



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
MÉCANICA – TERMOFLUIDOS

PROPUESTA DE DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA  
APLICACIONES DE USOS DIRECTOS DE LA GEOTERMIA.

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:  
SALDIVAR FLORES LUIS ARMANDO

TUTOR PRINCIPAL  
Dr. AVIÑA JIMÉNEZ HÉCTOR MIGUEL  
PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

Ciudad de México. Diciembre 2022



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: Dr. Solorio Ordaz Francisco Javier

Secretario: Dr. Vicente y Rodríguez William

1 er. Vocal: Dr. Aviña Jiménez Héctor Miguel

2 do. Vocal: Dr. Soto Ayala Rogelio

3 er. Vocal: M. I. Barrios Bonilla José Esteban

Lugar o lugares donde se realizó la tesis: C.U., Instituto de Ingeniería, UNAM

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Héctor Miguel Aviña Jiménez

  
-----  
**FIRMA**

## AGRADECIMIENTOS

A mis padres, José Luis Saldivar Méndez y Ramona Flores Licon, por brindarme día con día su apoyo incondicional hasta convertirme en el ingeniero que ahora soy. Nunca podré pagar todo lo que han hecho por mí y desde ahora haré todo lo que este en mis manos para regresarle un poco de todo lo que me han dado.

A mi abuela, Rosalinda, quien a pesar de los años siempre me ha apoyado en cada etapa de mi vida, brindándome todo su amor.

A mis hermanos, José Luis y Daniel, quienes me han dado su apoyo durante toda mi vida y han vivido a mi lado grandes momentos. En especial a Dani, quien en todas las etapas de mi vida ha sido como un segundo padre guiándome y brindándome consejos.

A mis sobrinos, Karen y Josué, quienes con sus sonrisas y cariño han llenado de alegría mi vida.

Al amor de mi vida, Valeria, quien llego a iluminar mis días como un sol, apoyándome a cada momento hasta cumplir esta meta y mostrándome que la vida puede dar hermosos regalos y ella es uno de ellos.

A mis mejores amigos Samantha, Gerardo, Ernesto, Derihan, Ricardo, Yoshua y David, quienes a pesar de la distancia me han brindado su apoyo continuamente y han compartido conmigo grandes momentos.

A mis amigos de grupo iiDEA Miguel, José Luis y Toño quien compartieron conmigo esta etapa.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, el Conacyt y al posgrado de ingeniería por brindarme las herramientas necesarias para desempeñar mi profesión con ética, valores y responsabilidad social con el objetivo de brindar mis conocimientos a la sociedad.

## RESUMEN

En el presente trabajo se analizará la factibilidad técnica y económica de la implementación de un intercambiador de calor de tierra (GHE) fabricado con tubos de cobre con aletas de cobre. Este tipo de sistemas son utilizados en el circuito primario de la bomba de calor geotérmica (BCG) y es el sistema encargado de intercambiar calor entre la tierra y un fluido de trabajo.

Alrededor del mundo, los usos directos han mostrado un incremento en su implementación siendo uno de los más importantes el uso de la BCG. Este tipo de sistemas brindan la posibilidad de disminuir el uso de combustibles fósiles y con esto disminuir la emisión de gases de efecto invernadero. De la mano del incremento del uso de BCG va el aumento en la implementación de los GHE los cuales pueden ser instalados de manera vertical u horizontal. Cada una de estas configuraciones tiene sus variantes, ventajas y desventajas. Una de las desventajas más sobresalientes de este tipo de intercambiadores son el área requerida de instalación o la profundidad necesaria. Es justamente esta desventaja la que impide que su implementación se extienda a un mayor número de sitios ya que los costos de construcción se incrementan de manera considerable al requerir excavar o perforar grandes áreas o profundidades.

Con el objetivo de aumentar su implementación en un mayor número de lugares, diversos investigadores han probado con nuevas configuraciones, materiales de relleno y materiales de construcción del GHE, reportando grandes avances e incluso han logrado disminuir las profundidades de pozo necesarias en las configuraciones verticales. Tomando como referencia estos avances, el objetivo de este trabajo fue el implementar una nueva configuración para los arreglos horizontales que permitan disminuir el área requerida de instalación mediante el uso de tubos de cobre con aletas. Con esta mejora se podría disminuir los costos de instalación y ampliar la implementación de este tipo de sistemas. Se eligió la configuración horizontal debido a que es la que se utiliza comúnmente para calefacción de hogares y no requiere de excavaciones profundas lo que facilita su instalación.

Para cumplir con esta característica se realizó el diseño y análisis térmico de la propuesta diseñada para una carga térmica de 3 toneladas de calefacción fabricada con tubería de cobre de 5/8 [in] con aletas con un diámetro de 1 3/8 [in] y se comparó con la longitud requerida,

para la misma capacidad, diseñada con el material convencional de polietileno de alta densidad (HDPE) con un diámetro de  $\frac{1}{2}$  [in]. EL HDPE es utilizado comúnmente debido a que su flexibilidad permite instalar la tubería en diferentes arreglos de espirales y además brinda una vida útil de al menos 50 años.

Con este análisis se encontró que la propuesta requiere 96 % menos longitud de tubería disminuyendo de manera considerable el área requerida ya que la propuesta solo necesita de 15 [m] de tubería instalados en un área de 4 [m<sup>2</sup>] con 2 [m] de profundidad, mientras que para el GHE fabricado con HDPE en un arreglo Slinky con espirales de 1 [m] de diámetro se requiere de 417 [m] instalados en un área de 132 [m<sup>2</sup>].

Una vez realizado el dimensionamiento del equipo se procedió con la parte experimental donde se evaluó su desempeño en la zona de los Humeros en Puebla. Esta zona fue elegida debido a su naturaleza geotérmica y se encuentra cerca de la falla de los humeros la cual proporciona sitios con puntos calientes que llegan hasta los 86 [°C], a pocos metros de profundidad.

Para la realización del experimento se instaló el equipo a dos metros de profundidad donde se registró una temperatura de 86 [°C], se hizo recircular agua por el GHE y se alcanzó un delta de temperatura de 20 [°C], sin embargo, no fue posible analizar el desempeño del equipo en el estado estacionario ya que la zona presenta fallas en el suministro de energía eléctrica lo que impide analizar su funcionamiento por tiempos prolongados.

Una vez realizadas las pruebas se encontró que con el incremento de temperatura alcanzada era suficiente para cubrir la necesidad de calefacción con un radiador de baja temperatura (RCBT) y sin la necesidad de la implementación de una bomba de calor ya que el sitio de instalación cuenta con actividad geotérmica, sin embargo, pese a que su funcionamiento fue probado en esta zona su desempeño está planeado para que en trabajo futuro funcione en distintas zonas acoplado a una bomba de calor geotérmica.

Para esta aplicación se propuso la instalación de un radiador de baja temperatura, fabricado con tubos de cobre con aletas, en una casa cercana a la zona de instalación y se procedió a estimar la carga térmica requerida por este hogar. Con los cálculos realizados se encontró que se requería de un RCBT con una longitud de 42.6 [m], para cubrir una carga térmica de

0.42 tonelada de calefacción. Esta aplicación se dejará para trabajo futuro ya que por los tiempos establecidos en el trabajo no fue posible manufacturar el RCBT.

Por último, se realizó el análisis económico de la propuesta con el fin de verificar su factibilidad económica. Se comparó la inversión requerida para la construcción de un GHE con tubería de HDPE contra la propuesta fabricada con tubos con aletas de cobre. Con este análisis se encontró, mediante el cálculo del valor presente neto, que la propuesta representa un ahorro de casi 4 veces comparado con el GHE fabricado con HDPE. Este ahorro se debe principalmente la disminución en los gastos de excavación y relleno.

En conclusión, el diseño planteado cumple con la factibilidad técnica y económica y en un futuro podría ser una opción de configuración para el sistema primario de las bombas de calor geotérmicas logrando así disminuir el área necesaria para su instalación y los costos requeridos para la excavación y relleno, sin embargo, aún se requiere de un mayor número de pruebas en diferentes zonas del país para corroborar su factibilidad técnica.

## ÍNDICE

Agradecimientos.....	I
Resumen .....	II
Índice .....	V
Objetivos Generales y específicos.....	VIII
Justificación.....	IX
Lista de figuras .....	XI
Lista de tablas .....	XIII
Nomenclatura.....	XIV
Unidades de medición .....	XIV
Siglas y abreviaturas.....	XIV
Simbología.....	XV
Introducción.....	1
Capítulo 1. Bombas de calor Geotérmicas (GSHP) e Intercambiadores de calor (GHE) .....	5
1.1    GSHP y sus diferentes configuraciones de GHE.....	5
1.1.1.    GHE verticales.....	8
1.1.2.    GHE horizontales .....	9
1.2.    Mejoras aplicadas en los GHE.....	11
Conclusión.....	15
Capítulo 2. Propuesta de la zona de aplicación y diseño del GHE.....	18
2.2.    Descripción del problema .....	19
2.3.    Propuesta del sistema de intercambio de calor .....	20
2.4.    Zona de aplicación: Los Humeros, Puebla .....	21
2.5.    GHE tubos con aletas.....	24
2.5.1.    Consideraciones para el balance de masa y energía del GHE.....	24



2.5.2.	Balance de energía.....	25
2.5.3.	Características geométricas de los tubos aletados .....	27
2.5.4.	Velocidad promedio en los tubos aletados .....	28
2.5.5.	Área de transferencia de calor .....	29
2.5.6.	Coefficiente global de transferencia de calor.....	30
2.5.7.	Resistencia térmica total de los tubos aletados.....	30
2.5.8.	Cálculo del coeficiente convectivo.....	32
2.5.9.	Longitud del tubo aletado requerida.....	33
2.6.	GHE con tubos de HDPE.....	34
2.6.1.	Balance de energía.....	34
2.6.2.	Resistencia térmica total de los tubos aletados.....	34
2.6.3.	Coefficiente Global de transferencia de calor.....	36
2.6.4.	Longitud del tubo sin aletas.....	36
2.7.	Potencia de bombeo .....	37
2.8.	Resultados .....	39
2.9.	Conclusión .....	44
Capítulo 3.	Evaluación experimental e instalación en campo del GHE.....	45
3.1.	Evaluación experimental GHE .....	45
3.2.	Instalación .....	51
3.3.	Recolección de datos .....	56
3.4.	Conclusión .....	64
Capítulo 4.	Propuesta de aplicación .....	66
4.1.	Implementación de los radiadores de calefacción de baja temperatura (RCBT)...	66
4.2.	Cargas térmicas.....	68
4.2.1.	Cargas térmicas constantes.....	69

4.2.2.	Cargas variables.....	70
4.2.3.	Condiciones de inyección y potencia de calefacción requerida .....	75
4.2.4.	Resultados.....	77
4.3.	Radiador de calefacción de baja temperatura (RCBT) .....	82
4.3.1.	Balance de energía.....	82
4.3.2.	Características geométricas .....	83
4.3.3.	Área de transferencia de calor .....	83
4.3.4.	Coefficiente global de transferencia de calor.....	83
4.3.5.	Cálculo del coeficiente convectivo interno y externo .....	84
4.3.6.	Longitud del tubo aletado .....	85
4.4.	Resultados .....	86
4.5.	Conclusión .....	88
Capítulo 5.	Evaluación preliminar económica .....	89
5.1.	CAPEX .....	89
5.2.	OPEX.....	92
5.3.	Valor presente neto (VPN) .....	95
5.4.	Conclusiones .....	98
Capítulo 6.	Conclusiones.....	99
Anexos.....		101
Anexo 1.	Planos de construcción GHE .....	101
Anexo 2.	Cotización Construcción GHE.....	103
Anexo 3.	Cotización de materiales de construcción.....	104
Anexo 4.	Diagrama de instalación del GHE.....	105
Anexo 5.	Carta psicométrica .....	106
Referencias .....		107

## OBJETIVOS GENERALES Y ESPECÍFICOS

### Objetivo general

- Diseñar y analizar la implementación de un intercambiador de calor para usos directos del calor geotérmico que brinde la posibilidad de disminuir el área constructiva que se reporta en los sistemas tradicionales de GSHP y con ellos disminuir los costos que conlleva la instalación de estos equipos.

### Objetivos específicos

1. Realizar un estudio del estado del arte sobre los distintos tipos de GHE utilizados en las GSHP e identificar los nuevos desarrollos propuestos a nivel mundial para mejorar su eficiencia.
2. Proponer un diseño de intercambiador de calor capaz de aprovechar la energía geotérmica para acondicionar un espacio disminuyendo el área de aplicación e indirectamente los costos de instalación.
3. Analizar las ecuaciones que gobiernan su comportamiento con el fin de evaluar su desempeño térmico y realizar un análisis preliminar sobre los costos de construcción
4. Analizar su desempeño experimental ante una zona de aplicación elegida en el país.

Con base en los puntos anteriores se podrá dar al final de este trabajo un veredicto sobre si es factible el modificar la configuración ya utilizada en los GHE convencionales y si esta nueva configuración podría brindar una nueva opción de configuración para los GHE y extender su aplicación en el país.

## JUSTIFICACIÓN

La presente investigación se enfocará en proponer el diseño de un intercambiador de calor para su aplicación en usos directos de la energía geotérmica, principalmente en el área donde se requiera calefacción o refrigeración, aunque su aplicación se puede extender a cualquier otro uso directo donde se requiera agua o aire caliente. Este proyecto surge debido al incremento reportado en los últimos cinco años con referencia al aprovechamiento de usos directos a nivel mundial (Lund & Toth, 2020) y con el propósito de impulsar los usos directos en el país brindando una nueva tecnología propia que permita hacer sostenibles los proyectos de calefacción o refrigeración.

Aunque se ha reportado un aumento, algunos de los usos directos no son rentables sobre todo en América latina debido al alto costo de inversión que se requiere y a la necesidad de exportar materiales de construcción para su aplicación, como es el caso de las bombas de calor geotérmicas (GSHP) las cuales han sido las que han reportado un mayor aumento en su aplicación a nivel mundial, sin embargo, en México son pocas las instalaciones reportadas con esta tecnología y se carece de información sobre ellas.

Estos sistemas utilizan los denominados **Ground Heat Exchangers** (GHE), los cuales tienen la función de utilizar al subsuelo como una fuente o sumidero de calor acorde a la aplicación que se requiera ya sea calefacción o refrigeración y su configuración puede ser de manera vertical, cavando pozos de más de 50 [m], o de manera horizontal cavando trincheras de dos o más metros de profundidad y varios metros de largo. La configuración vertical es generalmente usada en aplicaciones industriales como es el caso de refrigeración o calefacción de escuelas o fabricas; mientras que los GHE horizontales son para aplicaciones del tipo doméstico en calefacción o refrigeración de hogares o sitios pequeños.

Pese a que estos intercambiadores son eficientes cuentan con desventajas acorde a la configuración elegida, por ejemplo: alto costo de perforación, utilización de grandes áreas de instalación y alto costo en materiales de construcción. Estas desventajas son el principal motivo por el cual su aplicación se destina solo a ciertas áreas del mundo.

México es un país rico en energías limpias siendo una de ellas la energía geotérmica la cual está presente en varios puntos del país brindando la energía suficiente para abastecer cinco plantas de generación eléctricas y algunos proyectos de usos directos.

Aunque se cuentan con algunas aplicaciones en el campo de los usos directos su implementación en el país no es del todo aprovechada debido a que algunas aplicaciones no son rentables por los altos costos de instalación y adquisición de materiales como es el caso de los GHE.

Es por estos motivos que en este trabajo se propone la implementación de un nuevo diseño de GHE que ayuden a minimizar el área constructiva requerida aumentando la eficiencia de intercambio de calor entre el suelo y el dispositivo. Este nuevo GHE deberá ser rentable para el mercado mexicano permitiendo aumentar la implementación de nuevos proyectos de usos directos en varios puntos del país.

El GHE propuesto evaluará la implementación de materiales diferentes a los comúnmente utilizados en los GHE, proponiendo el uso de cobre en lugar de polietileno de alta densidad. Este material fue propuesto debido a su alta conductividad térmica lo que permitirá aprovechar de mejor manera la fuente o sumidero de calor y disminuirá el área requerida de instalación.

## LISTA DE FIGURAS

Fig. 1 "Diagrama de Lindal (Salinas, 2016)"	1
Fig. 2 "Crecimiento de la capacidad instalada de usos directos a nivel mundial (Lund & Toth, 2020)"	2
Fig. 3 "Configuración de un sistema GHP (Cui et al., 2019)"	6
Fig. 4 "Clasificación de los sistemas GHE"	7
Fig. 5 "Arreglos de la tubería tipo U (Faizal et al., 2016)"	9
Fig. 6 "Tipos de arreglo lineal: trinchera (a), serie (b) y paralelo (c) (Cui et al., 2019)"	10
Fig. 7 "Configuración horizontal (a) y configuración vertical (b) (Cui et al., 2019)"	11
Fig. 8 "Tubos capilares (Widiatmojo et al., 2020)"	12
Fig. 9 "Basket Heat Exchanger (a) y GeoColumn (b) (Warner et al., 2020)"	13
Fig. 10 "Underground Thermal Battery (Warner et al., 2020)"	13
Fig. 11 "Arreglos tipo hélice (Javadi et al., 2019)"	14
Fig. 12 "Aletas en intercambiadores de pozo verticales en forma de espiral (Saeidi et al., 2018)"	14
Fig. 13 "Intercambiador coaxial con espiral metálica (Zarella et al., 2011)"	15
Fig. 14 "Tubos aletados (CHAL, 2021)"	20
Fig. 15 "Diseño preliminar del intercambiador de tubos aletados"	21
Fig. 16 "Los Humeros, Puebla (Antayhua et al., 2009)"	22
Fig. 17 "Primera visita de exploración"	23
Fig. 18 "Mediciones superficiales"	24
Fig. 19 "Resistencias térmicas en tubos aletados"	31
Fig. 20 "Resistencia térmica en tubos sin aletas"	35
Fig. 21 "Esquema del GHE para los Humeros, Puebla"	41
Fig. 22 "Grafica de operación para la bomba del GHE fabricado con HDPE (EVANS, 2020b)"	43
Fig. 23 "Grafica de operación para la bomba del GHE fabricado con cobre (EVANS, 2020a)"	44
Fig. 24 "GHE con tubos y aletas de cobre"	46
Fig. 25 "Experimento GHE"	47
Fig. 26 "Diagrama del experimento"	48
Fig. 27 "Sondas RTD con conectores M12 (OMEGA, 2022b)"	48
Fig. 28 "Controlador de Temperatura Cni3222 (OMEGA, 2022a)"	49
Fig. 29 "Medición superficial de la temperatura"	52
Fig. 30 "Excavación en el sitio de instalación"	52
Fig. 31 "Tamizado de la arena"	53
Fig. 32 "Instalación del GHE"	54
Fig. 33 "Sensor de Temperatura Ds18b20 (A) y sensor de temperatura HOBO U12 (B) (ONSET, 2022)"	54

Fig. 34 "Circuito de recopilación de datos" _____	55
Fig. 35 "Prueba 1" _____	57
Fig. 36 "Prueba 2" _____	58
Fig. 37 "Prueba 3" _____	59
Fig. 38 "Prueba 4" _____	60
Fig. 39 "Prueba 5" _____	61
Fig. 40 "Variación de la temperatura del suelo" _____	63
Fig. 41 "RCBT en los Azufres, Michoacán" _____	67
Fig. 42 "Ubicación del RCBT en los Humeros, Puebla" _____	68
Fig. 43 "Hora solar para vidrios a 20° latitud norte (de Bengoechea Olguin, 2022)" _____	74
Fig. 44" Calor total de calefacción en las diferentes épocas del año _____	81

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1 "Líderes mundiales en la capacidad instalada de GSHP (Lund & Toth, 2020)"	3
Tabla 2 "Características de los GHE"	16
Tabla 3 "Longitud de tubería con aletas requerida"	40
Tabla 4 "Longitud de tubería de HDPE requerida"	41
Tabla 5 "Accesorios utilizados en la instalación del GHE fabricado con cobre (Rotoplas, 2021) (Pirobloc, 2022)"	42
Tabla 6 "Resultados de la potencia de bombeo para el GHE fabricado con HDPE"	42
Tabla 7 "Resultados de la potencia de bombeo para el GHE fabricado con cobre"	43
Tabla 8 "Resultados experimentales"	50
Tabla 9 "Variación de la temperatura conforme la profundidad"	53
Tabla 10 "Pruebas realizadas en el GHE"	56
Tabla 11 "Calor sensible y latente para actividades moderadas (Hernández Goribar, 2005)"	69
Tabla 12 "Propiedades físicas de los materiales de construcción (Yunus A., 2007)"	70
Tabla 13 "Delta de temperatura equivalente en bloque de 0.15 [m] (de Bengoechea Olguin, 2022)"	72
Tabla 14 "Delta de temperatura equivalente para techos expuestos al sol en construcción ligera (de Bengoechea Olguin, 2022)"	72
Tabla 15 "Resultados de las cargas térmicas constantes"	77
Tabla 16 "Áreas de muros y ventanas"	78
Tabla 17 "Carga térmica en muros acorde a la orientación cardinal"	79
Tabla 18 "Carga térmica en el techo de la construcción (Elaboración propia)"	79
Tabla 19 "Carga térmica en vidrios con latitud Norte de 20°"	80
Tabla 20 "Resultados de las condiciones de inyección"	82
Tabla 21 "Propiedades de los fluidos de trabajo"	86
Tabla 22 "Resultados"	87
Tabla 23 "CAPEX para el GHE fabricado con HDPE"	90
Tabla 24 "CAPEX para el GHE fabricado con tubería de cobre con aletas"	91
Tabla 25 "OPEX GHE fabricado con HDPE"	93
Tabla 26 "OPEX GHE fabricado con cobre"	94
Tabla 27 "Valor presente neto del GHE fabricado con HDPE"	96
Tabla 28 "Valor presente neto del GHE fabricado con cobre"	97



## NOMENCLATURA

Unidades de medición

[MWt] - Mega watt térmico

[kW] - Kilo Watt

[W] – Watt

[hp] – caballo de fuerza

[W/m<sup>2</sup> K] – Watt por metro cuadro kelvin

[W/m K] – Watt por metro cuadro kelvin

[kcal/h m<sup>2</sup> °C] – kilo caloría por metro cuadrado hora centígrado

[kg/s]- Kilogramo por segundo

[°C] - Grados Celsius

[°K] - Grados Kelvin

[Pa] - Pascales

[MPa] - Mega Pascales

[TJ/año] - Tera Joule por año

[TRF] - Toneladas de refrigeración

[TRC] – Toneladas de calefacción

[h] - horas

[m/s] - metros por segundo

[m<sup>2</sup>/s] - metros cuadrados por segundo

[m<sup>3</sup>/s] – metro cubico por segundo

[mm] - milímetros

[m] - Metros

[m<sup>2</sup>] - metros cuadrados

[in] pulgadas

[Pa s] – pascal segundo

[m K/ W] – metro Kelvin por Watt

[lps]- litros por segundo

Siglas y abreviaturas

GHE – Intercambiador de calor de tierra (Ground Heat Exchanger)

GSHP – Bomba de calor geotérmica (Ground Source Heat Pump)

BC - Bomba de calor

HDPE – Polietileno de alta densidad

CFE – Comisión Federal de Electricidad

APP - Aletas por pulgada

RC – Radiador de calefacción

RCBT- Radiador de calefacción de baja temperatura

VPN- Valor Presente Neto

CAPEX- Gasto en capital (Capital expenditure)

OPEX- Inversiones en capital (Operational expenditures)

Simbología

$Q_{IntGeo}$  – Potencia que proporciona el intercambiador geotérmico [kW]

$\dot{m}$  – Flujo másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\Delta T_{ml}$  – Temperatura media logarítmica [°C]

$T_T$  – Temperatura del terreno [°C]

$T_m$  – Temperatura media del fluido de trabajo [°C]

$A$  – Área total del intercambiador de calor [m<sup>2</sup>]

$U_t$  – Coeficiente global de transferencia de calor en la tubería  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

$T_L$  – Temperatura del subsuelo en invierno [°C]

$T_H$  – Temperatura del subsuelo en verano [°C]

$T_{ma}$  – Temperatura media anual del sitio de instalación [°C]

$A_s$  – Amplitud de temperatura

$X_s$  – Profundidad de instalación [m]

$\alpha$  – Difusividad térmica del suelo  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$A_{r1}$  – Área del tubo aletado [m<sup>2</sup>]

$D$  – Diámetro de la aleta [m]

$d$  – Diámetro externo de la tubería [m]

$\delta_r$  – Espesor de la aleta [m]

$L_{rs}$  – Longitud del segmento aletado del tubo [m]

$S_a$  – Separación entre aletas [m]

$Z$  – Número de tubos

$A_{t1}$  – Área del tubo no aletada [m<sup>2</sup>]

$\delta_r$  – espesor de la aleta [m]

$S_r$  – Separación entre aletas [m]

$L_t$  – Longitud de tubo no aletada [m]

$\dot{m}$  – Flujo másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$V_{prom}$  – Velocidad promedio del fluido de trabajo  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$A_T$  – Área transversal de la tubería [m<sup>2</sup>]

$Re$  – Número de Reynolds

$\mu$  – Viscosidad dinámica [Pa · s]

$R_{Tot}$  – Resistencia térmica total del intercambiador  $\left[\frac{m K}{W}\right]$

$\Psi$  – Eficiencia de la aleta

$r_i$  – radio interno de la tubería [m]

$r_0$  – radio externo de la tubería [m]

$r_1$  – radio de la aleta circular [m]

$K_T$  – Conductividad térmica de la tubería  $\left[\frac{W}{m K}\right]$

$K_s$  – Conductividad térmica del subsuelo  $\left[\frac{W}{m K}\right]$

$h_\infty$  – Coeficiente convectivo del fluido  $\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$

$R_1$  – Resistencia térmica entre el terreno y la pared exterior  $\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$

$R_2$  – Resistencia térmica entre la aleta y la pared interna de la tubería  $\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$

$R_3$  – Resistencia térmica entre la pared exterior e interior de la tubería  $\left[\frac{m^2 K}{W}\right]$

$R_4$  – Resistencia térmica del fluido  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$Nu$  – Número de Nusselt

$d_i$  – Diametro interno [m]

$L_{IntGeo}$  – Longitud del intercambiador geotermico [m]

$R_1$  – Resistencia térmica conductiva de la tubería  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$R_2$  – Resistencia térmica convectiva del fluido  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$A_{in}$  – Área interna de la tubería [m]

$r_{in}$  – Radio interna de la tubería [m]

$L_{intGeo}$  – logitud de la tubería

$A_{ext}$  – Área de trabsferencia de calor externa [m<sup>2</sup>]

$A_{int}$  – Área de transferencia de calor interna [m<sup>2</sup>]

$A_r$  – Relación de área interna y externa [m]

$P_H$  – Potencia de la bomba [W]

$Q$  – Caudal de salida  $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$

$h_1$  – altura desde el nivel de referencia a la succion de la bomba [m]

$h_2$  – altura desde el nivel de referencia a la descarga de la bomba [m]

$v_1$  – Velocidad en la entrada de la succion de la bomba  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$v_2$  – Velocidad en la salida de la descarga de la bomba  $\left[ \frac{m}{s} \right]$

$P_1$  – Presion en la entrada de la succion de la bomba [Pa]

$P_2$  – Presion en la salida de la descarga de la bomba [Pa]

$h_f$  – Perdidas primarias [m]

$h_f$  – Perdidas secundarias [m]

$\varphi$  – Peso específico  $\left[ \frac{N}{m^3} \right]$

$g$  – Gravedad  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$f$  – factor de fricción

$d_i$  – Diametro interno de la tubería [m]

$L_T$  – Longitud total de la tubería [m]

$V$  – Velocidad en la tubería  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$e$  – rugosidad absoluta [m]

$Q_{boiler}$  – Calor que suministra el boiler [kW]

$Q_{TP}$  – calor total producido por las personas  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$

$\eta$  – Eficiencia del intercambiador

$Q_{TE}$  – calor total producido por los equipos  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$

$P_{equipos}$  – Potencia nominal de los equipos [kW]

$Q_{M,T}$  – calor transferido en muros y techo  $\left[\frac{Kcal}{h}\right]$

$U_{M,T}$  – Coeficiente global de transferencia de calor  $\left[\frac{kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right]$

$\Delta T_e^*$  – incremento de temperatura equivalente corregido [ $^\circ C$ ]

$A_m$  – Área de transferencia de calor en muros [ $m^2$ ]

$\Delta T_e$  – Delta de temperatura equivalente [ $^\circ C$ ]

$\Delta T_R$  – Delta de temperatura real [ $^\circ C$ ]

$T_{comfort}$  – Temperatura de confort en la habitación [ $^\circ C$ ]

$T_{amb}$  – Temperatura ambiente de diseño en el sitio de instalación [ $^\circ C$ ]

$x_{lamina}$  – espesor de la lamina de acero [m]

$x_{block}$  – espesor del block de construcción [m]

$k_{block}$  – Conductividad térmica del block  $\left[\frac{kcal}{h\ m\ ^\circ C}\right]$

$k_{lamina}$  – Conductividad térmica de la lamina de acero  $\left[\frac{kcal}{h\ m\ ^\circ C}\right]$

$h_i$  – Coeficiente convectivo interno  $\left[\frac{kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right]$

$h_e$  – Coeficiente convectivo externo  $\left[\frac{kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right]$

$Q_V$  – calor transferido de la habitación al medio ambiente en vidrios  $\left[\frac{Kcal}{h}\right]$

$A_{vidrios}$  – Área de transferencia de calor en vidrios  $[m^2]$

$FGS$  – Factor de ganancia solar  $\left[\frac{kcal}{hm^2}\right]$

$f_c$  – Factor de corrección

$Q_{TC}$  – Calor total de calefacción  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$

$\frac{PCM}{pers}$  – Partículas de humo de cigarro por persona

$m_{ext}$  – masa de aire exterior  $\left[\frac{kg}{h}\right]$

$m_T$  – masa total de aire  $\left[\frac{kg}{h}\right]$

$CP_{aire}$  – Calor específico del aire  $\left[\frac{kcal}{kg^\circ C}\right]$

$m_{int}$  – masa interior de aire  $\left[\frac{kg}{h}\right]$

$h_{mez}$  – Entalpía de mezcla  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$

$h_{int}$  – Entalpía de interior  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$

$h_{ext}$  – Entalpía de exterior  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$

$Q_{cal}$  – calor de calefacción  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$

$h_{iny}$  – Entalpía de inyección  $\left[\frac{kcal}{kg}\right]$

$\nu_{aire}$  – Viscosidad cinemática aire  $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

$\beta$  – Coeficiente de expansión volumétrica del aire  $\left[\frac{1}{^\circ C}\right]$

$g$  – Aceleración gravitacional  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

$h_{aire}$  – coeficiente convectivo del aire exterior  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$d_{eff}$  – diametro efectivo [m]

$k_{aire}$  – Conductividad termica del aire exterior  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

$Gr$  – Número de Grashof

$Pr$  – Número de Prandtl

$b$  – espaciamiento entre aletas [m]

$d_{ext}$  – diametro exterior del tubo aletado [m]

$D_{aleta}$  – Diametro aleta [m]

$f$  – altura de la aleta [m]

$F$  – Flujo de efectivo neto

$i$  – Tasa de descuento

$n$  – numero de periodo

## INTRODUCCIÓN

La energía geotérmica puede ser definida como una fuente de energía extraída para obtener beneficios económicos utilizándola en procesos de generación de energía eléctrica o cualquier otra aplicación industrial, agrícola o doméstica. Esta se encuentra contenida en el interior de la tierra en yacimientos de roca caliente o en el relleno de agua caliente en rocas porosas o fracturas. La fuente calor que da vida a esta energía es producto del decaimiento radioactivo de isotopos como el potasio, torio y uranio. (Heat & Nevertheless, 1980)

Este tipo de energía puede ser implementada en plantas de generación de energía eléctrica o en aplicaciones térmicas conocidos como usos directos. Estos están clasificados en el diagrama de Lindal (Fig. 1). En este diagrama se muestran los potenciales usos de la energía geotérmica como lo son acondicionamiento de espacios, calefacción de invernaderos, balneología, deshidratación de alimentos, pasteurización, acuicultura, entre otros.(Gudmundsson, 1988)

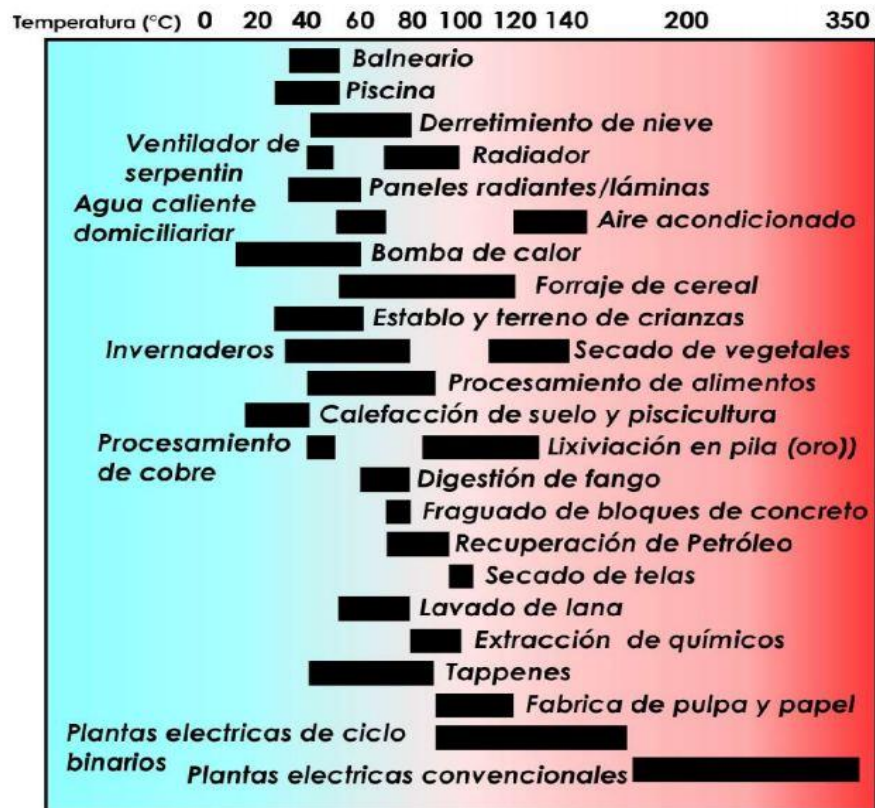


Fig. 1 "Diagrama de Lindal (Salinas, 2016)"



Como se puede observar, en el diagrama de Lindal, los usos directos de la energía geotérmica tienen un amplio rango de aplicación, contando con una capacidad total instalada a nivel mundial, reportada a finales del 2019, de 107,727 [MWt], incrementando en un 52% en comparación al año 2015. Los principales líderes en capacidad instalada son: China, Estados Unidos de Norte América, Suiza, Alemania, Turquía y Japón.

