



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA RECUPERAR
ENERGÍA GEOTÉRMICA DE MUY BAJA ENTALPÍA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

FERNANDO ANDRÉS FUENZALIDA SEPÚLVEDA

PROFESOR GUÍA:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
MAURICIO MUÑOZ MORALES
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE
2014

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

Ingeniero Civil Mecánico.

POR: Fernando Andrés Fuenzalida Sepúlveda

FECHA: 09/10/2014

PROFESOR GUÍA: Ramón Frederick González

**DISEÑO Y EVALUACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR PARA
RECUPERAR ENERGÍA GEOTÉRMICA DE MUY BAJA ENTALPÍA**

La energía geotérmica de muy baja entalpía representa una importante fuente de energía dado que puede ser utilizada en cualquier lugar y cualquier momento, además de su alta confiabilidad. La relativa constancia de la temperatura del suelo a profundidades mayores de 5 [m] hace de este medio una fuente térmica importante y estable. Los sistemas de intercambio térmico agua-tierra se han usado en países con estaciones marcadas para satisfacer requerimientos de climatización.

Para obtener/disipar el calor, según la estación, y generar una simulación correcta se deben conocer las propiedades reales del medio, en este caso el suelo, donde estará instalado el intercambiador. Para esto, se recopila información de propiedades físicas de suelo para realizar una simulación lo más realista posible; las condiciones del problema obligan a analizar la tridimensionalidad de éste, siendo un objetivo de la memoria.

Se estudia la transferencia de calor a disipar durante la estación de verano y temperatura de salida del fluido de trabajo vía modelación numérica de la temperatura alrededor de arreglos de tubos. Con estos resultados se obtiene información válida para el diseño de estos intercambiadores.

Como resultado se obtuvo valores de transferencia de calor y temperatura de salida del fluido circulante, para una, dos, tres, cinco y diez sondas en serie y dos líneas de diez sondas en serie, con perfiles de temperatura a diferentes tiempos de la estación de verano, junto con valores de transferencia de calor promedio para diferentes mallados, largos de sonda y velocidad de entrada del flujo de trabajo para la sonda individual y para la sonda doble con diferentes largos de conexión, con un set de propiedades térmicas de suelo propias del sector de Talagante.

Se obtuvo también una expresión simplificada del calor obtenido por un conjunto de líneas de sondas en paralelo dadas las condiciones del sistema (con diez sondas en serie por línea con aproximadamente 330 metros de tubería):

$$Q_{n \text{ líneas}} \cong n Q_{1 \text{ línea}}; n \in \mathbb{N}; \text{ con } Q_{1 \text{ línea}} = 2.671,5 [W]$$

Para este caso define la transferencia de calor total promedio de n líneas en paralelo, comparable con la necesidad de algún sector en el que se pueda instalar el equipo.

Agradecimientos

Darles las gracias a mis profesores por acompañarme en este camino de trabajo. A mi profesor guía Ramón Frederick por toda la paciencia y los consejos para el desarrollo del trabajo y por proponerme el desafío de trabajar a su lado. A mi profesor co-guía Mauricio Muñoz por su buena disposición, energía, tiempo y buena onda. Y para el profesor Williams Calderón por aceptar ser parte de mi comisión.

En segundo lugar, agradecer a toda la gente que fue parte de mi camino por la U: compañeros de la sección 3 en los primeros años de universidad. Luego a mis compañeros mecánicos y en especial a mis amigos Diego Sepúlveda, José Matamala, Oscar Ramírez, Rodolfo Cornejo, Rodrigo Soto, Marco Enríquez, Sven Harfagar, Erick Lemp, Sebastián Fuenzalida, Carlos Navarrete, Pablo Apaoblaza, Sergio Caceres, Cristóbal Vera y el infiltrado Alfredo Santis, por hacer mi estadía en el departamento de mecánica más que solo estudio y esfuerzo. A mis compañeros de práctica y amigos del colegio por hacer de estas etapas un agrado. A Daniel Quintana, Pablo Huentelmu y José Espinoza por ser grandes apoyos en mi transcurso universitario y siempre estar dispuestos a escuchar y aconsejar y finalmente a Camila Contreras, por ser una parte importante de mi vida, siempre apoyando y aconsejando, siendo paciente y leal, te quiero mucho.

Finalmente mis más sinceros y eternos agradecimientos a mi familia. A mis hermanas Valeria por todos los consejos, conversaciones y por la compañía permanente en esta vida, y a Anita por su disponibilidad total, por su admiración y cariño. A Ana, mi madre, por siempre estar de mi lado, comprenderme, tenerme paciencia y apoyarme en todo momento. Y a Fernando, mi padre, por siempre creer y confiar en mí, alentarme en momentos difíciles y entregar todo de sí para su familia. Los amo.

Tabla de Contenido

Índice de tablas	v
Índice de figuras	vi
1. Introducción	1
1.1. Motivación	3
1.2. Objetivos	4
1.2.1. General	4
1.2.2. Específicos	4
1.3. Alcances.....	5
1.4. Metodología	6
2. Antecedentes	7
2.1. Bomba de Calor	8
2.2. Tipo de Instalaciones Geotermales de Muy Baja Entalpía	10
2.3. Factores Geológicos Condicionantes en la Instalación de BHE.....	12
2.3.1. Propiedades Térmicas	13
2.3.2. Conductividad Térmica.....	13
2.3.3. Difusividad Térmica.....	13
2.3.4. Temperatura.....	14
2.3.5. Agua Subterránea.....	15
2.3.6. Velocidad Real de Agua Subterránea	15
3. Datos Geográficos Seleccionados	16
3.1. Selección de sector de estudio.....	17
3.2. Recopilación de datos	21
4. Desarrollo de modelos de intercambiadores de calor	25
4.1. Cálculos de la simulación	29
4.2. Mallado y estudio del sistema.....	36
5. Resultados	38
5.1. Selección de Parámetros de Diseño.....	38
5.2. Campos de Temperatura Alrededor de Una Sonda.	52
5.3. Dos Sondass en Serie.	54
5.4. Campos de Temperatura Alrededor de Dos Sondass en Serie.	63
5.5. Sistemas de Sondass en Serie.....	65

5.6. Sistemas de Sondas en Paralelo	80
6. Conclusiones.....	88
7. Bibliografía	93
Anexo A: Tablas con información de propiedades térmica de las capas subterráneas.....	A

Índice de tablas

Tabla 3.1: Valores del suelo obtenido para la zona a estudiar (limo con arena, saturados. Elaboración propia).....	24
Tabla 4.1: Datos del modelo y condiciones iniciales del sistema.	27
Tabla 4.2: Propiedades físicas utilizadas en la simulación.....	28
Tabla 5.1: Temperaturas promedio de salida de la sonda individual según largo de sonda y velocidad de entrada del fluido y diferencia entre la temperatura de entrada y salida para cada caso (elaboración propia).....	42
Tabla 5.2: Valores de transferencia de calor para los casos mencionados previamente (elaboración propia).	44
Tabla 5.3: Número de elementos tetraédricos por tipo de malla (elaboración propia). ..	50
Tabla 5.4: Valores de transferencia de calor en función de la distancia entre sondas (elaboración propia).	56
Tabla 5.5 Valores de temperatura de salida en función de la distancia entre sondas (elaboración propia).	61
Tabla 5.6: Comparación de resultados entre la transferencia por metro de una y dos sondas (elaboración propia).....	62
Tabla 5.7: Valores tabulados de los promedios de transferencia de calor (elaboración propia).....	77
Tabla 5.8: Datos de temperatura de salida promedio y luego de 3 meses de trabajo (elaboración propia).	77
Tabla 5.9: Perdida de carga o presión en cada caso, desde la sonda individual a la serie de diez sondas tanto del programa como calculada por medio de las ecuaciones mencionadas (elaboración propia).	78
Tabla 5.10: Comparación de la transferencia total de calor promedio y la transferencia por sonda (elaboración propia).....	87

Índice de figuras

Figura 2.1: Sistema de climatización de una bomba de calor.	8
Figura 2.2: Otro ejemplo del funcionamiento de una bomba de calor.	9
Figura 2.3: Colectores horizontales que intercambian calor desde el suelo hacia la vivienda en invierno y viceversa en verano.	10
Figura 2.4: Colector vertical en U que funciona bajo el mismo principio que uno horizontal.	11
Figura 2.5: Ejemplo de los dos tipos de sistemas de captación de aguas para climatización.	11
Figura 2.6: Ejemplo de estructura termoactiva con pilares e intercambiadores en forma de U.	12
Figura 2.7: Perfiles de temperatura en profundidad en la zona de Prodromi, Chipre. a) Muestra perfiles de temperatura para distintas fechas del año. b) Muestra perfiles de temperatura para distintas horas del día.	14
Figura 3.1: (A) Profundidad del acuífero con sus respectivas líneas de isopropundidad. (B) Temperatura del acuífero, con puntos donde se realizaron los sondajes para la medición. (C) Gradiente hidráulico, útil para determinar la velocidad del flujo de aguas en el acuífero [12].	16
Figura 3.2: Sectores más convenientes en cuanto a profundidad del acuífero.	18
Figura 3.3: Sector más interesante respecto a temperatura del acuífero.	18
Figura 3.4: Sectores con el gradiente hidráulico más favorables para el análisis.	19
Figura 3.5: Geología superficial del relleno de la cuenca de Santiago. Se destacan los perfiles existentes con líneas negras.	20
Figura 3.6: Perfil estratigráfico de la zona seleccionada en la cuenca de Santiago; corresponde al perfil J-J' de la Figura 3.5 [13].	20
Figura 3.7: Limo utilizado para la toma de muestras térmicas.	21
Figura 3.8: Arena fina usada en toma de muestras.	21
Figura 3.9: Arena gruesa utilizada en la adquisición de datos.	22
Figura 3.10: Conjunto de agujas con tamaños diferentes junto a KD2 Pro y su estuche de transporte [14].	22
Figura 3.11: Bolsa con parte del material a mezclar, en este caso limo.	23
Figura 4.1: Ejemplo de la tubería en U a estudiar, se observa el recubrimiento exterior de concreto y fuera del rango se encuentra el suelo [15].	25
Figura 4.2: Modelo CAD utilizado en las simulaciones previas. El largo fue modificado para mostrar la estructura de la sonda. Largo de sonda: 1[m].	26
Figura 4.3: Modelo transparente del sistema primario, se ve el conjunto tubería lineal – concreto – suelo, largo sobre z: 10[m].	26
Figura 4.4: Vista superior del modelo: los dos puntos en el círculo gris representan los tubos: de entrada y salida; el círculo gris oscuro es el recubrimiento de concreto, y el cuadrado gris representa el suelo.	27

Figura 4.5: Mallado utilizado en las simulaciones a mostrar, para sonda de 30[m].....	36
Figura 4.6: Mallado en la zona del codo, más denso que el resto del cuerpo.	36
Figura 5.1: Largo de la sonda a determinar.....	38
Figura 5.2: Punto donde se determinará la velocidad de entrada óptima del sistema. ...	39
Figura 5.3: diferentes tamaños de las sondas utilizadas y su espacio de suelo respectivo; de izquierda a derecha: 10 [m], 20 [m], 30 [m] y 40 [m].	39
Figura 5.4: Temperatura de salida de sondas en función del tiempo a diferentes longitudes de sonda en profundidad.	40
Figura 5.5: Temperatura promedio de salida en el tiempo de sondas respecto de la longitud de la sonda, con $v = 0,1$ [m/s].	41
Figura 5.6: Temperatura de salida de sondas en función del tiempo a diferentes longitudes de sonda en profundidad.	41
Figura 5.7: Temperatura promedio de salida de sondas respecto de la longitud de la sonda, con $v = 0,3$ [m/s].	42
Figura 5.8: Transferencia de calor de todo el tubo en un periodo de 90 días, con una velocidad de entrada de $0,1$ [m/s] con diferentes largos de sonda.....	43
Figura 5.9: Transferencia de calor de todo el tubo en un periodo de 90 días, con una velocidad de entrada de $0,3$ [m/s] con diferentes largos de sonda.....	43
Figura 5.10: Transferencia de calor en función del tiempo longitud de la sonda, con los parámetros a utilizar: velocidad: $0,3$ [m/s]; profundidad de sonda: 30 [m].....	46
Figura 5.11: Temperatura del fluido a la salida en función del tiempo, con los parámetros a utilizar: velocidad: $0,3$ [m/s]; profundidad de sonda: 30 [m].....	47
Figura 5.12: Resultado gráfico mencionado de la transferencia de calor calculada en función del tiempo.	48
Figura 5.13: Resultado gráfico del error entre la transferencia de calor entregada por el programa y la calculada en base a la temperatura de salida.	49
Figura 5.14: Temperatura de salida en función de la cantidad de elementos en la malla.	50
Figura 5.15: Temperatura de salida en función del tipo de mallado.	51
Figura 5.16: Transferencia de calor en función del número de elementos tetraédricos de la malla.	51
Figura 5.17: transferencia de calor en función del tipo de mallado.	52
Figura 5.18: Valores de capas isotérmicas en la zona más cercana a la superficie del modelo luego de 86.400 [s], es decir, un día.....	53
Figura 5.19: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	53
Figura 5.20: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes ($2.592.000$ [s] o treinta días) de funcionamiento de la sonda individual.....	54
Figura 5.21: Contornos isotérmicos luego de los tres meses de una estación del año ($.7776.000$ [s] o noventa días) de funcionamiento de la sonda.	54

Figura 5.22: Distancia entre sondas a determinar, corresponde a la línea de color azul.	55
Figura 5.23: Curvas de transferencia de calor en el tiempo para todas las simulaciones con la variación de la distancia entre sondas.	56
Figura 5.24: Transferencia de calor promedio en función de la distancia entre sondas.	56
Figura 5.25: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con cuatro metros de distancia entre sondas.	58
Figura 5.26: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con un metro de distancia entre sondas.	58
Figura 5.27: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con un metro de distancia desde otra perspectiva.	59
Figura 5.28: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con cuatro metros de distancia desde otra perspectiva.	59
Figura 5.29: Temperaturas de salida en función del tiempo y el largo de la conexión entre sondas.	60
Figura 5.30: Temperatura de salida promedio en función de la distancia entre sondas.	60
Figura 5.31: Transferencia de calor instantánea y promedio para el sistema seleccionado con distancia entre sondas de 4 [m].	61
Figura 5.32: Temperatura instantánea para el sistema seleccionado con distancia entre sondas de 4 [m].	62
Figura 5.33: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.	63
Figura 5.34: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	63
Figura 5.35: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	64
Figura 5.36: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	64
Figura 5.37: Transferencia de calor para 3 sondas en el tiempo.	65
Figura 5.38: Temperatura de salida para 3 sondas en el tiempo.	66
Figura 5.39: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.	66
Figura 5.40: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	67
Figura 5.41: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	67
Figura 5.42: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	67
Figura 5.43: Transferencia de calor para 5 sondas en el tiempo.	68
Figura 5.44: Temperatura de salida para 5 sondas en el tiempo.	68

Figura 5.45: Contornos isotérmicos después de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.	69
Figura 5.46: Contornos isotérmicos después de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	69
Figura 5.47: Contornos isotérmicos después de un día (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	70
Figura 5.48: Contornos isotérmicos después de un día (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	70
Figura 5.49: Transferencia de calor para 10 sondas en el tiempo.	71
Figura 5.50: Temperatura de salida para 10 sondas en el tiempo.	71
Figura 5.51: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.	72
Figura 5.52: Acercamiento de los perfiles de temperatura al inicio de la línea de sondas (izquierda) y al final (derecha), cada imagen muestra 3 sondas.	72
Figura 5.53: Contornos isotérmicos del sistema a una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	73
Figura 5.54: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.	73
Figura 5.55: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento en la zona de salida del fluido.	73
Figura 5.56: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	74
Figura 5.57: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.	74
Figura 5.58: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento en la zona de salida del fluido.	74
Figura 5.59: Vista superior de los contornos isotérmicos luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	75
Figura 5.60: Contornos isotérmicos después de un día (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	75
Figura 5.61: Vista lateral de los perfiles de temperatura después de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	75
Figura 5.62: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.	76
Figura 5.63: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento en la zona de la salida del fluido.	76
Figura 5.64: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	76
Figura 5.65: Línea de tendencia de los valores de transferencia de calor promedio de todos los estudios en serie hechos.	77

Figura 5.66: Tendencias de la temperatura de salida a los tres meses y el promedio de ellas según el número de sondas que funcionen.	78
Figura 5.67: Transferencia de calor en sistema de dos líneas de 10 sondas cada una.	80
Figura 5.68: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s] de funcionamiento.	81
Figura 5.69: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s] de funcionamiento, acercamiento a zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.....	81
Figura 5.70: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s] de funcionamiento, acercamiento a zona media y de salida del fluido en ambas líneas.....	82
Figura 5.71: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días).	82
Figura 5.72: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.	82
Figura 5.73: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de salida y media del fluido en ambas líneas.	83
Figura 5.74: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.	83
Figura 5.75: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	83
Figura 5.76: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento, vista de la zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.	84
Figura 5.77: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de salida y media del fluido en ambas líneas.	84
Figura 5.78: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.	84
Figura 5.79: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	85
Figura 5.80: Vista lateral de los perfiles de temperatura de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.	85
Figura 5.81: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento, vista de la zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.	85
Figura 5.82: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento, vista de la zona de salida y media del fluido en ambas líneas.	86

Figura 5.83: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.86

Figura 5.84: Vista inferior de los perfiles de temperatura del sistema luego tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.86

1. Introducción

La energía geotérmica en Chile tiene un potencial para la generación eléctrica de 16.000 [MWe] [1]. La presencia de fumarolas, géiseres y piscinas de agua termal son una expresión visible de lo que la geotermia representa. Además de la generación eléctrica, la estabilidad e inercia térmica del subsuelo observado en el interior de túneles, cuevas, piques, representa otra forma de geotermia poco difundida en nuestro país.

