHRAE, Comité de proyectos, 'Estándar ANSI/ASHRAE 62.1-2007. Ventilación Para Una Calidad Aceptable de Aire Interior.', 2007

ASHRAE, Fundamentals, *Fundamentals*, ed. by Refrigeración y Acondicionamiento de aire Inc. Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, SI edition, 2017

ASHRAE, Standard, 'ASHRAE Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings', *ASHRAE*, 2013 (2013), 404–636

BANSAL, Vikas, Rohit Misra, Ghanshyam Das Agarwal, and Jyotirmay Mathur, 'Transient Effect of Soil Thermal Conductivity and Duration of Operation on Performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger', *Applied Energy*, 103 (2013), 1–11 <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014>>

BANSAL, Vikas, Rohit Misra, Ghanshyam Das Agrawal, and Jyotirmay Mathur, 'Performance Analysis of Earth-Pipe-Air Heat Exchanger for Summer Cooling',

Energy and Buildings, 42.5 (2010), 645–48
<<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2009.11.001>>

BENHAMMOU, Mohammed, and Belkacem Draoui, 'Parametric Study on Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchanger Used for Cooling of Buildings', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 44 (2015), 348–55
<<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030>>

BENKERT, FD St, and DS Heidt, 'Calculation Tool for Earth Heat Exchanges GAEA', *Ibpsa* 1997, 1997
<http://www.inive.org/members_area/medias/pdf/Inive/IBPSA/UFSC612.pdf>

EUROCLIMA, 'Euroclima Difusión', 2017

FERNÁNDEZ DE CÓRDOBA CASTELLÁ, Pedro, 'APlicaciones Del Modelado Matemático En Problemas Energéticos: Un Recorrido Desde La Investigación a La Creación de Empresas', *Revista de La Academia Colombiana de Ciencias Exactas*, 36.138 (2012), 93–103

FLORIDES, Georgios, and Soteris Kalogirou, 'Ground Heat Exchangers_A Review of Systems, Models and Applications', *Renewable Energy*, 32 (2007), 2461--2478

GAUTHIER, Carol, Marcel Lacroix, and Hervé Bernier, 'Numerical Simulation of Soil Heat Exchanger Storage Systems for Greenhouses.Pdf', *Solar Energy*, 60.6 (1997), 333–46

GORDILLO, Bedolla Fernando, Castro Nieves Hernández, and Morales James Alberto Ortega, *Pautas Para Una Construcción Sostenible En Colombia. Bogotá - Cali - Medellín*, 2010

HEPBASLI, A., 'Performance Evaluation of a Vertical Ground-Source Heat Pump System in Izmir, Turkey', *International Journal of Energy Research*, 26.13 (2002), 1121–39 <<https://doi.org/10.1002/er.839>>

KONARSKA, Janina, Fredrik Lindberg, Annika Larsson, Sofia Thorsson, and Björn Holmer, 'Transmissivity of Solar Radiation through Crowns of Single Urban Trees- Application for Outdoor Thermal Comfort Modelling', *Theoretical and Applied Climatology*, 117.3–4 (2014), 363–76 <<https://doi.org/10.1007/s00704-013-1000-3>>

KUSUDA, T, and Pr Archenbach, 'Earth Temperature and Thermal Diffusivity at Selected Stations in the United States', *ASHRAE Transaction*, 71.1 (1965), 61–75

LEE, Kwang Ho, and Richard K. Strand, 'The Cooling and Heating Potential of an Earth Tube System in Buildings', *Energy and Buildings*, 40.4 (2008), 486–94 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.04.003>>

LIU, Y., X. S. Qin, and Y. M. Chiew, 'Investigation on Potential Applicability of Subsurface Cooling in Singapore', *Applied Energy*, 103 (2013), 197–206 <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.09.024>>

LOBERA, Josep, and Enrico Michelutti, 'Construcción Sostenible y Construcción de La Sostenibilidad: Una Experiencia En Comunidades Rurales de El Salvador', *Revista Internacional de Sostenibilidad, Tecnología y Humanismo*, 2007, 53–68

MARIA, Mira, Valor Enric, Boluda Rafael, Caselles Vicente, Coll Cesar, Niclos Raquel, and others, 'Influencia de La Humedad de Los Suelos En La Emisividad Del Infrarrojo Térmico . Implicación En La Determinación de La Temperatura de La Superficie Terrestre', 2007