El uso directo de la energía geotérmica con mayor crecimiento en los últimos años son los sistemas de aire acondicionado denominados Ground Source Heat Pump (GSHP), los cuales son capaces de funcionar con distintas temperaturas del suelo lo que lo ha vuelto una opción atractiva para remplazar a los sistemas convencionales de calefacción y refrigeración (Fig. 2). Estos sistemas han tenido un amplio crecimiento en los últimos 5 años contando con cerca de 77, 547 [MWt] instalados y un uso anual aproximado de 599 [TJ/año] con un factor de planta de 0.245.(Lund & Toth, 2020)

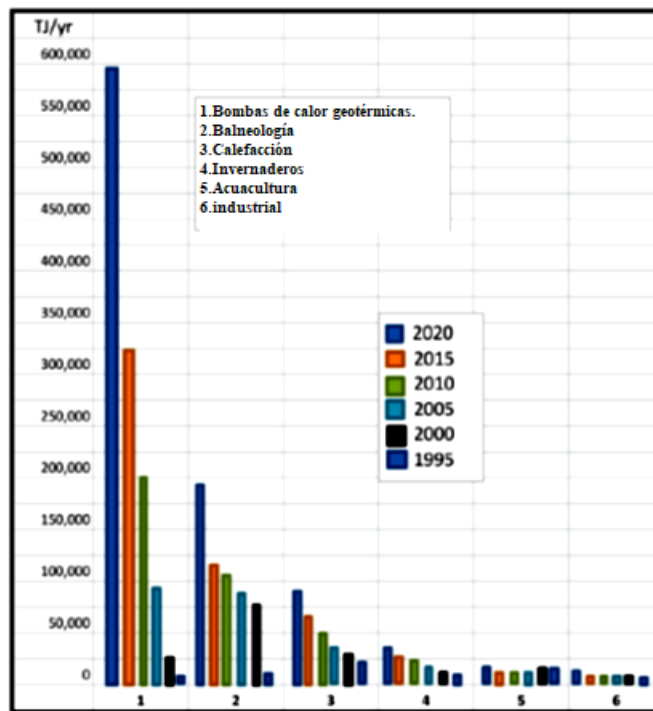


Fig. 2 "Crecimiento de la capacidad instalada de usos directos a nivel mundial (Lund & Toth, 2020)"

Los líderes mundiales en capacidad instalada para sistemas de GSHP son: China, Estados Unidos de Norte América, Suiza, Alemania y Finlandia (Tabla 1).

*Tabla 1 "Líderes mundiales en la capacidad instalada de GSHP (Lund & Toth, 2020)"*

<b>País</b>	<b>Capacidad instalada [MWt]</b>
China	26,450
Estados Unidos de Norte América	20,230
Suiza	6,680
Alemania	4,400
Finlandia	2,300

Aunque en los países antes mencionados se tiene la mayor capacidad instalada los denominados países Nórdicos son los que más utilizan los sistemas GSHP, como lo son: Islandia, Suiza, Finlandia, Suecia y Noruega. Estos países hacen un amplio uso de los sistemas de calefacción por las condiciones ambientales del sitio. (Lund & Toth, 2020)

Los sistemas de GSHP incorporan en su funcionamiento a los denominados Ground Heat Exchangers (GHE) los cuales forman parte del sistema primario de las GSHP y cumplen con la función de intercambiar calor entre la tierra y un fluido de trabajo. Estos sistemas utilizan al suelo como una fuente o sumidero de calor acorde a la aplicación deseada ya sea en calefacción o refrigeración.

Los GHE tienen diversas configuraciones y pueden ser divididos en sistemas verticales, instalados en pozos que llegan a más de 100 [m] de profundidad, y en sistemas horizontales los cuales son instalados en trincheras de más de 2 [m] de profundidad y varios metros de largo. (Cafaggi Félix et al., 2016)

Este tipo de intercambiadores de calor son una parte importante en el funcionamiento de las GSHP y cada configuración cuenta con sus ventajas y desventajas siendo una de las más importantes, en ambos casos, el costo de excavación o perforación requerida en su instalación. Esta es la desventaja que ha limitado su implementación en un mayor número de sitios.

El crecimiento actual en el campo de usos directos y principalmente en el área de GSHP brinda un escenario favorable para la búsqueda de nuevos sistemas de captación de energía geotérmica que aumenten la eficacia de los sistemas de intercambio de calor reduciendo el área constructiva necesaria para su aplicación. Estas nuevas propuestas deben ser factibles

para ser aplicadas en un mayor número de sitios donde actualmente no han sido implementados debido a los altos costos de instalación como es el caso de Latinoamérica tratando de reducir los costos reportados para los GHE convencionales.

## **CAPÍTULO 1. BOMBAS DE CALOR GEOTÉRMICAS (GSHP) E INTERCAMBIADORES DE CALOR (GHE)**

A nivel mundial se vive un incremento en el campo de usos directos y en los últimos cinco años el uso de sistemas GSHP han ido en aumento en la búsqueda de disminuir el impacto ambiental que genera los sistemas convencionales que utilizan los combustibles fósiles. Este incremento ha propiciado el desarrollo de nuevos GHE que minimicen los costos de instalación e incremente la implementación de GSHP en un mayor número de sitios.

En el presente capítulo se explicará el funcionamiento de las GSHP, los distintos tipos de configuración utilizados en los GHE en configuración vertical y horizontal, las desventajas y ventajas de cada configuración.

Por último, se analizarán las mejoras reportadas aplicadas en los GHE existentes ya que en estos sistemas se basará el funcionamiento del nuevo diseño propuesto con el fin de obtener un diseño factible técnica y económicamente.

### **1.1 GSHP y sus diferentes configuraciones de GHE**

Convencionalmente los sistemas de calefacción y de generación de energía se basan en el uso de combustibles fósiles. El cambio climático ha llevado a la búsqueda de fuentes de energías limpias que minimicen la emisión de gases de efecto invernadero.

Las GSHP se han convertido en una opción factible para los sistemas de calefacción tradicionales al ofrecer un bajo impacto ambiental. Esta característica ha impulsado su instalación logrando un incremento de cerca del 150 % del año 2013 al 2020. (Cui et al., 2019)

Este tipo de sistemas permiten la calefacción o refrigeración de espacios al intercambiar calor con el suelo utilizándolo como una fuente en invierno y un sumidero en verano. Se componen de tres elementos, los cuales son: intercambiador de calor de suelo (GHE), bomba de calor (BC) y un sistema de distribución (Fig. 3).(Kavanaugh & Rafferty, 2546)

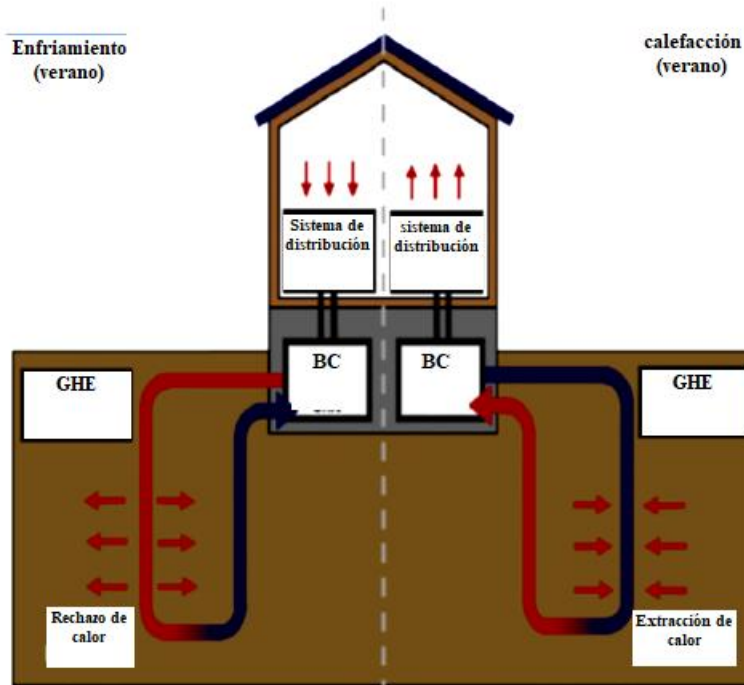


Fig. 3 "Configuración de un sistema GHP (Cui et al., 2019)"

Los GHE son una parte importante de los sistemas GSHP. Estos están construidos generalmente con tubería de polietileno de alta densidad (HDPE) y cumplen con la función de extraer o ceder calor al subsuelo, posteriormente este calor es aprovechado por un fluido de trabajo que entra en contacto con un fluido secundarios en la bomba de calor para así iniciar el ciclo de refrigeración. Por último, el fluido de trabajo secundario entra en el sistema de distribución y fluye por la habitación que se desea acondicionar ya sea mediante el uso de pisos radiantes o radiadores.(Kavanaugh & Rafferty, 2546)

Los GHE se puede dividir en ciclo abierto y ciclo cerrado, y a su vez, estos se dividen acorde a la configuración que se sigue en la instalación de la tubería del GHE (Fig. 4).

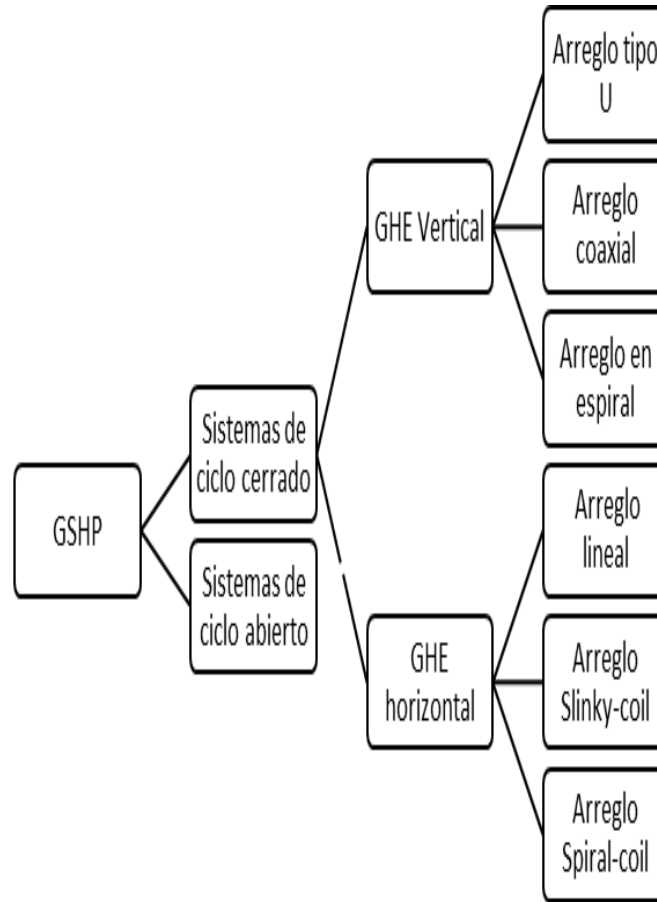


Fig. 4 "Clasificación de los sistemas GHE"

Los GHE verticales se instalan en pozos de concreto armado que van desde los 50 hasta más de 100 [m] de profundidad, de acuerdo con la potencia requerida por el sitio, mientras que los de tipo horizontal se instalan en trincheras de 1 a 3 [m] de profundidad. Estas últimas tienen una mayor afectación por la temperatura local debido a su baja profundidad de instalación, además, son los sistemas de menor costo de instalación comparados con los sistemas verticales.(Cui et al., 2019)

Los sistemas verticales presentan una mayor eficiencia térmica y su funcionamiento puede mejorar al ser instalados en lugares con cuerpos de agua mejorando el proceso de transferencia mediante procesos convectivos. Los sistemas horizontales pueden no proveer la potencia suficiente para acondicionar amplios espacios optando por configuraciones híbridas para suministrar la carga térmica necesaria y son principalmente utilizados en casas (Widiatmojo et al., 2020,), sin embargo, se puede concluir, que el hacer uso de sistemas

híbridos con lleva un aumento en el área de instalación requerida y con esto un aumento en los costos de instalación.

La estimación de material utilizado por kilo Watt requerido en el sistema es de aproximadamente 13 a 17 [m] de tubería de HDPE para sistemas verticales y aproximadamente un 50 % más para sistemas horizontales. (Lund, 2001)

En cuanto los costos de tubería para la instalación se estima que el costo por kilo Watt de refrigeración es de \$213 dólares para sistemas horizontales y de 300 dólares para sistemas verticales. Con estos datos se reporta en el año 2001 un costo promedio por kilo Watt de instalación de \$2,330 dólares para sistemas horizontales y de \$2,560 para sistemas verticales. (Lund, 2001)

#### 1.1.1. GHE verticales

Como se puede ver en el esquema anterior (Fig. 4) el sistema de GHE vertical tiene tres configuraciones principales las cuales se describirán a continuación:

**Tubería tipo U:** es uno de los arreglos más utilizados, se divide en arreglo U simple, U doble, U triple y arreglo W (Fig. 5). El tipo U simple es uno de los que brinda menor costo y una mayor facilidad de instalación. La configuración con mayor eficiencia es el tipo U triple superando incluso al tipo W. (Faizal et al., 2016)

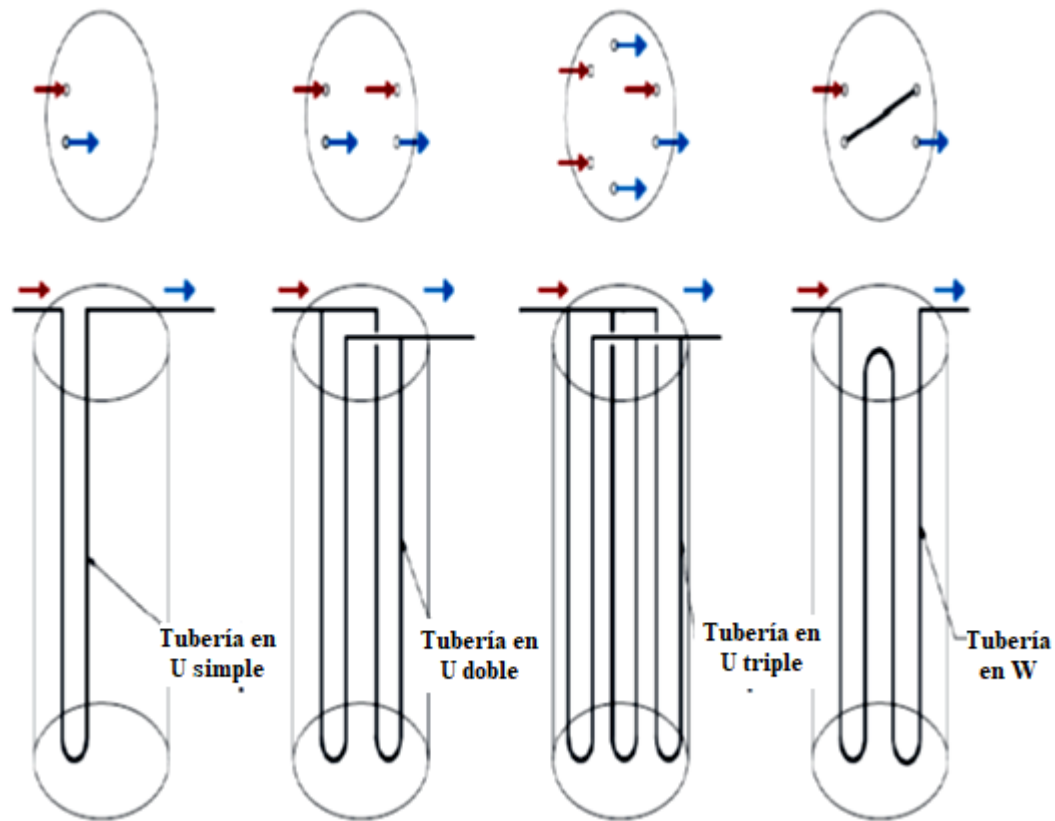


Fig. 5 "Arreglos de la tubería tipo U (Faizal et al., 2016)"

**Tubería coaxial:** Presenta una menor eficiencia que los intercambiadores tipo U, aunque al agregar espirales metálicas a su diseño incrementa su eficiencia incluso superando al tipo doble U. (Faizal et al., 2016)

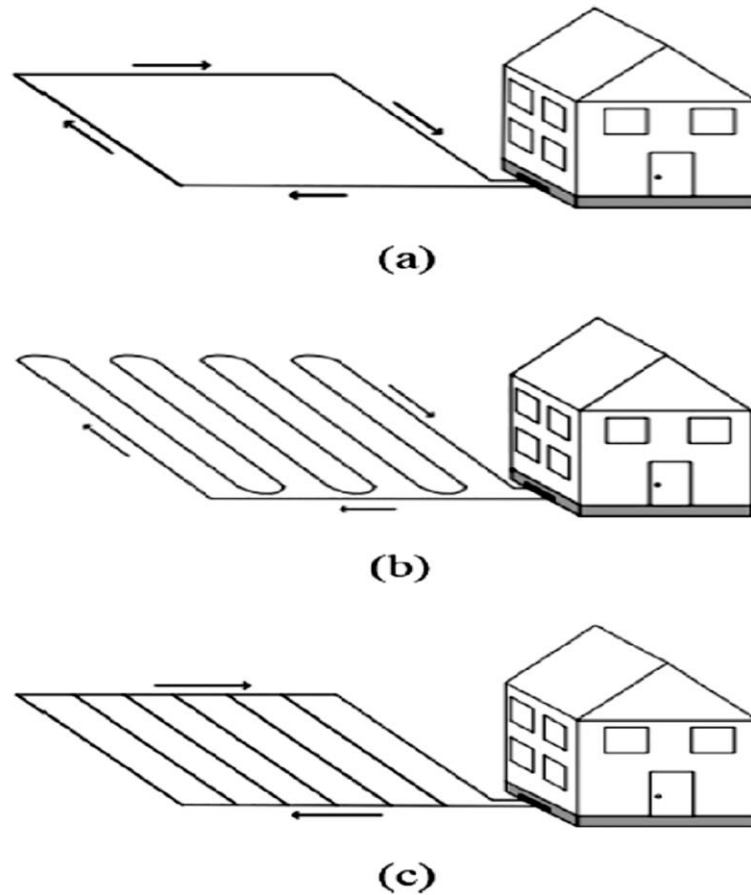
**Tubería en espiral:** Reducen la profundidad del pozo necesarios para su instalación hasta en 50 % comparado con los tipos U, esta reducción de profundidad es producto del incremento del área de contacto.(Faizal et al., 2016)

### 1.1.2. GHE horizontales

Los GHE horizontales pueden ser instalados en 3 configuraciones, las cuales varían acorde al acomodo a la tubería en la trinchera.

**Arreglo lineal:** Este tipo de configuración se utiliza en zonas con una amplia área de instalación a 1 o 2 [m] de profundidad, su arreglo puede ser del tipo zanja, paralelo y en serie (Fig. 6). Estos arreglos pueden combinarse cuando se cuenta con una menor zona de instalación.(Cui et al., 2019)





*Fig. 6 "Tipos de arreglo lineal: trinchera (a), serie (b) y paralelo (c) (Cui et al., 2019)"*

**Arreglo Slinky-Coil:** Este tipo de arreglo se utiliza para aumentar el aprovechamiento del área de instalación colocando la tubería de manera horizontal o vertical (Fig. 7). Generalmente cuando la trinchera de instalación es estrecha se opta por una instalación vertical de lo contrario la tubería es colocada de manera horizontal. Debido al aumento de la tubería utilizada el COP se ve reducido. Normalmente la distancia entre dos slinky coils es de 0.6 a 1.2 [m], con un ancho de trinchera de 0.8 a 1.8 [m] y una separación entre trincheras de 15 a 20 [cm]. Los costos de instalación pueden ser reducidos si se opta por una instalación vertical en trincheras estrechas.(Cui et al., 2019)

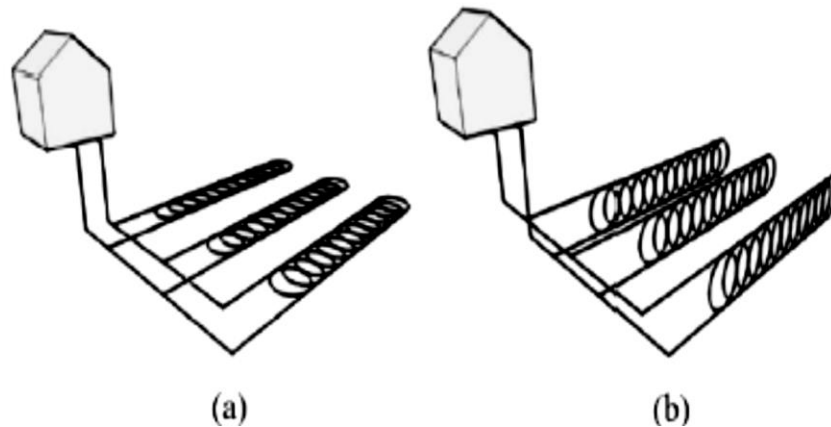


Fig. 7 "Configuración horizontal (a) y configuración vertical (b) (Cui et al., 2019)"

**Spiral-coil:** Este arreglo es similar al Slinky-coil, la diferencia es que la tubería es arreglada en ciclos circulares formando una bobina. Su principal ventaja es que se disminuye el área necesaria de instalación. Para un óptimo desempeño se recomienda una separación entre cada espiral de 0.08[m] a una profundidad de 2.5 [m].(Cui et al., 2019)

## 1.2. Mejoras aplicadas en los GHE

La demanda actual en el uso de GSHP ha llevado a la búsqueda de mejoras en el proceso de transferencia de calor en los GHE. Las mejoras estudiadas van desde el uso de mezclas de materiales en la fabricación de la tubería utilizada hasta la propuesta de sistemas diferentes a los antes mencionados. En este apartado se mencionarán algunas de las mejoras reportadas.

**Optimización geométrica:** Este tipo de optimización es aplicada en los sistemas de GHE verticales, consiste en modificar el diámetro, espesor de la capa de concreto, diámetro de la tubería y longitud del intercambiador buscando la óptima configuración que permita mejorar la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y el suelo circundante.

Los estudios realizados en los GHE tipo U han demostrado que, al aumentar la distancia de separación entre la tubería de entrada y salida, disminuyendo la resistencia térmica, aumentan la eficiencia del intercambiador disminuyendo la profundidad necesaria para su instalación.(Faizal et al., 2016)

**Mejoras en los materiales de fabricación de la tubería:** Esta mejora es implementada tanto en sistemas verticales como horizontales, implementando el uso de nano partículas mezcladas con el polietileno de alta densidad logrando un aumento de hasta el 75 % en el

efecto de conductividad térmica comparada con una tubería simple. Esta mezcla ha logrado reducir hasta en un 18 % la resistencia térmica y en sistemas verticales ha logrado reducir hasta en un 10 % la longitud del pozo.(Faizal et al., 2016)

**Mejoras en el diseño de GHE:** En la búsqueda de mejorar el proceso de transferencia de calor se han buscado nuevas configuraciones tanto en arreglos verticales como en horizontales. Una de las mejoras realizadas a los GHE horizontales son el uso de tubos capilares los cuales generalmente son utilizados en el sistema de distribución (Fig. 8). Esta propuesta se basa en que los tubos capilares son capaces de mantener una temperatura uniforme en periodos más cortos en comparación con un sistema convencional construido con tubería de HDPE.(Widiatmojo et al., 2020)

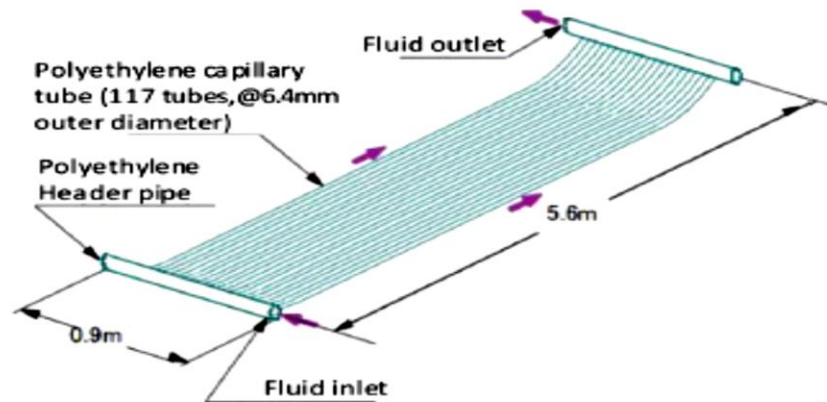


Fig. 8 "Tubos capilares (Widiatmojo et al., 2020)"

En sistemas verticales, pese a su alta eficiencia, se ha buscado disminuir el costo total de instalación disminuyendo el costo de perforación que abarca cerca del 30 %. Algunos de los nuevos diseños propuestos son: *Basket Heat Exchanger*, *GeoColumn* (Fig. 9) y *Underground Thermal Battery* (Fig. 10), estos diseños buscan disminuir la longitud total del intercambiador y tener un mayor aprovechamiento del calor almacenado en el sitio de instalación.