El desarrollo de tecnologías y sistemas orientados al aprovechamiento de ambos tipos de geotermia es actualmente un desafío para los ingenieros enfocados a la energía.

El suelo es capaz de almacenar energía de manera natural, proveniente de la atmósfera y del flujo calórico que proviene de las rocas del basamento rocoso. A profundidades moderadas la temperatura del suelo no está sujeta a variaciones del día o de estaciones y permanece constante [2]. La energía termal almacenada en el suelo, puede ser extraída mediante un intercambiador de calor con el suelo, que conectado a una bomba de calor puede climatizar de manera eficiente un espacio [2].

Un intercambiador de calor acoplado a una bomba de calor es la manera más popular de utilizar la geotermia de baja entalpía [3].

Actualmente la energía geotérmica es de las energías menos aprovechadas en el país; si observamos la matriz energética de Chile, gran parte de la energía entregada al sistema interconectado central (SIC) es proporcionada por centrales termoeléctricas e hidroeléctricas, lo que estimula aún más el estudio de este tipo de energía.

Se diseñarán intercambiadores de calor del tipo BHE, un sistema de intercambiador de calor vertical cerrado (BHE, por sus siglas del inglés Borehole Heat Exchanger), evaluando los diseños propuestos en su capacidad de transferir calor, en su comportamiento en el largo plazo (una estación del año) caracterizando los diseños mediante el flujo de calor que se obtiene con distintos números de elementos tubulares y con diferentes conexiones entre estos elementos. Como fluido en el interior de los tubos se elige agua.

En Chile el uso de intercambiadores de calor con el suelo es limitado, principalmente, por la falta de información de las ventajas que ofrece y el costo inicial variable asociado a la perforación del pozo. Los elevados costos de perforación pueden estar asociados a una sobredimensionamiento del intercambiador de calor BHE causada, por la falta de información confiable de las propiedades termales del subsuelo.

Se ha realizado, en estudios previos, el modelamiento numérico bidimensional entre tubos en el suelo para hasta tres tubos horizontales, considerando sólo secciones transversales del sistema. Se concluyó que la resistencia térmica del suelo es la dominante en estos sistemas y que la distancia entre tubos es trascendental; con coeficientes globales de transferencia muy bajos, lo que implica grandes distancias de tubería [4].

1.1. Motivación

El desarrollo de tecnologías relativas a la geotermia en el país actualmente está acotado muy incipientemente a las centrales geotermales y algunos sistemas de muy baja temperatura. La estabilidad térmica del suelo está poco aprovechada en el país.

El aporte de la geotermia debe entenderse tanto a gran escala como a pequeña escala. El uso de combustibles fósiles para todas nuestras actividades genera una dependencia tal que necesariamente se debe, a lo menos, investigar una opción diferente para asegurar el confort de las personas sin la utilización de hidrocarburos.

Si analizamos las ventajas de la geotermia de muy baja entalpía, se puede evidenciar que son sistemas de alta disponibilidad y mantención sencilla [2]. Son bastante simples (no confundir con económicos) respecto a las necesidades de instalación ya que basta con enterrar los tubos a las profundidades necesarias para poder ponerlos en operación, en conjunto con el correspondiente sistema de intercambio térmico.

A diferencia de la energía eólica y solar, la geotermia no depende de las condiciones meteorológicas. Además la energía eléctrica introducida al intercambiador produce cerca de 3 veces más energía térmica o refrigerante, esto mejora la eficiencia, respecto de un sistema con resistencias eléctricas, dado que sólo se necesita mantener el fluido en movimiento por medio de bombas.

1.2. Objetivos

1.2.1. General

Diseñar y evaluar el comportamiento en el tiempo de un intercambiador de calor subterráneo para disipar energía en un rango de capacidad media para la climatización de varios hogares o un edificio, en base a datos reales de propiedades del suelo en un sector determinado.

1.2.2. Específicos

- Obtener propiedades termales del suelo en el sector de emplazamiento del intercambiador: conductividad térmica y capacidad calórica.
- Proponer geometrías de intercambiadores de calor subterráneos con agua como fluido en el interior de los tubos.
- Desarrollar un modelo computacional del sistema de tuberías que representa el intercambiador propuesto, de modo que simule de forma lo más realista posible la transferencia de calor en el subsuelo.
- Obtener régimen térmico (distribución de temperatura) en función de la profundidad y extensión del sitio.
- Obtener flujos de calor y temperatura de salida que puede producir un sistema modular de tubos, considerando diferentes números de tubos y alternativas de conexión.

1.3. Alcances

Se presenta un trabajo de diseño de un intercambiador de calor para el análisis de la situación.

El trabajo se centrará en desarrollar un modelo numérico computacional con datos de un sector en específico por medio de COMSOL.

Se selecciona un sitio en la Región Metropolitana, cercana a la ciudad de Santiago para la recopilación de propiedades térmicas obtenidas en laboratorio por medio de mediciones.

El trabajo se concentra principalmente en el diseño de un modelo que analice el comportamiento térmico de un intercambiador tubular considerando el suelo como parte del modelo de resistencias térmicas; se estudia el problema de forma tridimensional.

Sólo se desarrolla el análisis técnico del sistema, estudio ingeniería básica sin análisis económicos.

1.4. Metodología

Se considera los siguientes pasos a seguir en el presente trabajo de título:

- Recopilación de información para la comprensión y el desarrollo del problema, conocer sus limitaciones principales y entender al detalle los programas a utilizar.
- Diseño y acotamiento del sistema de tuberías: se resuelve el campo de temperaturas para luego encontrar la transferencia de calor en el sistema. Se especifica el valor de algunos parámetros importantes para el sistema: condiciones iniciales y de borde, además de las propiedades de los materiales participantes.
- Desarrollo de simulación del sistema: por medio de COMSOL® se busca simular el equipo y evaluar el intercambio térmico. Es importante para el desarrollo del problema trabajar tridimensionalmente y con datos reales obtenidos previamente.
- Análisis de resultados: se pretende evaluar cuán factible técnicamente es obtener la potencia térmica definida y con qué nivel de activos físicos.

2. Antecedentes

La energía geotérmica puede ser aprovechada a gran escala, realizando estudios para centrales, o también en dimensiones más pequeñas, a nivel domiciliario. El aprovechamiento de la estabilidad térmica del suelo es poco considerada pero es bastante útil como se verá más adelante.

La geotermia se puede clasificar en 4 tipos, según la temperatura que alcance el fluido calorportador. Los cuatro tipos de geotermia son:

- 1) Alta temperatura: más de 150 °C

Una temperatura superior a 150 °C permite transformar directamente el vapor de agua en energía eléctrica por medio de turbinas.

- 2) Media temperatura: entre 90 y 150 °C.

Permite producir energía eléctrica utilizando un fluido de intercambio, que es el que alimenta a las centrales.

- 3) Baja temperatura: entre 30 y 90 °C.

Su contenido en calor es insuficiente para producir energía eléctrica, pero es adecuado para calefacción de edificios y en determinados procesos industriales y agrícolas.

- 4) Muy baja temperatura: menos de 30 °C.

Puede ser utilizada para calefacción y climatización, necesitando emplear bombas de calor [5].

Los sistemas estudiados son los de muy baja entalpía. Cabe destacar que estos sistemas pueden ser instalados en cualquier lugar ya que aprovechan la inercia térmica del suelo y no una fuente de calor magmática, como sí ocurre en el aprovechamiento de la energía geotérmica para la generación eléctrica.

Los sistemas geotérmicos cerrados de muy baja entalpía funcionan en base a la circulación de un fluido a través de tubos enterrados en el suelo.

La profundidad de instalación debe ser razonable tal que el intercambio importante no se realice muy en superficie ya que ésta afecta a fenómenos meteorológicos y ambientales. El funcionamiento depende de la estación: en verano enfría el aire objetivo de la vivienda o edificio, entregando calor al suelo más frío, el cual actúa como sumidero de calor. Por el contrario, en invierno el suelo actúa como fuente de calor,

calentando el aire objetivo de hogares o edificios, siempre por medio de un fluido de intercambio que circula bajo tierra.

El sistema de muy baja entalpía está supeditado principalmente a un buen diseño de la disposición de los tubos para no saturar el suelo y evitar la interferencia entre sondas, dependiendo de la temporada y al uso de bombas de calor, la cual requiere de cierta energía para poder generar el movimiento del líquido calorportador.

2.1. Bomba de Calor

La bomba de calor es una maquina térmica capaz de transferir calor desde el entorno caliente a una zona fría que se quiere calentar. Dependiendo de los requerimientos de climatización en nuestro caso, necesitaremos que no solo realice el trabajo de calentar un hogar, también necesitaremos que extraiga calor y lo entregue al entorno, o sea, funcione como un refrigerador [6], [7].

En consecuencia, la bomba de calor para efectos de este proyecto debe ser reversible: introducir calor a la vivienda en invierno, extrayendo el calor desde el suelo; y extraer calor desde la vivienda en verano, transportándolo al suelo.

El sistema se puede ver en la Figura 2.1:

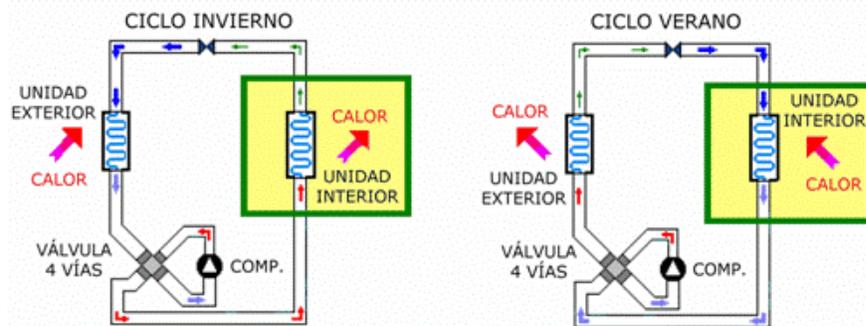


Figura 2.1: Sistema de climatización de una bomba de calor.

La bomba de calor reversible en temporadas de verano utiliza como condensador el conjunto de tubos enterrados y como evaporador la instalación en el interior de la casa. En invierno, invierten el ciclo, transformando las tuberías en el suelo a evaporadores y el sistema de tuberías interno en la casa en condensadores; todo explicado en la Figura 2.2. Lo anterior mencionado se logra con válvulas de 4 vías, como también con válvulas inversoras de flujo.

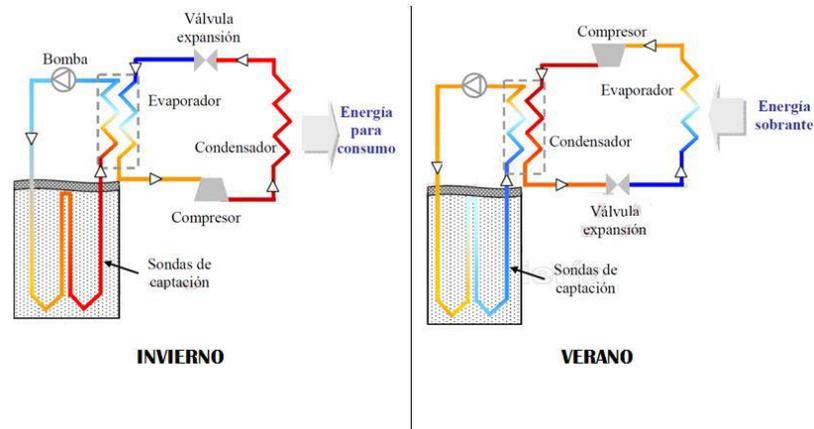


Figura 2.2: Otro ejemplo del funcionamiento de una bomba de calor.

Las bombas de calor geotérmicas (GHP, por sus siglas del inglés Geothermal Heat Pumps), también llamadas GSHP (Ground-Source Heat Pump) o GCHP (Ground Coupled Heat Pump), aprovechan la temperatura estable del subsuelo como fuente de calor [2]. Este tipo de sistemas tienen numerosas ventajas en comparación a otros tipos de bombas de calor, como las que ocupan aire (Air-Source Heat Pump o ASHP):

- Consumen menos energía para operar.
- Ocupan fuentes de energía más estables que el aire, como la tierra o el agua subterránea.
- No necesitan calor suplementario de otras fuentes cuando las temperaturas exteriores son extremadamente bajas.
- Usan menos refrigerantes.
- Tienen un diseño más simple y necesitan menos mantención.

El suelo posee una gran inercia térmica, lo que produce que las variaciones estacionales de temperatura no penetren más allá de 7 a 15 metros dependiendo de la latitud y altura del lugar [2]. Esto hace que la temperatura bajo esa profundidad sea estable y similar a la temperatura media anual en superficie.

Mientras mayor sea la diferencia de temperatura entre la fuente y lugar que se pretende climatizar, mayor será la eficiencia de la bomba de calor. Así, en zonas donde las temperaturas mínimas y máximas varíen mucho con respecto a la media anual de temperatura mayor será la eficiencia del sistema. Esto hace que las GHP sean consideradas como uno de los sistemas de climatización más eficientes energéticamente.

2.2. Tipo de Instalaciones Geotermales de Muy Baja Entalpía

- 1) Colectores horizontales enterrados: sistema de tuberías enterradas a baja profundidad (desde 0,8 metro) las cuales transportan calor para climatizar algún espacio. La disposición es horizontal a una altura constante con un espaciado adecuado entre tubos, tal que la interacción térmica entre tubos sea baja. Este sistema requiere de espacio despejado de 1,5 veces la superficie habitable a calentar, en el caso de viviendas nuevas, y hasta 3 veces para casas con aislamiento térmico deficiente. Las tuberías son de polietileno de 25 a 40 [mm] de diámetro [2], [5], [8].

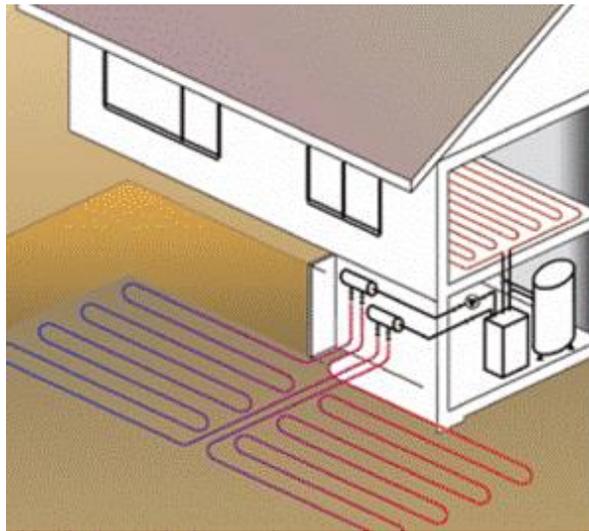


Figura 2.3: Colectores horizontales que intercambian calor desde el suelo hacia la vivienda en invierno y viceversa en verano.

- 2) Sondas geotérmicas: También conocidos como Borehole Heat Exchanger (BHE), es un sistema de intercambio térmico en el que las tuberías se entierran verticalmente a profundidades que varían entre los 20 y 300 [m].

La instalación de estos equipos se hace por medio de sondeos en el suelo de no más de 20 [cm] de diámetro, con tuberías en forma de U en la zona más profunda como se muestra en la Figura 2.4. Para conjuntos de habitaciones o edificios de gran tamaño se pueden instalar varias sondas dependiendo de las necesidades de potencia calorífica de las viviendas. El rendimiento de la sonda depende principalmente de: conductividad térmica, capacidad térmica volumétrica y la permeabilidad del suelo [2], [5], [8].