MÁRQUEZ, José Manuel Andújar, Miguel Ángel Martínez Bohórquez, and Sergio

Gómez Melgar, 'Ground Thermal Diffusivity Calculation by Direct Soil Temperature Measurement. Application to Very Low Enthalpy Geothermal Energy Systems', *Sensors (Switzerland)*, 16.3 (2016) <<https://doi.org/10.3390/s16030306>>

MATHUR, Anuj, Ankit Kumar Surana, Poonam Verma, Sanjay Mathur, G. D. Agrawal, and Jyotirmay Mathur, 'Investigation of Soil Thermal Saturation and Recovery under Intermittent and Continuous Operation of EATHE', *Energy and Buildings*, 109 (2015), 291–303 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.10.010>>

MCQUISTON, Faye, Jerald Parker, and Jeffrey Spitler, *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*, 2005

MIHALAKAKOU, G., M. Santamouris, and D. Asimakopoulos, 'Modelling the Thermal Performance of Earth-to-Air Heat Exchangers', *Solar Energy*, 53.3 (1994), 301–5 <[https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90636-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90636-X)>

MIHALAKAKOU, G., M. Santamouris, J.O. Lewis, and D.N. Asimakopoulos, 'On the Application of the Energy Balance Equation to Predict Ground Temperature Profiles', *Solar Energy*, 60.3–4 (1997), 181–90 <[https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(97\)00012-1](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(97)00012-1)>

MONTAGUD, C., J. M. Corberán, Á Montero, and J. F. Urchueguía, 'Analysis of the Energy Performance of a Ground Source Heat Pump System after Five Years of Operation', *Energy and Buildings*, 43.12 (2011), 3618–26 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.09.036>>

NIMA SHOJAEI, Seyed Mohammad, and Kaveh Malek, 'Earth-to-Air Heat Exchangers Cooling Evaluation for Different Climates of Iran', *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 23.April (2017), 111–20 <<https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.09.007>>

NIU, Fuxin, Yuebin Yu, Daihong Yu, and Haorong Li, 'Investigation on Soil Thermal Saturation and Recovery of an Earth to Air Heat Exchanger under Different Operation Strategies', *Applied Thermal Engineering*, 2015, 90–100 <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.11.069>>

PERETTI, Clara, Angelo Zarrella, Michele De Carli, and Roberto Zecchin, 'The Design and Environmental Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchangers (EAHE). A Literature Review', *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28 (2013), 107–16 <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.07.057>>

PFAFFEROTT, Jens, 'Evaluation of Earth-to-Air Heat Exchangers with a Standardised Method to Calculate Energy Efficiency', *Energy and Buildings*, 35.10 (2003), 971–83 <[https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(03\)00055-0](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(03)00055-0)>

REMER, Donal, and Armando Nieto, 'A Compendium and Comparison of 25 Project Evaluation Techniques. Part 1: Net Present Value and Rate of Return Methods', *Journal Production Economics*, 42 (1995), 79–96

SANTAMOURIS, Mattheos, and Dionysia Kolokotsa, 'Passive Cooling Dissipation Techniques for Buildings and Other Structures: The State of the Art', *Energy and Buildings*, 57 (2013), 74–94 <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.11.002>>

SEISDEDOS, Marco, 'Climatización de Edificios Por Medio Del Intercambio de Calor Con El Subsuelo y Agua Subterránea, Aspectos a Considerar En El Contexto Local.', 2012, pp. 30–32

SOLAR ENERGY LABORATORY, 'Multizone Building Modeling with Type56 and TRNBuild', *TRNSYS Documentation*, 2012, 1–29

SOLUTION PLUS, Ventiladores, 'Catálogo de Productos', 2018, 2018, pp. 2–134

<<https://doi.org/10.1179/030716976803391791>>

SONI, Suresh Kumar, Mukesh Pandey, and Vishvendra Nath Bartaria, 'Energy Metrics of a Hybrid Earth Air Heat Exchanger System for Summer Cooling Requirements', *Energy and Buildings*, 129 (2016), 1–8
<<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2016.07.063>>

THORNTON, J.W, D.E Bradley, T.P McDowell, N.J Blair, M.J Duffy, N.D LaHam, and others, *Component Libraries for the TRNSYS Simulation Environment*, 2014, iv

TRILLO, Guillermo Llopis, and Vicente Rodrigo Angullo, *Guía de La Energía Geotérmica*, *Universidad Politécnica de Madrid*, 2008
<<https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/guia-de-la-energia-geotermica.pdf>>