Con la implementación de estos nuevos diseños se ha logrado disminuir el costo de perforación, sin embargo, en el caso del tipo *Basket Heat Exchanger* se requieren varios intercambiadores para sustituir un GHE vertical común.(Warner et al., 2020)

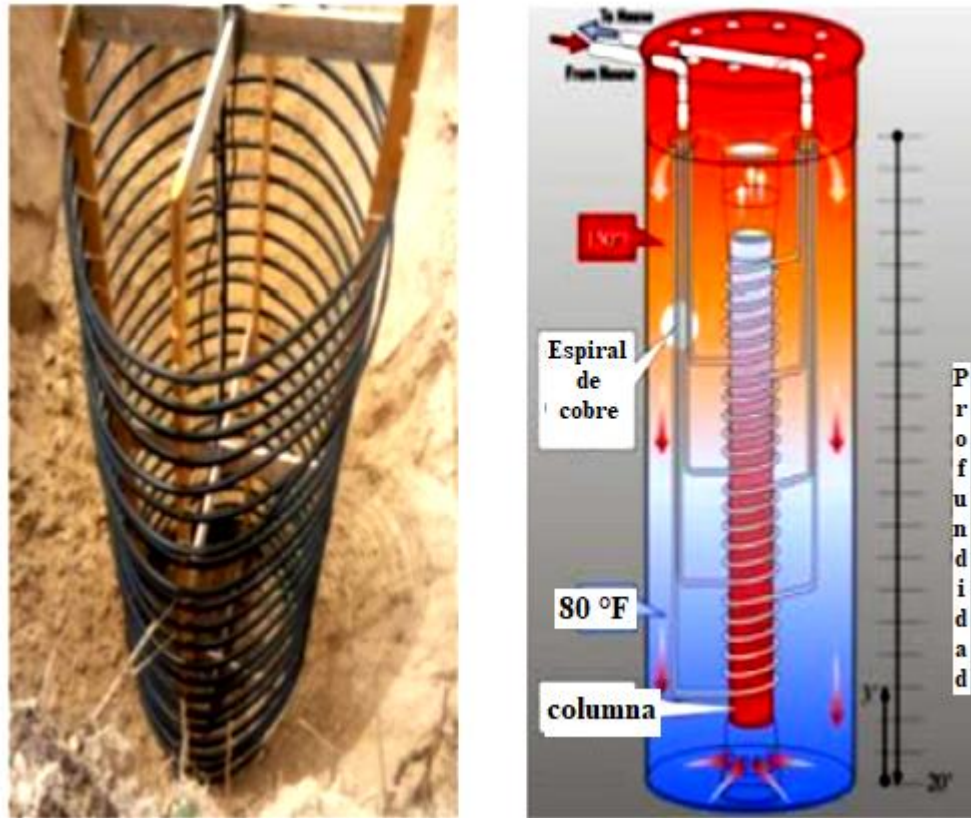


Fig. 9 "Basket Heat Exchanger (a) y GeoColumn (b) (Warner et al., 2020)"

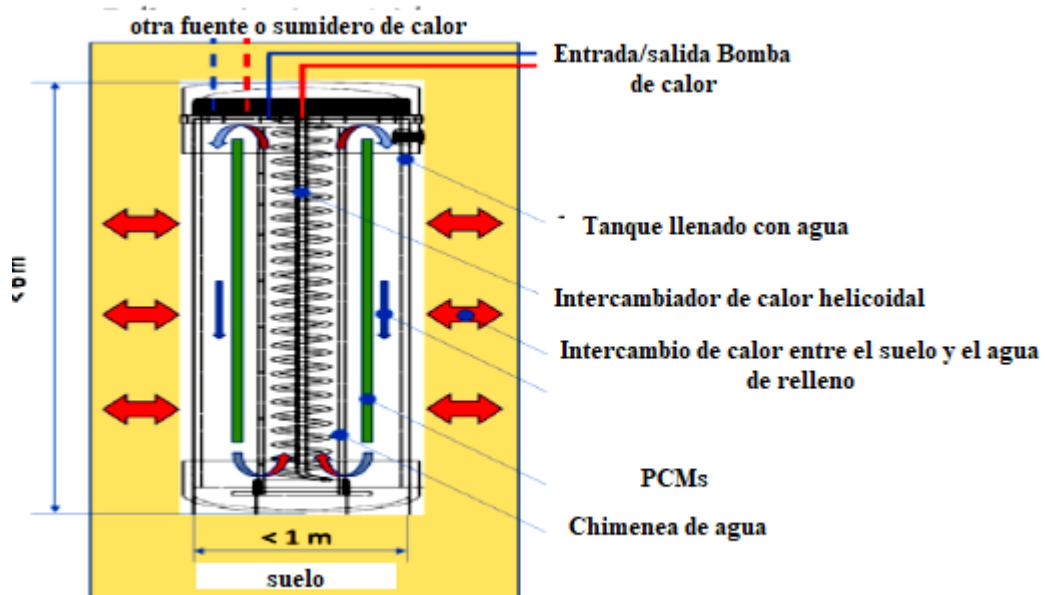


Fig. 10 "Underground Thermal Battery (Warner et al., 2020)"

En sistemas verticales también se ha propuesto el uso de tubería en forma de hélice modificando los arreglos verticales tipo U conocidos (Fig. 11). Estas mejoras han demostrado tener una mayor eficiencia que el arreglo U doble y el U triple. (Javadi et al., 2019)

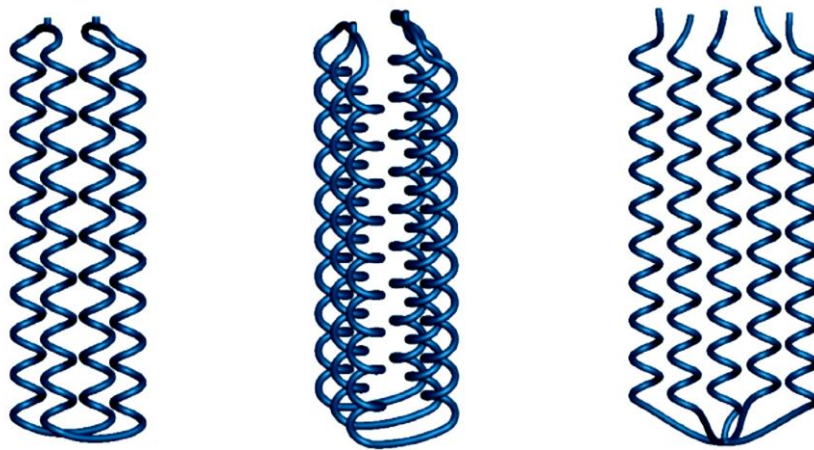


Fig. 11 "Arreglos tipo hélice (Javadi et al., 2019)"

Otra área explorada ha sido el uso de superficies extendidas en GHE verticales, tratando de aumentar la eficiencia de transferencia de calor al implementar aletas cilíndricas (Fig. 12) o helicoidales (Fig. 13) en la tubería. Este tipo de configuraciones ha demostrado tener una alta eficiencia incluso mayor a los tipos U (Fig. 11). Estas aletas han logrado disminuir la profundidad necesaria de instalación desde 10 a 15 [m]. (Saeidi et al., 2018)

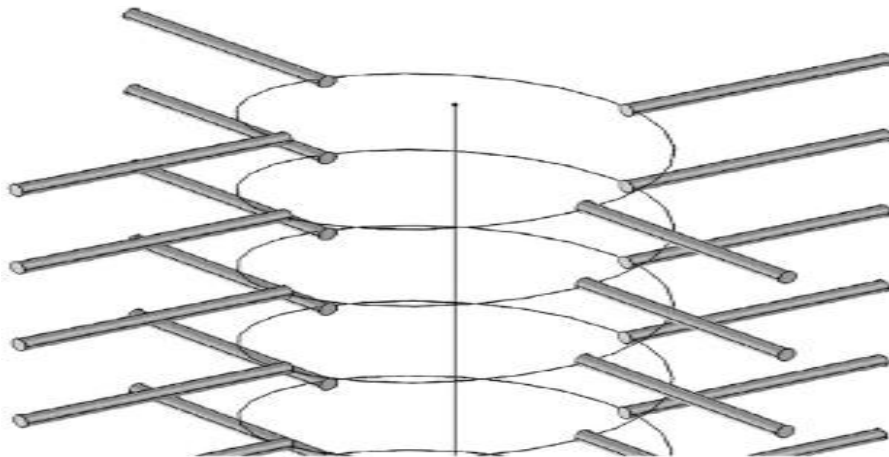


Fig. 12 "Aletas en intercambiadores de pozo verticales en forma de espiral (Saeidi et al., 2018)"



*Fig. 13 "Intercambiador coaxial con espiral metálica (Zarrella et al., 2011)"*

### **Conclusión**

En los últimos cinco años el uso de bombas de calor ha reportado un incremento teniendo un aumento de cerca de 300 [TJ/año]. Este aumento ha brindado un escenario favorable para la búsqueda de mejoras y nuevos diseños para los GHE. Estas propuestas buscan disminuir las desventajas reportadas para los distintos tipos de configuraciones y lograr así aumentar su aplicación en diversos países donde aún no son factibles económicamente como es el caso de Latinoamérica.

Las investigaciones realizadas se han enfocado en enfrentar las desventajas que presentan las configuraciones verticales y horizontales. En la siguiente tabla se resumirán las características necesarias para la implementación de los distintos tipos de GHE existentes (Tabla 2).

*Tabla 2 "Características de los GHE"*

<b>Tipos de intercambiador de calor</b>			
<b>Tipo</b>	<b>Nombre</b>	<b>Profundidad de instalación [m]</b>	<b>Materiales de fabricación</b>
Vertical	Tipo U	50 - 100	Tubería de polietileno de alta densidad con un diámetro de 2.5 [cm] y un relleno generalmente hecho de concreto armado
	Coaxial	150	
	Hélice	25 - 50	Tubería de polietileno de alta densidad de 2.5 [cm] de diámetro
	Basket Heat	0.5 - 3	
	Geocolumn	7	Tubería de polietileno de alta densidad de 2.5 [cm] de diámetro o cobre sumergidos en una columna de agua cubierta por una pared de plástico.
	Batería térmica	5.5 - 7	
	Espiral con aletas	10 - 15	Tubería de metal con aletas de un material de mayor conductividad.
Coaxial con espiral metálica	Hasta 60 [m]	Tubería de polietileno con una espiral metálica soldada.	
Horizontal	Lineal	1 - 2.5	Tubería de polietileno de alta densidad de 2.5 [cm] de diámetro
	Slinky Coil	0.8 - 1.8	
	Spiral Coil	2.5	
	Capilar	2.5	Tubos capilares de polietileno

Como se puede observar es en el campo de los GHE verticales donde se ha tenido un mayor avance buscando disminuir el costo de perforación aumentando la eficiencia de contacto entre la tubería utilizada y el subsuelo que los rodea, sin embargo, para aplicaciones domesticas se prefiere el uso de GHE horizontales ya que no requiere una gran profundidad de instalación. Aunque se han reportado que el uso de superficies extendidas incrementa la eficiencia de intercambio de calor, se carecen de datos que indiquen cual es la eficiencia de aleta considerada para su diseño. Este valor es un dato importante ya que influye en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global, para sistemas de intercambia aire-agua este valor ronda entre el 70 y 90%.(Pis'mennyi et al., 2016)

En conclusión, los principales factores que ayudan a la disminución de la profundidad de instalación, en los GHE, son el cambio en el material de relleno, el tipo de configuración de la tubería y la implementación de aletas. Como se puede observar en los sistemas verticales al usar aletas helicoidales se pasó de 100 [m] de profundidad, en la configuración tipo U simple, a 25 [m], disminuyendo hasta en un 75 % la profundidad requerida. Tomando como referencias estos avances, en este trabajo se buscará conseguir el mismo efecto disminuyendo el área requerida de instalación de un GHE en arreglo horizontal, aumentando la eficacia del proceso de intercambio de calor entre el dispositivo y el subsuelo con el uso de materiales metálicos y superficies extendidas. Esta investigación se enfocará en arreglos horizontales ya que son los que comúnmente se utilizan para aplicaciones donde se requiere baja potencia de calefacción o refrigeración como es el caso de aplicaciones domésticas. Además, Este diseño deberá cumplir con la factibilidad técnica y económica logrando así ser una opción viable para aplicarse en el país.



## **CAPÍTULO 2. PROPUESTA DE LA ZONA DE APLICACIÓN Y DISEÑO DEL GHE.**

Como se mencionó en el capítulo anterior, los GHE son utilizados principalmente en las GSHP como el sistema encargado de intercambiar calor entre un fluido de trabajo y el suelo que rodea a la estructura.

Los GHE son un componente importante en el funcionamiento de las bombas de calor geotérmicas, sin embargo, debido a las grandes profundidades y áreas requeridas para su instalación su implementación se ha limitado solo a algunos países. Además, la falta de proveedores nacionales a dificultado su aplicación aún más al incrementar los costos de instalaciones debido a las importaciones de material requerido para su construcción. Es por ello que en el presente capítulo se presentará una nueva configuración para implementarse como GHE horizontal, utilizando como referencia los avances reportados en el campo de superficies extendidas al proponer el uso de tubos con aletas con el objetivo de aumentar el área de contacto entre la tubería y el suelo que la rodea y disminuir el área necesaria para su instalación y con ellos disminuir los costos de instalación. Esta investigación pretende abrir el panorama al desarrollo de sistemas propios de GHE que permitan traer este tipo de tecnología al continente americano y al país, buscando desarrollar un sistema de tecnología y manufactura propia que no requiera ser importado de países extranjeros.

Estableciendo como objetivo lo antes mencionado, para analizar el desempeño térmico de este diseño se propondrá como zona de aplicación a los Humeros, Puebla debido a su alto potencial geotérmico. En esta zona se presentan puntos calientes dentro de los hogares de la comunidad lo cual brinda la posibilidad de dar una aplicación dentro del campo de los usos directos que beneficie a los pobladores y permitan verificar el desempeño térmico de la propuesta.

Una vez estudiada la zona de aplicación se realizarán los balances de masa y energía correspondientes para dimensionar el GHE propuesto. Por último, se comparará la longitud requerida por un intercambiador de calor compuesto por tubos de cobre con aletas contra un intercambiador de calor horizontal fabricado con tubería de polietileno de alta densidad en configuración Slinky, con el fin de verificar si disminuye el área constructiva necesaria.

## 2.2. Descripción del problema

Como se mencionó anteriormente, la implementación de los GHE se ha visto mermada principalmente por el área y costos requeridos para su instalación. Estas desventajas son lo que impide que su aplicación se de en un mayor número de lugares, es por ello por lo que el objetivo principal de este trabajo es disminuir esta área de instalación y con ello reducir los costos que con lleva; al desarrollar un sistema de tecnología propia que cumpla con la factibilidad técnica y económica para su aplicación.

Para cumplir con este objetivo el diseño planteado deberá de auxiliarse de superficies extendidas y materiales metálicos en su construcción con el fin de aumentar el área de contacto y la conductividad térmica en el proceso de transferencia de calor entre el suelo y el fluido de trabajo.

El uso de superficies extendidas está destinado principalmente a procesos donde se tiene alguna interacción con un fluido externo para mejorar la transferencia de calor por convección, sin embargo, como se pudo notar en el capítulo anterior, el implementar superficies extendidas en un arreglo vertical permitió disminuir hasta en un 75 % la profundidad de pozo requerida. Tomando como referencia estas investigaciones, en este trabajo se plantea el uso de este tipo de tubos con el objetivo de probar si las superficies extendidas ayudan o no en la disminución del área requerida en los sistemas horizontales.

El diseño propuesto se enfocará en un GHE horizontal ya que este tipo de configuración es la más utilizada en aplicaciones donde no se requiere una alta carga térmica como es el caso de calefacción o refrigeración de hogares, además este tipo de configuración requiere una profundidad de instalación de aproximadamente 2 [m] lo que facilita su instalación en comparación con los arreglos verticales, sin embargo, la aplicación del GHE no se limitará solo al campo del aire acondicionado y calefacción ya que después de analizar su desempeño térmico se podrían establecer otras aplicaciones en el campo de los usos directos.

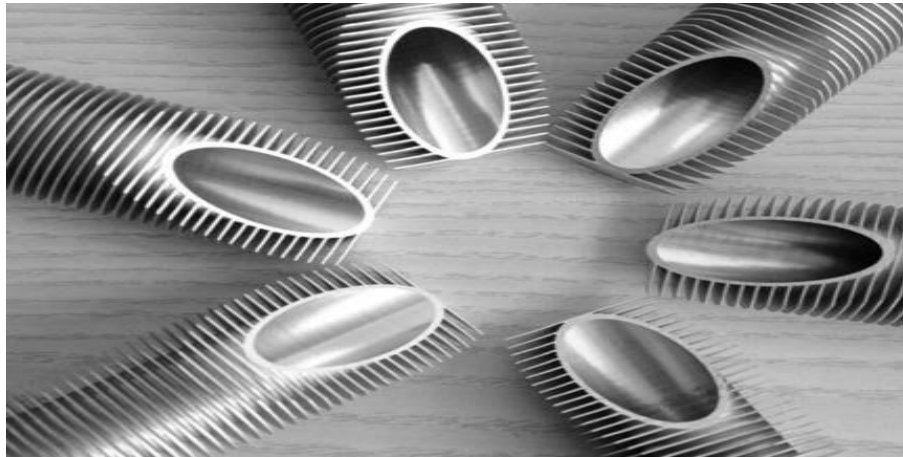
El reto de este trabajo es el verificar si la implementación de superficies extendidas y materiales metálicos es técnica y económicamente factible para justificar su implementación en lugar de los GHE fabricados con tubos de HDPE.

### 2.3. Propuesta del sistema de intercambio de calor

En este apartado se planteará el boceto del GHE con tubos con aletas para posteriormente analizar analíticamente su desempeño y obtener las características geométricas que permitan su fabricación.

La configuración de tubos con aletas fue propuesta con base en el diseño reportado en Zarrella et al., 2011, en la cual se aplican superficies extendidas en un GHE vertical con el fin de disminuir la profundidad de instalación necesaria. Con esta implementación se pasa de los 50 [m] reportados en GHE verticales a los 15 [m].(Zarrella et al., 2011)

Los tubos alteados (Fig. 14) son un instrumento ampliamente utilizado en intercambiadores de calor ya que ayudan disminuir el área constructiva necesaria, aumentan la eficiencia del proceso de intercambio de calor, cuentan con un amplio periodo de vida útil y pueden trabajar en amplios rangos de temperatura y presión. (CHAL, 2021)

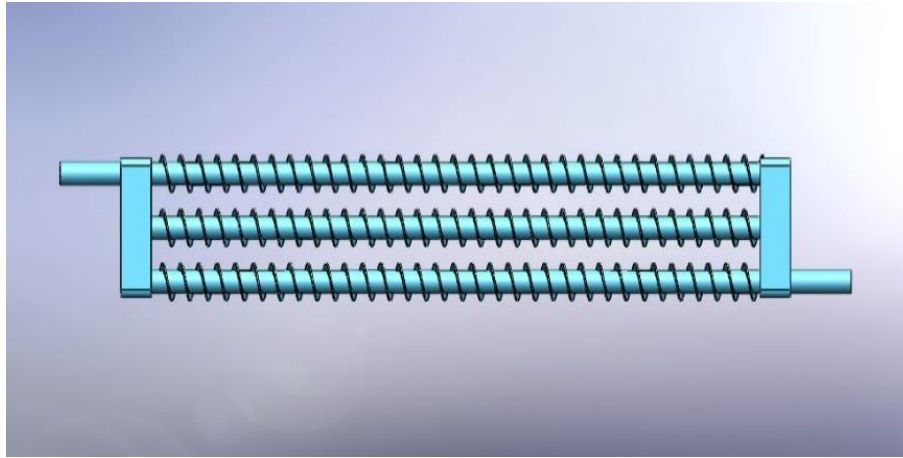


*Fig. 14 "Tubos alteados (CHAL, 2021)"*

Los bancos de este tipo de tubos se caracterizan por ser unidades compactas y resistentes a la corrosión. Acorde a los requerimientos del diseño se hace la elección de los materiales de construcción y el tipo de aleta utilizada, siendo los más comunes los tubos circulares con aletas en forma de espiral.(Pysmenny et al., 2007)

En la siguiente imagen (Fig. 15) se muestra un bosquejo del sistema que se planea diseñar con tubos alteados. Se eligió una tubería con aletas circulares de cobre como material de construcción debido a que es el material con mayor coeficiente de conductividad térmica que se puede adquirir de manera comercial utilizado en la fabricación de este tipo de

intercambiadores, además el cobre brinda protección contra la corrosión.(INFOMARA, 2011)



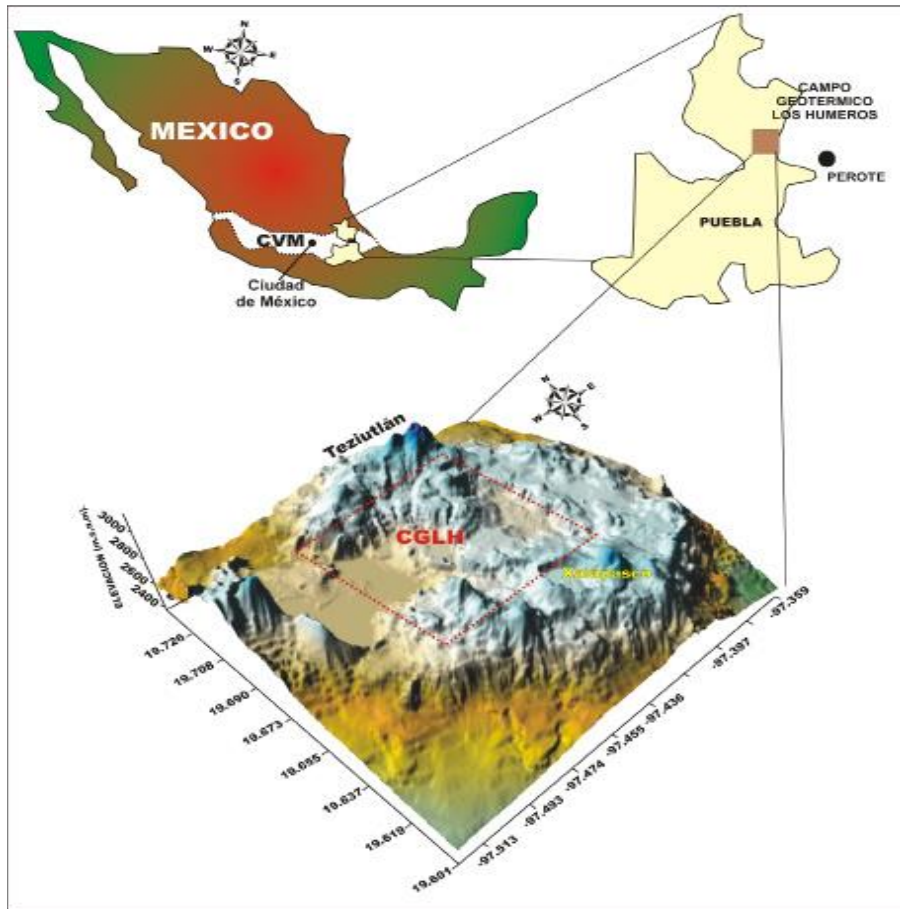
*Fig. 15 " Diseño preliminar del intercambiador de tubos aletados "*

En apartados posteriores se rediseñará esta propuesta con base en los resultados obtenidos de los balances de masa y energía y del dimensionamiento geométrico. Con este rediseño se podrá realizar la fabricación del equipo para posteriormente realizar las pruebas experimentales correspondientes.

#### **2.4. Zona de aplicación: Los Humeros, Puebla**

Para analizar el desempeño térmico y económico de la configuración propuesta se eligió a Los Humeros, Puebla como zona de aplicación. Esta zona fue elegida debido a la alta temperatura que se presenta en la falla de los Humeros lo que brinda un excelente sitio para realizar pruebas experimentales y evaluar las posibles aplicaciones que pueden ser explotadas con el uso de esta propuesta.

Los Humeros, Puebla; es una región localizada a 200 [km] al sureste de la Ciudad de México en las cercanías de una de las cuatro plantas geotérmoelectricas de CFE, dentro del municipio de Chignautla. Esta zona cuenta con un alto potencial geotérmico en la cual se estima una temperatura de reservorio de cerca de 400 [°C]. (Lelli et al., 2021)



*Fig. 16 " Los Humeros, Puebla (Antayhua et al., 2009) "*

En este sitio la principal actividad económica es la agricultura y debido a la alta temperatura registrado en algunos puntos de la localidad su actividad se limita a la siembra de cebada, habas y hongos típicos de la región. Este sitio cuenta con una temperatura media anual de 20.98 [°C] y una temperatura mínima cercana a los 5 [°C].

Debido a su clima los pobladores de esta localidad buscan medios para calentar sus hogares en épocas de frío siendo el principal recurso el uso madera como medio de calefacción. Para abastecer esta necesidad, durante dos semanas, los pobladores requieren cerca de 1.5 [m<sup>2</sup>] de madera la cual es obtenida de la zona de reforestación cercana al ejido o de vendedores externos provenientes de pueblos cercanos que cobran en \$150 el metro cuadrado.

Este uso excesivo de madera lleva a una deforestación continua de los bosques cercanos al ejido y aunque se carece de un estudio los pobladores notan afectaciones a la salud por la inhalación continua del humo producido durante la quema de madera dentro de sus hogares.

Con el objetivo de mejorar su calidad de vida, disminuir los riesgos de salud y minimizar el impacto ambiental que genera la quema y tala de madera, en esta zona se propone la implementación del GHE como un sistema que aproveche el calor proveniente de la falla de los humeros con el fin de brindar calefacción a los hogares de la zona.

Para cumplir este objetivo se realizarán pruebas previas en el sitio donde se pueda analizar el comportamiento del GHE y verificar si es posible su implementación en un sistema de calefacción y si se pudieran dar más aplicaciones para este diseño.

Para dimensionar el GHE se realizó una primera visita de exploración donde se identificó la ubicación de la falla de los Humeros y se estableció un posible sitio de instalación donde logró medir una temperatura de hasta 71 [°C] a aproximadamente 1.5 [m] de profundidad (Fig. 17), esta medición fue tomada en una cavidad encontrada en una zona cercana a la falla.



*Fig. 17 " Primera visita de exploración "*

Además de esta medición se tomaron mediciones superficiales en otros puntos de la falla en las cuales se recabaron temperaturas que van desde los 57.1 [°C] a los 68.8 [C] (Fig. 18)



*Fig. 18 " Mediciones superficiales "*

Al no contar con equipo para realizar una excavación de 2 [m], en esta primera visita se optó por tomar como temperatura de referencia para el diseño del GHE 71 [°C].

## **2.5. GHE tubos con aletas**

En este apartado se iniciará el diseño del GHE empezando con la suposición de algunas consideraciones que permiten simplificar las ecuaciones que gobiernan su comportamiento, posteriormente se calculará el área requerida de transferencia de calor y, por último, se obtendrá la longitud de tubería requerida.

### **2.5.1. Consideraciones para el balance de masa y energía del GHE**

Para iniciar el análisis térmico se realizarán las siguientes consideraciones que permitirán reducir las ecuaciones gobernantes del sistema:

- **Flujo estacionario:** esta consideración se realiza ya que en este primer análisis se requiere saber solo la longitud que deberá tener el intercambiador de calor para poder cubrir la demanda energética solicitada por el sitio que se desea climatizar. Con este objetivo en mente el análisis del desarrollo del perfil de temperaturas en el tiempo no es necesario.
- **Condición de no deslizamiento en las paredes:** Se considera que la velocidad en las zonas cercanas a las paredes es aproximadamente cero.

- **Flujo unidireccional:** se considera solo los efectos del flujo en dirección longitudinal al tubo.
- **Radiación térmica despreciable:** al no contar con temperaturas altas se despreciará el mecanismo de transferencia de calor por radiación y solo será considerada la conducción térmica y la convección. En los GHE se suele despreciar el valor de la radiación ya que representa aproximadamente menos del 1% de la transferencia total de calor. (Rivera Martínez, 2021)
- **Flujo de calor constante del terreno hacia el tubo:** Esta consideración se hace al tener una fuente constante de calor que es el subsuelo.
- **Flujo turbulento completamente desarrollado:** Al manejar un flujo turbulento se desprecian los efectos de la región de entrada ya que la relación diámetro longitud se considera lo suficientemente grande.

### 2.5.2. Balance de energía

Una vez realizadas las consideraciones pertinentes se realizará el balance de energía mediante la primera ley de la termodinámica la cual queda expresada como: (Yunus A., 2007)

$$dU = \delta Q + \delta W \quad (1)$$

Suponiendo que el sistema se ve afectado únicamente por la transferencia de calor y el sistema se encuentra en estado estacionario, la ecuación anterior se reduce a:

$$dU = dQ \quad (2)$$

El calor en el balance de energía es definido como la carga térmica requerida por el sitio que se desea acondicionar y queda expresado como:

$$Q_{IntGeo} = UA\Delta T_{ml} \quad (3)$$

Para definir el delta de temperaturas se utilizó la diferencia de temperaturas media logarítmica la cual nos permite relacionar la temperatura de entrada y salida del fluido con el medio que lo rodea. (Yunus A., 2007)

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (4)$$

$$\Delta T_1 = (T_T - T_s) \quad (5)$$



$$\Delta T_2 = (T_T - T_e) \quad (6)$$

Donde:

$Q_{IntGeo}$  – Potencia que proporciona el intercambiador geotérmico [kW]

$\dot{m}$  – Flujo másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$\Delta T_{ml}$  – Temperatura media logarítmica [°C]

$T_T$  – Temperatura del terreno [°C]

$A$  – Área total del intercambiador de calor [m<sup>2</sup>]

$U_t$  – Coeficiente global de transferencia de calor en la tubería  $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$

La  $T_e$  al intercambiador de calor geotérmico se establecerá como la temperatura ambiente del lugar y la  $T_s$  se definirá como la temperatura de confort que se establecerá en el sitio de instalación.

Para la diferencia de temperatura media logarítmica, la  $T_T$ , en el caso de Puebla, pudo ser medida de manera experimental alcanzando los 75 [°C] aproximadamente a dos metros de profundidad y se mantendrá constante en todo el año debido a la naturaleza peculiar del sitio. Para el caso de Nayarit no se cuenta con un registro de temperaturas en el subsuelo y variará acorde a la época del año. Esta puede ser estimada siguiendo el manual de diseño y construcción proporcionado por la Asociación Técnica Española de Climatización: (ATECYR & IDAE, 2010)

$$T_L(X_s) = T_{ma} - A_s \cdot e^{-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \quad (7)$$

$$T_H(X_s) = T_{ma} + A_s \cdot e^{-X_s \sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \quad (8)$$

Donde:

$T_L$  – Temperatura del subsuelo en invierno [°C]

$T_H$  – Temperatura del subsuelo en verano [°C]

$T_{ma}$  – Temperatura media anual del sitio de instalación [°C]

$A_s$  – Amplitud de temperatura

$X_s$  – Profundidad de instalación [m]

$\alpha$  – *Difusividad térmica del suelo*  $\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

Para determinar el flujo másico requerido para suministrar la carga térmica requerida en el sitio de instalación se realizará el siguiente balance

$$\dot{Q}_{intGeo} = \dot{m}_{agua} C_{p_{agua}} (T_s - T_e) \quad (9)$$

Del balance de energía se puede determinar el flujo másico requerido para abastecer la carga térmica solicitada:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{Q}_{intGeo}}{C_p (T_s - T_e)} \quad (10)$$

### 2.5.3. Características geométricas de los tubos aletados

En este apartado se procederá a definir las características geométricas específicas de los tubos aletados considerando la aportación de área por el uso de aletas.

Se comenzará con el cálculo de la superficie ocupada por aletas, por 1 [m] de tubería, mediante la siguiente expresión (Pis'mennyi et al., 2016):

$$A_{r1} = \left[ \left( \frac{\pi}{4} \right) (2D^2 - 2d^2) + (\pi D \delta_r) \right] \left( \frac{L_{rs}}{S_a} \right) z \quad (11)$$

$$L_{rs} = 1 \quad (12)$$

$$A_{r1} = \frac{\pi}{2} (D^2 - d^2 + 2D \delta_r) \left( \frac{1}{S_a} \right) z \quad (13)$$

Donde:

$A_{r1}$  – *Área del tubo aletada* [ $m^2$ ]

$D$  – *Diametro de la aleta* [ $m$ ]

$d$  – *Diametro externo de la tubería* [ $m$ ]

$\delta_r$  – *Espesor de la aleta* [ $m$ ]

$L_{rs}$  – *Longitud del segmento aletado del tubo* [ $m$ ]

$S_a$  – *Separación entre aletas* [ $m$ ]

$Z$  – *Número de tubos*

La superficie del tubo no ocupada por aletas en 1 [m] de tubería se define como (Pis'mennyi et al., 2016):

$$A_{t1} = \pi d \left[ L_{rs} \left( 1 - \frac{\delta_r}{S_r} \right) z + L_t \right] \quad (14)$$

Donde:

$A_{t1}$  – Área del tubo no aletada [ $m^2$ ]

$\delta_r$  – espesor de la aleta [ $m$ ]

$S_r$  – Separación entre aletas [ $m$ ]

$L_t$  – Longitud de tubo no aletada [ $m$ ]

El área de la superficie exterior por 1 [m] de tubería se definirá como (Pis'mennyi et al., 2016):

$$A_1 = A_{r1} + A_{t1} \quad (15)$$

El área de la superficie interior de 1 [m] de tubería se calcula mediante (Pis'mennyi et al., 2016):

$$A_{in1} = \pi d_{in} L_{rs} \quad (16)$$

$$L_{rs} = 1 \quad (17)$$

$$A_{in1} = \pi d_{in} \quad (18)$$

#### 2.5.4. Velocidad promedio en los tubos aletados

Para encontrar el diámetro adecuado que satisfaga el flujo másico requerido por el sistema se propondrá una velocidad promedio del flujo y se despejara el diámetro de la ley de conservación de masa:

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_T \quad (19)$$

$$A_T = \frac{\pi D^2}{4} \quad (20)$$

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{m}}{\pi\rho V_{prom}}} \quad (21)$$

Donde:

$\dot{m}$  – Flujo másico  $\left[\frac{kg}{s}\right]$

$V_{prom}$  – Velocidad promedio del fluido de trabajo  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$A_T$  – Área transversal de la tubería  $[m^2]$

Conociendo el diámetro se elegirá la media comercial más cercana al resultado obtenido, se procederá a recalcular la velocidad promedio del flujo y se calculará el número de Reynolds (Yunus A., 2007).

$$\dot{m} = \rho V_{prom} A_T \quad (22)$$

$$V_{prom} = \frac{\dot{m}}{\rho A_T} \quad (23)$$

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad (24)$$

Donde:

$Re$  – Número de Reynolds

$\mu$  – Viscosidad dinámica  $[Pa \cdot s]$

### 2.5.5. Área de transferencia de calor

Conociendo las características geométricas del tubo aletado se calculará el área requerida que deberá tener el intercambiador de calor para cubrir con la demanda térmica solicitada siguiendo la siguiente expresión:

$$Q_{IntGeo} = UA\Delta T_{ml} \quad (25)$$

$$A = \frac{(Q_{IntGeo})}{U(\Delta T_{ml})} \quad (26)$$

Para determinar el área de transferencia necesaria se requiere conocer el coeficiente global de transferencia de calor que será definido a continuación.