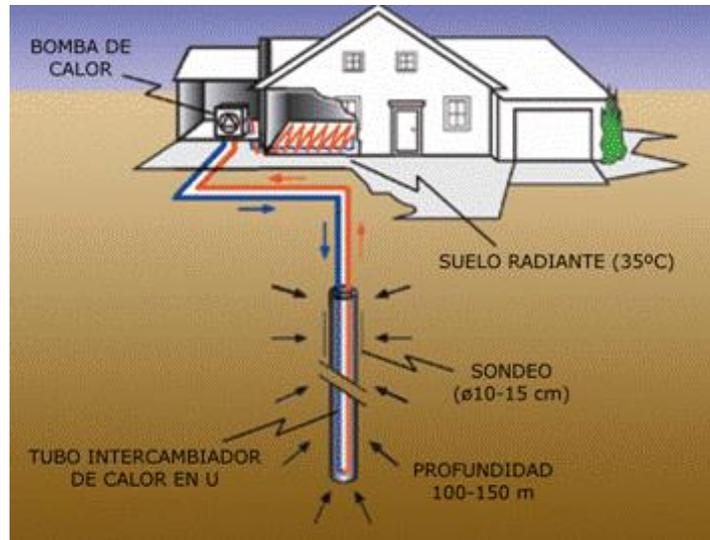


Figura 2.4: Colector vertical en U que funciona bajo el mismo principio que uno horizontal.

3) Sondeos de captación de agua someros: este método considera sectores con suelos con permeabilidad alta y presencia de acuíferos poco profundos [2], [5], [8]. Este método funciona de dos maneras dependiendo de las condiciones geográficas del lugar:

- por medio de dos perforaciones: una para extraer el fluido, y otra para devolverlo al acuífero; ó
- una perforación que capta el líquido, para luego devolverlo a algún río o laguna cercana.

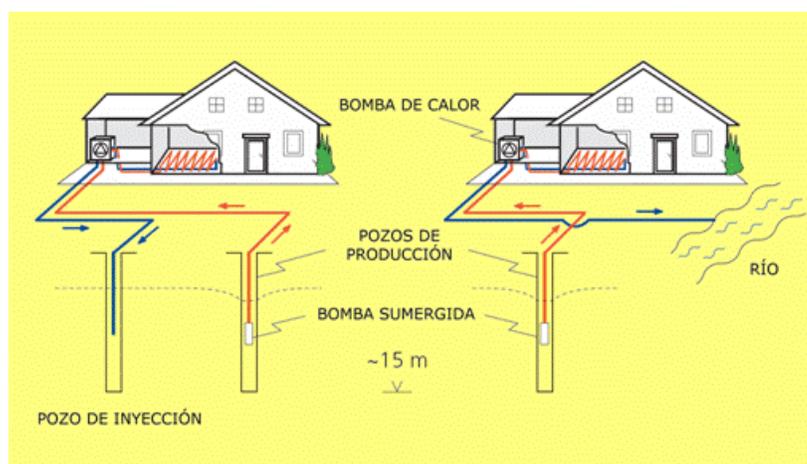


Figura 2.5: Ejemplo de los dos tipos de sistemas de captación de aguas para climatización.

- 4) Cimientos geotérmicos: también conocido como estructuras termoactivas, geoestructuras, entre otras. Consideran incluir en las fundaciones de edificios, redes de tuberías para calentar/enfriar un líquido y lograr el confort térmico necesario.

Estas estructuras consideran tubos con disposición en U o serpentines en las fundaciones estructurales. Se ha visto este tipo de intercambiadores en otras zonas como túneles de metro y minería. La disposición es preferentemente en pilares de fundación, donde el enrejado el concreto y las tuberías componen dichos soportes ([2], [5], [8]).

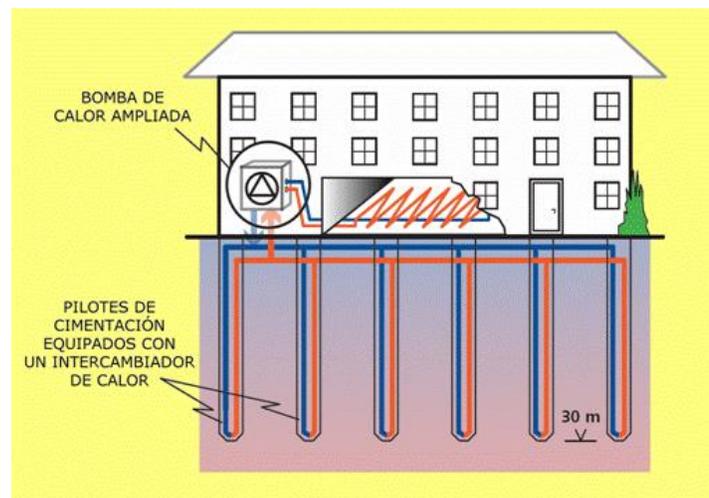


Figura 2.6: Ejemplo de estructura termoactiva con pilares e intercambiadores en forma de U.

2.3. Factores Geológicos Condicionantes en la Instalación de BHE

La temperatura en la vecindad de la instalación determina el gradiente de temperatura existente entre la tierra y el circuito intercambiador, es decir, el flujo de calor que existirá entre los dos medios. Por lo tanto, la temperatura del suelo es un factor que afectará la eficiencia del sistema.

La dureza del medio, su espesor, además de la meteorización determinan las condiciones geotécnicas de la tierra y, en consecuencia, el método de perforación y cobertura a usar, así como también sus costos asociados.

A medida que aumenta la profundidad de perforación distintas formaciones geológicas pueden ser atravesadas, cada una con propiedades termales particulares. De esta manera el flujo del calor entre el circuito y cada formación será diferente. Así, cada

formación hará más o menos eficiente esa sección del circuito, afectando el desempeño de la bomba.

El flujo subterráneo de agua también transporta calor, lo que puede afectar tanto los circuitos abiertos como los cerrados en sus aplicaciones de calefacción o refrigeración. Un flujo lateral de agua permite la renovación del sistema existente entre el intercambiador y el suelo evitando que el sistema se acerque al equilibrio térmico.

2.3.1. Propiedades Térmicas

La tasa a la cual el calor puede ser transferido a un intercambiador de calor desde la tierra está determinada principalmente por las propiedades térmicas de la tierra, es decir, la conductividad y difusividad termal. Ambas propiedades están relacionadas por la siguiente ecuación:

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_v} = \frac{\lambda}{c_p * \rho} \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Donde:

- α : Difusividad térmica $\left[\frac{m^2}{s}\right]$.
- λ : Conductividad térmica $\left[\frac{W}{mK}\right]$.
- c_v : Capacidad calórica volumétrica $\left[\frac{J}{m^3K}\right]$.
- c_p : Capacidad calórica a presión constante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$.
- ρ : Densidad $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.

2.3.2. Conductividad Térmica

La conductividad térmica de un material mide la capacidad que tiene éste de conducir el calor. Las rocas poseen conductividades termales mayores a las del agua y esta a su vez conduce mejor el calor que el aire. Es por esto que una roca sólida tendrá mayor conductividad que un sedimento no consolidado, ya que este último posee poros que pueden estar rellenos tanto de aire como de agua. A su vez, un sedimento que está saturado tendrá mayor conductividad térmica que uno no saturado.

2.3.3. Difusividad Térmica

La difusividad, por su parte, refleja la tasa y extensión a la cual el calor se propaga a través de un medio. Las rocas y sedimentos poseen una alta capacidad calórica y bajos valores de conductividad, lo que hace que sus difusividades sean bajas.

Es por efecto de las bajas difusividades termales de suelos y rocas que las variaciones diarias y estacionales de temperatura no penetran más que unos metros de profundidad. Además, es por esto que en verano las altas temperaturas superficiales hacen que el subsuelo esté frío respecto a la temperatura del aire. Del mismo modo, en invierno el suelo se encuentra a mayor temperatura que en la superficie.

2.3.4. Temperatura

La superficie de la Tierra es calentada por la radiación solar. Por lo tanto, la temperatura del suelo varía en ciclos tanto diarios como estacionales, el primero desvaneciéndose a unas pocas decenas de centímetros de profundidad y el otro a unos cuantos metros. Bajo esta profundidad la temperatura permanece constante y aproximadamente 1.3 C mayor a la temperatura media anual en superficie.

Las variaciones de temperatura son transmitidas hacia abajo a una tasa que depende de la difusividad termal y generalmente se ven “amortiguadas”, y las variaciones van disminuyendo en profundidad.

La Figura 2.7 muestra los perfiles de temperatura para distintas fechas (izquierda) y horas (derecha) en la zona de Prodromi, Chipre [2]. Se puede ver que las variaciones de temperatura llegan a aproximadamente unos 7 metros de profundidad, mientras que las variaciones diarias no penetran más allá de unos pocos centímetros.

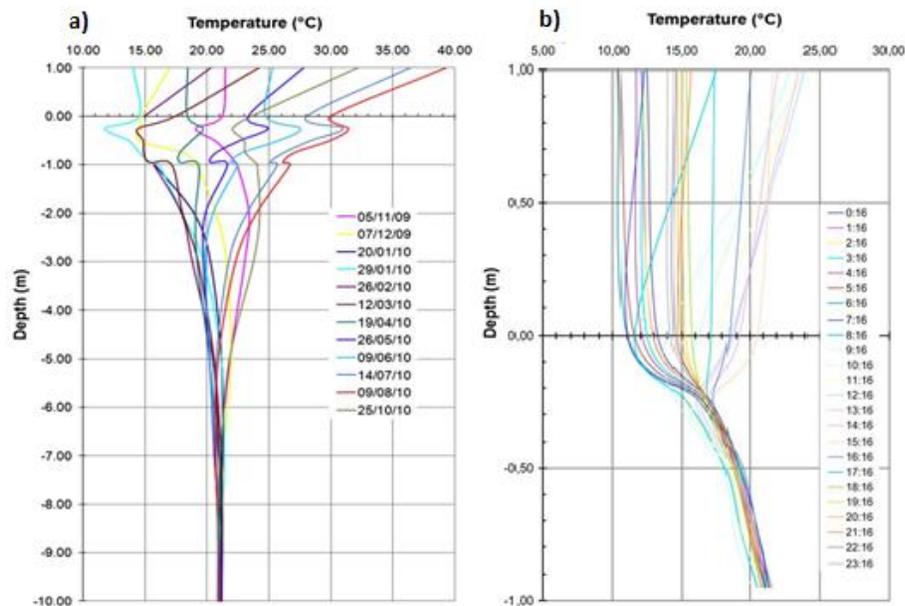


Figura 2.7: Perfiles de temperatura en profundidad en la zona de Prodromi, Chipre. a) Muestra perfiles de temperatura para distintas fechas del año. b) Muestra perfiles de temperatura para distintas horas del día.

La profundidad a la cual penetra la variación de temperatura, además de la difusividad termal, dependerá principalmente de la latitud y altura de la zona en cuestión. Bajo esta profundidad, la temperatura permanece estable y empezará a aumentar según el gradiente geotérmico del sector. Es por este factor que se dice que la tierra tiene una alta inercia térmica y hace que las bombas de calor geotérmicas sean sistemas eficientes.

2.3.5. Agua Subterránea

Las condiciones de agua subterránea pueden afectar la eficiencia de un intercambiador de calor con el suelo.

Particularmente las propiedades termales de sedimentos no consolidados y rocas que tengan algún tipo de permeabilidad y saturación son afectadas por la presencia de agua. Como ya se mencionó anteriormente, cualquier formación que posea algún tipo de permeabilidad conducirá mejor el calor mientras mayor sea su condición de saturación. Esto se debe a que el agua intergranular ocuparía el lugar del aire de poros del medio y, como el agua posee mayor conductividad y difusividad termal que el aire, aumentarían también los valores generales de estos dos parámetros en la unidad.

El flujo de agua subterránea también define la eficiencia de ambos tipos de bombas de calor. En el caso de BHE, si es suficientemente alto, el flujo impide que se alcance el equilibrio térmico entre el intercambiador y el suelo, por lo que hay un aumento de la eficiencia en comparación a zonas sin flujos de agua.

2.3.6. Velocidad Real de Agua Subterránea

La velocidad del agua subterránea tiene un efecto directo en el rendimiento de las bombas de calor. Cuando existe un alto flujo, el agua, que está a una cierta temperatura, se va renovando en el tiempo. De esta manera, el sistema que hay entre el intercambiador de calor y el suelo no se equilibra en el tiempo, lo que aumenta la eficiencia de la bomba de calor. En el trabajo de Fan ([9]), se reconoce la importancia de la velocidad del agua subterránea y se asegura que a mayor velocidad, mayor eficiencia del sistema.

Resultados obtenidos por Angelotti ([10]) indican que puede haber un aumento de eficiencia de hasta un 100% cuando existe un flujo de agua subterránea del orden de decenas de centímetros por día (10^{-7} m/s a 10^{-5} m/s).

3. Datos Geográficos Seleccionados

La cuenca en la que está ubicada la ciudad de Santiago está conformada principalmente por material sedimentario no consolidado, que contiene un acuífero extenso [11].

Dicho acuífero se encuentra a diferentes profundidades, dependiendo de la posición geográfica en la que nos ubiquemos. También presenta un flujo lateral constante de este a oeste, con velocidad variable, dependiendo de la ubicación espacial [11].

El acuífero se encuentra emplazado desde Lampa por el norte, hasta Buin por el sur, y desde la Cordillera de los Andes, hasta Talagante hacia el poniente.

El sector y suelo se seleccionará en base a información entregada por el Centro de Excelencia en Geotermia de los Andes (CEGA), quienes poseen estudios estratigráficos e hidrogeológicos del sector en donde se emplazará el intercambiador.

El CEGA además de medir el nivel estático del acuífero de la capital, posee información respecto de la temperatura y la velocidad del flujo, además de propiedades térmicas del suelo en algunas zonas de tanto la capital, como de sectores periféricos de la región metropolitana.

Se muestra en la Figura 3.1 los mapas con dicha información. Además de la temperatura del agua subterránea. El CEGA posee gran cantidad de información del mismo suelo que será de vital importancia para el proyecto.

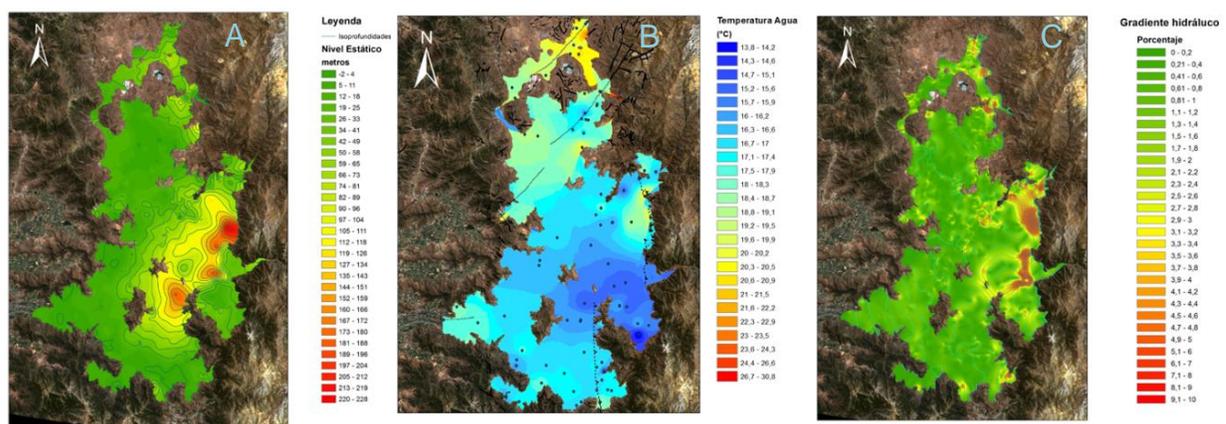


Figura 3.1: (A) Profundidad del acuífero con sus respectivas líneas de isoprofundidad. (B) Temperatura del acuífero, con puntos donde se realizaron los sondajes para la medición. (C) Gradiente hidráulico, útil para determinar la velocidad del flujo de aguas en el acuífero [12].

3.1. Selección de sector de estudio

Para la selección de la zona de estudio se realizó una comparación de los tres mapas mostrados en la Figura 3.1 tal que se cumplieran ciertas condiciones:

Mapa de nivel estático: la profundidad del acuífero muy en superficie ya que el suelo saturado aumenta la conductividad, por tanto la eficiencia del intercambiador.

Mapa de temperatura de acuífero: dado que la temperatura en la mayor parte de las aguas esta entre los 14 y 20°C, seleccionaremos los lugares de 17 a 18°C; esto es bastante mejor respecto de las estimaciones que se presentan en la literatura, pero se consideran como datos reales correctos.

Mapa de gradiente hidráulico: se seleccionarán los lugares con mayor nivel de flujo, dentro de las selecciones previas. En general el flujo de agua no es necesario pero se hace bastante interesante considerar un recambio de agua subterránea; claramente el flujo será laminar por fuera de los tubos.

Se desarrollará un modelo por medio de métodos numéricos del flujo de calor incluyendo el fluido estático, o sea el suelo saturado en agua pero como sólido, analizando solo la conducción en el exterior del tubo. Si bien el gradiente hidráulico no será considerado, cabe destacar que en análisis posteriores se propone incluir esta situación a los modelos a estudiar.