TRZASKI, Adrian, and Bernard Zawada, 'The Influence of Environmental and Geometrical Factors on Air-Ground Tube Heat Exchanger Energy Efficiency', *Building and Environment*, 46.7 (2011), 1436–44
<<https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2011.01.010>>

WU, Huijun, Shengwei Wang, and Dongsheng Zhu, 'Modelling and Evaluation of Cooling Capacity of Earth–Air–Pipe Systems', *Energy Conversion and Management*, 48 (2007), 1462–71

YU, Yuebin, Haorong Li, Fuxin Niu, and Daihong Yu, 'Investigation of a Coupled Geothermal Cooling System with Earth Tube and Solar Chimney.Pdf', *Applied Energy*, 114 (2014), 209–17

ANEXOS

ANEXO A. CONFIGURACIÓN Y CALIBRACIÓN DE LA SONDA

Calibración sensores de temperatura

Durante la fabricación de la sonda, los siete sensores fueron conectados como se muestra en la **Figura 65**. Las líneas de alimentación, comunicación y tierra se conectaron de la siguiente manera:

- Pin digital 40 configurado como pin de comunicación OneWire
- VCC de sensores de temperatura a 5VCC del shield Datalogger
- GND de sensores de temperatura a GND de shield Datalogger

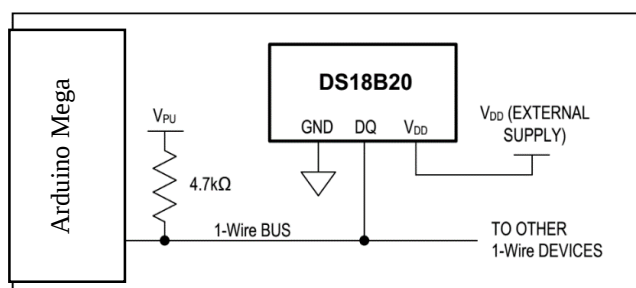


Figura 65. Conexión de sensores digitales de temperatura. Adaptado del datasheet.

Se leyó el código serial único de 64bit de cada sensor de temperatura y se organizaron de la siguiente manera:

- Sensor 1: 0x28, 0xEE, 0x5D, 0xE0, 0x1A, 0x16, 0x2, 0xCE
- Sensor 2: 0x28, 0xFF, 0x18, 0x73, 0xB5, 0x16, 0x3, 0x7
- Sensor 3: 0x28, 0xFF, 0x2B, 0x56, 0xB5, 0x16, 0x3, 0x3C
- Sensor 4: 0x28, 0xFF, 0x76, 0x16, 0xC0, 0x16, 0x5, 0xA2
- Sensor 5: 0x28, 0xFF, 0x97, 0xDC, 0xC1, 0x16, 0x4, 0x62
- Sensor 6: 0x28, 0xFF, 0x7A, 0x53, 0xC2, 0x16, 0x4, 0xF3
- Sensor 7: 0x28, 0xFF, 0xD9, 0x28, 0xB5, 0x16, 0x3, 0xA4

Para adquirir los datos de temperatura con el Arduino Mega, se requieren las librerías <DallasTemperature.h> y <OneWire.h>, el Arduino hace un llamado a la dirección de cada uno de los sensores mediante el comando `sensors.getTempC(address1)` donde `address1` es la dirección del sensor 1, posteriormente, cada valor de temperatura es almacenado en la memoria SD usando las librerías <SPI.h>, <SD.h> y el comando `dataFile.print(temp1)` donde `temp1` es la variable que almacenó el valor adquirido desde el sensor de temperatura 1.

Para corroborar el funcionamiento de los sensores de temperatura se usó un baño termostático Cole-Parmer referencia 1-C6, y se verifico cada sensor con 15-17-19-21-23-y 25 °C como se muestra en la figura 5.



Figura 66. Calibración de sensores de temperatura.

De cada sensor se guardaron 20 mediciones por cada valor de temperatura (15-17-19-21-23-25°C). Posteriormente, los datos de cada sensor fueron modificados de acuerdo con los valores de calibración que se muestran:

- Sensor 1: Valor medido + 0.06
- Sensor 2: Valor medido + 0.06
- Sensor 3: Valor medido + 0.19
- Sensor 4: Valor medido + 0.13
- Sensor 5: Valor medido + 0.31

- Sensor 6: Valor medido + 0.13
- Sensor 7: Valor medido + 0.25

Finalmente, los valores promedio medidos por cada sensor después de la calibración respecto a los valores establecidos en el baño termostático se muestran en la Tabla 24:

Tabla 24. Valores medidos por cada sensor de temperatura después de calibración.