### 2.5.6. Coeficiente global de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se utilizará la siguiente expresión (Pis'mennyi et al., 2016):

$$U = \frac{\Psi}{R_{Tot}} \quad (27)$$

Donde:

$R_{Tot}$  – Resistencia térmica total del intercambiador  $\left[ \frac{m K}{W} \right]$

$\Psi$  – Eficiencia de la aleta

Para Calcular el coeficiente será necesario establecer el parámetro  $\Psi$  el cual describe la eficiencia con la cual el relleno cubre la aleta. En este caso el relleno será arena finamente tamizada para garantizar que se cubra la mayor área posible y se establecerá un valor de  $\Psi = 50\%$ . Debido a que el diseño propuesto en este trabajo es nuevo y que el uso de este tipo de tuberías se destina principalmente para equipos que intercambia calor entre dos fluidos, liquido-liquido o liquido-gas, se carece de un valor de eficiencia de altea. Es por esto por lo que el valor se estableció de manera arbitraria y después de realizar los experimentos se podrá dar un valor más acertado.

### 2.5.7. Resistencia térmica total de los tubos aletados

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia es necesario definir las resistencias térmicas que intervienen en el proceso de transferencia de calor entre el suelo y el fluido de trabajo. Para el cálculo de la resistencia térmica total de los tubos aletados se consideró el uso de aletas con forma circular el cual tiene un circuito resistivo de la siguiente forma (Fig. 19): (Yunus A., 2007)

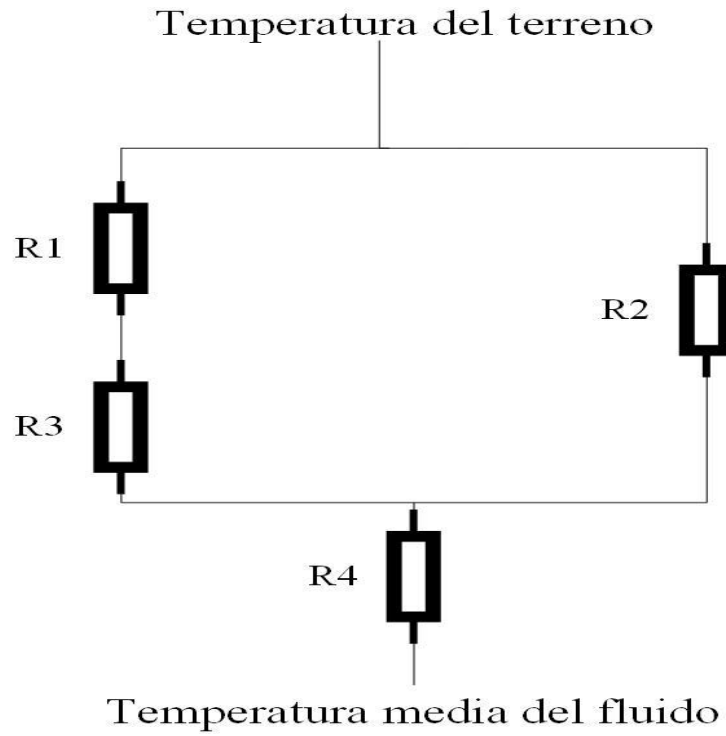


Fig. 19 " Resistencias térmicas en tubos aletados "

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_0}\right)}{K_S 2\pi L} \quad (28)$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{K_c 2\pi L} \quad (29)$$

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_i}\right)}{K_c 2\pi L} \quad (30)$$

$$R_4 = \frac{1}{h_\infty A_{in}} \quad (31)$$

Donde:

$r_i$  – radio interno de la tubería [m]

$r_0$  – radio externo de la tubería [m]

$r_1$  – radio de la aleta circular [m]

$K_T$  – Conductividad térmica de la tubería  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

$K_s$  – Conductividad térmica del subsuelo  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

$h_\infty$  – Coeficiente convectivo del fluido  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$R_1$  – Resistencia térmica entre el terreno y la pared exterior  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$R_2$  – Resistencia térmica entre la aleta y la pared interna de la tubería  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$R_3$  – Resistencia térmica entre la pared exterior e interior de la tubería  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

$R_4$  – Resistencia térmica del fluido  $\left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$

Simplificando el diagrama anterior se puede obtener la resistencia térmica total mediante la siguiente ecuación:

$$R_{Tot} = \frac{(R_1 + R_3)R_2}{R_1 + R_2 + R_3} + R_4 \quad (32)$$

### 2.5.8. Cálculo del coeficiente convectivo

Para calcular el calor efecto del calor transferido por medio de la convección se procederá a calcular el coeficiente convectivo partiendo de la definición del número adimensional de Nusselt:(Yunus A., 2007)

$$Nu = \frac{h_{\infty int} d_i}{K} \quad (33)$$

Donde:

$Nu$  – Número de Nusselt

$d_i$  – Diametro interno [m]

De la expresión anterior se despejará el coeficiente convectivo: (Pis'mennyi et al., 2016):

$$h_{\infty int} = \frac{kNu}{d_i} \quad (34)$$

El número de Nusselt será calculado mediante la correlación de Gnielinski la cual es válida para  $0.7 < Pr < 16700$  y  $Re > 10^4$ . Esta expresión logra disminuir hasta menos de 10 % el porcentaje de error (Yunus A., 2007).

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re_D - 10^3) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0.5} \left(P_r^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (35)$$

El factor de fricción será obtenido mediante la ecuación de Colebrook- White definiendo la rugosidad relativa del material del tubo utilizado y el número de Reynolds obtenido. (O. Ladino, 2022)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} + 2 \log \left[ \frac{\frac{e}{d_i}}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right] = 0 \quad (36)$$

Donde:

$e$  – rugosidad absoluta [m]

### 2.5.9. Longitud del tubo aletado requerida

Una vez definidos todos los parámetros físicos y geométricos que rigen el comportamiento del intercambiador de calor propuesto se procederán a calcular la longitud de tubo necesaria para cubrir con la demanda térmica propuesta. (Pis'mennyi et al., 2016)

$$L_{IntGeo} = \frac{A}{A_1} \quad (37)$$

Donde:

$L_{IntGeo}$  – Longitud del intercambiador geotermico [m]

Como la temperatura de salida máxima del intercambiador de calor depende de la época del año la longitud total del intercambiador geotérmico también variará acorde a la época del año en la que se quiera utilizar es por esto por lo que se elegirá la configuración de mayor longitud controlando el flujo másico en las diferentes épocas del año para mantener la carga térmica necesaria con la misma longitud de tubería.



## 2.6. GHE con tubos de HDPE

Para obtener el dimensionamiento del GHE con tubería de HDPE se seguirá el siguiente procedimiento calculando la longitud del tubo bajo las mismas consideraciones del arreglo con tubos aletados. El coeficiente convectivo se calculará con el mismo procedimiento establecido para el GHE con tubos aletados.

### 2.6.1. Balance de energía

Conociendo la temperatura aproximada del terreno dónde se desea instalar el GHE y conociendo la temperatura media del fluido, acorde a las expresiones planteadas para el GHE de tubos aletados, se estimará el área necesaria de intercambio de calor mediante la siguiente expresión:

$$Q_{IntGeo} = UA\Delta T_{ml} \quad (38)$$

$$A = \frac{Q_{IntGeo}}{U\Delta T_{ml}} \quad (39)$$

### 2.6.2. Resistencia térmica total de los tubos aletados

Para el cálculo de la resistencia térmica total en un tubo sin aletas se consideró el siguiente circuito resistivo (Fig. 20), En este caso se consideró que la pared exterior del tubo se encuentra en equilibrio térmico con el terreno que la rodea por lo tanto tiene la misma temperatura:

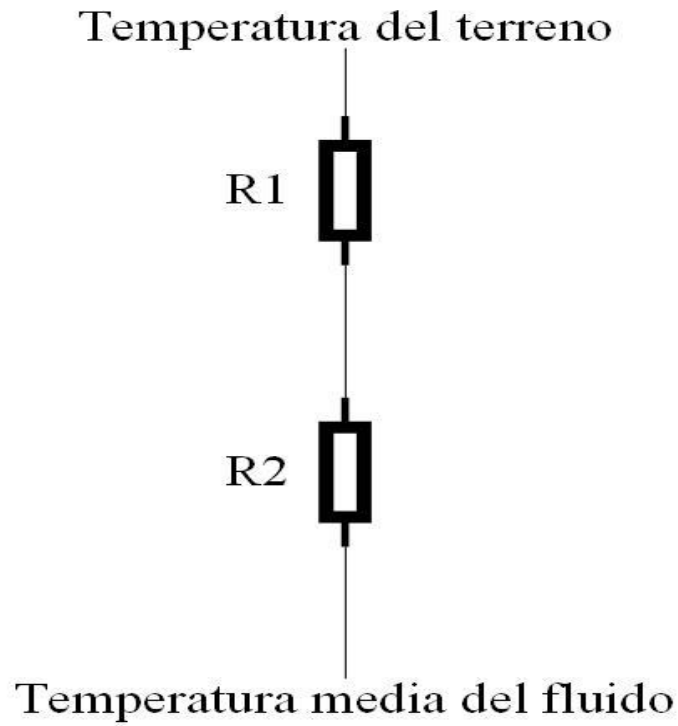


Fig. 20 "Resistencia térmica en tubos sin aletas"

El circuito resistivo se compone por una resistencia convectiva y una conductiva quedando expresadas de la siguiente forma (Yunus A., 2007):

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_{in}}\right)}{K_c 2\pi L_{IntGeo}} \quad (40)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{\infty int}} \quad (41)$$

Para la resistencia conductiva se consideró que fue calculada en un metro de tubería de tal manera que  $L_{IntGeo} = 1 [m]$ .

Donde:

$$R_1 - \text{Resistencia térmica conductiva de la tubería} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$R_2 - \text{Resistencia térmica convectiva del fluido} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$A_{in} - \text{Área interna de la tubería} [m]$$

$$r_{in} - \text{Radio interna de la tubería} [m]$$

$$L_{IntGeo} - \text{logitud de la tubería} [m]$$

### 2.6.3. Coeficiente Global de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se utilizó la siguiente expresión (Pis'mennyi et al., 2016):

$$U = \frac{1}{A_r R_2 + A_r R_1} \quad (42)$$

$$A_r = \frac{A_{ext}}{A_{int}} \quad (43)$$

Donde:

$$A_{ext} - \text{Área de trabsferencia de calor externa} [m^2]$$

$$A_{int} - \text{Área de transferencia de calor interna} [m^2]$$

$$A_r - \text{Relación de área interna y externa} [m]$$

### 2.6.4. Longitud del tubo sin aletas

Una vez conocida la potencia requerida en el GHE, el coeficiente global de transferencia de calor y el incremento de temperatura se procedió a despejar el área requerida para satisfacer la carga térmica solicitada y por último se despejó la longitud de tubería requerida:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_{ml}} \quad (44)$$

$$L_{IntGeo} = \frac{A}{d\pi} \quad (45)$$

## 2.7. Potencia de bombeo

Una vez establecidas las expresiones para calcular la longitud de tubería requerida para las dos configuraciones propuestas, HDPE y cobre, se procedió a establecer las expresiones necesarias para calcular la potencia de bombeo requerida. Este cálculo se realizó utilizando la siguiente expresión (Cafaggi Félix et al., 2016):

$$P_H = \rho \times g \times Q \times H_B \quad (46)$$

Donde:

$P_H$  – Potencia de la bomba [W]

$Q$  – Caudal de salida  $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$

$H_B$  – Carga que adiciona la bomba [m]

Para obtener el caudal de salida de la bomba se multiplicó la velocidad que obtenida en el apartado anterior por el área transversal del tubo:

$$Q = V \times A_T \quad (47)$$

$$A_T = \pi \times r_i^2 \quad (48)$$

Donde:

$A_T$  – Área transversal [m<sup>2</sup>]

Una vez conocido el caudal de la bomba se procedió a establecer la expresión requerida para obtener la carga que adiciona la bomba partiendo de la ecuación de Bernoulli (Cafaggi Félix et al., 2016):

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\varphi} + H_B = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\varphi} + h_{f_{1 \rightarrow 2}} + h_{k_{1 \rightarrow 2}} \quad (49)$$

Donde:

$h_1$  – altura desde el nivel de referencia a la succión de la bomba [m]

$h_2$  – altura desde el nivel de referencia a la descarga de la bomba [m]

$v_1$  – Velocidad en la entrada de la succión de la bomba  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$v_2$  – Velocidad en la salida de la descarga de la bomba  $\left[\frac{m}{s}\right]$

$P_1$  – Presión en la entrada de la succión de la bomba [Pa]

$P_2$  – Presión en la salida de la descarga de la bomba [Pa]

$h_{f_{1 \rightarrow 2}}$  – Pérdidas primarias [m]

$h_{k_{1 \rightarrow 2}}$  – Pérdidas secundarias [m]

$\varphi$  – Peso específico  $\left[\frac{N}{m^3}\right]$

$g$  – Gravedad  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$

Una vez se establecida la ecuación se realizaron las siguientes consideraciones:

- El punto de referencia se encuentra en la succión de la bomba por lo que  $h_1 = 0$  [m] y  $v_1 = 0$   $\left[\frac{m}{s}\right]$ .
- El depósito de agua está abierto a la atmosfera por lo que  $P_1 = P_2 = 0$  [Pa].

En consecuencia, la ecuación de Bernoulli quedó simplificada y de esta se despejó la carga que adiciona la bomba la cual engloba la carga por energía cinética, energía potencial, el trabajo por presión y las pérdidas a lo largo del circuito (Cafaggi Félix et al., 2016):

$$h_b = h_2 + \frac{v_2^2}{2g} + h_{f_{1 \rightarrow 2}} + h_{k_{1 \rightarrow 2}} + \frac{P_2}{\varphi} \quad (50)$$

Las pérdidas primarias y secundarias fueron calculadas mediante las siguientes expresiones (Cafaggi Félix et al., 2016):

$$h_f = f \times \frac{L_T}{d_i} \times \frac{V^2}{2} \quad (51)$$

$$h_k = k \frac{V^2}{2g} \quad (52)$$

Donde:

$f$  – factor de fricción

$d_i$  – Diámetro interno de la tubería [m]

$L_T$  – Longitud total de la tubería [m]

$V$  – Velocidad en la tubería  $\left[\frac{m}{s}\right]$

El factor de fricción fue calculado mediante la ecuación Colebrook - White utilizada para flujo turbulento mediante un método iterativo Newton- Raphson, esta expresión es válida para  $Re > 4000$  en un flujo completamente desarrollado. (O. Ladino, 2022)

## 2.8. Resultados

Con las expresiones planteadas en este capítulo se obtuvo el dimensionamiento del intercambiador de calor para la zona elegida tanto para el caso de tubería con aletas como para la tubería de HDPE.

La temperatura del suelo se estableció en 71 [°C] acorde a la medición tomada en la primera visita de exploración al sitio. La carga térmica requerida no fue estimada debido a que en la primera visita de exploración no se logró establecer una casa donde se pudiera instalar el sistema de calefacción, sin embargo, la carga térmica se estableció en 3 [TC] el cual es el equivalente a 10.6 [kW] que es el consumo promedio en una casa según los datos reportados por Jhon Lund. (Lund, 2001)

Se definió como fluido de trabajo agua a una temperatura de entrada de 5 [°C], la cual es la temperatura mínima promedio en el sitio de instalación, y como temperatura de salida 25 [°C] la cual es una temperatura ideal para la entrada de la bomba de calor con una velocidad promedio de 1 [m/s].

Con estos datos se requiere un flujo másico de 0.126 [kg/s] con un diámetro de tubería de 0.0126 [m]. La medida comercial más cercana es la de 5/8 [in] con lo cual se procedió a corregir el valor de la velocidad promedio quedando en 0.8 [m/s] con un número de Reynolds y Prandtl de 11574.755 y 7.1 respectivamente. Las propiedades del fluido de trabajo fueron tomadas con la temperatura media del fluido ( $T_m$ ).

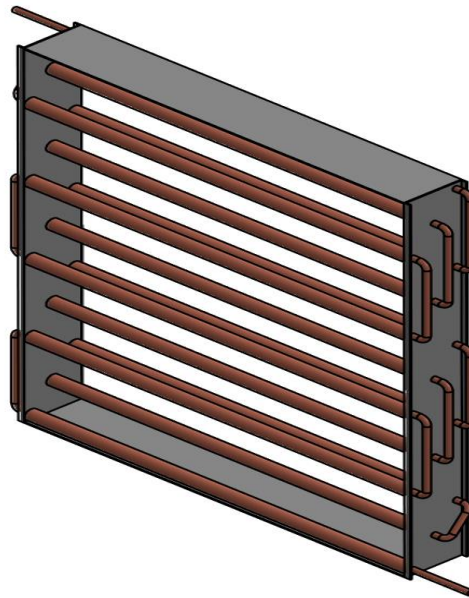
Para los materiales de construcción del intercambiador de calor se propone una tubería de cobre esta tubería se eligió con el propósito de cumplir con el objetivo de realizar la evaluación económica del proyecto ya que es la que se consigue de manera comercial.

Para el caso de la tubería de HDPE la velocidad promedio, diámetro de tubería y temperatura de trabajo se mantuvieron iguales que para el caso de tubos con aletas de cobre. Con estas consideraciones los resultados fueron los siguientes:

*Tabla 3 "Longitud de tubería con aletas requerida"*

<b>Resultados</b>		
<b>Temperatura subsuelo</b>	71	[°C]
<b>Temperatura del fluido de entrada</b>	5	[°C]
<b>Temperatura de salida</b>	25	[°C]
<b>Flujo másico</b>	0.126	[kg/s]
<b>Velocidad promedio</b>	0.834	[m/s]
<b>coeficiente de transferencia de calor convectivo</b>	4019.53	[m <sup>2</sup> K/W]
<b>Resistencia térmica total</b>	0.0196	[mK/W]
<b>Área de transferencia de calor</b>	7.46	[m <sup>2</sup> ]
<b>Longitud de tubería</b>	13.19	[m]

La longitud requerida de tubos con aletas fue de 13.19 [m] la cual fue redondeada a 15 [m] considerando un factor de corrección (Fig. 21). Una vez obtenida la longitud de tubos requerida y sus características geométricas se realizó el plano del GHE el cual se encuentra en el apartado de Anexo 1. Planos de construcción GHE. En este anexo se pueden apreciar las medidas específicas del diseño.



*Fig. 21 "Esquema del GHE para los Humeros, Puebla"*

Para el caso de tubos sin aletas se realizaron las mismas consideraciones que se realizaron para el tubo con aletas arrojando los siguientes resultados:

*Tabla 4 "Longitud de tubería de HDPE requerida"*

<b>Resultados</b>		
<b>Temperatura subsuelo</b>	71	[°C]
<b>Temperatura del fluido de entrada</b>	5	[°C]
<b>Temperatura de salida</b>	25	[°C]
<b>Flujo másico</b>	0.126	[kg/s]
<b>Velocidad promedio</b>	0.99	[m/s]
<b>coeficiente de transferencia de calor convectivo</b>	4077.39	[m <sup>2</sup> K/W]
<b>Longitud de tubería</b>	417.55	[m]

Como se puede observar la longitud con tubería de cobre con aletas es 96.84 % menor a la requerida con tubería de HDPE con lo cual se cumplió el objetivo de reducir el área de instalación requerida.

Para elegir la bomba adecuada para cada una de las configuraciones se consideraron los accesorios requeridos para su instalación. En el caso del GHE fabricado con HDPE solo se



consideraron como accesorios una válvula de esfera para el control del flujo y para la instalación de la propuesta se consideraron los siguientes (Tabla 5):

*Tabla 5 “Accesorios utilizados en la instalación del GHE fabricado con cobre(Rotoplas, 2021) (Pirobloc, 2022)”*

<b>Accesorios</b>		
	<b>cantidad</b>	<b>k</b>
<b>Codos 90° tubo plus</b>	10	2
<b>Tee normal tubo plus</b>	2	1.8
<b>Conector macho tubo plus</b>	2	0.40
<b>codos cobre</b>	28	0.9
<b>reductores</b>	2	2.5
<b>válvula check</b>	1	10
<b>válvula globo</b>	1	10

Para el cálculo del factor de fricción se consideró tubería lisa con una rugosidad absoluta de 0.0015 [m]. Con esta consideración los resultados fueron los siguientes:

*Tabla 6 “Resultados de la potencia de bombeo para el GHE fabricado con HDPE”*

<b>f_HDPE</b>	<b>0.029</b>	
<b>f_tubo plus</b>	0.032	
<b>h_f HDPE</b>	48.9449313	[m]
<b>h_f tubo plus</b>	0.11164498	[m]
<b>h_k</b>	0.12522776	[m]
<b>Eficiencia</b>	0.2	
<b>HB</b>	49.6943268	[m]
<b>Potencia</b>	0.41213708	[hp]
	307.454265	[W]
<b>Caudal</b>	0.12613473	[lps]

Tabla 7 “Resultados de la potencia de bombeo para el GHE fabricado con cobre”

<b>f_cobre</b>	<b>0.029</b>	
<b>f_tubo plus</b>	0.032	
<b>h_f cobre</b>	1.11202597	[m]
<b>h_f tubo plus</b>	0.22328997	[m]
<b>h_k</b>	1.50119344	[m]
<b>eficiencia</b>	0.2	
<b>HB</b>	3.34903215	[m]
<b>Potencia</b>	0.02777501	[hp]
	20.7201563	[W]
<b>Caudal</b>	0.12613473	[lps]

Con estos resultados se eligió una bomba de 1 [hp] modelo BP1ME100 marca EVANS para el GHE fabricado con HDPE y para el caso del GHE fabricado con cobre una bomba de 1/6 [hp] de la misma marca modelo AQUA120W.

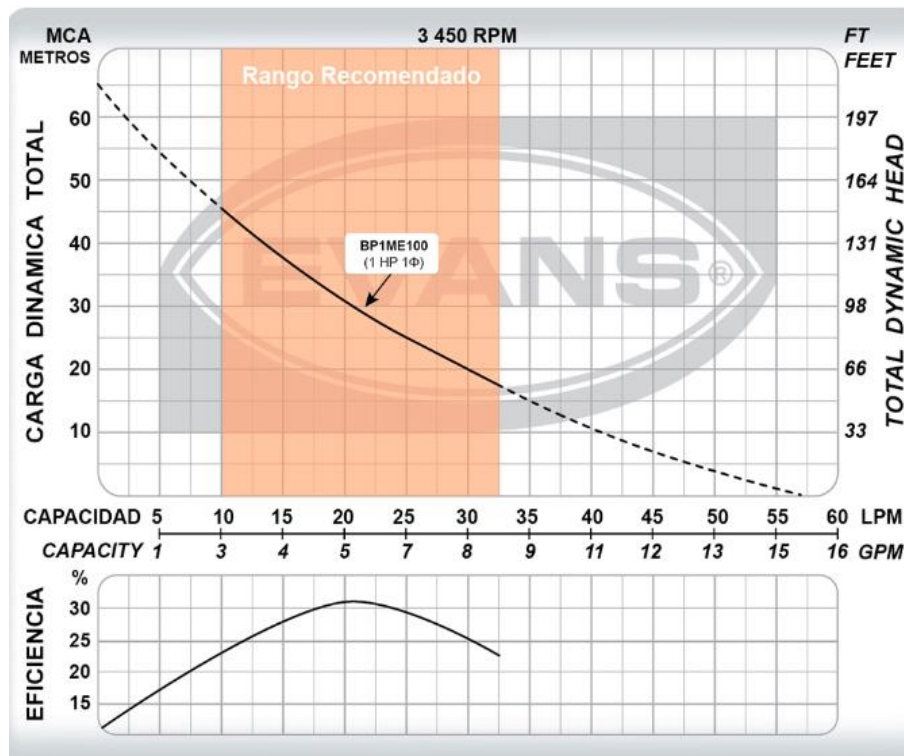


Fig. 22 “Grafica de operación para la bomba del GHE fabricado con HDPE (EVANS, 2020b)”

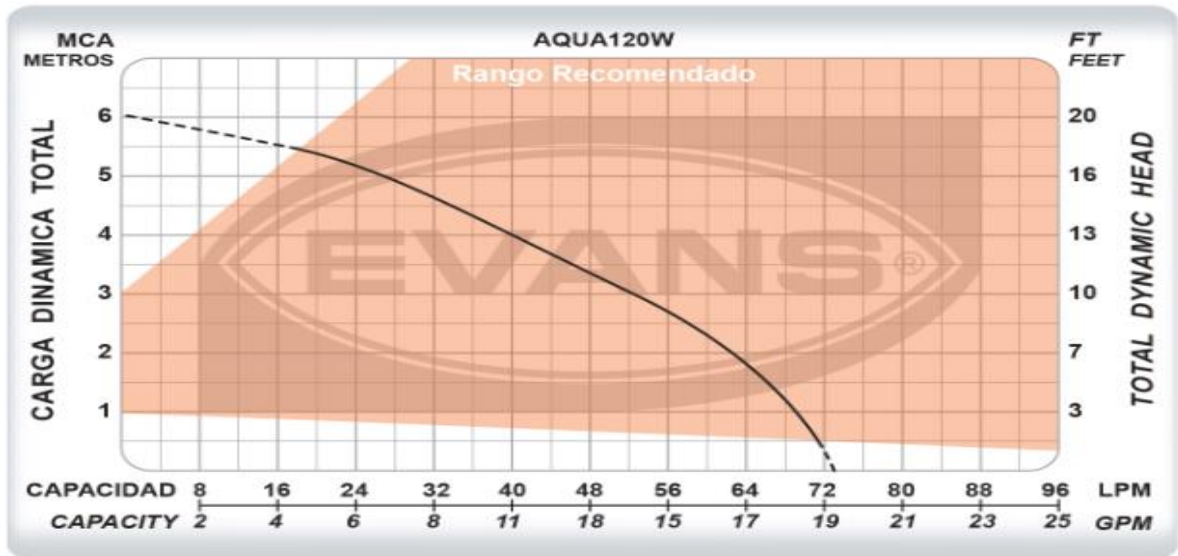


Fig. 23 “Grafica de operación para la bomba del GHE fabricado con cobre (EVANS, 2020a)”

## 2.9. Conclusión

Como se puede observar Los Humeros, Puebla es una zona con un alto potencial para la instalación de la propuesta debido a la naturaleza geológica del sitio que permite encontrar altas temperaturas a poca profundidad. Además, la zona requiere un sistema que le brinde calefacción a sus hogares y evite el uso de combustibles fósiles. Estas características brindan un escenario favorable para realizar las primeras pruebas del dispositivo que permitan analizar su desempeño técnico y económico.

Con el aprovechamiento de tuberías de cobre con aletas se logró reducir hasta en un 96% la longitud de tubería requerida en la instalación del equipo en comparación con la tubería requerida por un GHE fabricado con HDPE en arreglo slinky lo que permite concluir que el área constructiva necesaria disminuirá. Sí se considera un diámetro de espiral de 1 [m] para la tubería de HDPE se necesitarían cerca de 132 [m<sup>2</sup>] para su instalación mientras que para el GHE fabricado con cobre se requiere un área de 4[m<sup>2</sup>]

La potencia del equipo de bombeo fue muy pequeña para el caso del GHE fabricado con cobre lo que llevo a la decisión de utilizar una bomba marca Grundfos de 245 [W] y controlar su flujo mediante el uso de una válvula de esfera. cumpliendo con uno de los objetivos planteados en este trabajo.

## **CAPÍTULO 3. EVALUACIÓN EXPERIMENTAL E INSTALACIÓN EN CAMPO DEL GHE**

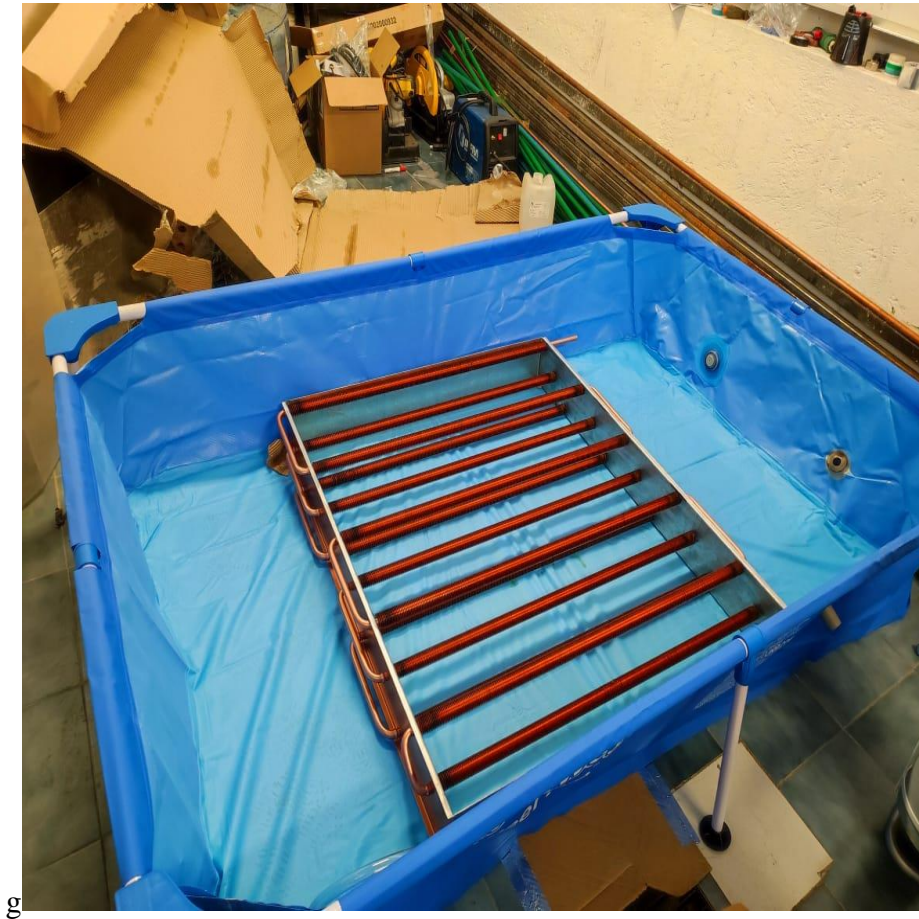
Con el cálculo realizado en el capítulo anterior, se pudo establecer los parámetros geométricos del GHE y se realizó la cotización y adquisición del equipo.

En este capítulo se realizará, en primera instancia, una prueba experimental del equipo en laboratorio para posteriormente instalar el equipo en el sitio elegido. La prueba experimental consistirá en simular el comportamiento del GHE en modo refrigeración esto con el fin de identificar las posibles fallas que se podrían presentar durante su instalación en sitio.

Una vez concluidas las pruebas en el laboratorio se procederá a realizar la instalación en el sitio realizando una excavación de 2 [m] de profundidad por 2 [m] de ancho y largo. Por último, se analizará su desempeño monitoreando la temperatura del suelo y de entrada y salida del GHE con ayuda de dos sensores de temperatura sumergibles modelo DS18B20, un sensor de temperatura modelo Hobo U12 Stainless y un sistema de recolección de datos.