En las siguientes figuras se pueden ver los sectores escogidos en cada caso; también se consideró que en algunas zonas existen viviendas residenciales, como lo es el sector de Talagante, Lampa y Paine.

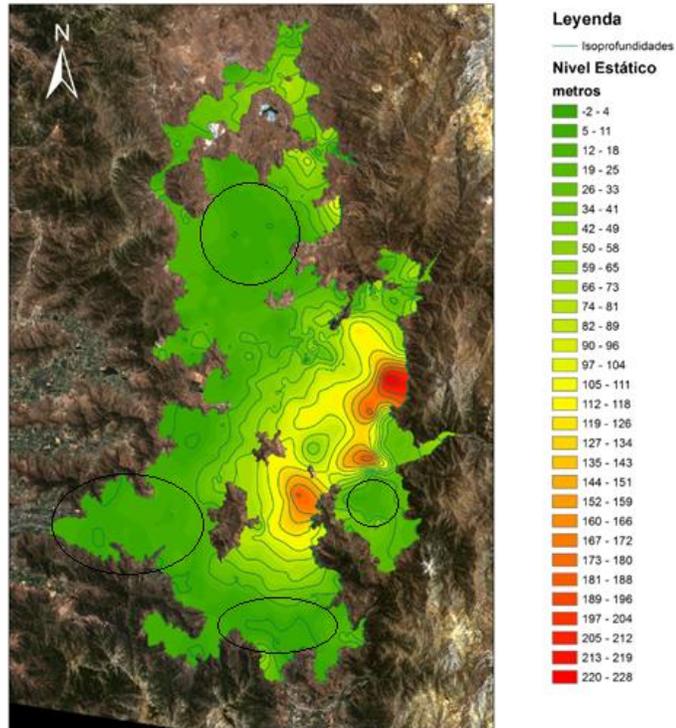


Figura 3.2: Sectores más convenientes en cuanto a profundidad del acuífero.

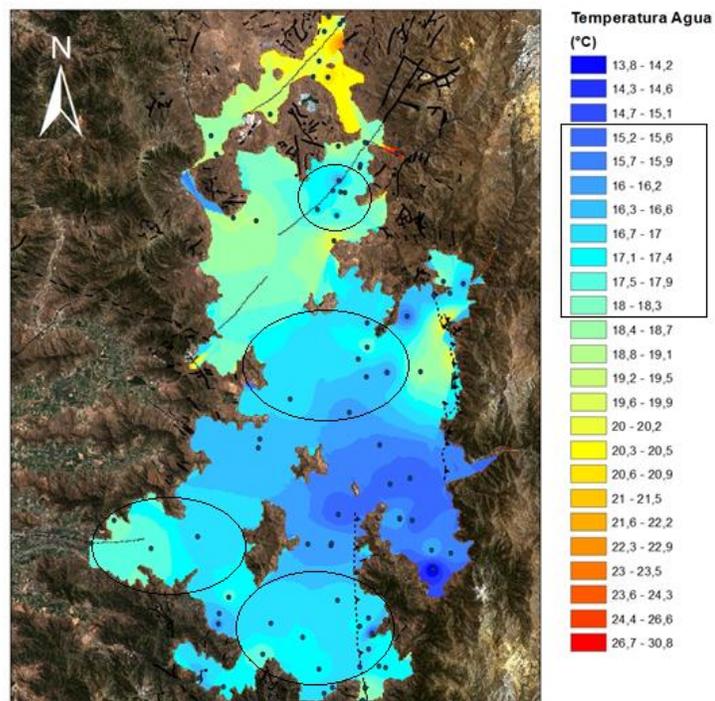


Figura 3.3: Sector más interesante respecto a temperatura del acuífero.

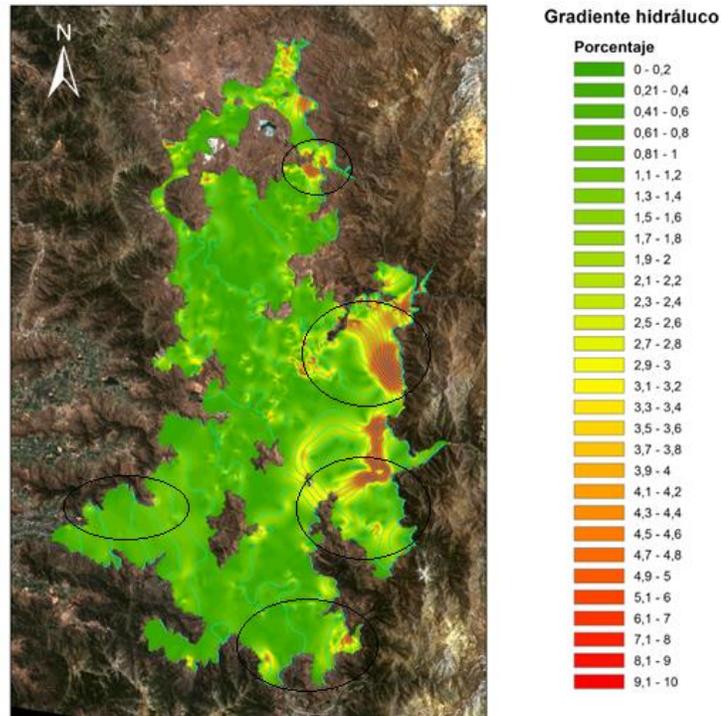


Figura 3.4: Sectores con el gradiente hidráulico más favorables para el análisis.

Se puede ver que existen varios sectores adecuados para la construcción del equipo, sin embargo la selección se realizará dada la información adicional que es facilitada por el CEGA. El sector seleccionado es el sur-poniente, cercano a la localidad de Talagante. De este lugar se tiene la siguiente información tanto de la ciudad como de los suelos que la compone [12].

La información que se maneja de este sector es la siguiente:

- Agua subterránea: La profundidad del nivel de agua está a menos de 16 metros de profundidad y la temperatura del agua en los primeros metros del acuífero es de 17°C
- Estratigrafía: Se puede ver una imagen con los perfiles en poder del departamento de geología de la universidad de Chile y el perfil estratigráfico seleccionado en las siguientes figuras.

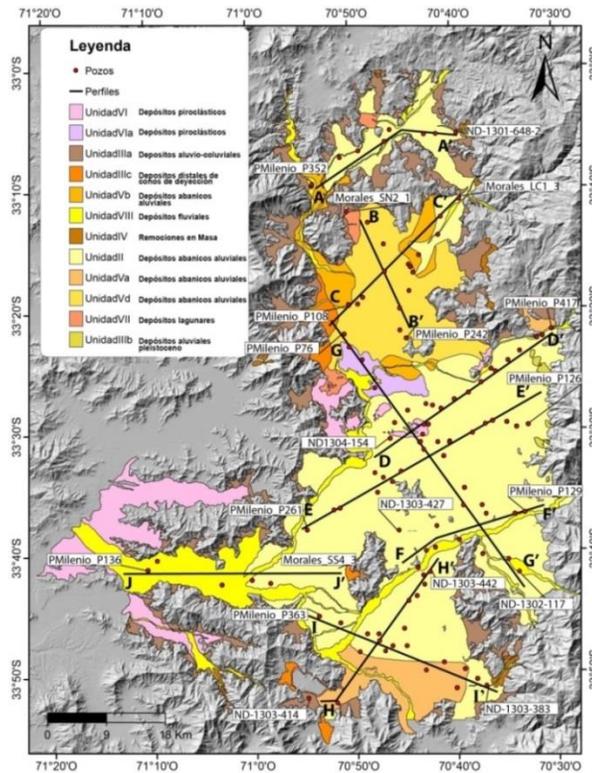


Figura 3.5: Geología superficial del relleno de la cuenca de Santiago. Se destacan los perfiles existentes con líneas negras.

En el perfil de la Figura 3.5 se presentan cuatro unidades estratigráficas importantes: gravas en matriz de arena, gravas en matriz de limo y/o arcilla, limo y/o arcilla con fragmentos de grava y arena con fragmentos de grava [13].

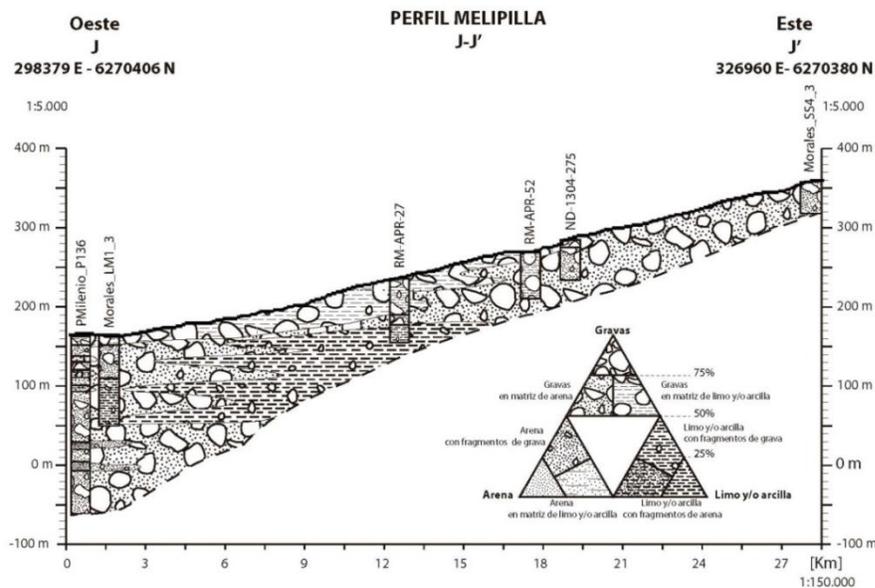


Figura 3.6: Perfil estratigráfico de la zona seleccionada en la cuenca de Santiago; corresponde al perfil J-J' de la Figura 3.5 [13].

3.2. Recopilación de datos

Como cada sector posee su estructura estratigráfica determinada en la cuenca de Santiago, lo más sensato es generar un registro de las propiedades térmicas particulares de cada tipo de suelo presente en ella y posteriormente ajustar el modelo completo computacional con dichas propiedades. Es por eso que se realizaron mediciones de propiedades térmicas a diferentes tipos de suelos presentes en las cercanías del lugar seleccionado para la instalación del equipo.

Como la cuenca presenta sedimentos finos y gruesos en la zona seleccionada, se realizó el análisis de estos en diferentes proporciones dependiendo del estrato.

Inicialmente se efectuó el estudio de las capas de suelo de forma independiente. Se muestran a continuación algunos sedimentos utilizados en la toma de muestras de propiedades térmicas (Figura 3.7, Figura 3.8 y Figura 3.9).



Figura 3.7: Limo utilizado para la toma de muestras térmicas.



Figura 3.8: Arena fina usada en toma de muestras.



Figura 3.9: Arena gruesa utilizada en la adquisición de datos.

El equipo utilizado en el trabajo de adquisición de datos es el KD2 Pro, de Decagon Devices, Inc.; éste posee agujas que se entierran en las capas de sedimento y miden según variaciones de temperatura y fórmulas programadas de las propiedades.

Las mediciones se realizaron en el laboratorio de sedimentología del departamento de Geología. Los datos que se pueden obtener gracias a este dispositivo son: conductividad, difusividad y resistividad térmica, capacidad calórica y la temperatura de la muestra de suelo [14].

Se pueden ver las agujas que posee el equipo en la Figura 3.10. Las agujas utilizadas son 2: la aguja individual larga (10 [cm]), la que puede solo entregar valores de resistividad del suelo y conductividad térmica, y la aguja dual corta (3 [cm]) con la que se pueden obtener todas las propiedades termales mencionadas.



Figura 3.10: Conjunto de agujas con tamaños diferentes junto a KD2 Pro y su estuche de transporte [14].

El procedimiento a seguir para la obtención de datos es el siguiente:

- En una bolsa de plástico se introducen las proporciones medidas previamente de los materiales: limo, arena (fina o gruesa), o grava a utilizar y se mezclan para obtener una representación experimental del suelo del sector seleccionado (Figura 3.11).



Figura 3.11: Bolsa con parte del material a mezclar, en este caso limo.

- En una caja de plástico adecuada para la toma de muestras, se introdujo la mezcla de áridos, todo a un nivel horizontal constante, se tuvo el cuidado especial de dejar el espesor de la capa de sedimentos más profunda que el tamaño de la sonda de medición más larga.
- Se introducen las sondas a una distancia prudente para evitar la interacción de ellas en los resultados. Se introducen siempre intercaladas las sondas largas y las cortas para evitar aún más la interferencia.
- Se espera el tiempo necesario para que el dispositivo entregue los resultados y luego se tabulan.
- Se cambia la disposición de las agujas de medición previo reacondicionamiento de la muestra y se realiza una nueva medición, teniendo en cuenta las condiciones anteriores.
- Luego de cerca de 4 mediciones, se extrae todo el contenido de la caja y se vuelve a revolver la mezcla y se realizan las mediciones nuevamente.

- Se obtienen promedios y desviaciones de la toma de muestras, dichos promedios serán incorporados al programa.
- Luego de la adquisición de datos en seco, se agrega agua a las muestras en la caja hasta su saturación. Esto se realiza vertiendo agua en la caja con los sedimentos lentamente observando el avance del líquido (la caja utilizada es transparente) hasta saturar completamente la muestra.
- Los datos de suelo utilizados para el desarrollo del problema se pueden ver en la siguiente tabla.

Tabla 3.1: Valores del suelo obtenido para la zona a estudiar (limo con arena, saturados. Elaboración propia).

		Promedio	Desviación estándar
Conductividad térmica (k)	[W/mK]	1,416	0,113
Capacidad calórica a presión constante (Cp)	[MJ/m ³ K]	2,727	0,151
Difusividad térmica (D)	[mm ² /s]	0,483	0,023
Resistividad térmica (ρ)	[cmK/W]	71,02	5,843

Los resultados de las mediciones con más detalle se pueden ver en las tablas con datos en el anexo A en el informe.

4. Desarrollo de modelos de intercambiadores de calor.

Se considera un intercambiador del tipo sonda geotérmica (Borehole Heat Exchanger (BHE)), la cual posee una forma bastante común de instalación que considera la inmersión de una tubería de PVC (policloruro de vinilo) en forma de U, en un recubrimiento de concreto y exteriormente el suelo (Figura 4.1).

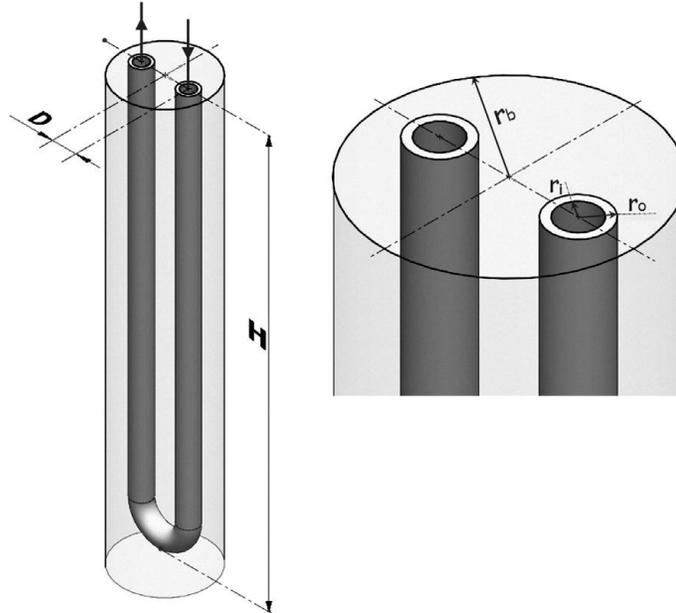


Figura 4.1: Ejemplo de la tubería en U a estudiar, se observa el recubrimiento exterior de concreto y fuera del rango se encuentra el suelo [15].

El primer modelo es el de un sólo conjunto tubería – concreto – suelo. La segunda etapa corresponde al trabajo de varios sistemas en serie a diferentes posiciones para analizar la interferencia entre ellos y el aprovechamiento para la disipación de calor en el suelo.

El modelo para ser procesado por el ordenador debe construirse por medio de algún software CAD; para este caso se utilizará el asistente para construcción de cuerpos de COMSOL. El sistema construido corresponde al mostrado en la Figura 4.2 y Figura 4.3. Las figuras mencionadas previamente se realizaron para visualizar y comprender inicialmente el modelo.