	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4	Sensor 5	Sensor 6	Sensor 7
15°C	15°C	15.1°C	15°C	14.9°C	15°C	15.1°C	15°C
17°C	17°C	17.1°C	17°C	17°C	17°C	17°C	17°C
19°C	19°C	19.1°C	19°C	19°C	19°C	19°C	19°C
21°C	21°C	21°C	21°C	20.9°C	21°C	21°C	21°C
23°C	23°C	23°C	23°C	23°C	23°C	23°C	23°C
25°C	25°C	25.1°C	25°C	25°C	25°C	25°C	25°C

Calibración sensores de humedad.

Para la calibración de los sensores de humedad, se tomaron muestras de tierra facilitadas en la construcción del nuevo edificio, se tamizo el material y se gestionó en los laboratorios de Química de la UIS un ornó que se usó para secarlo durante 24 horas. Posteriormente, se prepararon 10 muestras con un contenido volumétrico de agua medido de 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, y 50% como se muestra en la **Figura 67**.



Figura 67. Muestras de terreno preparadas a diferente contenido volumétrico de agua.

Se realizaron mediciones y se encontró que, para el nivel de compactación del terreno en estudio, el punto de saturación, (todos los poros llenos con agua), se encontraba entre 25 y 30% VWC (*Volumetric Water Content*). A este contenido volumétrico VWC, las muestras presentaron agua en la superficie y los sensores de humedad enviaron valores constantes como se muestra en la **Figura 68** . Por tal razón, se fabrican nuevas muestras, esta vez, aumentando en 1% desde 0 hasta 30% el contenido volumétrico de agua, se realizaron las mediciones para cada muestra con cada uno de los sensores recolectando la información y confirmando saturación del terreno en 28%

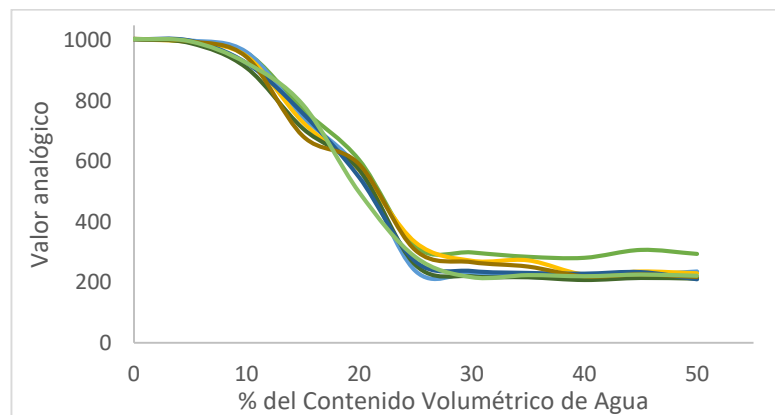


Figura 68. Lectura analógica de humedad de cada sensor Vs Contenido volumétrico de agua de cada muestra. Elaboración Propia.

Al mismo tiempo, se observó una respuesta no lineal de los sensores de humedad respecto al contenido volumétrico de agua, la figura 10 muestra los resultados del sensor 4. Para caracterizar dicho comportamiento se hizo un ajuste de curva

usando EES (Engineering Equation Solver) (**Figura 69**).

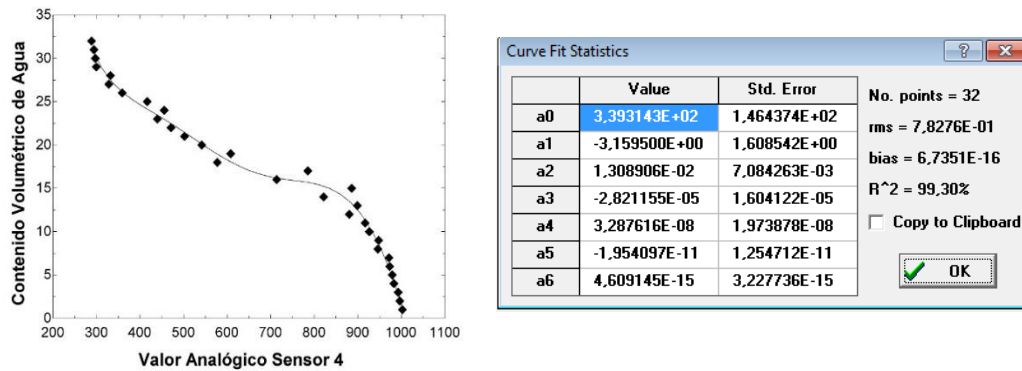


Figura 69. Respuesta sensor 4 respecto al contenido volumétrico de agua.