### **3.1. Evaluación experimental GHE**

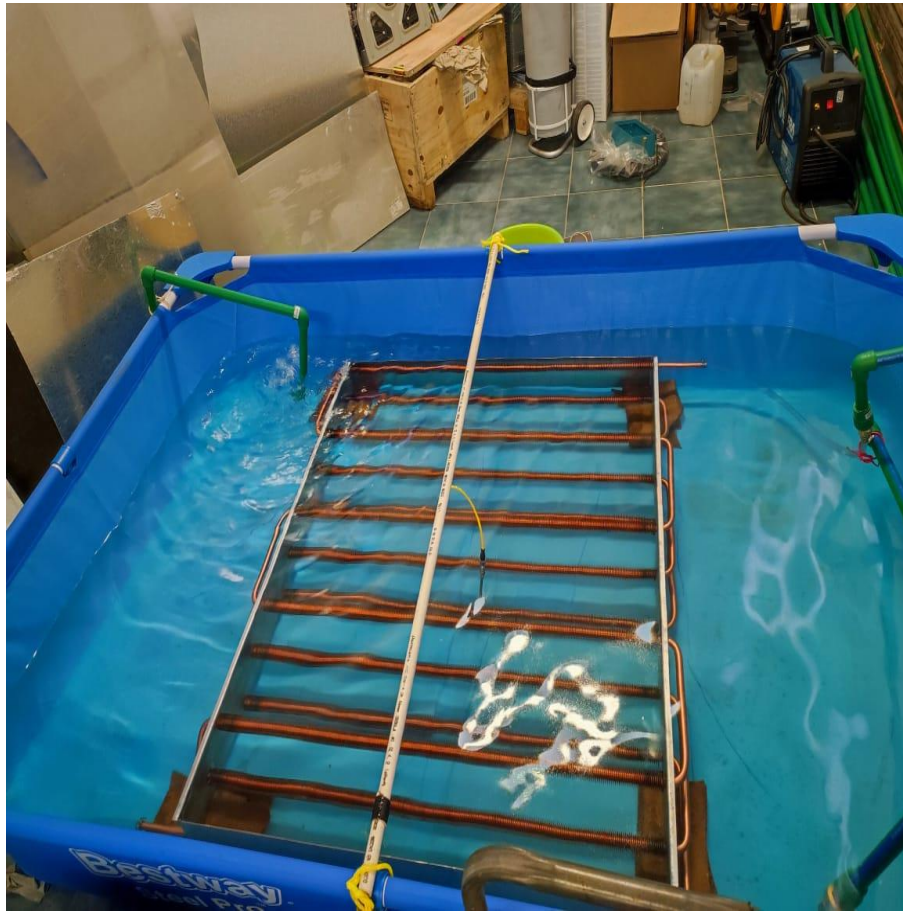
Una vez estimada la longitud necesaria de tubería con aletas se procedió a solicitar la construcción del GHE en una empresa comercial (Fig. 24). El equipo fue fabricado con tubos y aletas de cobre con 8-9 APP y un diámetro de 5/8 y 1 3/8 [in] respectivamente acorde al plano presentado en Anexo 1. Planos de construcción GHE.



*Fig. 24 "GHE con tubos y aletas de cobre"*

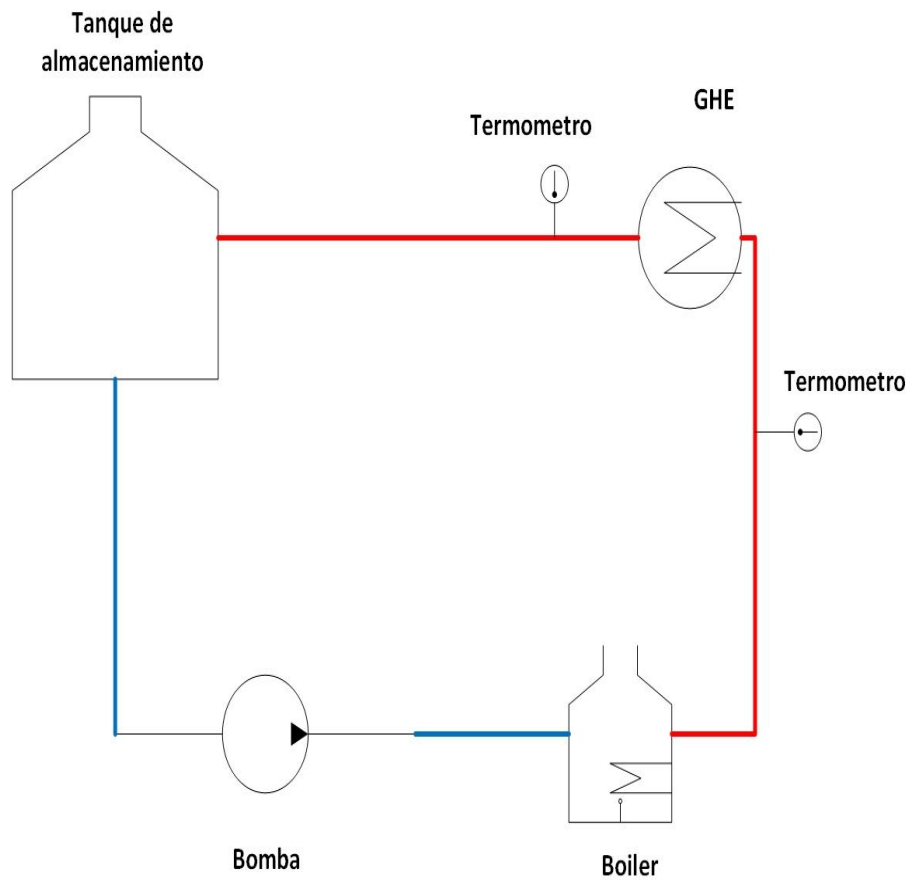
Para corroborar el desempeño del GHE se realizó una prueba previa a su instalación en el sitio. Esta prueba sirvió para identificar las posibles dificultades que se pudieran presentar durante su instalación.

Para la realización de esta prueba se simuló el caso donde el GHE funciona en modo refrigeración manteniendo una temperatura constante a la entrada del GHE y midiendo la temperatura de salida y del ambiente que lo rodea. En esta prueba los mecanismos de transferencia conductivos, considerados para la parte exterior del intercambiador, cambian por mecanismos de convección natural al sumergir el equipo en agua a temperatura ambiente. Se optó por sumergir el equipo (Fig. 25) con el objetivo de medir el aumento de la temperatura del medio circundante al equipo de una manera sencilla y así poder medir el tiempo que tarda en llegar al equilibrio térmico el GHE con el medio que lo rodea.



*Fig. 25 “Experimento GHE”*

Para la realización de esta prueba se conectó el equipo a un tanque de almacenamiento de 450[L] y a un boiler de 3.8 [kW] el cual es el encargado de suministrar agua caliente a la entrada del GHE. Para el equipo de bombeo se utilizó una bomba centrífuga de 246 [W] marca Grundfos y el flujo se controló mediante una válvula de esfera (Fig. 26).



*Fig. 26 "Diagrama del experimento "*

Para garantizar la temperatura de entrada constante se utilizó un sensor y controlador marca OMEGA PT100 (OMEGA, 2022b) y Cni3222 (OMEGA, 2022a)



*Fig. 27 " Sondas RTD con conectores M12 (OMEGA, 2022b) "*



*Fig. 28 " Controlador de Temperatura Cni3222 (OMEGA, 2022a) "*

Una vez instalado se procedió a mantener una temperatura constante de 25.5 [°C] a la entrada del GHE midiendo en intervalos de 10 minutos la temperatura a la salida del GHE y en la alberca. Con esta prueba se obtuvieron los siguientes resultados (Tabla 8):



*Tabla 8 " Resultados experimentales "*

<b>Tiempo [min]</b>	<b>T. Ambiente [°C]</b>	<b>Temperatura entrada [°C]</b>	<b>Temperatura salida [°C]</b>	<b>Temperatura alberca [°C]</b>	<b>Q [kW]</b>	<b>Eficiencia</b>
<b>10</b>	25	25.5	25	24	0.749294	0.19718263
<b>20</b>	24.4	25.5	25	24.5	0.749294	0.19718263
<b>30</b>	24.2	25.5	24	24.6	2.247882	0.59154789
<b>40</b>	24	25.5	25	25	0.749294	0.19718263
<b>50</b>	23.9	25.5	25	25	0.749294	0.19718263
<b>60</b>	24	25.5	25	25	0.749294	0.19718263

Las pruebas realizadas muestran que el GHE presenta una eficiencia de cerca del 20 %, para calcular la eficiencia del intercambiador se utilizó la siguiente expresión: (Yunus A., 2007)

$$\eta = \frac{Q_{IntGeo}}{Q_{boiler}} \times 100\% \quad (53)$$

Donde:

$Q_{boiler}$  – Calor que suministra el boiler [kW]

$\eta$  – Eficiencia del intercambiador

También se pudo observar que al GHE le tomó 60 minutos el establecer el equilibrio térmico con el medio que lo rodea, es decir, el GHE tarda este tiempo en lograr disipar el calor proveniente del radiador de calefacción instalado dentro del hogar en este punto el intercambiador ya no podrá disipar más calor con el medio que lo rodea.

### 3.2. Instalación

Una vez corroborado el desempeño del intercambiador de calor se procedió a su instalación en el sitio para esto se planeó un diagrama previo el cual se puede ver en los anexos de este trabajo (Anexo 4. Diagrama de instalación del GHE). Se inició con la identificación del sitio de instalación, en este caso se eligió un sitio diferente al identificado en la primera visita ubicado unos metros más adelante, debido a que este lugar contaba con los servicios necesarios para el funcionamiento del GHE.

El sitio elegido fue una zona cercana a la falla de los Humeros donde a aproximadamente 15 [cm] de profundidad se obtuvieron mediciones de hasta 50.9 [°C] en el suelo (Fig. 29).



*Fig. 29 "Medición superficial de la temperatura"*

Posteriormente, se realizó una excavación de 2 [m] x 2 [m] x 2[m] con ayuda de una retroexcavadora (Fig. 30). La profundidad de instalación se estableció en 2 [m] debido a que esta es el estándar a la cual se instalan los GHE horizontales.



*Fig. 30 "Excavación en el sitio de instalación"*

Una vez realizada la obra se procedió a tomar mediciones de la temperatura en diferentes puntos de la excavación (Tabla 9):

*Tabla 9 “Variación de la temperatura conforme la profundidad”*

<b>Profundidad [m]</b>	<b>Temperatura [°C]</b>
0.38	55.8
0.7	75.6
1.30	85.9
2	87.6

Como se puede observar la temperatura medida en el sitio de instalación superó a la establecida en el diseño del GHE la cual se estableció en 71 [°C] acorde a las mediciones tomadas en la primera visita de exploración.

Para la instalación del GHE se tamizó una capa de arena en la base de la excavación y se cubrió al GHE con otra capa de arena tamizada (Fig. 31). Este procedimiento se realizó con el fin de garantizar la mayor área de contacto posible entre la aleta de la tubería y el suelo que la rodea.



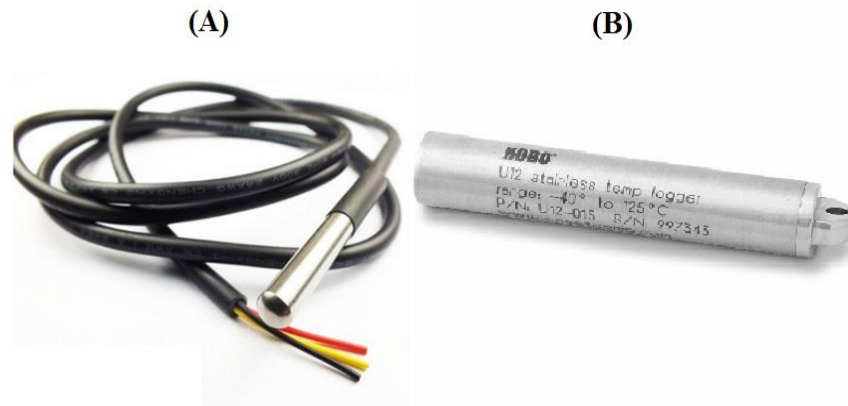
*Fig. 31 “Tamizado de la arena”*

Una vez cubierto el GHE con la arena tamizada se rellenó la excavación y se conectó la tubería de tubo plus con el tanque de almacenamiento y la bomba de circulación (Fig. 32).



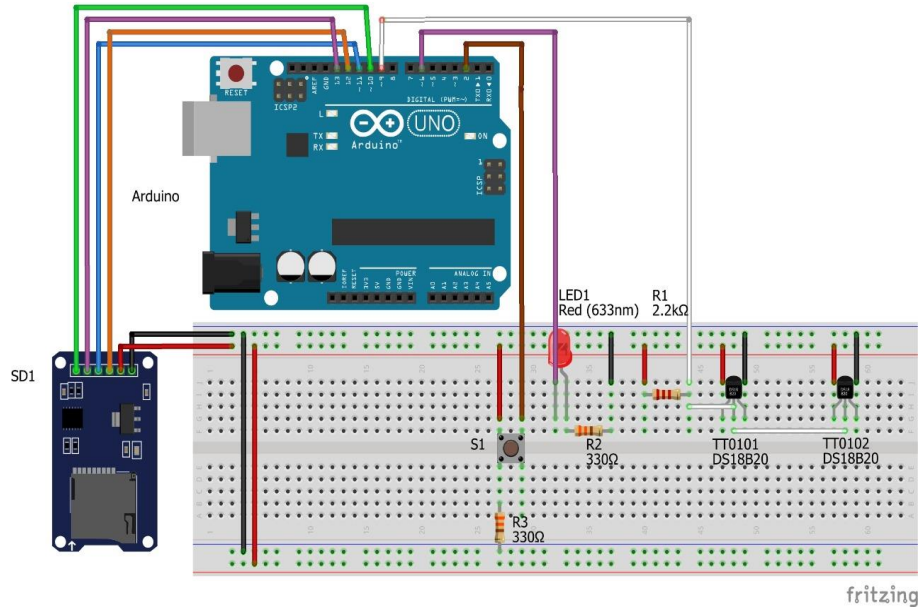
*Fig. 32 "Instalación del GHE"*

Una vez instalados los equipos, se procedió con la toma de mediciones utilizando dos sensores de temperatura tipo sonda modelo Ds18b20 (Circuito digitales de México, 2022) encargado de medir la temperatura del fluido de trabajo y un sensor modelo HOBO U12(ONSET, 2022) encargado de medir la variación en la temperatura del suelo que rodea al GHE.



*Fig. 33 "Sensor de Temperatura Ds18b20 (A) y sensor de temperatura HOBO U12 (B) (ONSET, 2022)"*

Los sensores Ds18b20 (Fig. 33A) fueron conectados a una placa Arduino la cual recopiló las mediciones de la temperatura a la entrada y salida del GHE. Para esto se siguió el siguiente diagrama:



*Fig. 34 "Circuito de recopilación de datos"*

Una vez instalados los componentes del sistema de medición se procedió a tomar mediciones de la temperatura de entrada y salida del GHE durante diferentes horas del día. En apartados posteriores se analizarán los datos obtenidos.

### 3.3. Recolección de datos

Una vez instalado el circuito encargado de recabar los datos se procedió a graficar los datos obtenidos. Las pruebas se realizaron con las siguientes características (Tabla 10) y el flujo se controló mediante el uso de válvulas de esferas, probando con distintos flujos que permitieran analizar el comportamiento del GHE:

*Tabla 10 “Pruebas realizadas en el GHE”*

<b>Prueba</b>	<b>Duración [min]</b>	<b>Temperatura ambiente [°C]</b>	<b>Flujo [kg/s]</b>
<b>1 (Fig. 35)</b>	10.05	14	0.30
<b>2 (Fig. 36)</b>	32.38	18	0.037
<b>3 (Fig. 37)</b>	38.33	20	0.039
<b>4 (Fig. 38)</b>	14.38	20	0.15
<b>5 (Fig. 39)</b>	76.6	14	0.15

Los resultados obtenidos se muestran en las siguientes graficas:

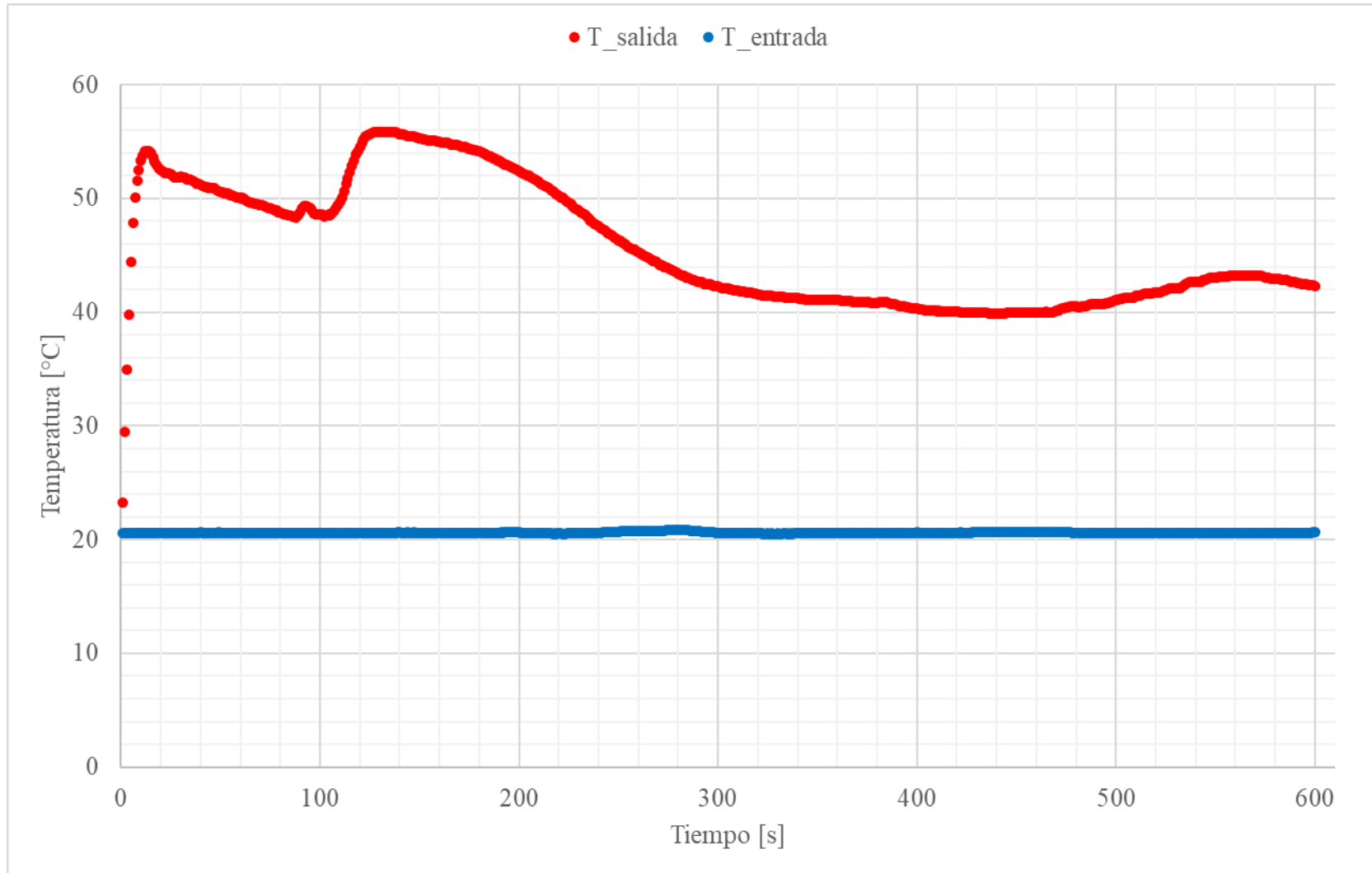


Fig. 35 "Prueba 1"



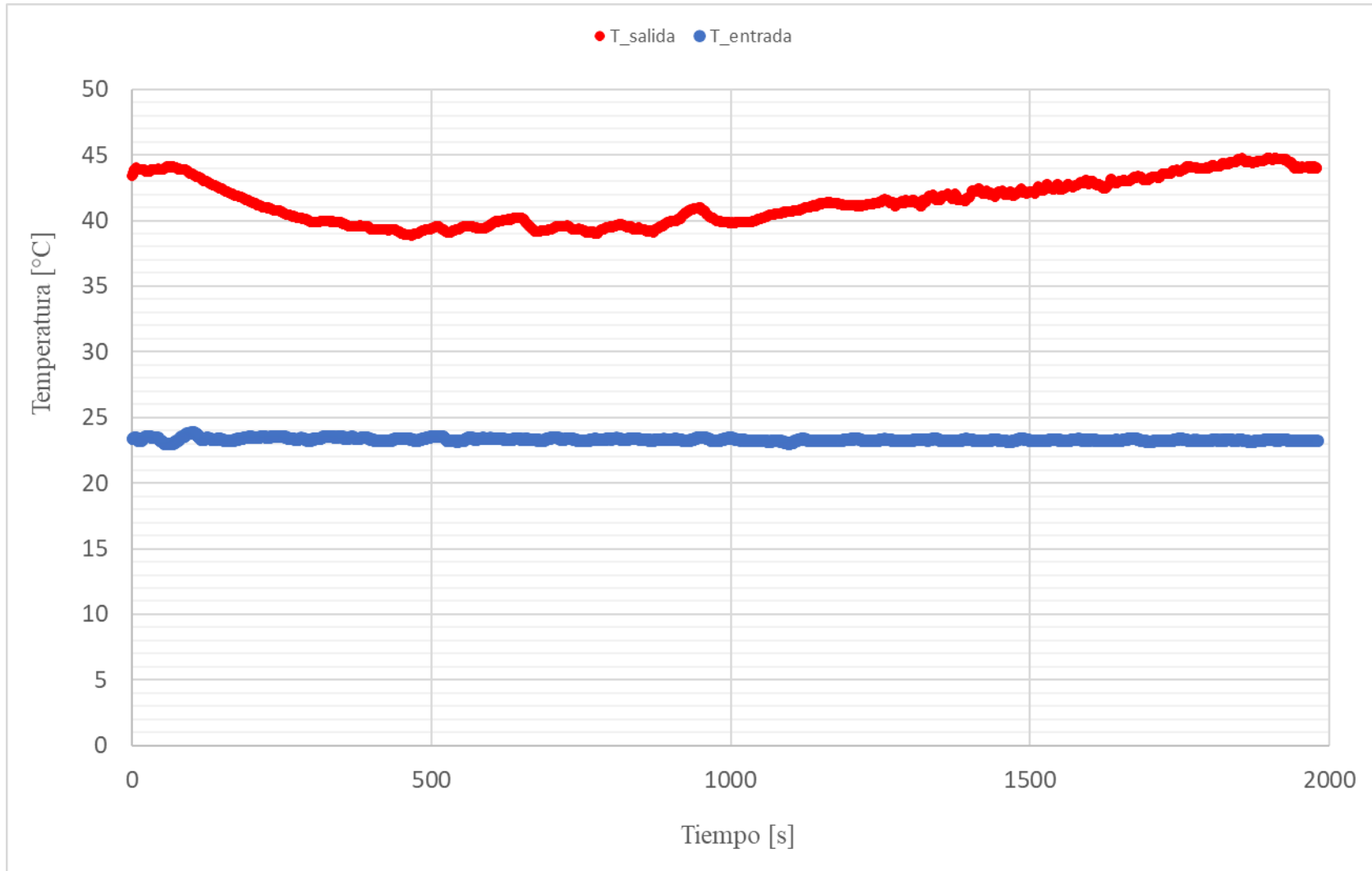
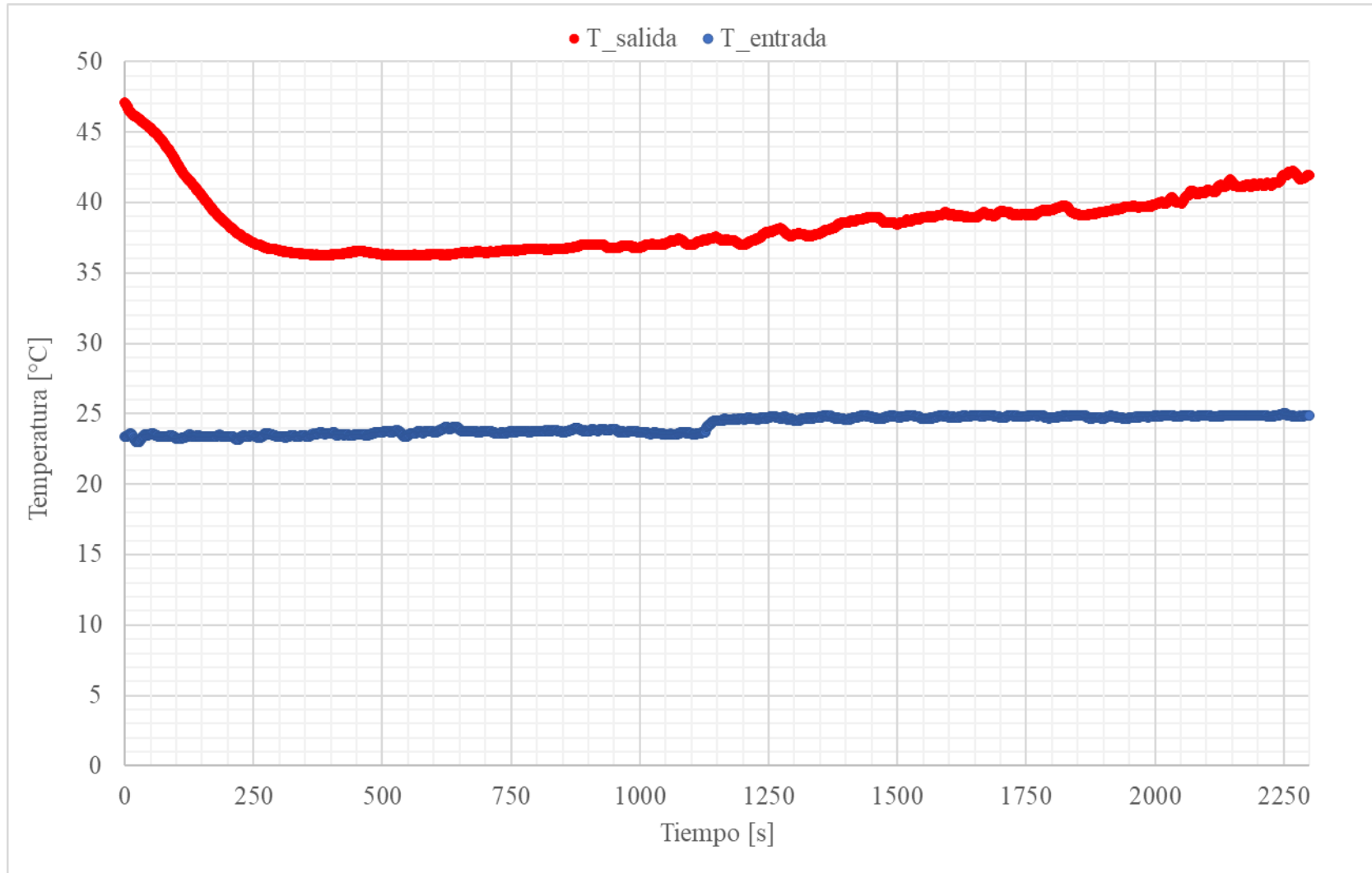
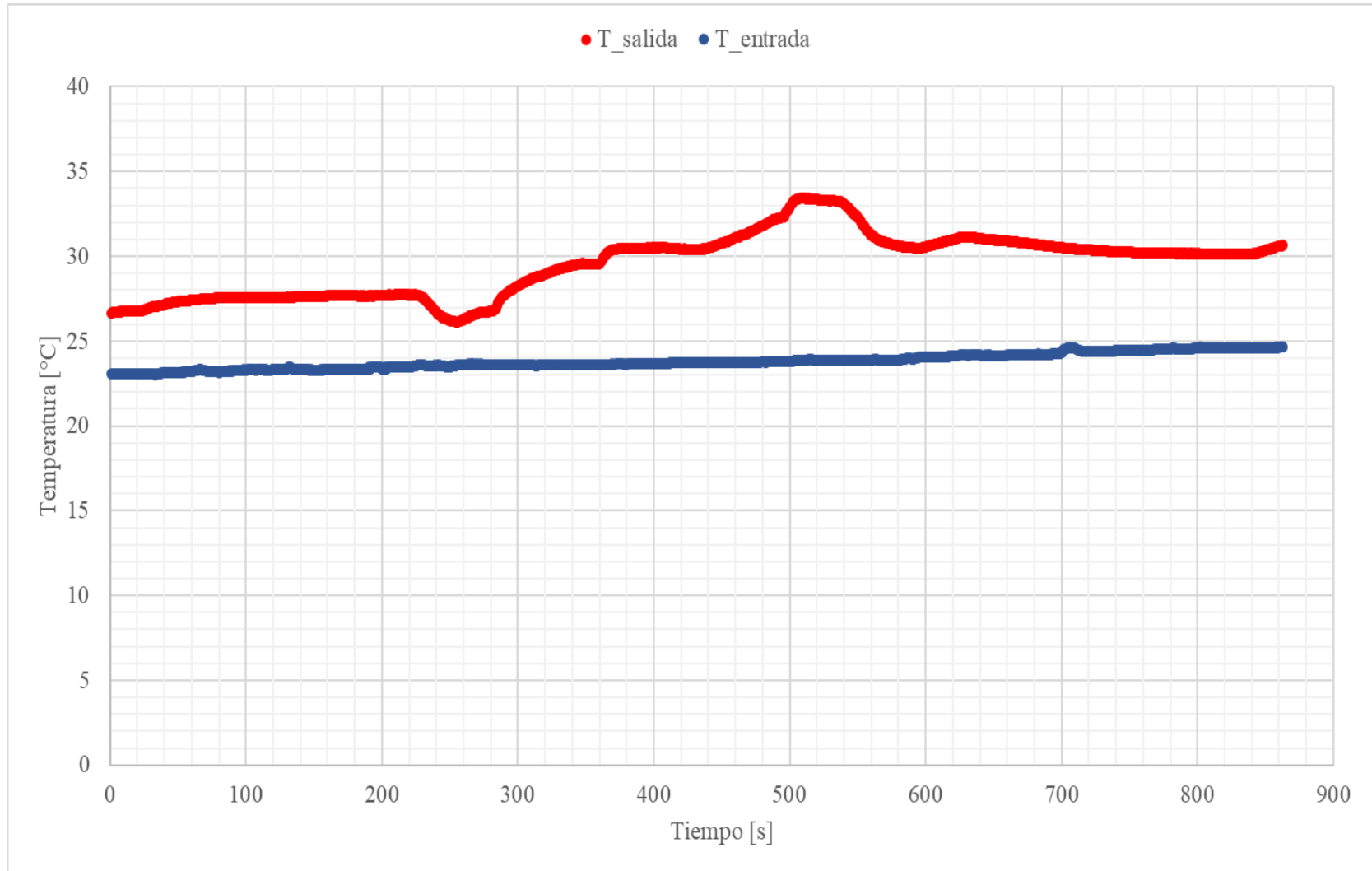


Fig. 36 "Prueba 2"



*Fig. 37 "Prueba 3"*



*Fig. 38 "Prueba 4"*

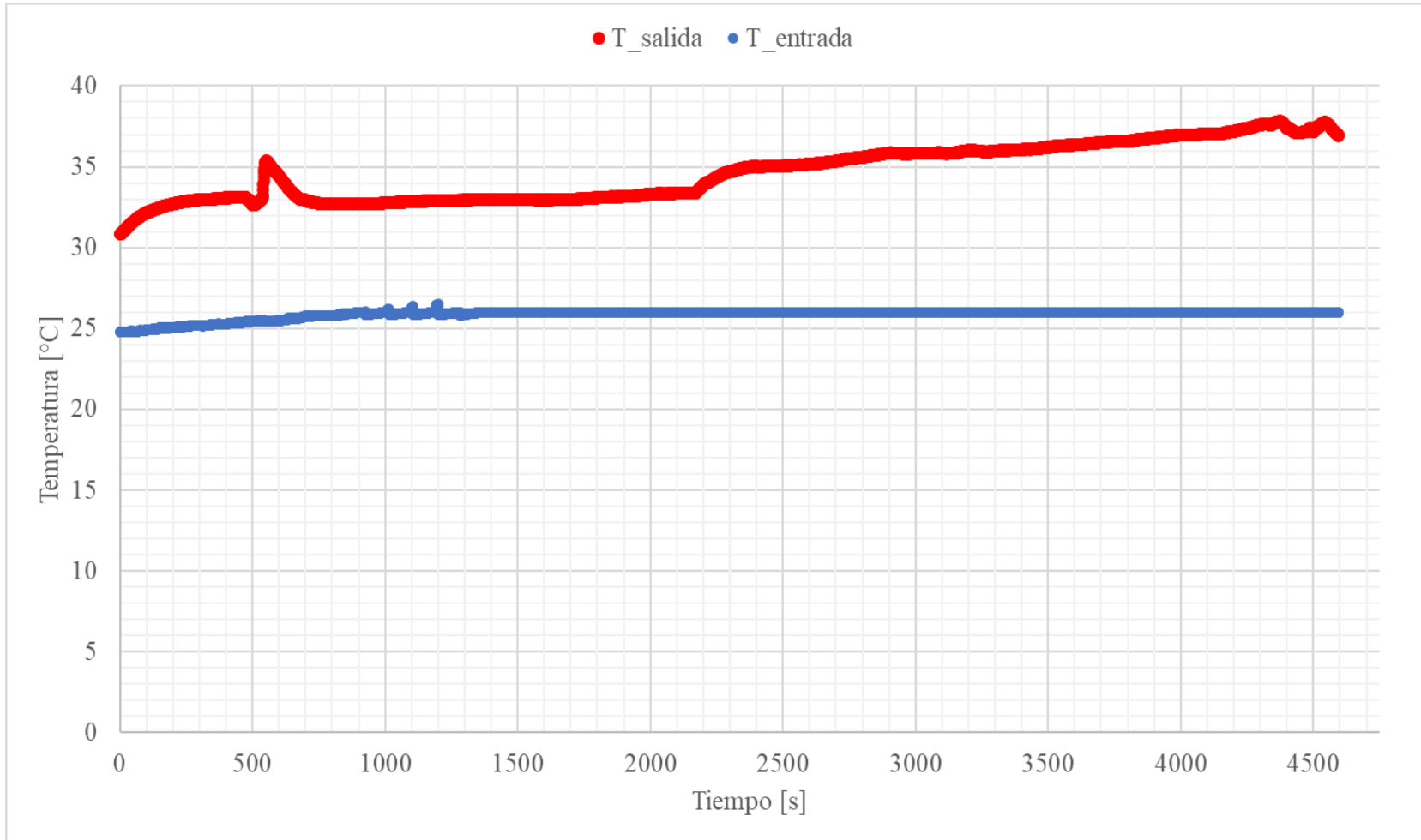


Fig. 39 "Prueba 5"

Durante la realización de las pruebas se presentaron inconvenientes con el suministro de energía eléctrica debido a que en la zona no se cuenta con una buena red eléctrica. Estos inconvenientes provocaron un mal funcionamiento en el equipo de bombeo ya que se presentaban apagados repentinos durante su funcionamiento impidiendo llegar al estado estacionario del equipo, sin embargo, con los datos tomados se puede observar que la temperatura alcanzó una temperatura inicial de 55 [°C] y bajó hasta los 40 [°C] para posteriormente iniciar con el aumento gradual de la temperatura como se puede observar en la primera gráfica (Fig. 35).