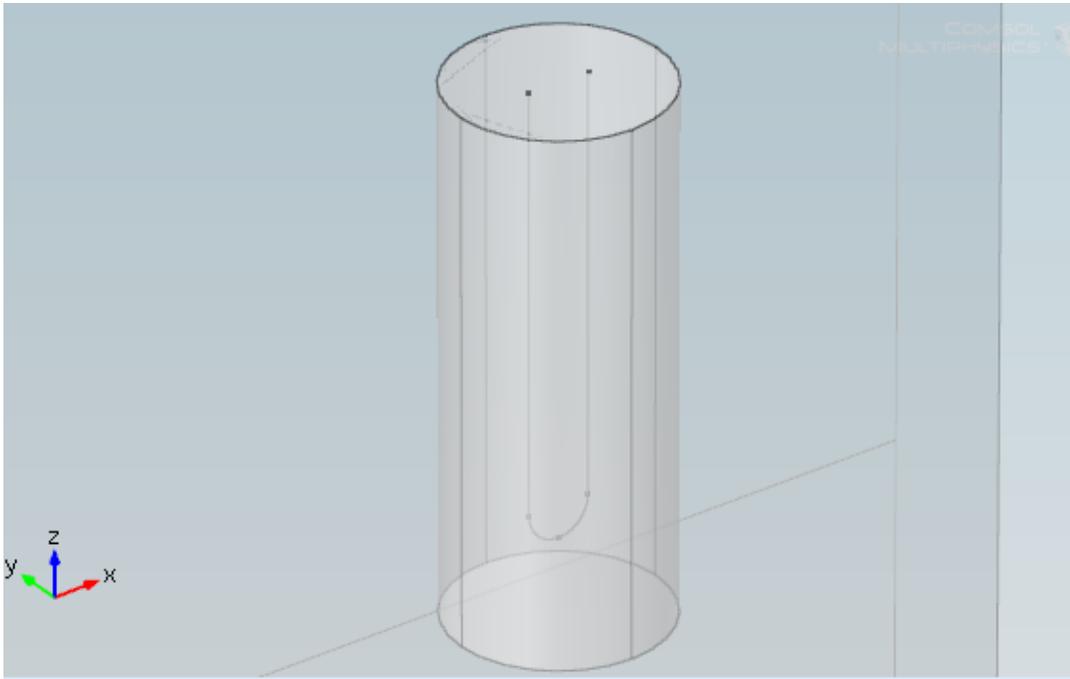


Figura 4.2: Modelo CAD utilizado en las simulaciones previas. El largo fue modificado para mostrar la estructura de la sonda. Largo de sonda: 1[m].

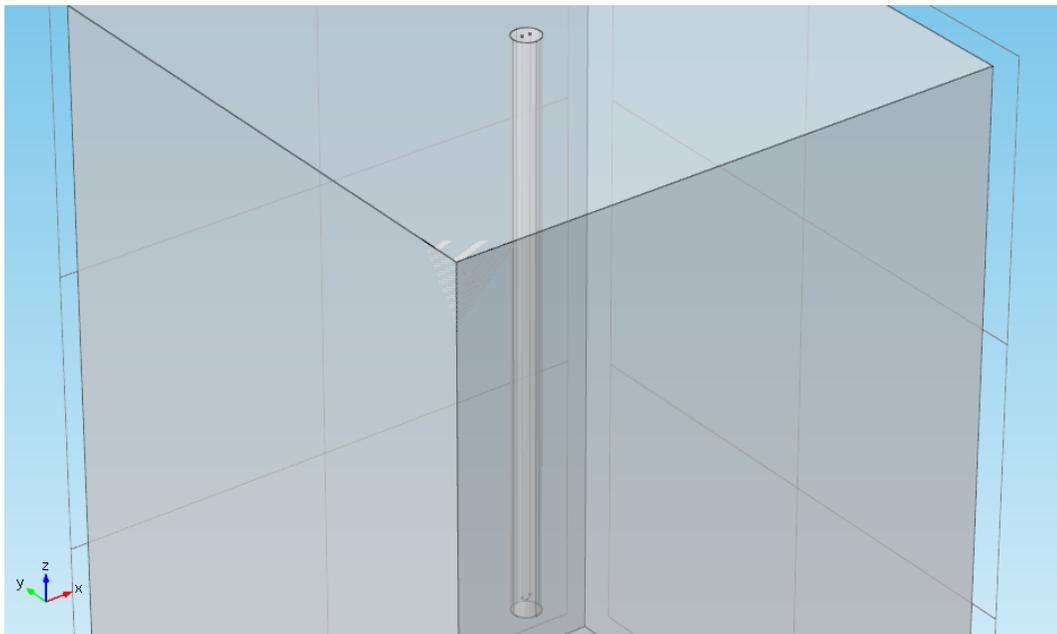


Figura 4.3: Modelo transparente del sistema primario, se ve el conjunto tubería lineal – concreto – suelo, largo sobre z: 10[m].

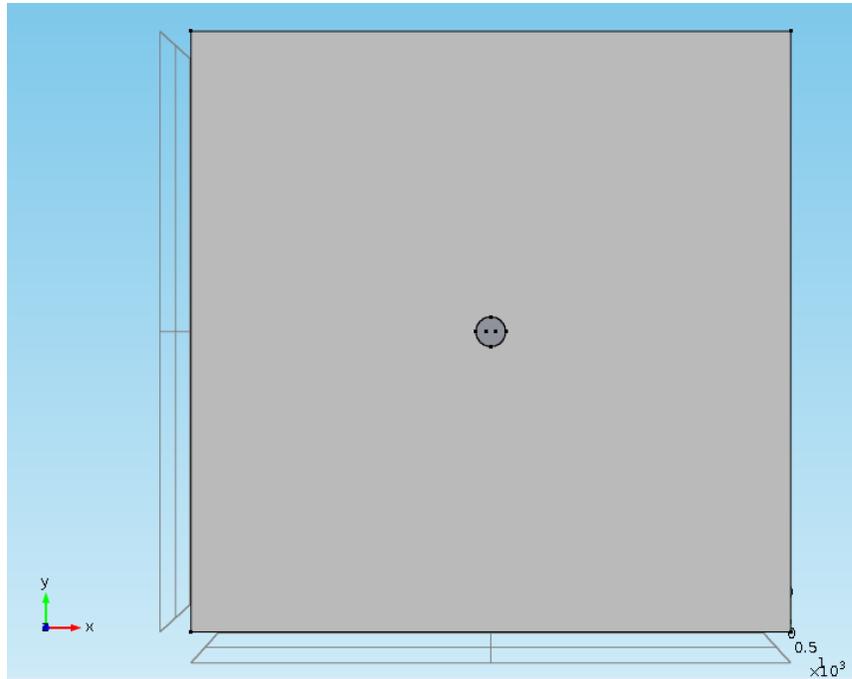


Figura 4.4: Vista superior del modelo: los dos puntos en el círculo gris representan los tubos: de entrada y salida; el círculo gris oscuro es el recubrimiento de concreto, y el cuadrado gris representa el suelo.

Las condiciones iniciales y de flujo a utilizar en la simulación son las mostradas en la Tabla 4.1:

Tabla 4.1: Datos del modelo y condiciones iniciales del sistema.

Temperatura inicial del sistema	290 [K] (17°C)
Temperatura del fluido a la entrada	298 [K] (25°C)
Fluido en el intercambiador	Agua
Diámetro interno de la cañería	2,54 [cm]
Espesor cañería	0,5 [cm]
Conductividad térmica cañería PVC	0,1 $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$
Extensión de suelo	10 x 10 [m]
Radio del recubrimiento de concreto	20 [cm]

Los datos mostrados en la Tabla 4.1 fueron seleccionados en base a estudios previos como Lam ([16]) y Woloszyn ([17]); también se impuso las propiedades de la cañería como las del PVC vinilo [18].

Si consideramos el agua como fluido de intercambio, entonces se trabajará con las propiedades de este fluido en el interior del tubo; se utilizaron las propiedades por defecto del programa para la simulación.

La extensión de suelo considera un paralelepípedo de 10 metros de largo y ancho y una profundidad dependiente del largo del tubo, la que será siempre 5 metros más profunda que el largo total de la tubería. La posición de la sonda en el bloque de suelo estará en el centro del paralelepípedo, como se puede ver en la Figura 4.4.

Los parámetros finales utilizados para el suelo serán los de suelo saturado en agua. Como en la zona seleccionada la profundidad del acuífero es muy baja, se utilizarán dichos valores para el suelo completo, con la intención de simplificar el sistema.

Las propiedades del suelo saturado y el concreto que recubrirá el sistema de sondas son las siguientes.

Tabla 4.2: Propiedades físicas utilizadas en la simulación.

Conductividad térmica suelo saturado	$1,42 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Conductividad térmica concreto	$2 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$
Capacidad calórica suelo saturado	$2727,87 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Capacidad calórica concreto	$2000 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$
Densidad suelo saturado	$2000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Densidad concreto	$1800 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$

Algunos datos de densidad y propiedades del concreto fueron validados observando los valores utilizados por Nam ([16]) y Woloszyn ([17]).

Los datos de conductividad de suelo mostrados son bastante similares a otros encontrados en estudios previos hechos en el departamento de geología de la Universidad de Chile, esto avala que los resultados de la conductividad para el suelo del sector seleccionado son correctos [19].

También se analizará solo el sistema bajo condición de suelo saturado de agua, pero sin movimiento, también para simplificar el análisis computacional. Se propone realizar este caso en un estudio posterior.

Los parámetros de distancia entre tubos, velocidad de entrada del fluido al tubo y profundidad de la sonda se consideraron variables en los primeros estudios de la sonda individual y doble, se buscan valores óptimos para el desarrollo de las posteriores simulaciones.

Dado que la temperatura de entrada del fluido es mayor a la del suelo, el estudio se realiza durante la estación de verano, en la que necesitamos bajar la temperatura del ambiente seleccionado. Cabe destacar que según estudios previos, la calefacción posee rendimiento levemente mejor que la refrigeración ([10], [15], [16]), por lo que hacer un estudio de la estación de invierno podría arrojar resultados diferentes no necesariamente opuestos al de la estación de verano.

4.1. Cálculos de la simulación

El trabajo se sustenta físicamente en las ecuaciones de transferencia de calor y fluidos en cañerías bajo régimen de transición. Se busca una solución para la temperatura y el flujo de calor.

La ecuación utilizada en el módulo de transferencia de calor en sólidos es la siguiente:

$$\rho C_p \frac{\delta T_2}{\delta t} = \nabla \cdot (k \nabla T_2) + Q \quad (Ec. 4.1)$$

Dónde:

- ρ : Densidad del material $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$.
- k : Conductividad del material $\left[\frac{W}{mK} \right]$.
- Q : Aporte de calor externo $[W]$.
- C_p : Capacidad calórica a presión constante del material $\left[\frac{J}{Kg \cdot K} \right]$.
- T_2 : Campo de temperatura en el sólido $[K]$.

Esta ecuación rige el flujo de calor tanto en el suelo como en el recubrimiento de concreto. Todo el fenómeno térmico en la zona sólida estará influenciado directamente por la temperatura de la cañería a través de la ecuación (Ec.4.3). El flujo de agua calentará la zona próxima del concreto, cambiando la temperatura inicial del entorno, transformando la cañería en una fuente lineal de calor, la cual se evaluará posteriormente como el valor de intercambio térmico efectivo.

La temperatura de la ecuación (Ec. 4.1) es diferente de la mostrada en las ecuaciones del fluido en la cañería, por tanto se ha denotado como T_2 .

Las ecuaciones utilizadas en COMSOL para el canal cilíndrico son las siguientes:

$$\rho A C_p \frac{\delta T}{\delta t} + \rho A C_p u \cdot \nabla T = \nabla \cdot A k \nabla T + f_D \frac{\rho A}{2d_h} |u|^3 + Q + Q_{pared} \quad (Ec. 4.2)$$

Dónde:

- ρ : Densidad del material analizado $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$.
- C_p : Capacidad calórica del material a presión constante $\left[\frac{\text{J}}{\text{Kg}\cdot\text{K}}\right]$.
- u : Vector de velocidad $[\text{m/s}]$.
- k : Conductividad térmica del material $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}\right]$.
- Q : Generación de calor por una fuente determinada $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^3}\right]$.
- T : Temperatura $[\text{K}]$.
- t : Tiempo $[\text{s}]$.
- A : Área de la sección transversal del tubo $[\text{m}^2]$.
- f_D : Factor de fricción definido en la ecuación (Ec.4.11) y (Ec.4.10), adimensional.

Como no existe generación de calor por parte del sistema en ningún punto de la pared del tubo o el fluido mismo, consideraremos $Q = 0$.

Para el caso del valor Q_{pared} en la ecuación (Ec.4.2), se determina de la siguiente manera para el modelo:

$$Q_{pared} = (hZ)_{eff}(T_{ext} - T) \quad (Ec. 4. 3)$$

Con:

- T_{ext} : Temperatura externa a la tubería $[\text{K}]$.
- $(hZ)_{eff}$: Valor efectivo del coeficiente convectivo $\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$.

El valor de T_{ext} representa la asociación directa entre la temperatura de la tubería y su entorno de concreto; por medio de esta expresión se genera el gradiente necesario entre el entorno y el fluido para producir un flujo de calor.

Para el caso de $(hZ)_{eff}$, éste se calcula de la siguiente manera para cañerías:

$$(hZ)_{eff} = \frac{2\pi}{\frac{1}{r_0 h_{int}} + \frac{1}{r_N h_{ext}} + \sum \left(\frac{\ln \left(\frac{r_n}{r_{n-1}} \right)}{k_{pared,n}} \right)} \quad (Ec. 4. 4)$$

Con:

- r_0 : Radio interno del tubo en contacto con flujo convectivo interno $[\text{m}]$.
- r_N : Radio externo del tubo en contacto con flujo convectivo externo $[\text{m}]$.

- h_{int} : Coeficiente convectivo del flujo interno a la tubería $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.
 h_{ext} : Coeficiente convectivo del flujo externo a la tubería $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$.
 r_n, r_{n-1} : Radios de capas sucesivas de la tubería n y (n-1)-ésima [m].
 $k_{pared,n}$: Conductividad térmica de la capa n-ésima de la cañería $\left[\frac{W}{mK}\right]$.

Dado que solamente se considerará flujo en el interior de la cañería y no en el exterior, además de solo considerarse una capa de tubería en el sistema, con lo anterior (Ec. 4.4) queda de la siguiente forma:

$$(hZ)_{eff} = \frac{2\pi}{\frac{1}{r_0 h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_0 + \Delta w}{r_0}\right)}{k_{pared}}} \quad (Ec. 4.5)$$

Con:

- r_0 : Radio interno de la cañería [m].
 Δw : Espesor de la cañería [m].
 k_{pared} : Conductividad de la pared participante $\left[\frac{W}{mK}\right]$.

La cañería como tal estará incluida en el cálculo del $(hZ)_{eff}$ y no representará una capa adicional sólida ya que su espesor es muy pequeño comparado con el tamaño del recubrimiento de concreto y la extensión de suelo. Solo generará complicaciones de malla si la incluimos como una capa de solido directo en el modelo.

El valor del coeficiente convectivo interno (h_{int}) se determina por medio de correlaciones. El valor se obtiene por medio del número de Nusselt:

$$Nu = \frac{h_{int} d_h}{k} \rightarrow h_{int} = Nu \frac{k}{d_h} \quad (Ec. 4.6)$$

Con:

- d_h : Diámetro hidráulico (diámetro interno) del sistema [m].

El valor del Nusselt para éste caso se determina según la siguiente correlación válida para flujo turbulento y de transición dentro de cañerías, también conocida como la correlación de Gnielinski:

$$Nu = \frac{(f_D/8)(Re - 1.000)Pr}{1 + 12.7(f_D/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (Ec. 4.7)$$

Con:

f_D : Factor de fricción definido por medio de la ecuación (Ec. 4.11).

Pr : Numero de Prandtl (adimensional).

Y:

$$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (\text{Ec. 4.8})$$

Para el caso de flujos laminares en cañerías cilíndricas el modelo simplemente considera un valor fijo de Nusselt:

$$\text{Nu} = 3,66 \quad (\text{Ec. 4.9})$$

Para el caso del comportamiento fluidodinámico del líquido se tienen las siguientes ecuaciones que rigen su paso por la tubería:

$$\rho \frac{\delta u}{\delta t} = -\nabla p - f_D \frac{\rho}{2d_h} u|u| \quad (\text{Ec. 4.10})$$

Con:

f_D : Factor de fricción definido por medio de la ecuación (Ec. 7.9).

u : Promedio de la velocidad del fluido a través de la tangente que pasa por el centro del cilindro descrito por la línea [m/s].

p : Presión [N/m^2].

Las ecuaciones para la determinación del factor de fricción mencionado en (Ec. 7.1, Ec. 7.6 y Ec 7.8) son las siguientes.

$$f_D = 8 \left[\left(\frac{8}{\text{Re}} \right)^{12} + (A + B)^{-1.5} \right]^{1/12} \quad (\text{Ec. 4.11})$$

Con:

$$A = \left[-2.457 \ln \left(\left(\frac{7}{\text{Re}} \right)^{0.9} + 0.27 \left(\frac{e}{d_h} \right) \right) \right]^{16} \quad (\text{Ec. 4.12})$$

$$B = \left(\frac{37.530}{\text{Re}} \right)^{16} \quad (\text{Ec. 4.13})$$

Re : Número de Reynolds de la tubería (adimensional) (Ec. 7.13).
 $\frac{e}{d}$: Relación entre la rugosidad de la superficie interna de la cañería y el diámetro hidráulico (interno) de la misma (adimensional).