Para todos los sensores, se evidenció un comportamiento asintótico entre 200 y 300 del valor analógico, que coincide con el punto de saturación del terreno en 28%. El ajuste de curva posee un R² de 99.3% y es representada por la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \text{VWC} = & 339,314287 - 3,15950014 \cdot h_4 + 0,013089055 \cdot h_4^2 - \\ & 0,0000282115481 \cdot h_4^3 + 3,28761590 \cdot 10^{-8} \cdot h_4^4 - 1,95409715 \cdot 10^{-11} \cdot h_4^5 \\ & + 4,60914550 \cdot 10^{-15} \cdot h_4^6 \end{aligned}$$

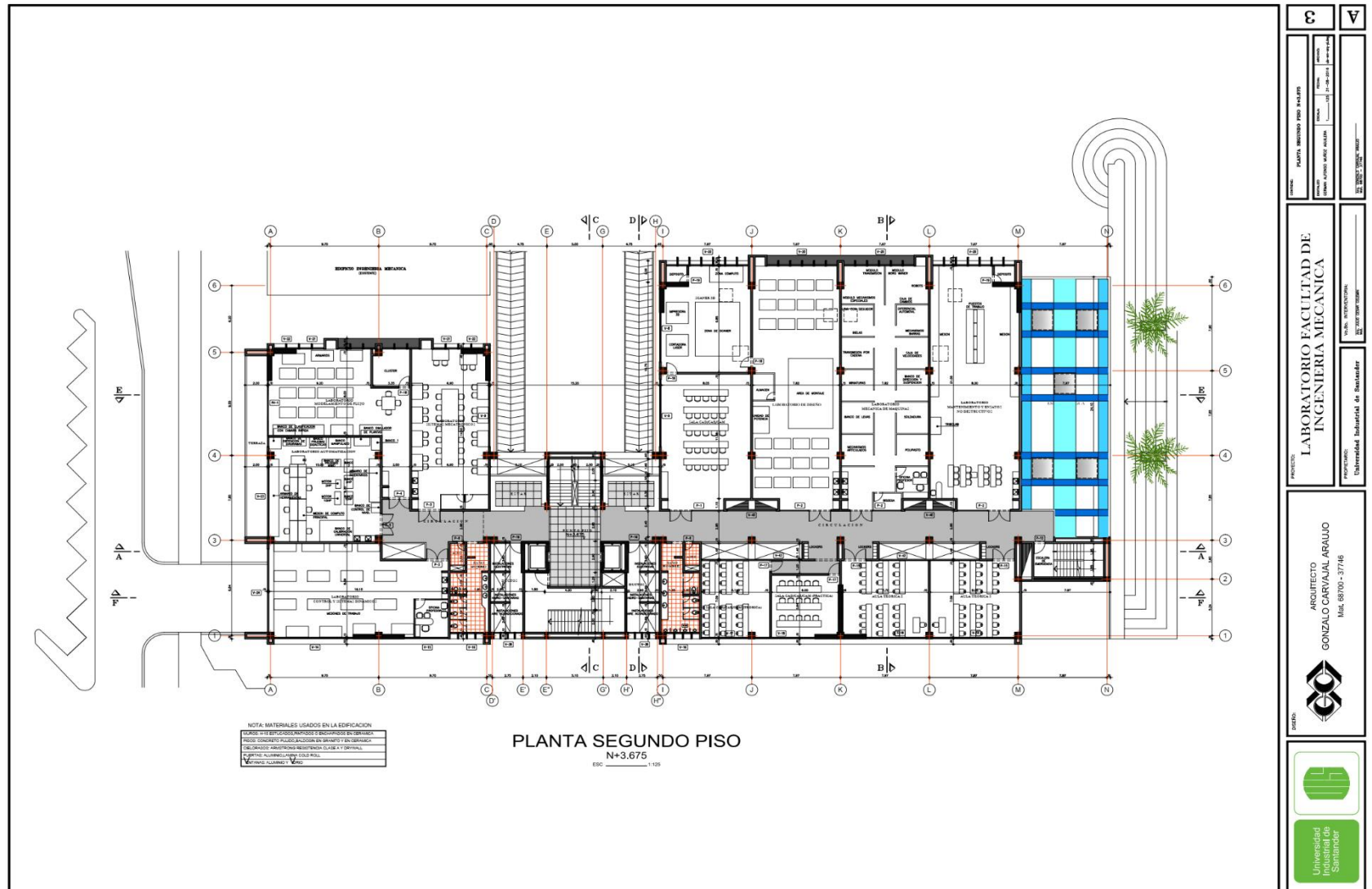
El procedimiento mencionado anteriormente fue seguido para cada uno de los sensores. Después de realizar ajuste de curva de cada uno de los sensores se reprogramó el Arduino y se verificó la calibración. Tal como se muestra:

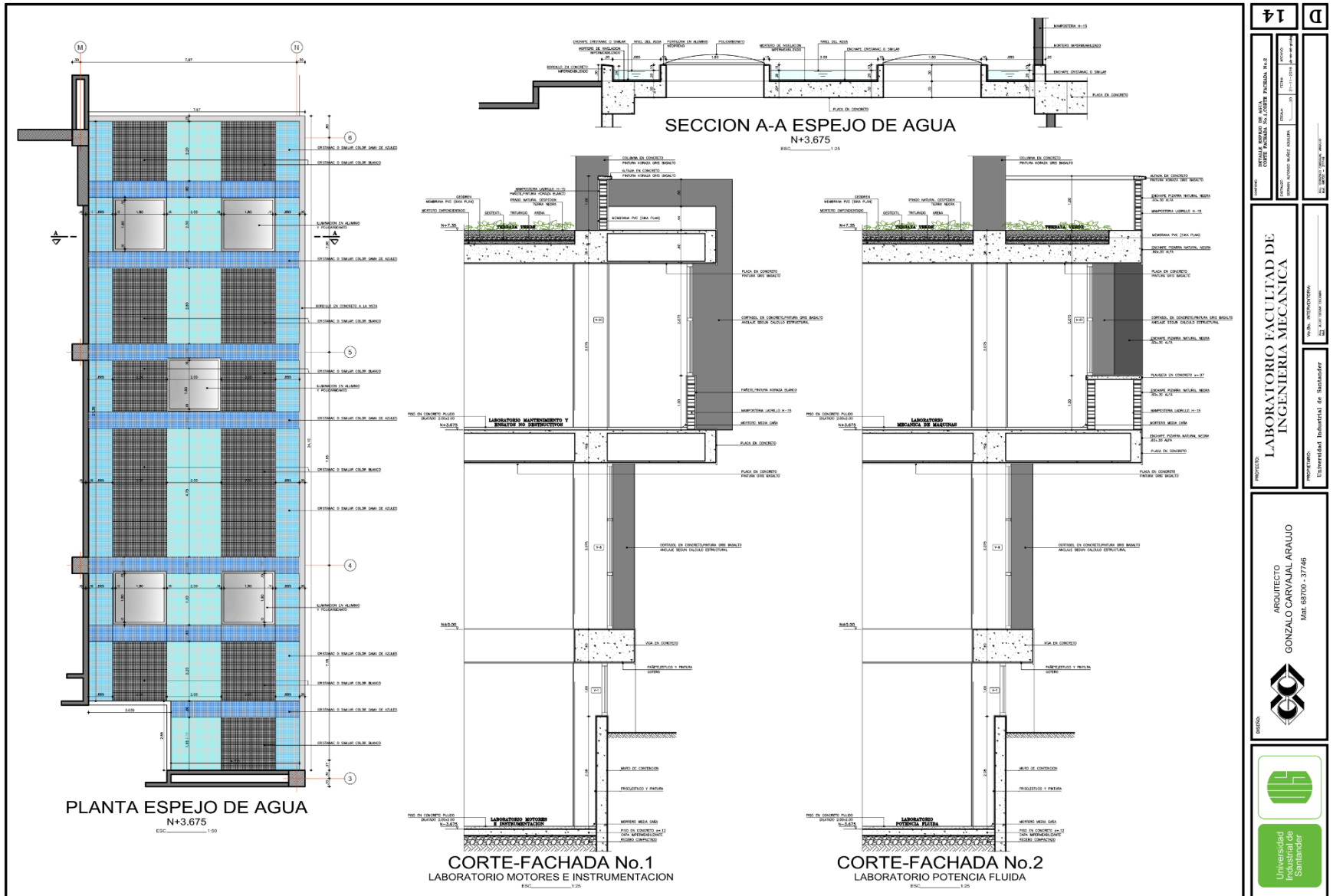
Tabla 25. Valores medidos por cada sensor de humedad sobre una muestra de terreno con un contenido volumétrico de agua conocido.