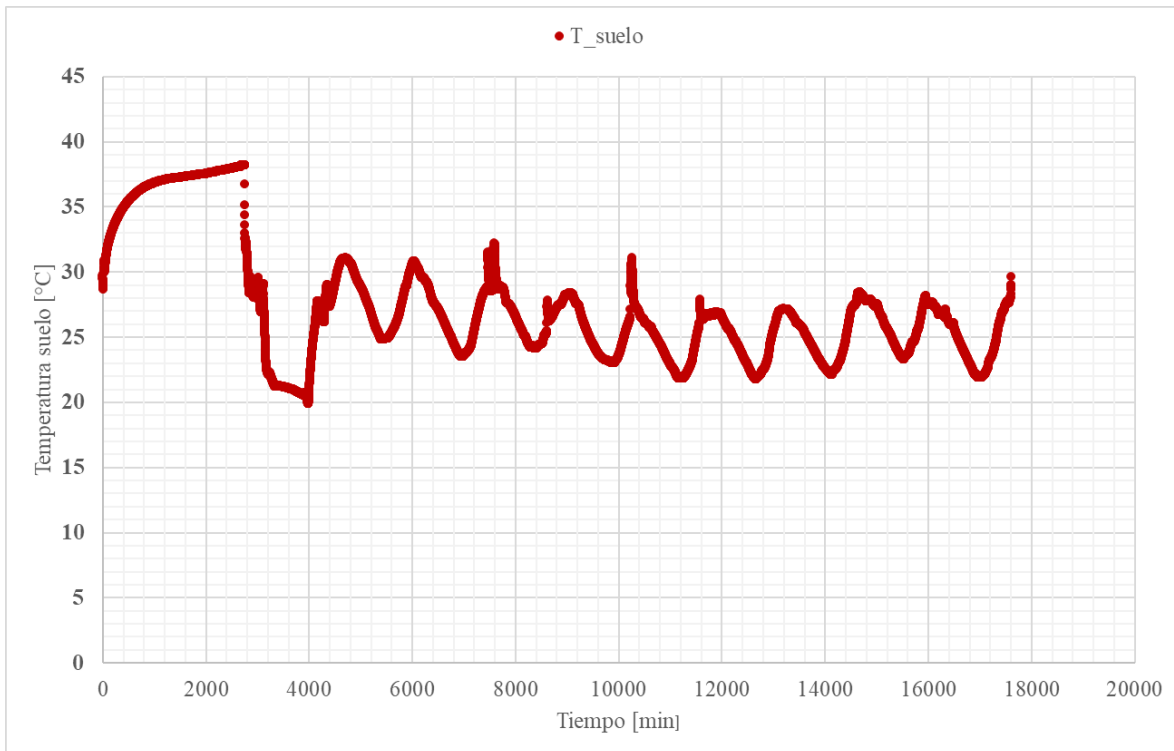
En la segunda gráfica (Fig. 36) se puede observar que la temperatura de salida del fluido de trabajo parte de los 45 [°C] y se observa un incremento gradual, sin embargo, por el mal funcionamiento del equipo de bombeo no se logró alcanzar el estado estacionario, pero se observa que la temperatura vuelve a los 45 [°C] en aproximadamente 33 [min]. En la tercera prueba (Fig. 37) se observa el mismo comportamiento partiendo de los 46 [°C] y mostrando un incremento de temperatura hasta alcanzar más de 40 [°C] en aproximadamente 37.5 [min]. En estas primeras tres pruebas se observó un incremento de temperatura de aproximadamente 20 [°C] entre la entrada y salida del fluido de trabajo. Este delta de temperatura cumple con el incremento establecido en el diseño del GHE en el cual se consideró una temperatura de entrada de 5 [°C] y una temperatura de salida de 25 [°C].

En las últimas dos pruebas realizadas, (Fig. 38) y (Fig. 39), se incrementó el flujo másico hasta aproximadamente 0.15 [kg/s], con esta modificación se pudo observar que el incremento de temperatura pasó de 20 [°C] hasta poco más de 10 [°C].

Como se mencionó anteriormente se tomaron mediciones en el suelo para verificar si la temperatura se mantiene constante durante la operación del GHE, para esta prueba se enterró el sensor HOBO U12 a una profundidad aproximada de 1 [m] y se dejó funcionando durante el periodo de prueba del GHE.

Como se puede observar en la siguiente gráfica (Fig. 40) la temperatura en el suelo se mantuvo en ascenso hasta aproximadamente los 38 [°C] es en este punto donde comienza el descenso de temperatura y en minutos posteriores se registran aumentos y bajadas en la temperatura tomando un valor máximo cercano a los 33 [°C] y un valor mínimo de aproximadamente 20 [°C].

Estas variaciones abruptas en la temperatura del subsuelo se pueden deber a la falta de compactación de la arena originando bolsas de aire que disminuyen la temperatura del terreno, sumado a esto se presentan bajas en la temperatura debido a las bajas temperaturas ambientales registradas en la madrugada que llegan hasta los 5 [°C]. Para trabajo futuro se propone el realizar un sondeo previo en la zona cercana al intercambiador para verificar si el comportamiento es el mismo o si la temperatura del suelo se puede considerar constante como se estableció en un principio en este trabajo, debido al alto potencial geotérmico que se tiene en la zona producto de la falla de los Humeros se esperaría que la temperatura en el terreno no sufriera variaciones relacionadas con la temperatura ambiente.



*Fig. 40 "Variación de la temperatura del suelo"*

### 3.4. Conclusión

Con la prueba experimental realizada en laboratorio se pudo verificar el funcionamiento del equipo, corroborando que no existieran fugas y el procedimiento correcto para su instalación. Además, para trabajo futuro, se puede corroborar el desempeño del equipo en lugares con cuerpos de agua presentes como lo son las lagunas de evaporación donde estos equipos podrían tomar el calor remanente del fluido geotérmico para procesos donde requiera calentar aire o algún otro fluido de trabajo.

Los materiales de construcción elegidos pueden cambiar acorde a la zona de instalación, en este caso, se utilizó cobre debido a su alta conductividad térmica, sin embargo, en la zona que se instaló se encuentra la presencia de ácido sulfhídrico lo cual minimizara la vida útil del equipo ya que el cobre reacciona fácilmente con el ácido.

Como se pudo observar dos de las consideraciones previas realizadas para el diseño del GHE cambiaron en el sitio de instalación, la primera fue la temperatura establecida en el sitio de la cual paso de 71 [°C] a 86 [°C] y la segunda fue la variación de la temperatura en el suelo la cual se consideró constante, en una primera aproximación, pero con los resultados obtenidos con el sensor HOB0 U12 se pudo observar que existe una variación en función de la temperatura ambiental, sin embargo, es posible que esta variación sea producto de una mala compactación del material de relleno y con el tiempo el material se asiente y se minimicen estas variaciones.

Los resultados obtenidos con los sensores sumergibles muestran un delta de temperatura de aproximadamente 20 [°C], con diferentes flujos máxicos, lo cual cumple con el delta de temperatura establecido en el diseño del GHE, sin embargo, este delta de temperatura se puede incrementar si se mantiene un mayor tiempo de operación alcanzando el estado estacionario del equipo. En este caso no fue posible alcanzar este estado debido al mal funcionamiento de la red eléctrica, para evitar este inconveniente, se recomienda para trabajo futuro el instalar una planta de energía y un rectificador que garantice un suministro constante de energía eléctrica a 120 [V].

Con las temperaturas obtenidas en las pruebas realizadas se llegó a la conclusión de que el uso directo de calefacción es una opción viable para implementarse en la zona de instalación.

En este sitio se propone el uso de radiadores de calefacción (RC) como medio para proporcionar calor a los hogares de la zona. Para este caso es posible evitar el uso de la bomba de calor, debido a las altas temperaturas registradas en la salida del GHE, necesitando solo el GHE y el RC. Esta aplicación cubriría una de las necesidades reportadas en el sitio ayudando a disminuir el consumo de madera y con ello evitar la tala excesiva de los bosques y las enfermedades respiratorias.

Para la implementación futuro de este tipo de aplicaciones es importante contar con el apoyo gubernamental y de empresas como CFE con el fin de coordinar un trabajo en conjunto y beneficiar los pobladores.



## CAPÍTULO 4. PROPUESTA DE APLICACIÓN

Con los datos obtenidos en el capítulo anterior se observó que el intercambiador de calor es capaz de alcanzar un delta de temperatura mayor a 20 [°C] alcanzando los 40 [°C], incluso sin haber llegado al estado estacionario del equipo. Aprovechando estos datos, se propone como primera aplicación la implementación de un sistema de calefacción para la población de los Humeros, haciendo uso de un radiador de calefacción y sin la necesidad de implementar una bomba de calor.

En esta aplicación se puede prescindir de una bomba de calor debido a que la temperatura del fluido a la salida del GHE se encuentra por encima de la temperatura mínima establecida para el diseño de los radiadores de calefacción de baja temperatura.

Para el dimensionamiento del RC se tomó como base la habitación de una casa cercana al sitio de instalación del GHE de aproximadamente 24 [m<sup>3</sup>] en la cual se calculó la potencia de calefacción requerida. Con este cálculo se estimó la longitud de tubería requerida para satisfacer la carga térmica. Este cálculo sirve como precedente para que en un trabajo futuro se pueda realizar la instalación de este tipo de sistemas con el fin de disminuir la tala de árboles y las enfermedades respiratorias.

### **4.1. Implementación de los radiadores de calefacción de baja temperatura (RCBT)**

Los sistemas de calefacción están compuestos por un dispositivo que aporta calor, como lo son calderas, calentadores eléctrico o bombas de calor, un fluido de trabajo, el cual es generalmente agua, y un sistema de distribución. Los RC forman parte del sistema de distribución y tienen la función de ceder el calor, proveniente del fluido de trabajo, dentro de la habitación que se desea acondicionar mediante convección.(Rivas, 2022b)

Estos equipos pueden ser clasificados acordes al material de fabricación, en aluminio o chapa de acero, o a la temperatura del fluido que circula dentro de ellos en: radiadores de calefacción de baja temperatura (RCBT), con un rango de impulsión de 35 a 45 [°C], y en radiadores de calefacción de alta temperatura (RCAT), con un rango de 70 a 80 [°C].(Rivas, 2022a)

Para este trabajo se eligió la aplicación de un RCBT debido a que la temperatura que se registró en salida del GHE es de 40 [°C]. Esta será la temperatura de impulsión la cual es la

temperatura a la cual entra el fluido de trabajo al RC. Con el uso del GHE se puede omitir el uso de una bomba de calor o caldera que caliente el fluido de trabajo lo que permite ahorrar en los costos de instalación del equipo. Este tipo de aplicación ya ha sido implementada en las oficinas de la planta geotérmoelectrica de la CFE en los Azufres, Michoacán (Fig. 41). En este sitio se aprovecha el agua remanente de los procesos de generación eléctrica para abastecer un sistema de calefacción utilizado en las oficinas de la planta. Esta agua circula a aproximadamente 50 [°C] y se requieren cerca de 50 [m] tubería de acero con aletas de acero para mantener una temperatura interior de 20 [°C] en tres oficinas de la planta.



*Fig. 41 "RCBT en los Azufres, Michoacán"*

Tomando como base la aplicación antes mencionada, para este trabajo se optó por utilizar tubos con aletas para la fabricación del RCBT. En la habitación elegida se establecieron como condiciones de confort una temperatura interna de 20 [°C] con una humedad relativa del 50 %.

Para la construcción del RCBT se propuso el uso de tubería de cobre con aletas de cobre debido a la alta conductividad térmica que presenta este material. Esta propiedad ayudará a intercambiar una mayor cantidad de calor proveniente del fluido de trabajo con el medio que

lo rodea. El mecanismo de transferencia de calor será convección natural ya que no se utilizará ningún ventilador para impulsar el aire a través de los tubos, simplemente se aprovecharán los efectos de flotación del aire caliente para acondicionar el sitio.

#### 4.2. Cargas térmicas

Para iniciar con el dimensionamiento del RCBT se calculó la potencia de calefacción requerida en el sitio de instalación, iniciando con el cálculo de las cargas térmicas presentes, las cuales se dividieron en dos grupos. El primer grupo son las cargas térmicas constantes, las cuales cubren aparatos eléctricos, personas e iluminación dentro de la habitación que se desea acondicionar. El segundo grupo se denominará cargas variables, y comprenderán aquellas cargas que presenten alguna variación en función de la hora solar, como lo son conducción en muros, techos y ventanas. (Hernández Goribar, 2005)

Para iniciar con el cálculo de las cargas térmicas se establecieron los materiales de construcción y dimensiones del sitio de instalación. El sitio propuesto está construido con muros de tabique de 0.15 [m] de espesor, con acabado pobre por dentro y fuera de la construcción. Cuenta con un techo de lámina de acero de 4 x 1.07 [m] y 0.000318 [m] de espesor y una venta de 0.6 x 0.5 [m] y un espesor de 0.009 [m]. La construcción mide 3 x 4 x 2 [m] y se encuentra a aproximadamente a 10 [m] de la zona de instalación del GHE (Fig. 42).



Fig. 42 “Ubicación del RCBT en los Humeros, Puebla”

#### 4.2.1. Cargas térmicas constantes

Una vez descritas las características del sitio de instalación se establecieron las expresiones correspondientes para el cálculo de las cargas térmicas. Para este cuarto se consideró una ocupación máxima de cinco personas con una actividad física moderada, una relación de ocupación 50-50 y una temperatura ambiente de 20 [°C]. Con estos datos se obtuvo la cantidad de calor sensible ( $q_s$ ) y latente ( $q_l$ ) dentro de la habitación acorde a la siguiente tabla:

*Tabla 11 "Calor sensible y latente para actividades moderadas (Hernández Goribar, 2005)"*

##### Actividad moderada

T [°C]	qs [kcal/h]	ql [kcal/h]
20	76	39
21	72	42
23	65	49
24	62	52
25	58	56
26	54	59

Conociendo el  $q_s$  y  $q_l$ , correspondientes a la ocupación establecida y la actividad, se obtuvo el calor total producido por los habitantes mediante la siguiente expresión (Hernández Goribar, 2005):

$$Q_{TP} = \text{personas} \times (q_s + q_l) \quad (54)$$

Donde:

$$Q_{TP} - \text{calor total producido por las personas} \left[ \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \right]$$

Para las cargas térmicas producidas por la iluminación y los aparatos eléctricos dentro de la habitación se tomó como carga térmica la potencia de consumo de cada aparato y se multiplico por un factor de conversión para pasar de Watts a kilo caloría por hora:

$$Q_{TE} = P_{\text{equipos}} \times 0.86 \quad (55)$$

Donde:

$Q_{TE}$  – calor total producido por los equipos  $\left[\frac{kcal}{h}\right]$

$P_{equipos}$  – Potencia nominal de los equipos [kW]

#### 4.2.2. Cargas variables

Para obtener las cargas térmicas variables en el sitio de instalación se establecieron las propiedades físicas de los materiales de construcción. Estas propiedades están resumidas en la siguiente tabla (Tabla 12):

Tabla 12 “Propiedades físicas de los materiales de construcción (Yunus A., 2007)”

#### Muros

Muros		
<b>Material</b>	Block	
<b>Espesor</b>	0.15	[m]
<b>Color</b>	Claro	
<b>Conductividad térmica</b>	0.182	[Kcal m/ h m °C]
Techo		
<b>Material</b>	Acero	
<b>Espesor</b>	0.0079	[m]
<b>Conductividad térmica</b>	43.16	[Kcal m/ h m °C]
Ventanas		
<b>Material</b>	Vidrio	
<b>Espesor</b>	0.009	[mm]
<b>Factor</b>	0.92	

Una vez establecidas las propiedades físicas de los materiales de construcción se procedió a calcular la carga térmica producida por la conducción de calor del cuarto que se desea acondicionar hacia el medio que lo rodea. Para esto se utilizó la siguiente expresión:(de Bengoechea Olguin, 2022)

$$Q_{M,T} = U_{M,T} A \Delta T_e^* \quad (56)$$

Donde:

$Q_{M,T}$  – calor transferido en muros y techo  $\left[\frac{Kcal}{h}\right]$

$U_{M,T}$  – Coeficiente global de transferencia de calor  $\left[\frac{kcal}{h\ m^2\ ^\circ C}\right]$

$\Delta T_e^*$  – incremento de temperatura equivalente corregido [ $^\circ C$ ]

$A_m$  – Área de transferencia de calor en muros [ $m^2$ ]

El delta de temperatura equivalente corregido se calculó mediante la siguiente expresión: (de Bengoechea Olguin, 2022)

$$\Delta T_e^* = \Delta T_e + (\Delta T_R - 8.3) \quad (57)$$

Donde:

$\Delta T_e$  – Delta de temperatura equivalente [ $^\circ C$ ]

$\Delta T_R$  – Delta de temperatura real [ $^\circ C$ ]

Para la expresión anterior el  $\Delta T_e$  es tomado de las tablas reportadas para bloque de 0.15 [m] de espesor en color claro y para el techo se tomó la tabla reportada para techos expuestos al sol con construcción ligera (Tabla 14). El  $\Delta T_R$  es la diferencia entre la temperatura ambiente y la temperatura de confort establecida.(de Bengoechea Olguin, 2022)

$$\Delta T_R = T_{confort} - T_{amb} \quad (58)$$

Donde

$T_{confort}$  – Temperatura de confort en la habitación [ $^\circ C$ ]

$T_{amb}$  – Temperatura ambiente de diseño en el sitio de instalacion [ $^\circ C$ ]

*Tabla 13 "Delta de temperatura equivalente en bloque de 0.15 [m] (de Bengoechea Olguin, 2022) "*

ORIENTACIÓN/TIEMPO SOLAR	Bloque de 0.15 [m]																
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	0	0	0	0	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	3.5	3	2.5	2
E	2	3	4	5.5	7	7	7	6.5	6	6	6	6	6	6	6	5	4
S	1	1	1	1	1	2	3	5	7	7	7	7	7	5.5	4	3.5	3
O	2	2	2	2	2	2.5	3	3.5	4	6	8	9	10	10	10	8	6

*Tabla 14 "Delta de temperatura equivalente para techos expuestos al sol en construcción ligera (de Bengoechea Olguin, 2022)"*

TIEMPO SOLAR									
Hora	8	10	12	2	4	6	8	10	12
Temperatura	7	21	30	34	28	14	6	2	0

Posteriormente se estableció la expresión correspondiente para obtener el coeficiente global de transferencia de calor en muros y techos: (Yunus A., 2007)

$$U_M = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_{block}}{k_{block}} + \frac{1}{h_e}} \quad (59)$$

$$U_T = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x_{lamina}}{k_{lamina}} + \frac{1}{h_e}} \quad (60)$$

Donde:

$x_{lamina}$  – espesor de la lamina de acero [m]

$x_{block}$  – espesor del block de construcción [m]

$k_{block}$  – Conductividad térmica del block  $\left[ \frac{kcal}{h \ m \ ^\circ C} \right]$

$k_{lamina}$  – Conductividad térmica de la lamina de acero  $\left[ \frac{kcal}{h \ m \ ^\circ C} \right]$

$h_i$  – Coeficiente convectivo interno  $\left[ \frac{kcal}{h \ m^2 \ ^\circ C} \right]$

$h_e$  – Coeficiente convectivo externo  $\left[ \frac{kcal}{h \ m^2 \ ^\circ C} \right]$

El  $h_i$  y  $h_e$  tienen valores prestablecidos, los cuales son 8 y 29.3 [kcal/h m<sup>2</sup> °C] respectivamente. El coeficiente convectivo interno es obtenido para aire quieto y el externo es calculado para aire con una velocidad de 6.7 [m/s].(de Bengoechea Olguin, 2022)

Para la obtención de la carga térmica producido por la conducción en vidrios se utilizó la siguiente ecuación:(de Bengoechea Olguin, 2022)

$$Q_V = A \times FGS \times f_c \quad (61)$$

Donde:

$Q_V$  – calor transferido de la habitacion al medio ambiente en vidrios  $\left[ \frac{Kcal}{h} \right]$

$A_{vidrios}$  – Área de transferencia de calor en vidrios [m<sup>2</sup>]

$FGS$  – Factor de ganancia solar  $\left[ \frac{kcal}{h \ m^2} \right]$

$f_c$  – Factor de corrección



El FGS se tomó de las tablas reportadas para vidrios con una latitud de 20° (Fig. 43) y el factor de corrección en 0.92. (de Bengochea Olguin, 2022)

20° Latitud Norte		Hora Solar												
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21 Junio	N	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	NE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	SE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8
	S	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	SO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220
	NO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220
Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30	
22 Julio y 21 Mayo	N	54	75	62	46	40	38	38	38	40	46	62	75	54
	NE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
	SE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8
	S	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	SO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203
	NO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192
Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8	
24 Agosto y 20 Abril	N	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16
	NE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	SE	78	241	306	292	205	149	54	38	38	35	29	19	5
	S	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	SO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143
	NO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122
Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13	
22 Septiembre y 22 Marzo	N	0	10	6	29	35	38	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
	SE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0
	S	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	SO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0
Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0	
22 Octubre y 20 Febrero	N	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	NE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	SE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0
	S	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	SO	0	10	24	32	35	73	200	322	404	433	396	246	0
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
	NO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0	
21 Noviembre y 21 Enero	N	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	NE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
	SE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0
	S	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	SO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
	NO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0
Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0	
22 Diciembre	N	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	NE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	SE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0
	S	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	SO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0
	NO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
Horizontal	0	10	97	240	366	436	461	436	366	240	97	10	0	

Fig. 43 "Hora solar para vidrios a 20° latitud norte (de Bengochea Olguin, 2022)"

Por último, se sumaron las cargas térmicas constantes y variables para obtener la carga térmica total de calefacción y conocer las condiciones a las cuales debe ser inyectado el aire externo para mantener la temperatura y humedad relativa preestablecidas.

$$Q_{TC} = Q_{TP} + Q_{TE} + Q_{M,T} + Q_V \quad (62)$$

Donde:

$$Q_{TC} - \text{Calor total de calefacción} \left[ \frac{kcal}{h} \right]$$

#### 4.2.3. Condiciones de inyección y potencia de calefacción requerida

Para conocer las condiciones de inyección y la potencia de calefacción requerida se obtuvo la entalpia interna y externa del sitio de instalación con ayuda de la carta psicométrica (). Para la obtención de la entalpia interna se entró con los datos de temperatura de diseño establecida en 5 [°C] y con una humedad relativa del 50 %. La entalpía externa fue obtenida mediante un proceso de calentamiento y posteriormente una humidificación tomando como referencia la humedad absoluta reportada para los 5 [°C] y de ahí se trazó una línea que cruzara con el punto establecido para las condiciones de confort en 20 [°C] y 50 % de humedad relativa. Para esta aplicación de calefacción se puede tomar a la entalpia exterior igual a la entalpia de inyección.

Una vez obtenidas estas entalpias se precedió a calcular la masa exterior de aire con la siguiente expresión:(de Bengoechea Olguin, 2022)

$$m_{ext} = \frac{PCM}{pers} \times \text{personas} \times 1.7 \times 1.2 \quad (63)$$

Donde:

$$\frac{PCM}{pers} - \text{Partículas de humo de cigarro por persona}$$

$$m_{ext} - \text{masa de aire exterior} \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

La masa total de aire se despejo del siguiente balance de energía:

$$Q_{TC} = m_T C P_{aire} \Delta T_R \quad (64)$$

$$m_T = \frac{Q_{TC}}{C P_{aire} \Delta T_R} \quad (65)$$

Donde:

$m_T$  – masa total de aire  $\left[ \frac{kg}{h} \right]$

$CP_{aire}$  – Calor específico del aire  $\left[ \frac{kcal}{kg^\circ C} \right]$

La masa de aire interior se despejó del siguiente balance de masa:

$$m_T = m_{ext} + m_{int} \quad (66)$$

$$m_{int} = m_T - m_{ext} \quad (67)$$

Donde:

$m_{int}$  – masa interior de aire  $\left[ \frac{kg}{h} \right]$

Una vez conocidas las entalpías y masas de aire requeridas se obtuvo la entalpía de mezcla mediante la siguiente expresión:(de Bengoechea Olguin, 2022)

$$h_{mez} = \frac{m_{int}h_{int} + m_{ext}h_{ext}}{m_T} \quad (68)$$

Donde:

$h_{mez}$  – Entalpía de mezcla  $\left[ \frac{kcal}{kg} \right]$

$h_{int}$  – Entalpía de interior  $\left[ \frac{kcal}{kg} \right]$

$h_{ext}$  – Entalpía de exterior  $\left[ \frac{kcal}{kg} \right]$

Por último, se obtuvo la capacidad de toneladas de calefacción requerida para esta habitación con el siguiente balance de energía:

$$Q_{cal} = m_T(h_{mez} - h_{iny}) \quad (69)$$

Donde:

$Q_{cal}$  – calor de calefaccion  $\left[ \frac{kcal}{h} \right]$

$h_{iny}$  – Entalpía de inyección  $\left[ \frac{kcal}{kg} \right]$

#### 4.2.4. Resultados

Con las expresiones antes mencionadas se obtuvieron los siguientes resultados para las cargas térmicas constantes (Tabla 15):

*Tabla 15 "Resultados de las cargas térmicas constantes"*

<b>Calor de las personas</b>		
<b>qs</b>	76	[kcal/h]
<b>ql</b>	39	[kcal/h]
<b>número de personas</b>	5	
<b>QTP</b>	575	[kcal/h]
<b>Calor en electrónicos</b>		
<b>lámparas</b>	258	[kcal/h]
<b>televisión</b>	77.4	[kcal/h]
<b>Celulares</b>	12.9	[kcal/h]
<b>QTE</b>	348.3	[kcal/h]

Con los resultados anteriores se obtuvo una carga térmica constante total de 923.3 [kcal/h].

Para las cargas variables se obtuvieron los siguientes resultados para el coeficiente global de transferencia en techo y muros con los valores de la conductividad térmica reportados anteriormente:

$$U_{muros} = 0.991 \left[ \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

$$U_{techo} = 6.27 \left[ \frac{kcal}{h m^2 \text{ } ^\circ C} \right]$$

Posteriormente, se calculó el área de los muros, techo y ventanas en las diferentes direcciones cardinales (Tabla 16):

*Tabla 16 "Áreas de muros y ventanas"*

<b>ORIENTACION</b>	<b>AREA VIDRIO [m<sup>2</sup>]</b>	<b>AREA MURO[m<sup>2</sup>]</b>	<b>AREA TECHO[m<sup>2</sup>]</b>
<b>NORTE</b>	0	6	12
<b>ESTE</b>	0.6	7.4	
<b>SUR</b>	0	6	
<b>OESTE</b>	0	6	

Una vez calculada el área de los muros, techo y ventanas se procedió a calcular su carga térmica considerando un  $\Delta T_R = 15$  [°C].