El valor del factor de fricción corresponde al analizado por medio del modelo de fricción de Churchill, éste es válido tanto para flujos laminares, turbulentos y transicionales.

El número de Reynolds para tuberías se calcula de la siguiente manera, considerando las propiedades del fluido en cuestión:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} \quad (Ec. 4. 14)$$

Con:

μ : Viscosidad dinámica del fluido [Pa · s].

El cálculo del número de Reynolds que a continuación se muestra se realiza con la densidad y viscosidad del agua (998 $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$ y 0,001[Pa · s] respectivamente) y un diámetro hidráulico de 0,0254 [m]:

$$Re_{v=0,1\left[\frac{m}{s}\right]} = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{998 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 0,1 \left[\frac{m}{s}\right] * 0,0254[m]}{1 * 10^{-3}[Pa * s]} \sim 2.534 \rightarrow \text{Flujo de transición.}$$

Y:

$$Re_{v=0,3\left[\frac{m}{s}\right]} = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{998 \left[\frac{kg}{m^3}\right] * 0,3 \left[\frac{m}{s}\right] * 0,0254[m]}{1 * 10^{-3}[Pa * s]} \sim 7.604 \rightarrow \text{Flujo de transición.}$$

En base a las formulas ya vistas y en especial a la (Ec. 4.6), podemos decir que para las dos velocidades mostradas en el previo cálculo del número de Reynolds, el valor del coeficiente convectivo del fluido será:

$$h_{int,v=0,1\left[\frac{m}{s}\right]} = Nu \frac{k}{d_h} = 18,16 \frac{0,1 \left[\frac{W}{mK}\right]}{0,0254[m]} = 71,49 \left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

$$h_{int,v=0,3\left[\frac{m}{s}\right]} = Nu \frac{k}{d_h} = 65,03 \frac{0,1 \left[\frac{W}{mK}\right]}{0,0254[m]} = 256,02 \left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

En ambos casos se calculó el valor del número de Nusselt para una cañería de 60 [m] y un diámetro hidráulico de 0,0254 [m] y la conductividad de la cañería de PVC,

Se tiene también que:

$$\frac{\delta A\rho}{\delta t} + \nabla \cdot (A\rho u) = 0 \quad (\text{Ec. 4.15})$$

La ecuación (Ec.4.10) representa la ecuación de equilibrio de momentum, mientras que la (Ec.4.15) representa la ecuación de conservación de masa en el sistema de tuberías.

Las condiciones de borde e iniciales utilizadas en el modelo son las siguientes:

Temperatura impuesta en el sistema:

$$T = T_0 \quad (\text{Ec. 4.16})$$

Esta ecuación se utiliza principalmente en condiciones iniciales, para determinar las temperaturas del entorno al tubo, y como condición inicial de temperatura de entrada del flujo (para el caso estudiado 298 [K]).

Aislamiento térmico y flujo de calor saliente (condición adiabática del sistema):

$$-n \cdot (-k\nabla T) = 0 \quad (\text{Ec. 4.17})$$

Donde:

n : Vector normal a la superficie aislada o por donde sale el calor.

Esta ecuación determina el intercambio de los bordes del sistema, aísla el bloque por lo que no existe intercambio con el exterior.

Las (Ec.4.16) y (Ec.4.17) también funcionan para el módulo de transferencia de calor en sólidos.

Respecto a la pérdida de carga en el sistema, la tubería completa mide aproximadamente 60 [m], si consideramos esto como un segmento lineal, la pérdida estará determinada por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{\lambda}{2} v^2 \frac{L}{d_h} \quad (\text{Ec. 4.18})$$

Con:

ΔP : Diferencia entre presión de entrada y salida o perdida de carga [Pa].

- λ : Factor de fricción del sistema, adimensional.
- v : Velocidad del fluido en la cañería $\left[\frac{m}{s}\right]$
- $\frac{L}{d_h}$: Relación entre el largo de la cañería diámetro hidráulico del sistema, adimensional.

Un cálculo aproximado para flujos turbulentos y de transición para el factor de fricción es el siguiente:

$$\lambda = 0,316 Re^{-0,25} \quad (Ec. 4. 19)$$

Para los cálculos de pérdida de carga en codos se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \frac{\rho K_f v^2}{2} \quad (Ec. 4. 20)$$

Donde:

- ΔP : Diferencia de presión entre entrada y salida de codo $[Pa]$.
- ρ : Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$.
- K_f : Coeficiente de pérdida por fricción, adimensional.
- v : Velocidad del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Más adelante en los problemas se muestra una tabla de comparación de la pérdida de presión en todo el segmento de tubería, junto con el cálculo en base a las simulaciones de la pérdida de carga ([7], [20], [21]. [22]).

4.2. Mallado y estudio del sistema

El mallado del problema se basa en la física misma. COMSOL posee un sistema de mallado automático que ha sido utilizado para el estudio; se puede ver en la Figura 4.5 el mallado del cuerpo completo.

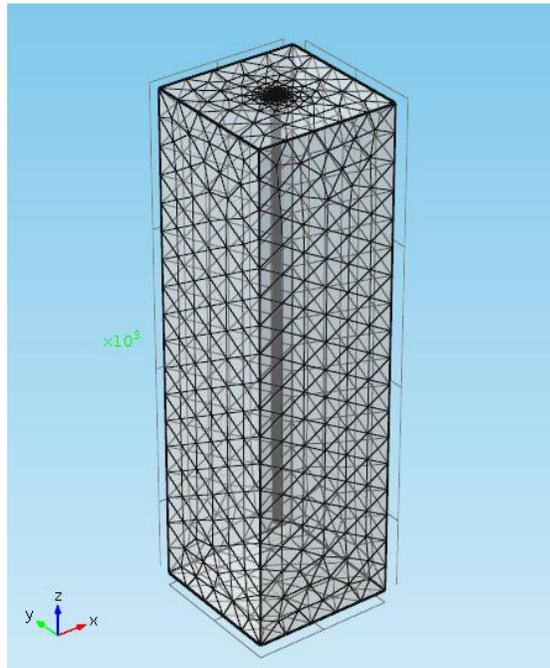


Figura 4.5: Mallado utilizado en las simulaciones a mostrar, para sonda de 30[m].

Dicho mallado es más fino alrededor de la cañería, y aún más en el inicio y termino de la misma, como también en el codo. El mallado de la entrada y salida del modelo se puede ver en la Figura 4.6.

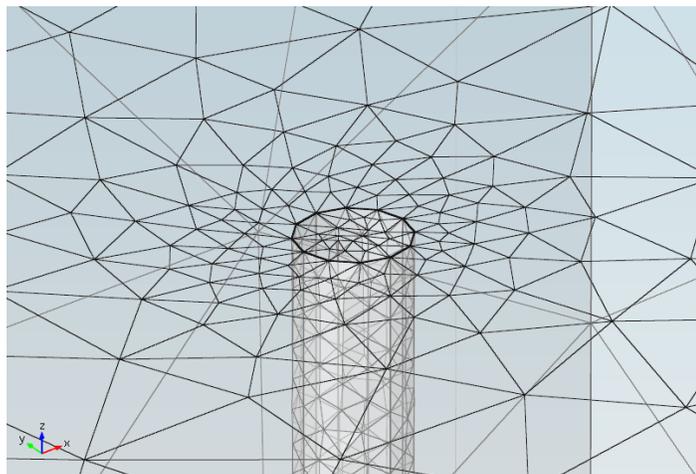


Figura 4.6: Mallado en la zona del codo, más denso que el resto del cuerpo.

Se utilizó el mallado definido por el programa como más fino, no siendo este necesariamente el más fino que existe. El mallado posee aproximadamente para el modelo de la Figura 4.5, 97.345 elementos tetraédricos.

Para un modelo con más sondas, el número de elementos aumentará en gran medida, por lo que se busca encontrar una cantidad óptima de elementos de malla para obtener un resultado en un tiempo prudente; para ello se realizó un estudio de cuán fiable es la malla utilizada comparándola con otros resultados; esto ayudará a validar el sistema. Los análisis de malla se muestran en capítulos subsecuentes.

Respecto al estudio (forma de nombrar la ejecución del programa), las condiciones para este primer acercamiento serán las de trabajo dependiente del tiempo, con un total de 7.776.000 [s] (3 meses, o 90 días), en intervalos de 14.400 [s] (cuatro hora). En total, se entregaran 2.160 soluciones gráficas observables.

5. Resultados

5.1. Selección de Parámetros de Diseño.

La selección de parámetros importantes de diseño en para el sistema se realizó considerando la variación de 3 variables importantes del sistema:

- 1- Longitud de sonda.
- 2- Velocidad del fluido.
- 3- Distancia entre sondas.

El resto de los parámetros se encontrarán fijos para el desarrollo de las simulaciones. Dichos parámetros fijos son los mostrados en la Tabla 4.1 y la Tabla 4.2. El estudio de las dos primeras se realizó sobre la sonda individual, mientras que la distancia entre sondas se evaluó en base al modelo de dos sondas en serie.

En la Figura 5.1 en color rojo se ve el largo a determinar y en la Figura 5.3 la variación de los largos del largo mostrado en la Figura 5.1; la Figura 5.2 muestra el punto de entrada del fluido, el cual posee la velocidad de entrada a determinar.

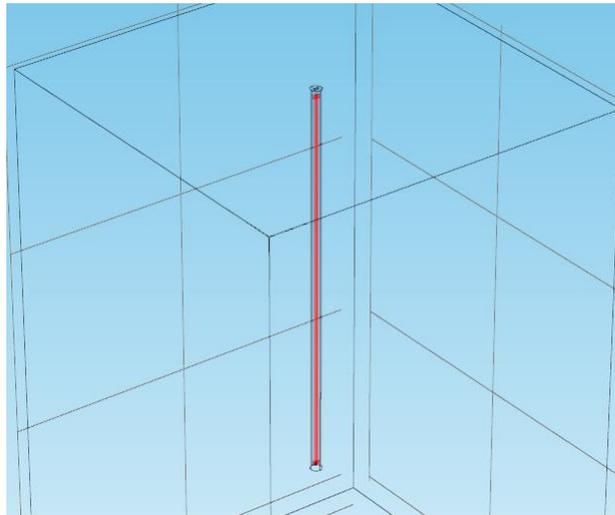


Figura 5.1: Largo de la sonda a determinar.

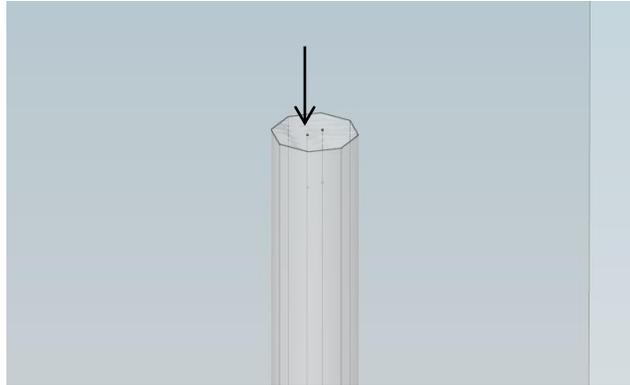


Figura 5.2: Punto donde se determinará la velocidad de entrada óptima del sistema.

Para encontrar valores útiles de longitud de sonda y velocidad de flujo se realizaron diferentes simulaciones sobre la sonda individual; se desarrollaron estudios para la longitud de tubo en el rango de 4 medidas:

- a- 10 metros.
- b- 20 metros.
- c- 30 metros.
- d- 40 metros.

La velocidad de entrada del flujo de agua, se varia sobre cada longitud mencionada entre dos valores:

- a- 0,1 [m/s].
- b- 0,3 [m/s].

En consecuencia, se tiene que para la sonda individual se realizaron 8 diferentes simulaciones. Las condiciones iniciales del sistema están en la Tabla 4.1, donde la temperatura del medio al inicio es de 290 [K] y la temperatura de entrada del fluido es de 298 [K], y las propiedades físicas del problema se presentan en la Tabla 4.2. Podemos ver en la Figura 5.3 la longitud de cada sonda.

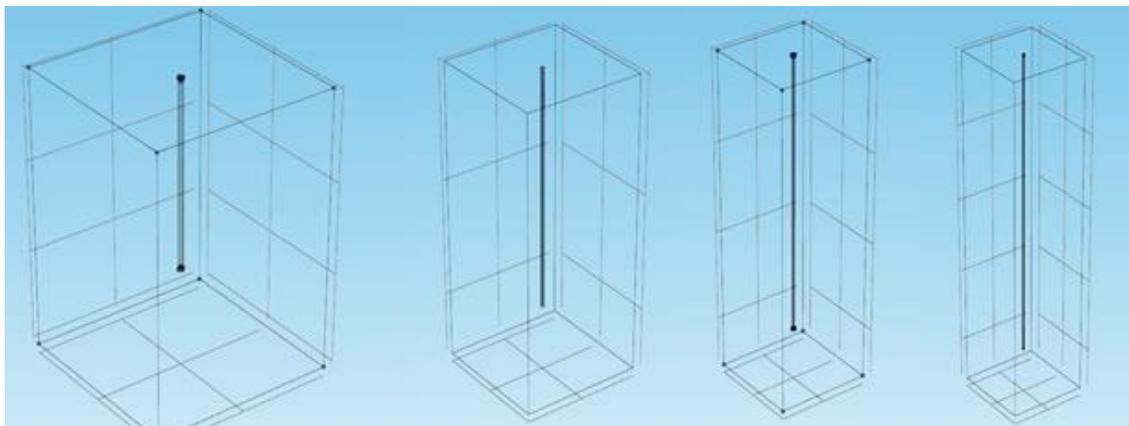


Figura 5.3: diferentes tamaños de las sondas utilizadas y su espacio de suelo respectivo; de izquierda a derecha: 10 [m], 20 [m], 30 [m] y 40 [m].

Para comparar cada resultado se obtuvo el valor de transferencia de calor desde la pared del tubo y la temperatura de salida del fluido.

Se presentan los resultados de la temperatura de salida del conjunto de sondas a una velocidad de entrada del flujo de 0,1 [m/s] (Figura 5.4).

Todos los valores promedio se obtuvieron en base a los 90 días de funcionamiento de la sonda.

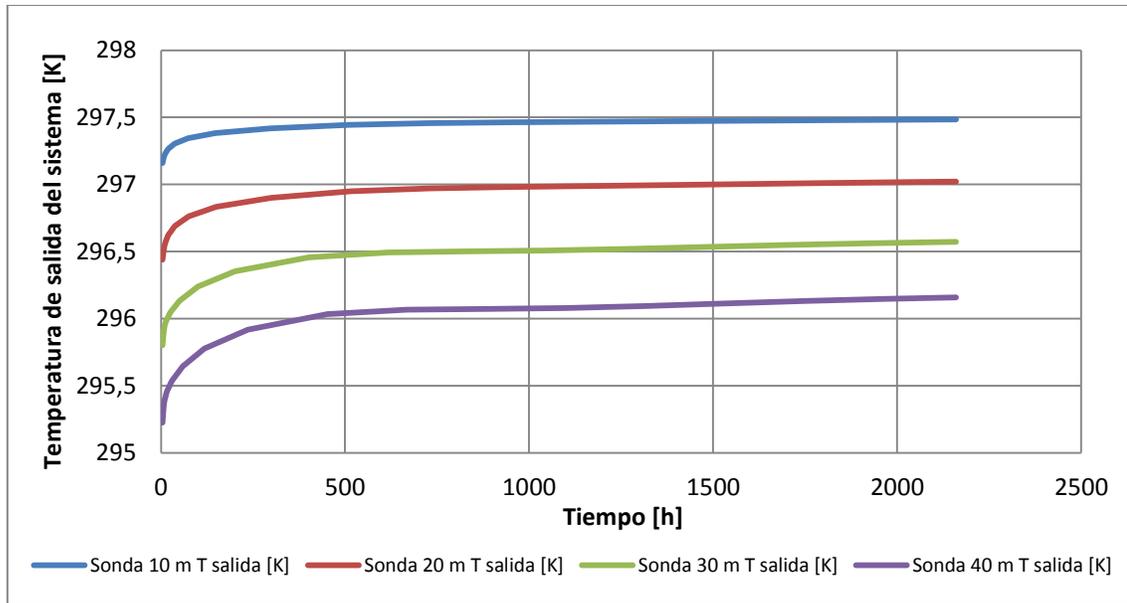


Figura 5.4: Temperatura de salida de sondas en función del tiempo a diferentes longitudes de sonda en profundidad.

Las temperaturas promedio en función del tiempo alcanzadas por cada sonda se muestran a continuación (valido también para el grafico de la Figura 5.7).