VWC de muestra	Sensor 1	Sensor 2	Sensor 3	Sensor 4	Sensor 5	Sensor 6	Sensor 7
1,0	1,6	1,2	1,0	1,4	0,9	1,5	1,4
2,0	2,5	1,9	1,7	2,3	2,4	2,4	2,6
3,0	3,5	3,6	3,1	2,9	3,6	3,5	3,0
4,0	3,4	4,2	4,2	4,3	4,1	3,8	3,9
5,0	4,3	4,5	4,8	4,8	4,7	4,0	3,7
6,0	6,2	5,9	5,8	5,7	5,7	6,2	6,7
7,0	6,6	7,2	7,3	5,9	6,3	6,3	7,0
8,0	7,8	7,5	8,8	8,8	8,3	9,8	9,1
9,0	10,1	8,3	8,7	8,6	8,4	8,0	7,7

10,0	10,9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,1	10,0
11,0	9,0	10,8	10,6	11,4	10,9	10,8	12,5
12,0	13,3	13,1	13,5	13,5	12,4	11,5	11,9
13,0	13,0	13,9	15,4	12,6	13,5	13,9	14,6
14,0	13,0	13,9	14,1	15,3	14,4	14,3	13,2
15,0	15,4	13,2	13,0	13,3	14,2	14,3	14,9
16,0	18,4	18,5	15,3	16,2	15,8	15,9	14,0
17,0	16,6	16,3	15,2	15,7	18,6	16,4	18,9
18,0	20,5	20,6	19,5	19,0	17,2	18,6	20,8
19,0	17,8	18,0	18,2	18,1	18,5	19,9	19,5
20,0	20,7	21,9	20,2	20,1	20,9	19,3	22,2
21,0	22,0	21,6	22,5	21,5	22,4	22,8	19,8
22,0	19,1	20,5	21,4	22,5	22,0	22,5	20,8
23,0	23,0	20,0	21,4	23,4	21,4	21,9	19,5
24,0	21,7	23,9	23,5	23,0	23,0	22,8	24,5
25,0	25,8	25,0	25,5	24,1	26,1	26,4	24,5
26,0	24,7	28,0	26,1	26,1	25,8	24,8	26,8
27,0	26,9	29,9	28,2	27,8	29,4	28,5	28,9
28,0	28,9	24,9	28,6	27,5	28,3	27,4	25,1
29,0	29,6	28,2	28,2	30,0	28,8	29,3	28,7
30,0	29,1	30,2	31,4	30,2	27,7	29,8	29,7

ANEXO B. PLANOS ARQUITECTÓNICOS





ANEXO C. ANÁLISIS PSICROMÉTRICO DEL SISTEMA DE AA.

Análisis psicrométrico: Dimensionalidad de equipo AA

$$P_{\text{atm}} = a + b \cdot H$$

$$a = 101,325 \quad [\text{KPa}]$$

$$b = -0,01153 \quad [\text{kPa/m}]$$

$$H = 959 \quad [\text{m}]$$

$$\dot{V} = 4500 \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_1$$

$$Q_s = 227368,15 \quad [\text{kJ/h}]$$

$$Q_t = 626769,54 \quad [\text{kJ/h}]$$

$$\text{SHF} = \frac{Q_s}{Q_t}$$

Condiciones ambientales estado 1

$$T_{\text{amb1}} = 31 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$P_{\text{amb1}} = 101,325 \quad [\text{KPa}]$$

$$\text{HR}_1 = 0,54$$

$$h_1 = h('AirH_2O'; T=T_{\text{amb1}}; P=P_{\text{amb1}}; R=\text{HR}_1)$$

$$T_{\text{WB1}} = \mathbf{WB}('AirH_2O'; T=T_{\text{amb1}}; P=P_{\text{amb1}}; R=\text{HR}_1)$$