*Tabla 17 "Carga térmica en muros acorde a la orientación cardinal"*

Orientación	Hora Solar																
	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
<b>N</b>	41.6	41.6	41.6	41.64	41.64	44.6105	47.58	50.557	53.53	56.503	59.477	62.45	65.4	62.4	59.477	56.5	53.53
<b>E</b>	66	73.4	80.7	91.69	102.7	102.691	102.7	99.024	95.357	95.357	95.357	95.357	95.4	95.4	95.357	88.02	80.689
<b>S</b>	47.6	47.6	47.6	47.58	47.58	53.5302	59.48	71.37	83.263	83.263	83.263	83.263	83.3	74.3	65.423	62.45	59.477
<b>O</b>	53.5	53.5	53.5	53.53	53.53	56.5035	59.48	62.45	65.423	77.316	89.209	95.156	101	101	101.1	89.21	77.316
<b>Σ</b>	-209	-216	-223	-234.4	-245.4	-257.33	-269	-283.4	-297.57	-312.44	-327.31	-336.2	-345	-333	-321.4	-296.2	-271

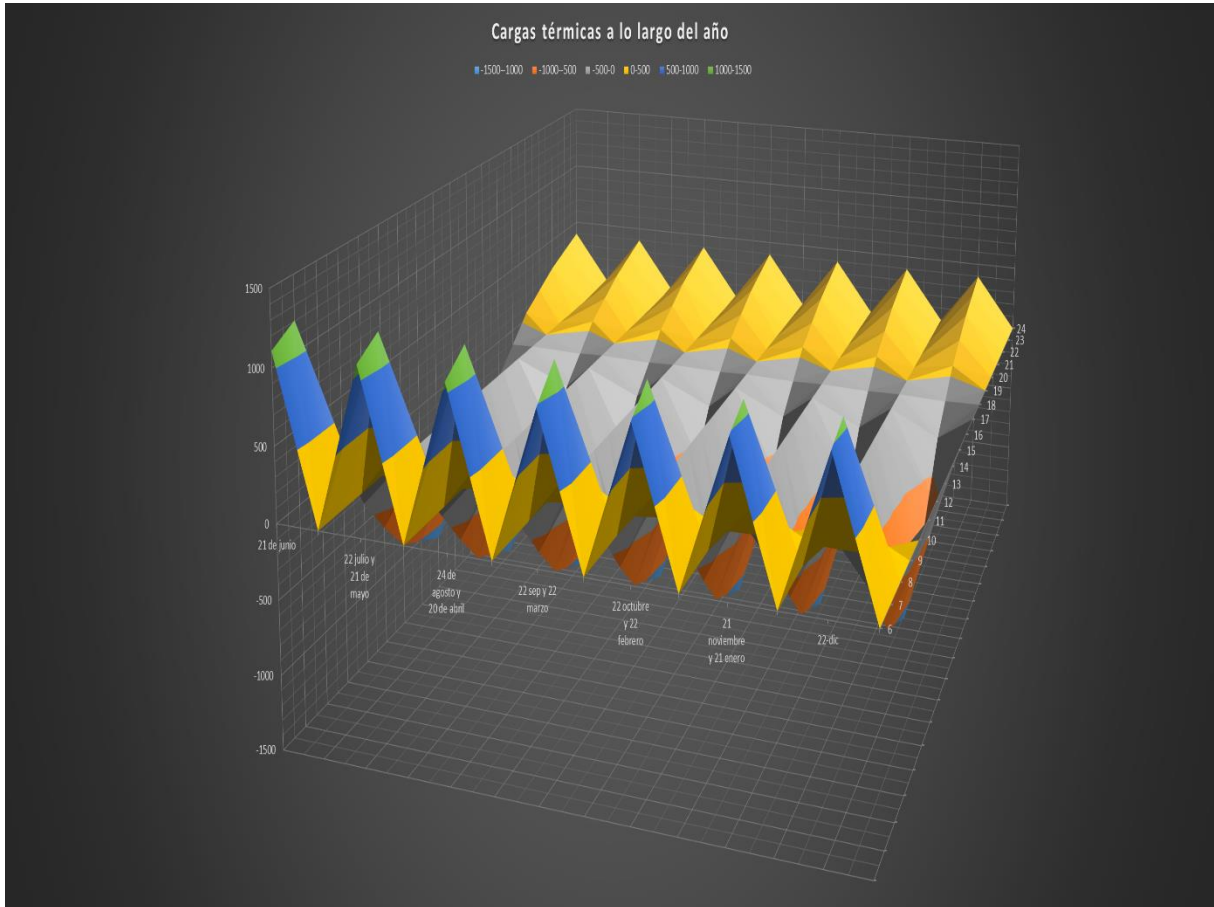
*Tabla 18 "Carga térmica en el techo de la construcción (Elaboración propia)"*

	Hora Solar																
	8	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Q_T</b>	633	949	1265	1469	1672	1762.34	1853	1717.2	1581.6	1265.3	948.99	768.25	588	497	406.76	361.6	316.39
<b>Σ</b>	-633	-949	-1265	-1469	-1672	-1762.3	-1853	-1717	-1581.6	-1265.3	-948.99	-768.3	-588	-497	-406.8	-361.6	-316.4

Tabla 19 "Carga térmica en vidrios con latitud Norte de 20°"

20° Latitud Norte		Hora Solar												
Época	Orientación	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
21-jun	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	120 .88 8	221 .35 2	239 .56 8	213. 624	143. 52	61. 27 2	20. 97 6	20. 97 6	20. 976	20. 976	17. 664	13. 24 8	4.4 16
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22 JULIO Y 21 MAYO	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	112 .05 6	221 .35 2	243 .98 4	216. 936	147. 936	68. 44 8	20. 97 6	20. 97 6	20. 976	19. 32	17. 664	11. 59 2	4.4 16
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24 AGOS TO Y 20 ABRIL	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	78. 936	212 .52	246 .74 4	223. 008	158. 424	76. 17 6	20. 97 6	20. 97 6	20. 976	19. 32	16. 008	10. 48 8	2.7 6
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22 SEPT IEMBR E Y 22 MARZ O	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	0	194 .30 4	243 .98 4	223. 008	155. 664	67. 34 4	20. 97 6	20. 97 6	20. 976	19. 32	16. 008	8.8 32	0
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22 OCTU BRE Y 22 FEBR ERO	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	0	147 .93 6	219 .69 6	210. 864	149. 592	72. 86 4	20. 97 6	20. 97 6	19. 32	17. 664	13. 248	5.5 2	0
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21 NOVIE MBRE Y 21 ENER O	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	0	105 .98 4	191 .54 4	189. 888	135. 792	64. 03 2	19. 32	19. 32	19. 32	16. 008	11. 592	4.4 16	0
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22-dic	N	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	E	0	83. 352	176 .64	181. 056	126. 96	50. 78 4	19. 32	19. 32	17. 664	16. 008	10. 488	2.7 6	0
	S	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	O	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	Σ	311 .88	118 6.8	156 2.1 6	145 8.38 4	101 7.88 8	46 0.9 2	14 3.5 2	14 3.5 2	140 .20 8	128 .61 6	102 .67 2	56. 85 6	11. 59 2

Con estos resultados se procedió a calcular el calor total de calefacción con el objetivo de identificar la época con mayor demanda térmica y dimensionar el RCBT para este escenario (Fig. 44).



*Fig. 44" Calor total de calefacción en las diferentes épocas del año*

Con esto se identificó que la época para la cual se debe diseñar el RCBT es para el 21 de junio ya que en esta fecha se podría presentar la mayor carga térmica.

Una vez conocida la carga térmica de diseño se procedió a calcular las condiciones de inyección, con ayuda de la carta psicrométrica (Anexo 5. Carta psicrométrica), y el tonelaje de calefacción que debe cubrir el equipo obteniendo los siguientes resultados:



*Tabla 20 "Resultados de las condiciones de inyección"*

<b>Cp_aire</b>	0.24	<b>[kcal/kg °C]</b>
<b>h int</b>	9.2	[kcal/kg]
<b>h ext</b>	2.9	[kcal/kg]
<b>h iny</b>	9.2	[kcal/kg]
<b>PCM/pers</b>	20	
<b>Q total</b>	1206.002	[kcal/h]
<b>m ext</b>	204	[kg/h]
<b>m total</b>	328.388991	[kg/h]
<b>m int</b>	124.388991	[kg/h]
<b>h mezcla</b>	5.2863487	[kcal/kg]
<b>Q equipo</b>	1285.2	[kcal/h]
<b>capacidad</b>	0.4284	[TC]

El calor total que debe cubrir el RCBT es de 1285.2 [kcal/h] que al ser transformado a toneladas de calefacción queda en 0.4284[TC].

### 4.3. Radiador de calefacción de baja temperatura (RCBT)

Una vez conocida las toneladas de calefacción requeridas para el sitio propuesto se procedió a dimensionar el RCBT. Este sistema se dimensionó mediante el procedimiento reportado en intercambiadores de calor agua-aire con tubos aletados modificando el cálculo del coeficiente convectivo exterior ya que en este caso se trata de convección natural al no instalarse ningún equipo que impulse el fluido de trabajo externo.

Para la manufactura de este radiador se estableció como material de construcción tubos de cobre de 1/2 [in] de diámetro con aletas de cobre con 1 [in] de diámetro.

#### 4.3.1. Balance de energía

La potencia del radiador de calefacción debe ser igual a la carga térmica requerida en el sitio que se desea acondicionar:

$$Q_{cal} = Q_{radiador} = UA\Delta T_{ml} \quad (70)$$

La diferencia de temperatura se calculará mediante la diferencia media logarítmica (Yunus A., 2007):

$$\Delta T_{ml} = \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (71)$$

$$\Delta T_1 = (T_a - T_s) \quad (72)$$

$$\Delta T_2 = (T_a - T_e) \quad (73)$$

#### 4.3.2. Características geométricas

En este apartado se procederá a definir las características geométricas específicas de los tubos aletados considerando la aportación de área por el uso de aletas. El cálculo se realizará de la misma manera descrita en los apartados anteriores del capítulo 2.

##### 3.2.2 Características geométricas de los tubos aletados.

En este caso el intercambio de calor será agua-aire a diferencia del GHE donde es agua-tierra. Esta diferencia permitirá establecer un valor de  $\Psi$  del 95 %. Este valor es tomado de la recomendación realizada en **Handbook for transversely finned tube heat exchanger design**. (Pis'mennyi et al., 2016)

#### 4.3.3. Área de transferencia de calor

Conociendo las características geométricas del tubo aletado se calculará el área requerida que deberá tener el intercambiador de calor para cubrir con la demanda térmica solicitada siguiendo la siguiente expresión:(Pis'mennyi et al., 2016)

$$Q_{IntGeo} = UA\Delta T_{ml} \quad (74)$$

$$A = \frac{(Q_{IntGeo})}{U(\Delta T_{ml})} \quad (75)$$

Para determinar el área de transferencia necesaria se requiere conocer el coeficiente global de transferencia de calor que será definido posteriormente

#### 4.3.4. Coeficiente global de transferencia de calor

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor global se seguirá la siguiente expresión, reportada en:(Pis'mennyi et al., 2016)

$$U = \frac{\Psi}{\frac{A}{A_{in}} \frac{1}{h_{\infty int}} + \frac{A}{A_{in}} R_{pared} + \frac{1}{h_{\infty ext}}} \quad (76)$$

En este tipo de intercambiadores de calor el valor de  $R_{pared}$  puede ser ignorado ya que es mucho menor que la resistencia térmica convectiva, por lo tanto, la expresión anterior puede ser simplificada de la siguiente manera (Pis'mennyi et al., 2016):

$$U = \frac{\Psi}{\frac{A}{A_{in}} \frac{1}{h_{\infty int}} + \frac{1}{h_{\infty ext}}} \quad (77)$$

#### 4.3.5. Cálculo del coeficiente convectivo interno y externo

Para el cálculo del coeficiente convectivo interno se seguirá el mismo procedimiento descrito en el intercambiador de calor de tubos aletados utilizando la corrección de Genielinski y la velocidad promedio dentro de los tubos se calculará siguiendo la misma expresión que se usó en el apartado **3.2.3. Velocidad promedio en los tubos aletados** considerando el diámetro exterior de los tubos disponibles para la manufactura del radiador de calefacción.

Para el caso del coeficiente de convección externo, donde se carece de un ventilador o bomba que impulse el fluido de trabajo que en este caso es aire atmosférico, se considerará que el aire se calentará por efecto de la convección natural por lo cual se empleará la siguiente correlación del número de Nusselt utilizada en tubos aletados horizontales (Hahnez & Zhus, 1994) :

$$Nu = \frac{h_{\infty ext} d_{eff}}{k_{aire}} = 0.24 \left( Gr \cdot Pr \frac{b}{d} \right)^{1/3} \quad (78)$$

$$d_{eff} = d_{ext} + f \quad (79)$$

$$f = \frac{D_{aleta} - d_{ext}}{2} \quad (80)$$

$$Gr = \frac{\beta g d_{eff}^3}{\nu_{aire}^2} \quad (81)$$

Donde:

$\nu_{aire}$  – Viscosidad cinemática aire  $\left[ \frac{m^2}{s} \right]$

$\beta$  – Coeficiente de expansión volumétrica del aire  $\left[ \frac{1}{^\circ C} \right]$

$g$  – Aceleración gravitacional  $\left[ \frac{m}{s^2} \right]$

$h_{aire}$  – coeficiente convectivo del aire exterior  $\left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$

$d_{eff}$  – diámetro efectivo [m]

$k_{aire}$  – Conductividad térmica del aire exterior  $\left[ \frac{W}{m K} \right]$

$Gr$  – Número de Grashof

$Pr$  – Número de Prandtl

$b$  – espaciado entre aletas [m]

$d_{ext}$  – diámetro exterior del tubo aletado [m]

$D_{aleta}$  – Diámetro aleta [m]

$f$  – altura de la aleta [m]

La expresión anterior es válida para  $10^3 < Gr \cdot Pr < 10^7$ . Una vez obtenido el número de Nusselt se despejará el coeficiente convectivo quedando de la siguiente expresión:

$$h_{\infty ext} = \frac{K_{aire} Nu}{d_{eff}} \quad (82)$$

Con este coeficiente se podrá calcular la resistencia térmica del aire exterior y se podrá seguir el procedimiento establecido para el diseño de intercambiadores de calor agua-aire con tubos aletados.

#### 4.3.6. Longitud del tubo aletado

Una vez definidos todos los parámetros físicos y geométricos que rigen el comportamiento del radiador de calefacción propuesto, se procederán a calcular la longitud de tubo necesaria para cubrir con la demanda térmica propuesta.

Para estimar la longitud se dividirá el área de transferencia de calor total entre el área ocupada por un metro de tubería: (Pis'mennyi et al., 2016)

$$L_{IntGeo} = \frac{A}{A_1} \quad (83)$$

#### 4.4. Resultados

Una vez establecidas las expresiones que gobiernan el comportamiento del RCBT se obtuvo la longitud de tubería requerida para cubrir la demanda térmica del lugar. Las características físicas y geométricas de la tubería y fluido de trabajo son las siguientes:

*Tabla 21 “Propiedades de los fluidos de trabajo”*

<b>Fluido de trabajo interno</b>		
<b>Fluido de trabajo</b>	Agua	
<b>Conductividad térmica</b>	0.607	[W/m °C]
<b>Difusividad térmica</b>	1.39E-07	[m <sup>2</sup> /s]
<b>Viscosidad dinámica</b>	0.001	[Pa s]
<b>Densidad</b>	1000	[kg/m <sup>3</sup> ]
<b>CP</b>	4.186	[kJ/kg K]
<b>Temperatura entrada</b>	40	[°C]
<b>Temperatura salida</b>	37.144	[°C]
<b>Fluido de trabajo externo</b>		
<b>Fluido de trabajo</b>	Aire	
<b>Conductividad térmica</b>	0.2	[W/m °C]
<b>Viscosidad cinemática</b>	1.33E-05	
<b>Tubería</b>		
<b>diámetro externo</b>	0.0127	[m]
<b>diámetro interno</b>	0.0107	[m]
<b>diámetro aleta</b>	0.0254	[m]
<b>Conductividad térmica</b>	352	[W/m °C]

Para el dimensionamiento del RCBT se estableció el flujo másico en 0.15 [kg/s] con una temperatura de entrada al radiador de 35 [°C] estos datos se eligieron debido a que fue el

escenario donde la temperatura ambiente registrada fue la menor en 14 [°C]. Con estos datos la longitud de tubería requerida para la habitación es la siguiente (Tabla 22):

*Tabla 22 “Resultados”*

<b>Flujo másico</b>	0.15	[kg/s]
<b>Velocidad promedio</b>	1.668145093	[m/s]
<b>factor de fricción</b>	0.026928574	
<b>Nusselt</b>	135.5970003	
<b>Re</b>	17849.1525	
<b>Pr</b>	7.194244604	
<b>Coefficiente convectivo interno</b>	7692.278431	[W/m <sup>2</sup> °C]
<b>Coefficiente beta</b>	0.003411223	
<b>gravedad</b>	9.79	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>viscosidad cinemática</b>	0.0000133	[Pa s]
<b>GRASSHOF</b>	84844.29494	
<b>Prandtl</b>	0.7	
<b>b</b>	0.003	
<b>d</b>	0.0127	
<b>Nusselt</b>	5.788383737	
<b>Conductividad térmica del aire</b>	0.02	w/m k
<b>Coefficiente convectivo externo</b>	4.55778247	
<b>Resistencia convectiva interna</b>	0.219404942	
<b>Resistencia convectiva externa</b>	0.001157247	
<b>Resistencia térmica total</b>	0.22056219	[m K/W]
<b>Área de transferencia de calor</b>	12.76637512	[m <sup>2</sup> ]
<b>Longitud de tubería</b>	42.66313292	[m]
<b>Toneladas de calefacción</b>	1507.968	[W]
<b>Coefficiente global de transferencia de calor</b>	4.307175229	
<b>ΔT</b>	27.42407474	[°C]
<b>Área necesaria</b>	12.76637512	[m <sup>2</sup> ]
<b>Longitud de tubería</b>	42.66313292	[m]

#### 4.5. Conclusión

Con los resultados obtenidos en la parte experimental se logró obtener una temperatura óptima para la implementación de un sistema de calefacción que no requiera la utilización de una bomba de calor. El sistema propuesto fue un radiador de calefacción de baja temperatura el cual requiere una temperatura de entrada de 35 [°C]. Esta temperatura se alcanzó durante las pruebas realizadas con un flujo másico de 1.15 [kg/s].

Una vez elegido el tipo de radiador adecuado para la zona se establecieron las condiciones de confort en 20 [°C] y 50 % de humedad relativa. Con estas consideraciones se calculó la carga de calefacción requerida para la habitación elegida la cual fue de 0.4284 [TC].

Con esta carga térmica se calculó la longitud de tubería requerida, estableciendo como material de fabricación tubería de cobre con ½ [in] de diámetro y aletas de 1 [in] de diámetro. Con estas características se obtuvo que para acondicionar la habitación se requieren 42.67 [m] de tubería con aletas.

Esta implementación puede ser el inicio de las diversas aplicaciones que se le pueden dar en el sitio de instalación.

## CAPÍTULO 5. EVALUACIÓN PRELIMINAR ECONÓMICA

Como se ha observado el GHE diseñado disminuyó de manera considerable el área de instalación requerida y la longitud de tubería utilizada normalmente en los GHE fabricados con HDPE. Esta característica podría ser una gran ventaja que impulse su implementación en un mayor número de sitios, disminuyendo el uso de sistemas tradicionales de calefacción impulsados por combustibles fósiles. Además, esta característica representa un ahorro en la inversión inicial ya que los GHE verticales y horizontales requieren de amplias áreas o profundizas de instalación, según sea el caso, lo que ha mermado su aplicación.

Con base en esta característica, en este capítulo, se pretende comparar el costo de instalación de un GHE fabricado con HDPE con el diseño propuesto fabricado con tubería de cobre con aletas con el fin de verificar si este ahorro en la excavación es un factor importante que disminuya los costos totales de instalación y vuelva viable el prototipo económicamente.

Para este análisis se compararon los costos que representan la instalación de las dos propuestas para una misma carga térmica de 3 [TC] y una vez realizada se podrá determinar si el diseño propuesto es la opción viable técnica y económicamente para este tipo de sistemas en aplicaciones de calefacción.

### 5.1. CAPEX

Para iniciar con el análisis se establecerá el monto de inversión necesario para la instalación de un GHE fabricado con HDPE y la propuesta establecida en este trabajo. En esta inversión es conocida como CAPEX y en ella se consideró todos los equipos necesarios para el funcionamiento del GHE como lo son: bombas de circulación, tanques de almacenamiento, gastos eléctricos y costos de perforación y relleno.

El costo de luz eléctrica se calculó considerando las diferentes tarifas establecidas acorde al tipo de consumo. El costo de perforación y relleno se obtuvieron con base en los precios unitarios publicados en el tabulador de precios unitarios de la Ciudad de México para una zona tipo B clase II. El costo de manufactura del GHE fabricado con tubos de cobre con aletas fue obtenido de la empresa *ITISA* y la cotización de la tubería de HDPE se realizó con la empresa *Tuberías de polietileno*. Estas cotizaciones se encuentran en el apartado de anexos y el CAPEX se encuentran en la siguiente tabla:



*Tabla 23 “CAPEX para el GHE fabricado con HDPE”*

	Cantidad	unidad	Costo unitario	año						Total
				0	10	20	30	40	50	
<b>Inversiones fijas</b>				\$161,605.52						\$161,605.52
<b>Excavación</b>	352.176	[m^3]	\$322.31	\$113,509.85	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$113,509.85
<b>Relleno</b>	352.176	[m^3]	\$95.95	\$33,791.29	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$33,791.29
<b>Tubería</b>	417.56	[m]	\$22.80	\$9,519.26	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$9,519.26
<b>Bomba centrífuga</b>	1		\$2,386.12	\$2,386.12	\$2,386.12	\$2,386.12	\$2,386.12	\$2,386.12	\$0.00	\$11,930.60
<b>tanque</b>	1		\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$0.00	\$11,995.00
<b>CAPEX</b>				\$161,605.52	\$4,785.12	\$4,785.12	\$4,785.12	\$4,785.12	\$0.00	\$180,746.00

*Tabla 24 “CAPEX para el GHE fabricado con tubería de cobre con aletas”*

	Cantidad	unidad	Costo unitario	año						Total	
				0	10	20	30	40	50		
<b>Inversiones fijas</b>				\$36,721.2							\$36,721.21
<b>Excavación</b>	12.5	[m <sup>3</sup> ]	\$322.31	\$4,028.9	\$4,028.88	\$4,028.88	\$4,028.88	\$4,028.88	\$0.00		\$20,144.38
<b>Relleno</b>	12.5	[m <sup>3</sup> ]	\$95.95	\$1,199.38	\$1,199.38	\$1,199.38	\$1,199.38	\$1,199.38	\$0.00		\$5,996.88
<b>GHE cobre</b>	1		\$26,100.0 0	\$26,100.0	\$26,100.0	\$26,100.0	\$26,100.0	\$26,100.0	\$0.00		\$130,500.00
<b>Bomba centrifuga</b>	1		\$2,993.96	\$2,993.96	\$2,993.96	\$2,993.96	\$2,993.96	\$2,993.96	\$0.00		\$14,969.80
<b>tanque</b>	1		\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$2,399.00	\$0.00		\$11,995.00
<b>CAPEX</b>				\$36,721.2	\$36,721.2	\$36,721.2	\$36,721.2	\$36,721.2	\$0.00		\$183,606.05

## 5.2. OPEX

En este apartado se definirán los gastos operacionales, para un plazo de 50 años, los cuales incluyen electricidad, remplazo de tanques, bombas y GHE en el caso del manufacturado con cobre. Para El funcionamiento del GHE fabricado con HDPE se estableció un periodo de vida útil de 50 años. Este periodo se estableció debido a que es la vida útil mínima esperada para el HDPE (Geosai, 2022) y para el GHE fabricado con cobre se estableció un periodo preliminar de vida útil de 10 años, aunque según diversos fabricantes esta puede alcanzar hasta un siglo de duración (Alsimet, 2017), sin embargo, debido a las características físicas del sitio de instalación se optó por tomar un periodo de duración menor.

El consumo eléctrico se calculó con base en las tarifas establecidas por CFE considerando un periodo de funcionamiento de 16 horas.

Por último, se estableció el valor de la depreciación anual acorde a los porcentajes establecidos por el diario oficial de la federación considerando 5 % para infraestructura y 20% para maquinaria. En las tablas siguientes solo se muestra el primer ciclo de 10 años para los ciclos posteriores las depreciaciones y reinversiones se repiten.

*Tabla 25 “OPEX GHE fabricado con HDPE”*

<b>Año</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>9</b>	<b>10</b>
<b>Reinversión</b>										\$4,785.12
<b>Electricidad</b>	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5
<b>Excavación</b>	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5
<b>relleno</b>	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6
<b>Bomba centrífuga</b>	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
<b>Tanque</b>	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
<b>Tubería</b>	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
<b>Depreciaciones</b>	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1
<b>Total</b>	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$5,668.6	\$5,668.6	\$5,668.6	\$5,668.6	\$883.5
<b>OPEX</b>	\$78,482.8									

*Tabla 26 “OPEX GHE fabricado con cobre”*

.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>Reinversiones</b>										\$36,721.21
<b>Electricidad</b>	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45	\$1696.45
<b>GHE</b>	\$5,220.00	\$5,220.0	\$5,220.0	\$5,220.0	\$5,220.0	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Bomba</b>	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Deposito agua</b>	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Excavación</b>	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Relleno</b>	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Depreciación</b>	\$7,344.24	\$7,344.2	\$7,344.2	\$7,344.2	\$7,344.2	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
<b>Total</b>	\$5,647.8	\$5,647.8	\$5,647.8	\$5,647.8	\$5,647.	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$38,417.67
<b>OPEX</b>	-\$48,101.55									

### 5.3. Valor presente neto (VPN)

Finalmente, para indicar cuál de las propuestas tiene mayor viabilidad económica se realizó el cálculo del VPN el cual permite incorporar el valor del dinero en el tiempo con la determinación de los flujos de efectivo del proyecto con el objetivo de poder comparar los flujos de cada propuesta en un periodo de tiempo. (Financiera, 2004)

Para determinar el VPN se utilizó la siguiente expresión: (HubSpot, 2022)

$$VPN = \frac{F}{(1 + i)^n} \quad (84)$$

Donde:

*VPN* – Valor presente neto

*F* – Flujo de efectivo neto

*i* – Tasa de descuento

*n* – numero de periodos

Para este caso se utilizó una tasa de descuento del 12% acorde al reportado en el diario oficial de la federación (DOF, 2021). Con estas consideraciones los resultados fueron los siguientes

Tabla 27 “Valor presente neto del GHE fabricado con HDPE”

Año	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Reinversión										\$4,785.12
Electricidad	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5	\$1,696.5
Excavación	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5	\$5,675.5
Relleno	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6	\$1,689.6
Bomba centrífuga	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$477.2	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
Tanque	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$479.8	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
Tubería	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$1,903.85	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0	\$0.0
Depreciación	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$10,225.9	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1	\$7,365.1
Total	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$8,529.5	\$5,668.6	\$5,668.6	\$5,668.6	\$5,668.6	\$883.5
OPEX	\$78,482.8									
<b>Tasa de interés</b>	12%	0.893	0.797	0.712	0.636	0.567	0.507	0.452	0.404	0.361
<b>CAPEX</b>	<b>\$161,605.52</b>	\$7,615.61	\$6,799.65	\$6,071.11	\$5,420.64	\$4,839.85	\$2,871.89	\$2,564.19	\$2,289.45	\$2,044.15
<b>VPN</b>	<b>\$50,754.16</b>									
	<b>-\$110,851.35</b>									

Tabla 28 “Valor presente neto del GHE fabricado con cobre”

Año	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Reinversiones										\$36,721.21
Electricidad	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552	1696.4552
GHE	\$5,220.00	\$5,220.00	\$5,220.00	\$5,220.00	\$5,220.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Bomba	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$598.79	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Deposito agua	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$479.80	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Excavación	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$805.78	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Relleno	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$239.88	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Depreciaciones	\$7,344.24	\$7,344.24	\$7,344.24	\$7,344.24	\$7,344.24	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00	\$0.00
Total	\$5,647.79	\$5,647.79	\$5,647.79	\$5,647.79	\$5,647.79	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$1,696.46	-\$38,417.67
OPEX	-\$48,101.55									
Tasa de interés	12%	0.893	0.797	0.712	0.636	0.567	0.507	0.452	0.404	0.361
CAPEX	<b>\$36,721.21</b>	\$5,042.67	\$4,502.38	\$4,019.98	\$3,589.27	\$3,204.71	-\$859.48	-\$767.39	-\$685.17	-\$611.76
	VPN	<b>\$7,572.53</b>								
		<b>-\$29,148.68</b>								



#### 5.4. Conclusiones

Como se puede observar la inversión inicial para el GHE fabricado con HDPE es aproximadamente 4 veces mayor a la que es necesaria para instalar la propuesta fabricada con cobre. Este costo es tan alto es debido a la excavación que se requiere la cual representa la mayor parte de la inversión, sin embargo, el GHE fabricado con cobre requiere una reinversión cada 10 años. Este periodo se estableció como una vida útil preliminar la cual se puede observar en el OPEX. A pesar de esta reinversión al obtener el VPN se observó que el GHE fabricado con cobre tiene mayor factibilidad económica ya que al traer el valor del dinero reinvertido a nuestro tiempo este resulta menor siendo de -\$110,851.35 para el HDPE mientras que para el cobre es de tan solo -\$29,148.68 lo cual representa un ahorro de aproximadamente 4 veces.

## CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES

Con la revisión del estado del arte realizada se encontró que la situación actual reporta un incremento en la implementación de los usos directos a nivel mundial. El uso de las bombas de calor fue el que reportó el mayor incremento entre los usos directos siendo de 300 [TJ/año] en los últimos cinco años. De la mano de este incremento está el desarrollo de nuevos sistemas de intercambio de calor que ayuden a disminuir las desventajas reportadas en los sistemas tradicionales de GHE. La profundidad promedio de los GHE verticales oscila entre los 100 a 150 [m] y con el uso de superficies extendidas, diferentes materiales de relleno y nuevas configuraciones se pudo observar que la profundidad disminuyó hasta los 15 [m] e incluso algunas aplicaciones reportaron profundidades de apenas 3 [m] disminuyendo la longitud de tubería requerida al dividir la longitud total en varios arreglos con configuraciones en espiral como es el caso del Basket Heat, Geocolumn y las baterías térmicas. Aún con las mejoras reportadas en las configuraciones actuales, su implementación en diversas partes del mundo no ha sido posible como es el caso de Latinoamérica.

El diseño propuesto en este trabajo buscó, como uno de sus objetivos, el romper las barreras impuestas por cada una de las configuraciones, como lo son espacio y costos de instalación, aprovechando las investigaciones reportadas.

Se logró establecer las ecuaciones de gobierno del GHE propuesto implementando aletas circulares en tubería de cobre. El análisis térmico logró corroborar teóricamente que al implementar este tipo de tubería era posible disminuir el área de instalación requerida en una configuración horizontal, para 3 TC. Este análisis demostró una reducción del 96 % en la longitud requerida en comparación a los sistemas tradicionales fabricados con HDPE, sin embargo, para esta primera aproximación se tuvieron que realizar diversas consideraciones como lo son: establecer una temperatura constante en el medio que rodea al GHE y una eficiencia de aleta aproximada ya que se carece de información debido a que esta es una nueva configuración. Estas consideraciones permitieron aproximar el comportamiento del GHE a la realidad.