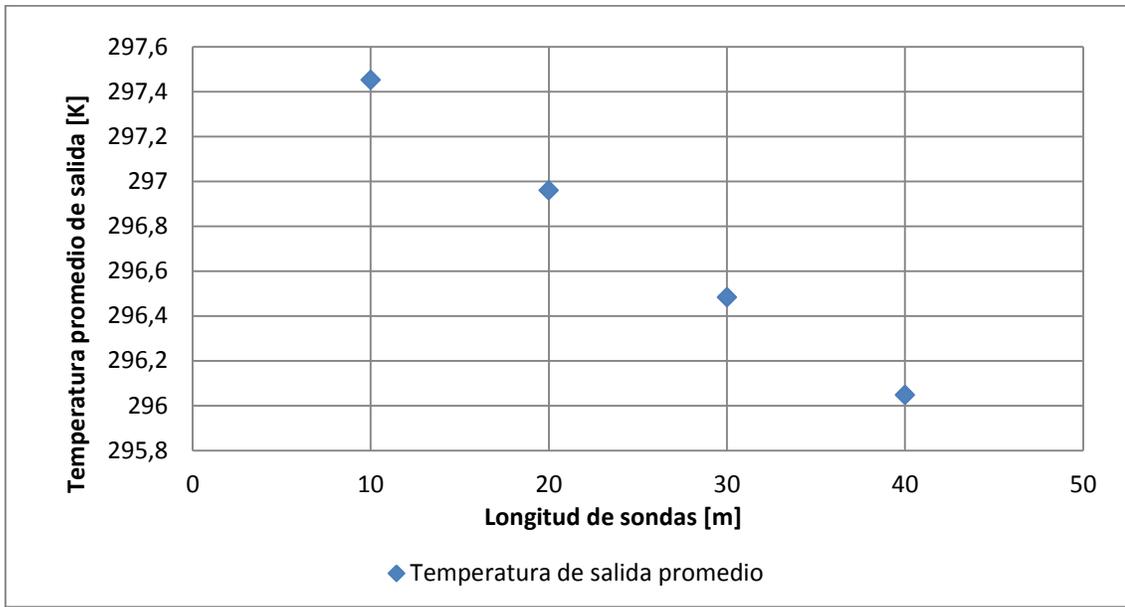


Figura 5.5: Temperatura promedio de salida en el tiempo de sondas respecto de la longitud de la sonda, con $v = 0,1$ [m/s].

Este parámetro también se encuentra graficado para 0,3 [m/s] de velocidad de entrada; a continuación se mostrarán dichos resultados tanto de temperatura en función del tiempo y temperatura promedio por longitud de sonda (Figura 5.6).

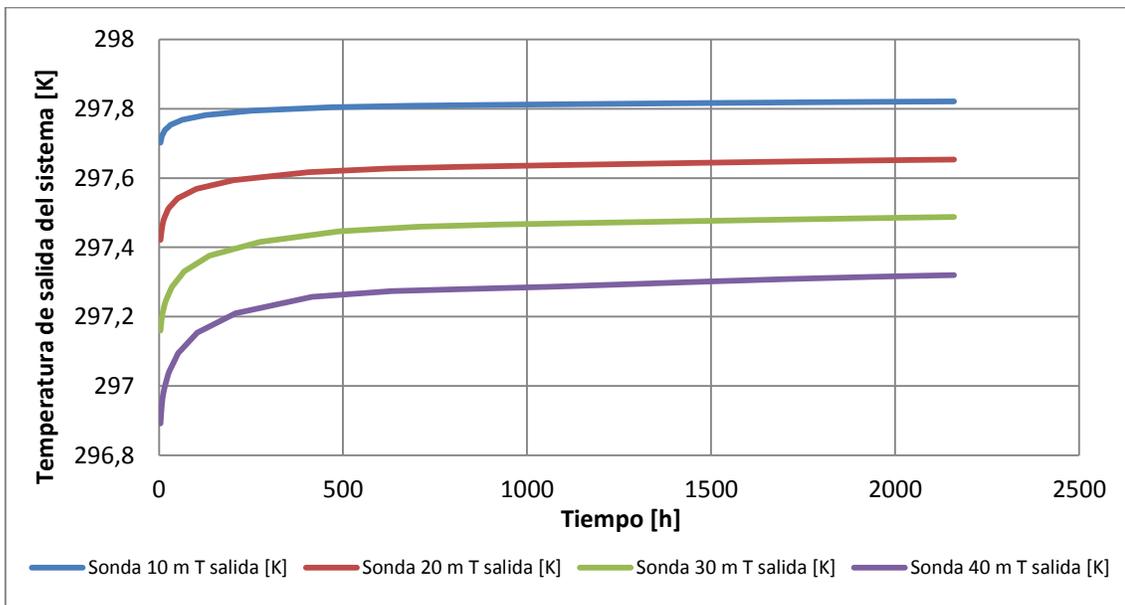


Figura 5.6: Temperatura de salida de sondas en función del tiempo a diferentes longitudes de sonda en profundidad.

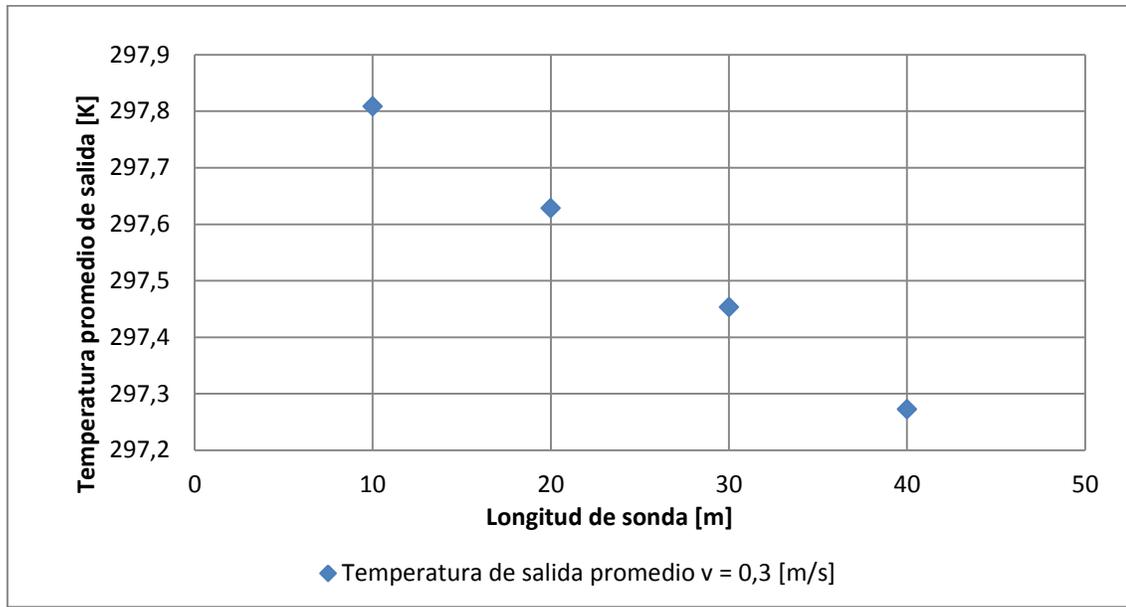


Figura 5.7: Temperatura promedio de salida de sondas respecto de la longitud de la sonda, con $v = 0,3$ [m/s].

Tanto en el gráfico de la Figura 5.4 y de la Figura 5.6, en un principio la temperatura de salida del fluido es más baja debido a que el entorno al tubo (concreto y suelo) se encuentran a una temperatura baja; dicha temperatura es la inicial del problema.

En consecuencia a lo anterior, el gradiente de temperatura es alto al principio, por lo tanto el flujo de calor desde la tubería hacia el concreto y suelo será alto. Conforme aumenta la temperatura en el entorno cercano al tubo, dicho gradiente disminuirá y la temperatura de salida del fluido aumentará respecto de sus valores en tiempos iniciales. Para lograr una comparación más acabada de la temperatura de salida, se presentará en conjunto los resultados de la Figura 5.5 y el de la Figura 5.7 en la Tabla 5.1. Recordar que la temperatura de entrada del fluido es de 298 [K], temperatura utilizada en la tabla mencionada.

Tabla 5.1: Temperaturas promedio de salida de la sonda individual según largo de sonda y velocidad de entrada del fluido y diferencia entre la temperatura de entrada y salida para cada caso (elaboración propia).

Longitud de sondas [m]	Temperatura de salida promedio $v = 0,1$ [m/s]	Temperatura de salida promedio $v = 0,3$ [m/s]	Diferencia entre temperatura de entrada y salida con $v=0,1$ [m/s]; [K]	Diferencia entre temperatura de entrada y salida con $v=0,3$ [m/s]; [K]
10	297,45	297,81	0,55	0,19
20	296,96	297,63	1,04	0,37
30	296,48	297,45	1,52	0,55
40	296,05	297,27	1,95	0,73

Se presentan los resultados obtenidos por el programa de la transferencia de calor del fluido al entorno sólido. Se mostrarán los resultados de forma similar a lo visto para la temperatura. Inicialmente los datos de la transferencia de calor para velocidades bajas

(0,1 [m/s]) (Figura 5.8), luego para velocidad alta (0,3 [m/s]) (Figura 5.9) y posteriormente la comparación de los valores promedio.

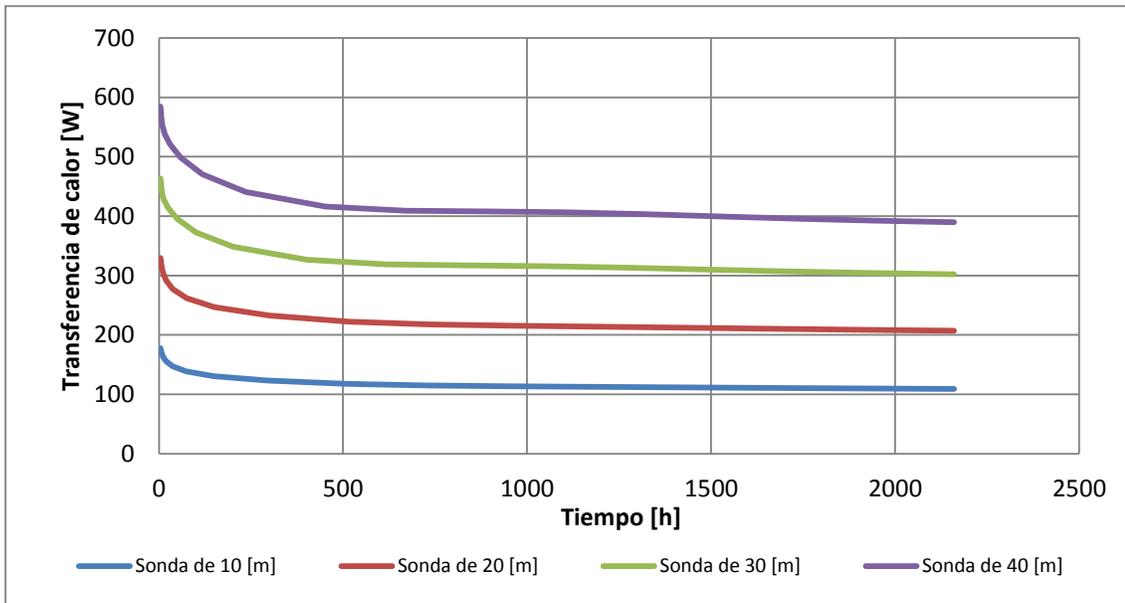


Figura 5.8: Transferencia de calor de todo el tubo en un periodo de 90 días, con una velocidad de entrada de 0,1 [m/s] con diferentes largos de sonda.

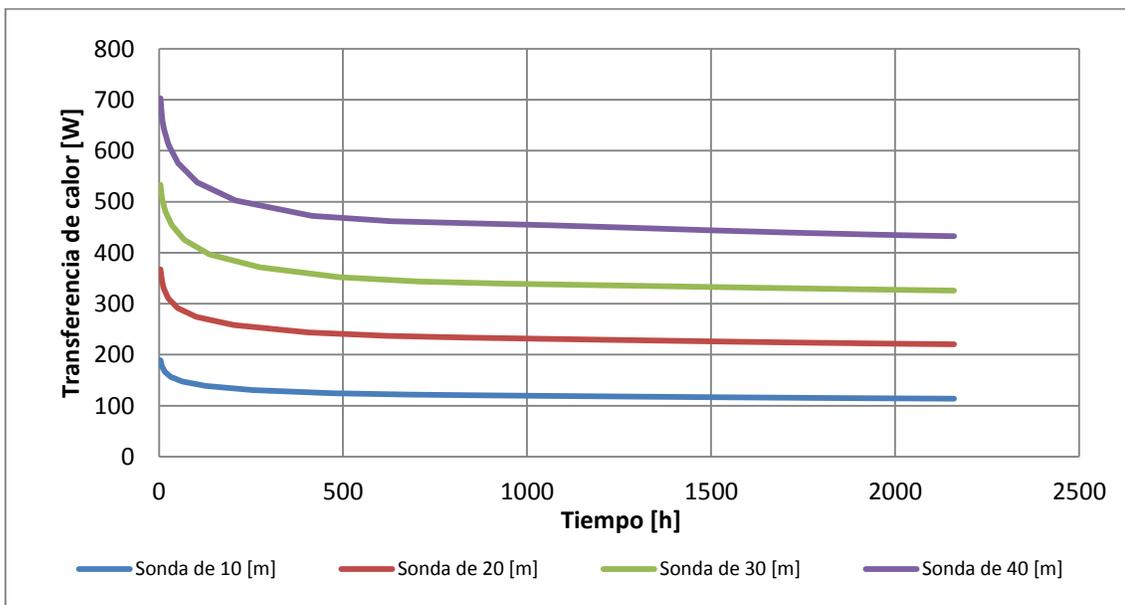


Figura 5.9: Transferencia de calor de todo el tubo en un periodo de 90 días, con una velocidad de entrada de 0,3[m/s] con diferentes largos de sonda.

Como se comentó antes, la transferencia de calor en los gráficos de la Figura 5.8 y Figura 5.9 es mayor al principio por la diferencia de temperatura entre el suelo frío y el fluido caliente, diferencia que con el tiempo es más pequeña, lo que disminuye la transferencia.

Los valores promedio de transferencia de calor en el tiempo para cada sonda a 0,1 y 0,3 [m/s], junto con la transferencia por metro en función de la transferencia promedio y la diferencia de la transferencia para las velocidades se pueden ver en la Tabla 5.2. En la tabla mencionada también se muestra la transferencia de calor por metro de sonda, importante para la comparación posterior del estudio con otros observados. Para este caso se evaluó cada caso sobre la transferencia de calor promedio.

El cálculo es sencillo: el promedio de transferencia de calor se divide por el largo de la sonda individual. Se muestra el resultado de lo mencionado en la siguiente tabla.

Tabla 5.2: Valores de transferencia de calor para los casos mencionados previamente (elaboración propia).

Largo sonda [m]	Transferencia de calor con $v = 0,1$ [m/s]; [W]	Transferencia de calor con $v = 0,3$ [m/s]; [W]	Transferencia de calor por metro con $v = 0,1$ [m/s]; [W/m]	Transferencia de calor por metro con $v = 0,3$ [m/s]; [W/m]	Diferencia entre transferencia a velocidad alta y baja [W].
10	116,17	121,88	11,62	12,19	5,70
20	220,19	236,20	11,01	11,81	16,01
30	321,07	347,58	10,70	11,59	26,52
40	413,27	462,73	10,33	11,57	49,46

La diferencia entre el calor entregado por la sonda a cada velocidad con el largo fijo se calculó de la siguiente manera:

$$\Delta Q_{L\ cte} = Q \left(v = 0,3 \left[\frac{m}{s} \right] \right) - Q \left(v = 0,1 \left[\frac{m}{s} \right] \right) \quad (Ec. 5. 1)$$

Se realiza de esta forma el cálculo que se muestra en la Tabla 5.2, en la columna seis. Se puede ver en dicha tabla que el valor de la transferencia de calor con velocidad de entrada de 0,3[m/s] es mayor en todos los casos respecto de la obtenida con una velocidad de entrada de 0,1[m/s].

Observando los gráficos de transferencia de calor, la velocidad más conveniente para las simulaciones es la mayor posible; en este caso 0,3 [m/s]. Además convendrá considerar la sonda más larga posible ya que mientras más profunda es la sonda, mayor es la transferencia de calor.

Debemos considerar también que el área horizontal de trabajo es acotada en la mayoría de las aplicaciones prácticas de este tipo de sistemas (no se considerará un área mayor a 600 metros cuadrados) pensando en que las distancias de separación no son despreciables; las sondas más convenientes serán las largas ya que se tendrá más transferencia de calor por metro cuadrado de suelo.