$$v_1 = v('AirH_2O'; T=T_{\text{amb1}}; P=P_{\text{amb1}}; R=\text{HR}_1)$$

$$w_1 = \omega('AirH_2O'; T=T_{\text{amb1}}; P=P_{\text{amb1}}; R=\text{HR}_1)$$

$$\rho_1 = \rho('AirH_2O'; T=T_{\text{amb1}}; P=P_{\text{amb1}}; w=w_1)$$

$$\dot{m}_1 = 0,2 \cdot \dot{V} \cdot \rho_1$$

Condiciones interiores estado 2

$$P_{\text{amb2}} = P_{\text{amb1}}$$

$$T_{\text{BS2}} = 24 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$\text{HR}_2 = 0,5$$

$$h_2 = h('AirH_2O'; T=T_{\text{BS2}}; P=P_{\text{amb2}}; R=\text{HR}_2)$$

$$T_{WB2} = \mathbf{WB} ('AirH2O' ; T=T_{BS2} ; P =P_{amb2} ; R =HR_2)$$

$$v_2 = \mathbf{v} ('AirH2O' ; T=T_{BS2} ; P =P_{amb2} ; R =HR_2)$$

$$w_2 = \omega ('AirH2O' ; T=T_{BS2} ; P =P_{amb2} ; R =HR_2)$$

$$\rho_2 = \rho ('AirH2O' ; T=T_{BS2} ; P =P_{amb2} ; w =w_2)$$

$$\dot{m}_2 = 0,8 \cdot \dot{V} \cdot \rho_1$$

Mezcla en la unidad de acondicionamiento de aire estado 3

Balance de energía unidad de acondicionamiento de aire

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 = \dot{m}_3 \cdot h_3$$

Balance por unidad de masa

$$T_3 = \frac{\dot{m}_1 \cdot T_{amb1} + \dot{m}_2 \cdot T_{BS2}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_1}$$

$$w_3 = \omega ('AirH2O' ; T=T_3 ; P =P_{amb1} ; h =h_3)$$

$$HR_3 = \mathbf{RH} ('AirH2O' ; T=T_3 ; P =P_{amb1} ; w =w_3)$$

$$v_3 = \mathbf{v} ('AirH2O' ; T=T_3 ; P =P_{amb1} ; w =w_3)$$

$$C_p = \mathbf{Cp} ('AirH2O' ; T=T_3 ; P =P_{amb1} ; w =w_3)$$

Salida unidad acondicionamiento de aire recinto 4

$$T_4 = 15 \text{ [C] Temperatura de la salidad del serpentín de enfriamiento}$$

$$P_4 = P_{amb1}$$

$$SHF = \frac{C_p \cdot (T_{BS2} - T_4)}{h_2 - h_4}$$

$$w_4 = \omega ('AirH2O' ; T=T_4 ; P =P_4 ; h =h_4)$$

$$HR_4 = \mathbf{RH} ('AirH2O' ; T=T_4 ; P =P_4 ; h =h_4)$$

$$v_4 = \mathbf{v} ('AirH2O' ; T=T_4 ; P =P_4 ; w =w_4)$$

Corrección flujo masico $\dot{m}_3$

$$\dot{m}_{3\text{corr}} = \frac{Q_t}{h_3 - h_4}$$

$$\dot{m}_{2\text{corr}} = 0,8 \cdot \dot{m}_{3\text{corr}}$$

$$\dot{m}_{3\text{corr}} = \dot{m}_{1\text{corr}} + \dot{m}_{2\text{corr}}$$

$$T_{3\text{corr}} = \frac{\dot{m}_{1\text{corr}} \cdot T_{\text{amb1}} + \dot{m}_{2\text{corr}} \cdot T_{\text{BS2}}}{\dot{m}_{2\text{corr}} + \dot{m}_{1\text{corr}}}$$

Capacidad del ventilador

$$\dot{m}_{3\text{corr}} = \frac{\dot{V}_3}{v_3}$$

$$\dot{V}_{3\text{cfm}} = \dot{V}_3 \cdot \left| 0,588578 \cdot \frac{\text{cfm}}{\text{m}^3/\text{h}} \right|$$

Capacidad del AA

$$CA = \dot{m}_{3\text{corr}} \cdot (h_3 - h_4)$$

$$CA_{\text{BTU}} = CA \cdot \left| 0,947817 \cdot \frac{\text{Btu/hr}}{\text{kJ/h}} \right|$$

$$CA_{\text{TR}} = CA \cdot \left| 0,0000789848 \cdot \frac{\text{Ton}}{\text{kJ/h}} \right|$$