Los Humeros, Puebla, demostraron ser un sitio excepcional para la realización de las pruebas experimentales, gracias a la presencia de la falla de los Humeros, la cual origina temperaturas altas a pocos metros de profundidad. Con la realización de las pruebas experimentales se

obtuvo un rendimiento favorable del equipo, sin embargo, debido a las condiciones del sitio de instalación no fue posible analizar por completo el funcionamiento del equipo ya que el sitio carecía de una fuente de energía de luz eléctrica estable lo que mermo el funcionamiento de la bomba impidiendo llegar al estado estacionario del experimento. Aun con estas limitantes se alcanzó un delta de temperatura de 20 [°C] y se llegaron a temperaturas favorables para la implementación de un sistema de calefacción con el uso de RCBT y sin la necesidad de la implementación de una bomba de calor. Durante estas pruebas también se observó que una de las consideraciones realizadas en el diseño no se cumplió ya que al realizar el registro de la temperatura del suelo se observaron variaciones en la temperatura y no se mantuvo constante como se esperaba. Estas variaciones pueden deberse a la falta de compactación del terreno las cuales generaron bolsas de aire que no permiten mantener homogénea la temperatura del subsuelo. En trabajo futuro se recomienda realizar un proceso de compactación posterior a la instalación del equipo.

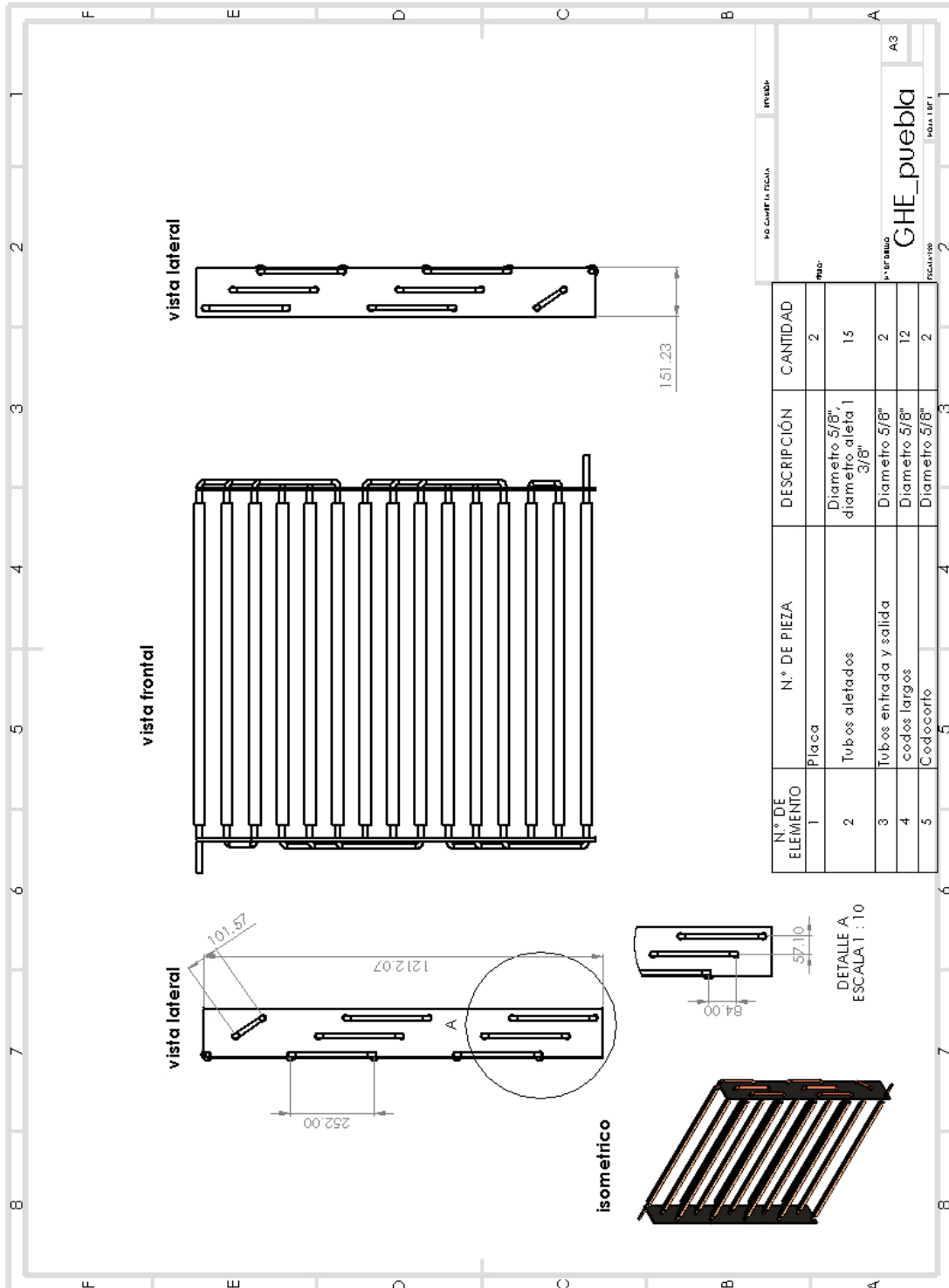
Aunque las pruebas arrojaron un delta de temperatura alto que teóricamente permite la implementación de RCBT sin la necesidad de una BC, para trabajo futuro es recomendable probar con diferentes materiales como el acero inoxidable o el aluminio y otros sitios del país con el objetivo de ratificar la factibilidad técnica Del intercambiador de calor.

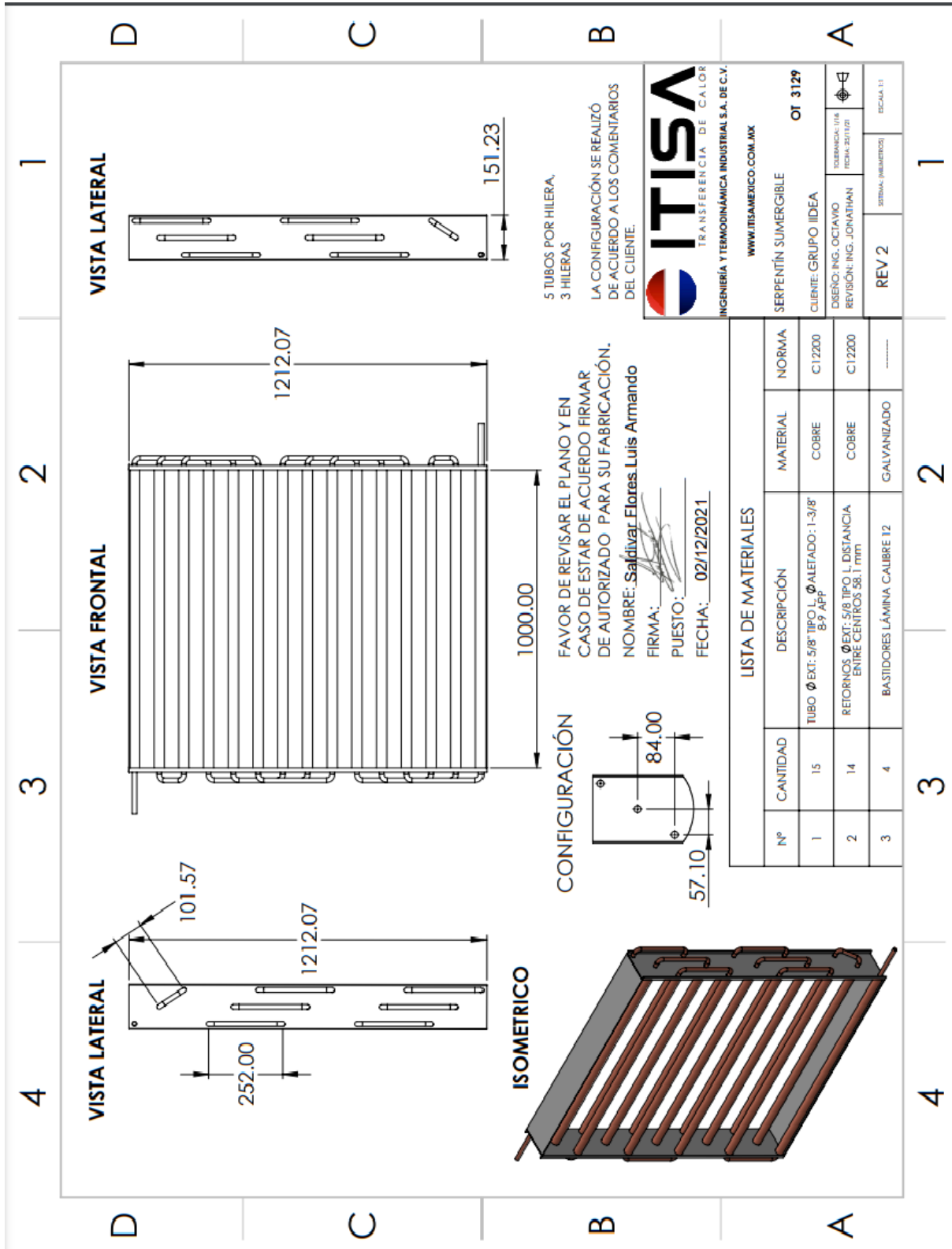
Con la evaluación económica se cumplió el objetivo de analizar la factibilidad económica del proyecto brindando un ahorro de casi 4 veces en comparación a los costos reportados para la instalación de un GHE fabricado con HDPE. Este ahorro puede variar con base en el material utilizado para la fabricación de los tubos aletados y la longitud de tubos requerida.

En conclusión, el GHE propuesto en este trabajo es factible técnica y económicamente para la zona de los Humeros, brindando una opción viable para satisfacer las necesidades de calefacción que se requieren en la zona y disminuir la emisión de gases de efecto invernadero, la tala de árboles y las enfermedades respiratorias. El desarrollo de este tipo de proyectos debe de ir de la mano del apoyo del gobierno local y empresas como CFE que brinden programas de apoyo social con el fin de mejorar la calidad de vida.

## ANEXOS

### Anexo 1. Planos de construcción GHE






## Anexo 2. Cotización Construcción GHE

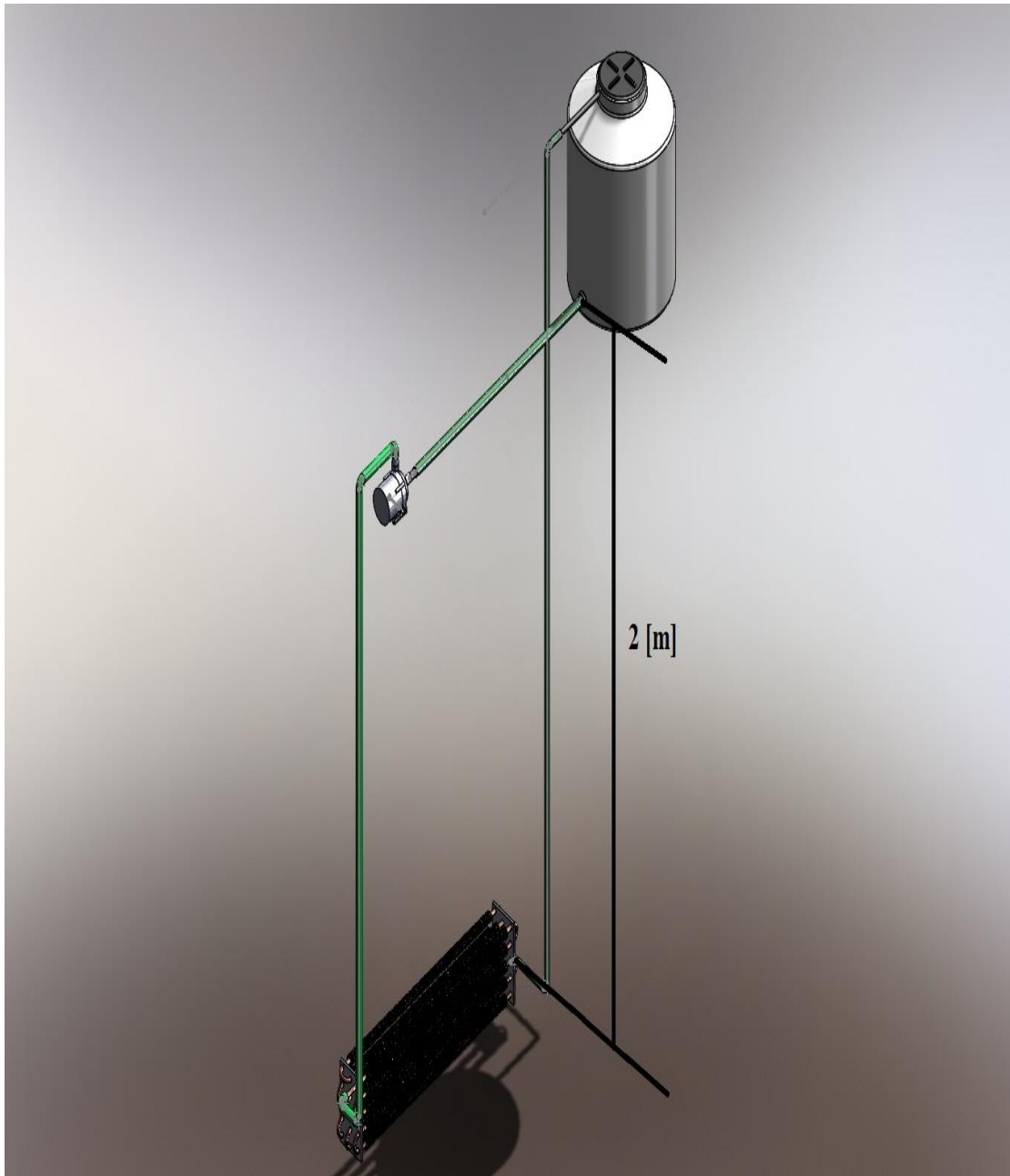
PART.		CANT.	UNIDAD	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	TOTAL	MONEDA
1	1	PZA	FABRICACIÓN DE SERPENTÍN INDUSTRIAL MARCA ITISA DE ACUERDO CON LOS DATOS PROPORCIONADOS POR EL CLIENTE:		\$22,500.00	\$22,500.00	MXN
			FLUIDO POR DENTRO DE LOS TUBOS: AGUA				
			DIMENSIONES: LARGO TOTAL: 1,000 MM (EL LARGO TOTAL, INCLUIDOS SOPORTES, DEBE SER 1 MTS PARA NO DESPERDICIAIR MATERIAL) ALTO: 1,212 MM				
			5 TUBOS POR HILERA 3 HILERAS NO. TOTAL DE TUBOS: 15 PASO: TRIANGULAR				
			CON TUBOS ALETADOS DE 5/8" (DIÁMETRO EXTERIOR) EN COBRE TIPO L (0.040" DE ESPESOR) DIÁMETRO ALETADO: 1.375" ALETAS CIRCULARES TIPO L (HELICOIDALMENTE TENSIONADAS) EN COBRE 8 A 9 ALETAS POR PULGADA ESPESOR DE LA ALETA: 0.020" ESTRUCTURA EN LÁMINA GALVANIZADA DE AC				
			NOTA: ESPACIADO ENTRE TUBOS A SOLICITUD DEL CLIENTE				
			<b>SE ENTREGARÁ DOSSIER DE CALIDAD QUE INCLUYE:</b> CERTIFICADOS DE MATERIALES PLANOS EN AUTOCAD PROTOCOLO DE PRUEBA HIDROSTÁTICA CARTA DE GARANTÍA				
<b>VIG. DE OFERTA</b>				15 DÍAS HÁBILES			
<b>TIEMPO DE ENTREGA</b>				DE 5 A 6 SEMANAS UNA VEZ RECIBIDO O.C Y PLANO AUTORIZADO			
<b>LUGAR DE ENTREGA</b>				SUS INSTALACIONES	<b>SUBTOTAL</b>	<b>\$22,500.00</b>	
<b>GARANTÍA</b>				1 AÑO EN OPERACIÓN ADECUADA	<b>I.V.A 16%</b>	<b>\$3,600.00</b>	
<b>CONDICIONES DE PAGO</b>				100% CONTADO, CONTRA ENTREGA	<b>TOTAL</b>	<b>\$26,100.00</b>	
<b>VENDEDOR</b>		BRANDO Y. DOMÍNGUEZ RGUEZ			<b>E-MAIL:</b>	ventas@itisamexico.com.mx	
<b>WHATSAPP VENDEDOR</b>		55 7839 0167			<b>TEL. VENTAS:</b>	55 5876 3489 / 55 5872 3749	
<b>OBSERVACIONES</b>					<b>TEL. PLANTA:</b>	55 2620 5228 / 55 2620 5268	

[www.itisamexico.com.mx](http://www.itisamexico.com.mx)

### Anexo 3. Cotización de materiales de construcción

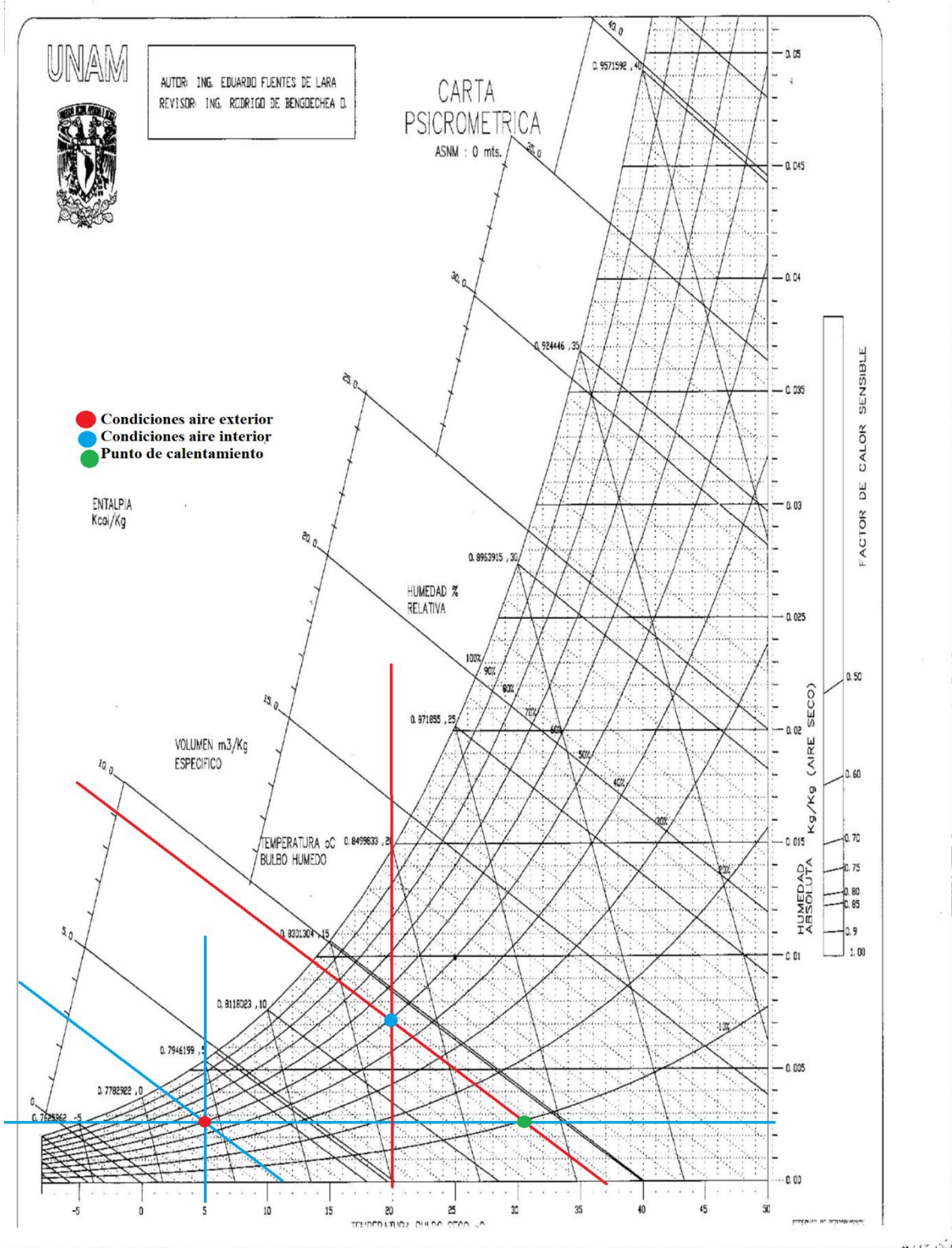
Cotización No. VTP-1468-0422			Tuberías polietileno Líderes en redes hidráulicas <b>15 AÑOS DE TRAYECTORIA</b>		
FECHA:	25-abr-22				
<b>CLIENTE:</b> Instituto de ingeniería, UNAM <b>ATENCIÓN:</b> Saldívar flores Luis Armando <b>TELEFONOS:</b> 56 1060 3307		<b>OBRA:</b> CDMX <b>CEL:</b> <b>E-mail:</b> <a href="mailto:lsaldivarf@ingen.unam.mx">lsaldivarf@ingen.unam.mx</a>			
<b>TUBERIAS Y ACCESORIOS</b>					
Part.	DESCRIPCION	Unidad	Cant.	P. U.	IMP / USD
	OPCION 1				
1	TUBERIA DE POLIEITLENO LISA DE ALTA DENSIDAD DE 1/2" RD-11 PE-4710 ROLLO DE 100 ML	ML	500.00	0.54	270.00
	OPCION 2				
2	TUBERIA DE POLIEITLENO LISA DE ALTA DENSIDAD DE 1" RD-11 PE-4710 ROLLO DE 100 ML	ML	500.00	1.17	585.00
	OPCION 3				
3	TUBERIA DE POLIEITLENO LISA DE ALTA DENSIDAD DE 2" RD-11 PE-4710 ROLLO DE 100 ML	ML	500.00	3.52	1,760.00
<u>MAS UN FLETE DE \$5,000 MN MAS IVA A SU OBRA EN COYOACAN</u>					
Agregar I.V.A. al importe					
<b>Condiciones de Venta:</b>					
<b>FORMA DE PAGO:</b> 100 % PAGO ANTICIPADO <b>PRECIOS EN:</b> Dólares Americanos o en Moneda Nacional al tipo de cambio del día de BANAMEX <b>TIEMPO DE ENTREGA</b> Material disponible (venta sujeta a inventarios) de 4 a 6 días de entrega, después de recibir su orden de compra y depósito en FIRME en nuestra cuenta Bancaria. <b>LAB:</b> <span style="color: red;">MAS UN FLETE DE \$5,000 MN MAS IVA A SU OBRA EN COYOACAN</span>					
1.- Vigencia de la Cotización <b>5 días</b> . 2.- La presente cotización es con base a los metros y/o piezas solicitadas. 3.- Al cambiar los volúmenes cambiarán los precios unitarios 4.- Una vez confirmado su depósito <b>NO hay cambios, cancelaciones ni devoluciones</b> . 5.- Cambio de precios sin previo aviso. 6.- <b>No incluyen maniobras</b> , descargas ni movimientos de mercancía. 7.- El precio aplica para el total del material cotizado. 8.- <b>Todo material que NO se retire del almacén después de 15 días causará cobro de almacenaje.</b>					

#### Anexo 4. Diagrama de instalación del GHE





**Anexo 5. Carta psicrométrica**



## REFERENCIAS

- Alsimet. (2017, September 25). *Tuberías de cobre: las ventajas de su uso*.  
<http://www.alsimet.es/es/noticias/tuberias-de-cobre-ventajas>
- Antayhua, Y., Lermo, J., Vargas, C., Quintanar, L., & Lorenzo, C. (2009). *SISMICIDAD Y TOMOGRAFÍA POR ATENUACIÓN EN EL CAMPO GEOTÉRMICO DE LOS HUMEROS, PUEBLA, MÉXICO*. 170, 153–170.
- ATECYR, & IDAE. (2010). *Diseño de sistemas de bomba de calor geotérmica*.
- Cafaggi Félix, A. A., Rodal Canales, E. A., & Sánchez Huerta, A. (2016). *Sietmas de bombeo*.
- CHAL. (2021). *Finned Tube For Heat Exchangers Supplier | CHAL*.  
[https://www.chaluminium.com/products/detail/heat-exchanger-finned-tube.html?gclid=Cj0KCQjwsqmEBhDiARIsANV8H3bI\\_EoZOy712tKh4wsEeDyshnr2j8RMYRRddb77\\_Qqz7f7CDrHIW18aAvbsEALw\\_wcB](https://www.chaluminium.com/products/detail/heat-exchanger-finned-tube.html?gclid=Cj0KCQjwsqmEBhDiARIsANV8H3bI_EoZOy712tKh4wsEeDyshnr2j8RMYRRddb77_Qqz7f7CDrHIW18aAvbsEALw_wcB)
- Circuitos digitales de México. (2022, January 15). *Sensor de temperatura DS18B20 tipo sonda*.  
<https://circuitosdigitalesdemexico.com.mx/producto/sensor-de-temperatura-ds18b20-tipo-sonda/>
- Cui, Y., Zhu, J., Twaha, S., Chu, J., Bai, H., Huang, K., Chen, X., Zoras, S., & Soleimani, Z. (2019). Techno-economic assessment of the horizontal geothermal heat pump systems: A comprehensive review. *Energy Conversion and Management*, 191(February), 208–236.  
<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.04.018>
- de Bengoechea Olguin, L. R. (2022). Aire acondicionado y refrigeración. In *Universidad Nacional Autónoma de México*.
- DOF. (2021). *DOF - Diario Oficial de la Federación*.  
[https://www.dof.gob.mx/nota\\_detalle\\_popup.php?codigo=5328458#:~:text=La tasa social de descuento, la misma o determine otra.](https://www.dof.gob.mx/nota_detalle_popup.php?codigo=5328458#:~:text=La tasa social de descuento, la misma o determine otra.)
- EVANS. (2020a). *AQUA120W*. 2022. [www.evans.com.mx](http://www.evans.com.mx)
- EVANS. (2020b). *BP1ME100*.

- Faizal, M., Bouazza, A., & Singh, R. M. (2016). Heat transfer enhancement of geothermal energy piles. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 57, pp. 16–33). Elsevier. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.065>
- Financiera, N. (2004). *Fundamentos de negocio*.
- Geosai. (2022). *Tubería PEAD*. <https://www.geosai.com/tuberia-pead/>
- Gudmundsson, J. S. (1988). The elements of direct uses. *Geothermics*, 17(1), 119–136. [https://doi.org/10.1016/0375-6505\(88\)90009-0](https://doi.org/10.1016/0375-6505(88)90009-0)
- Hahnez, E., & Zhus, D. (1994). *Natural Convection Heat Transfer on finned tubes in air*. 37(93), 59–63.
- Heat, J., & Nevertheless, C. (1980). Geothermal systems and resources. *Developments in Economic Geology*, 12(C), 41–49. <https://doi.org/10.1016/B978-0-444-41865-4.50010-1>
- Hernández Goribar, E. (2005). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. LIMUSA.
- HubSpot. (2022). *Valor presente neto: qué es y cómo se calcula*. [https://blog.hubspot.es/sales/que-es-valor-presente-neto#:~:text=Fórmula de valor presente neto&text=De esta forma%2C cada entrada,descuento\) %5E número de periodos.](https://blog.hubspot.es/sales/que-es-valor-presente-neto#:~:text=Fórmula de valor presente neto&text=De esta forma%2C cada entrada,descuento) %5E número de periodos.)
- INFOMARA. (2011, October 12). *El cobre y la corrosión*. <https://www.infomara.com.ar/el-cobre-y-la-corrosion/>
- Javadi, H., Mousavi Ajarostaghi, S. S., Pourfallah, M., & Zaboli, M. (2019). Performance analysis of helical ground heat exchangers with different configurations. *Applied Thermal Engineering*, 154(February), 24–36. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.021>
- Kavanaugh, S., & Rafferty, K. (2546). *Geothermal heating and Cooling: Design of Ground-Source Heat pump System*.
- Lelli, M., Kretschmar, T. G., Cabassi, J., Doveri, M., Sanchez-Avila, J. I., Gherardi, F., Magro, G., & Norelli, F. (2021). Fluid geochemistry of the Los Humeros geothermal field (LHGF - Puebla, Mexico): New constraints for the conceptual

- model. *Geothermics*, 90(February 2020), 101983.  
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101983>
- Lund, J. W. (2001). Design of Closed-Loop Geothermal Heat Exchangers in the U . S .  
*Europe*, 1–13.
- Lund, J. W., & Toth, A. N. (2020). Direct utilization of geothermal energy 2020  
worldwide review. *Geothermics*, 90(November 2020), 101915.  
<https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2020.101915>
- O. Ladino, E. (2022). *Colebrook-White*. <https://www.edgarladino.com/tuberías-apresión/colebrook-white>
- OMEGA. (2022a, January 15). *i-Series Temperature, Process and Strain Controllers*.
- OMEGA. (2022b, January 15). *Sondas RTD para vibraciones (PT100) con conectores M12*.
- ONSET. (2022, January 15). *HOBO Stainless Temperature (4,900 ft.) Data Logger U12-015 | Onset Data Loggers*. <https://www.onsetcomp.com/products/data-loggers/u12-015/>
- Pirobloc. (2022). *Cálculo de pérdidas de carga -*. <https://www.pirobloc.com/blog-es/calculo-perdidas-carga/>
- Pis'mennyi, E., Polupan, G., Carvajal-Mariscal, I., Sanchez-Silva, F., & Pioro, I. (2016). Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design. In *Handbook for Transversely Finned Tube Heat Exchanger Design*.  
<https://doi.org/10.1016/C2014-0-02659-7>
- Pysmenny, Y., Polupan, G., Carvajal Mariscal, I., & Sánchez Silva, F. (2007). *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. Editorial Reverté.
- Rivas, P. (2022a, February 5). *Radiadores de Baja Temperatura. | ¿Qué son | ¿Cómo funcionan?* <https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/radiadores-de-baja-temperatura-ahorro-de-energia/>
- Rivas, P. (2022b, March 6). *Radiadores de Calefacción. ¿Cuál debemos elegir?* <https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/radiadores-de-calefaccion/>

- Rivera Martínez, A. M. (2021). *Diseño e implementación de un equipo de respuesta térmica (TRT) para la determinación de las propiedades térmicas de los suelos*. Universidad Nacional Autónoma de México.
- Rotoplas. (2021). *Tuboplus: mejor tubería, mejor agua*. <https://rotoplas.com.mx/rtp-resources/productos/tuboplus/tuboplus-manual.pdf>
- Saeidi, R., Noorollahi, Y., & Esfahanian, V. (2018). Numerical simulation of a novel spiral type ground heat exchanger for enhancing heat transfer performance of geothermal heat pump. *Energy Conversion and Management*, 168(May), 296–307. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.05.015>
- Salinas, M. (2016). *Desarrollo tecnológico para el aprovechamiento de la geotermia de baja entalpía*. <http://cemiegeo.org/index.php/proyectos/desarrollos-tecnologicos-para-explotacion/p14/p14-objetivos/9-linea-de-investigacion/proyecto/28-p11>
- Warner, J., Liu, X., Shi, L., Qu, M., & Zhang, M. (2020). A novel shallow bore ground heat exchanger for ground source heat pump applications—Model development and validation. *Applied Thermal Engineering*, 164(September 2019), 114460. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114460>
- Widiatmojo, A., Gaurav, S., Ishihara, T., Yasukawa, K., Uchida, Y., Yoshioka, M., & Tomigashi, A. (2020). Using a capillary mat as a shallow heat exchanger for a ground source heat pump system. *Energy and Buildings*, 209, 109684. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.109684>
- Yunus A., C. (2007). transferencia de calor y masa un enfoque practico. In *Mc graw hill* (Vol. 1, Issue 12). <https://doi.org/10.1007/BF00129346>
- Zarella, A., Scarpa, M., & Carli, M. de. (2011). *Short time-step performances of coaxial and double U-tube borehole heat exchangers: Modeling and measurements*. November 2014, 37–41. <https://doi.org/10.1080/10789669.2011.623501>