En consecuencia, se deduce del estudio de las posibilidades de largo y velocidad que:

- En cuanto a velocidad del fluido dentro de la cañería, a pesar de que los resultados de temperatura son mejores a velocidades bajas, convendrá conseguir una mayor transferencia de calor por parte de las sondas.
- Si observamos la Tabla 5.2, podremos notar la diferencia sustancial de la transferencia de calor en sondas profundas; si extrapolamos los resultados a valores de sondas más largas (100 [m] por ejemplo), la tendencia marca un aumento directamente proporcional de la transferencia de calor con el largo de la sonda.
- En base al punto anterior y considerando la siguiente ecuación para transferencia de calor por convección::

$$Q = hA\Delta T \quad (\text{Ec. 5.2})$$

Donde:

- Q : Flujo de calor [W].
 h : Coeficiente convectivo entre sólido y fluido [$\frac{W}{m^2K}$].
 A : Área de contacto entre el fluido y el tubo [m].
 ΔT : Diferencia de temperatura entre medios [K].

Podemos concluir dos cosas:

- Dado que el coeficiente convectivo tiene directa relación con la velocidad del flujo, a mayor velocidad, mayor será el valor del coeficiente convectivo, en consecuencia mayor será la transferencia de calor.
 - Asimismo, al aumentar el largo de la cañería, el área de contacto entre el fluido y el medio sólido más frío será mayor, por lo tanto también aumenta la transferencia.
- Por tanto, se obtendrán mejores resultados, para los resultados al utilizar sondas largas y velocidades del fluido rápidas.
 - Otro punto importante es que para una velocidad como 0,1 [m/s], el flujo es casi laminar, lo que es perjudicial para la transferencia de calor, dado que el número de Reynolds es de 2.534.

- Desde el punto de vista computacional, el incorporar al sistema sondas demasiado largas genera iteraciones demasiado largas en el tiempo: si con una sonda de 10 [m] se demora aproximadamente 30 [min] en resolver el problema y con una de 40 [m] al programa le toma cerca de 75 [min], para series de sondas, este tiempo aumenta, sobre todo por la cantidad de elementos discretos.
- También debemos pensar que si consideramos que el precio de sondaje depende de la profundidad, el realizar sondajes demasiado largos podría encarecer de manera importante el intercambiador, por lo tanto será necesario acotar el intercambiador de calor en su profundidad.

En base a lo comentado previamente se utilizarán las siguientes medidas para la velocidad del flujo en la cañería y la profundidad de las sondas en el suelo:

- 1- Largo o profundidad de la sonda: 10 [m].
- 2- Velocidad del flujo interno de la tubería: 0,3 [m/s].

En base a esto se mostrarán los resultados gráficos más detallados de la transferencia de calor y la temperatura de salida del sistema (Figura 5.10).

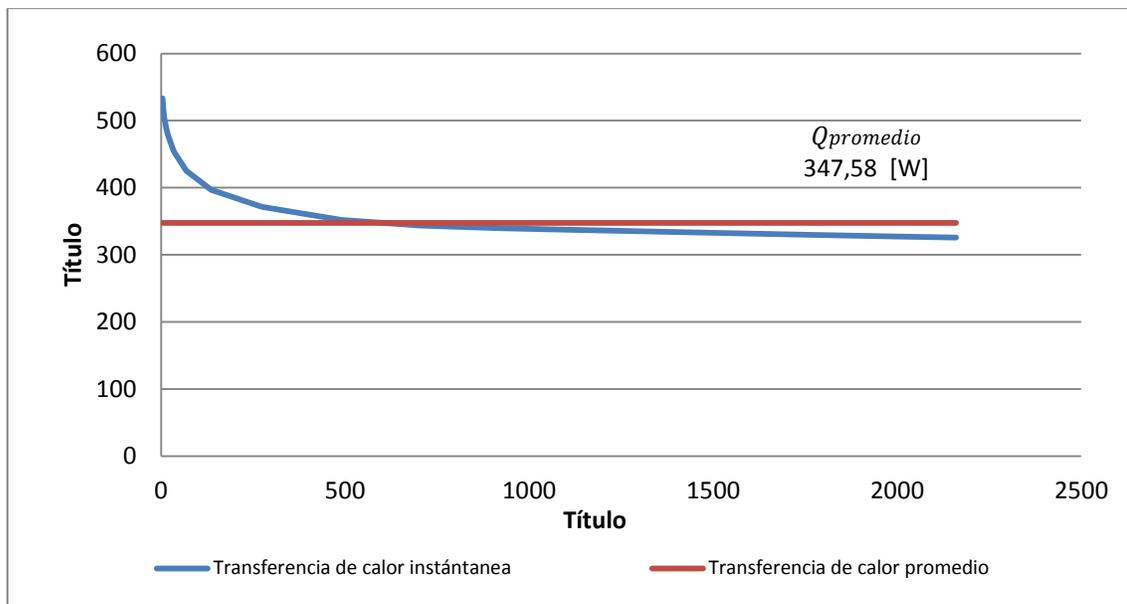


Figura 5.10: Transferencia de calor en función del tiempo longitud de la sonda, con los parámetros a utilizar: velocidad: 0,3 [m/s]; profundidad de sonda: 30 [m].

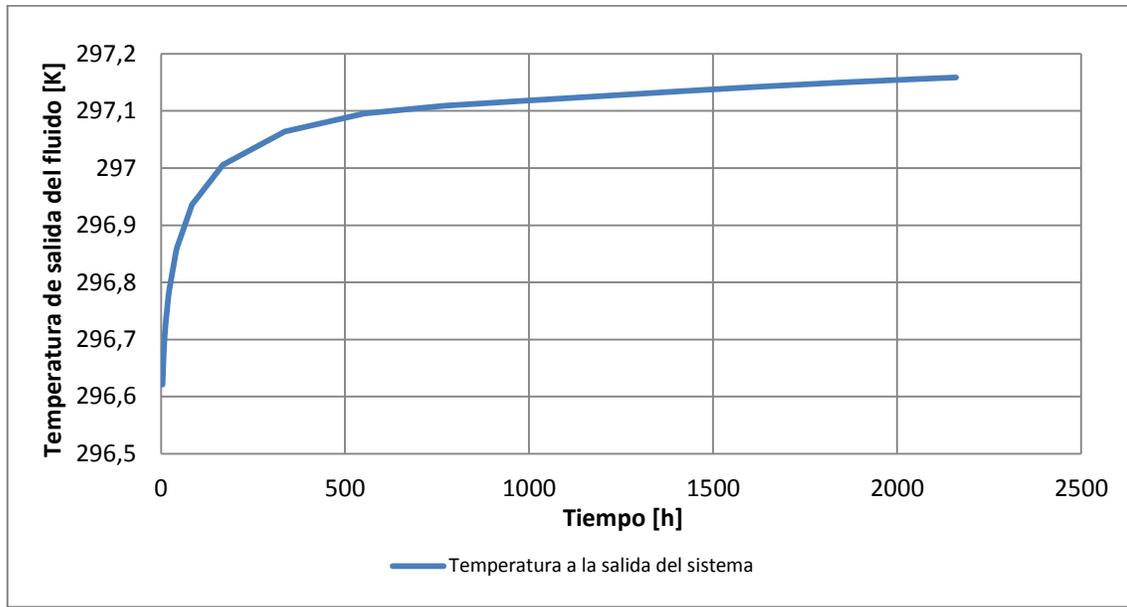


Figura 5.11: Temperatura del fluido a la salida en función del tiempo, con los parámetros a utilizar: velocidad: 0,3 [m/s]; profundidad de sonda: 30 [m].

Respecto a la validación de los cálculos, se consideran estos parámetros para realizar dos estudios:

- 1- Se comparará el valor de la transferencia de calor entregada por el programa y un cálculo de balance de energía térmica.
- 2- Se validará el mallado utilizado en función de las respuestas a varias mallas, y se seleccionará y decidirá por la más adecuada.

La comparación propuesta en el primer punto es la siguiente:

El valor de la transferencia de calor calculada, en función de la temperatura de salida del sistema se determina por medio de la siguiente ecuación:

$$Q_{T_s} = \dot{m}C_p(T_e - T_s) \quad (\text{Ec. 5.3})$$

Con:

T_e : Temperatura a la entrada del sistema [K].

T_s : Temperatura a la salida del sistema [K].

C_p : Capacidad calórica del agua a presión constante $\left[\frac{W}{kgK}\right]$.

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

La temperatura de salida se obtiene del programa. En la Figura 5.12 se puede ver el resultado del cálculo realizado.

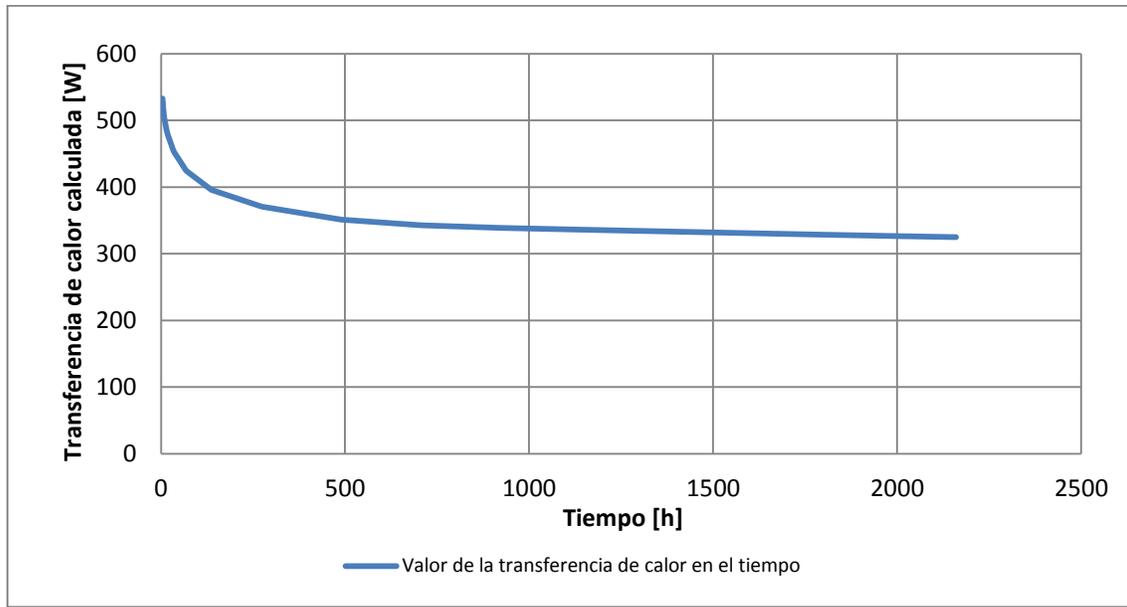


Figura 5.12: Resultado gráfico mencionado de la transferencia de calor calculada en función del tiempo.

Realizando un cálculo integral de la transferencia de calor en el segmento de línea de la sonda en la simulación, se obtiene la transferencia a comparar con el cálculo de la (Ec. 5.3). Se calcula el error porcentual por medio de la (Ec. 5.4).

En función de los datos mostrados y los datos de la Figura 5.10 se puede obtener el error porcentual entre los dos datos, el cual será:

$$\epsilon = \left(1 - \frac{Q_{calc}}{Q_{prog}} \right) * 100 \quad (Ec. 5.4)$$

Donde:

ϵ : Error porcentual entre la transferencia de calor calculada y la transferencia de calor entregada por el programa (%).

Q_{calc} : Transferencia de calor calculada en base a la temperatura de salida [W].

Q_{prog} : Transferencia de calor obtenida a través del programa [W].

El resultado gráfico continuo en el tiempo del error es el siguiente.

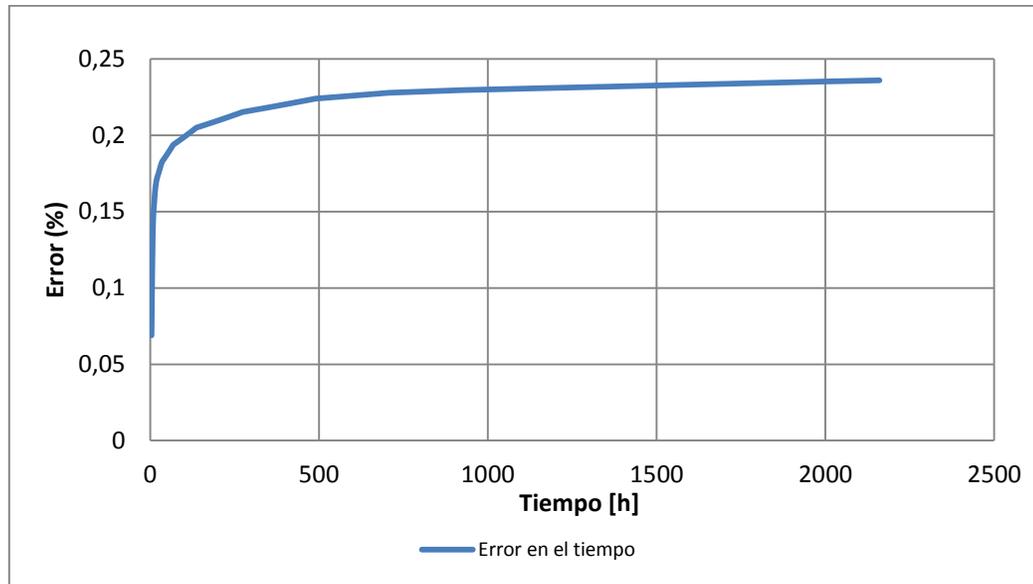


Figura 5.13: Resultado gráfico del error entre la transferencia de calor entregada por el programa y la calculada en base a la temperatura de salida.

En ningún momento del desarrollo del problema se obtiene un error porcentual mayor al 0,25%. En base a esta información podemos concluir que el modelo es consistente. Respecto al resto de las pruebas, también se realizó el trabajo de calcular el error porcentual y ninguno superaba el valor máximo mostrado en la Figura 5.13.

Respecto a la segunda técnica de validación del sistema se estudió el mallado sobre también la sonda individual de 30 [m] de longitud y el fluido a 0,3 [m/s].

El estudio se realizó con mallados desde muy gruesos hasta más finos que los utilizados y se pudo concluir que el mallado más fino (*Finer*), cumple con la condición que a continuación impondremos para el sistema: el mallado a utilizar debe estar entorno al punto en el que la curva de la transferencia de calor promedio se acerca a una asíntota.

Se presentan los resultados de dos formas: considerando el número de elementos en la malla (Figura 5.14) y considerando el tipo de malla (Figura 5.15). Se muestra antes en la Tabla 5.3 la cantidad de elementos tetraédricos por tipo de malla.

Tabla 5.3: Número de elementos tetraédricos por tipo de malla (elaboración propia).

Tipo de mallado	N° de elementos
Extra coarser (extra gruesa)	959
Coarser (más gruesa)	2.444
Coarse (gruesa)	4.308
Normal (normal)	9.016
Fine (Fina)	22.567
Finer (más fina)	97.345
Extra fine (extra fina)	572.454

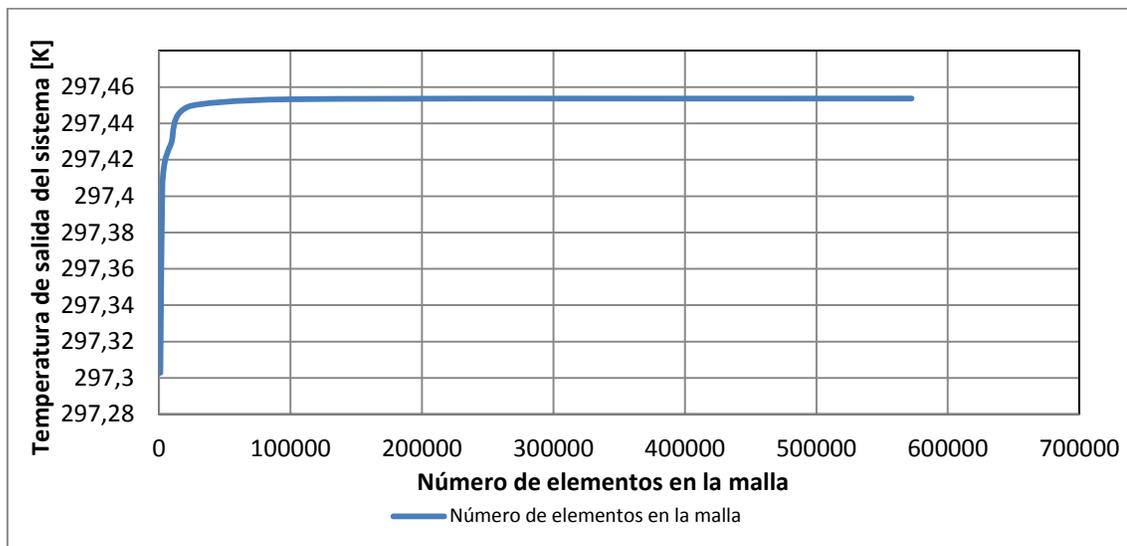


Figura 5.14: Temperatura de salida en función de la cantidad de elementos en la malla.

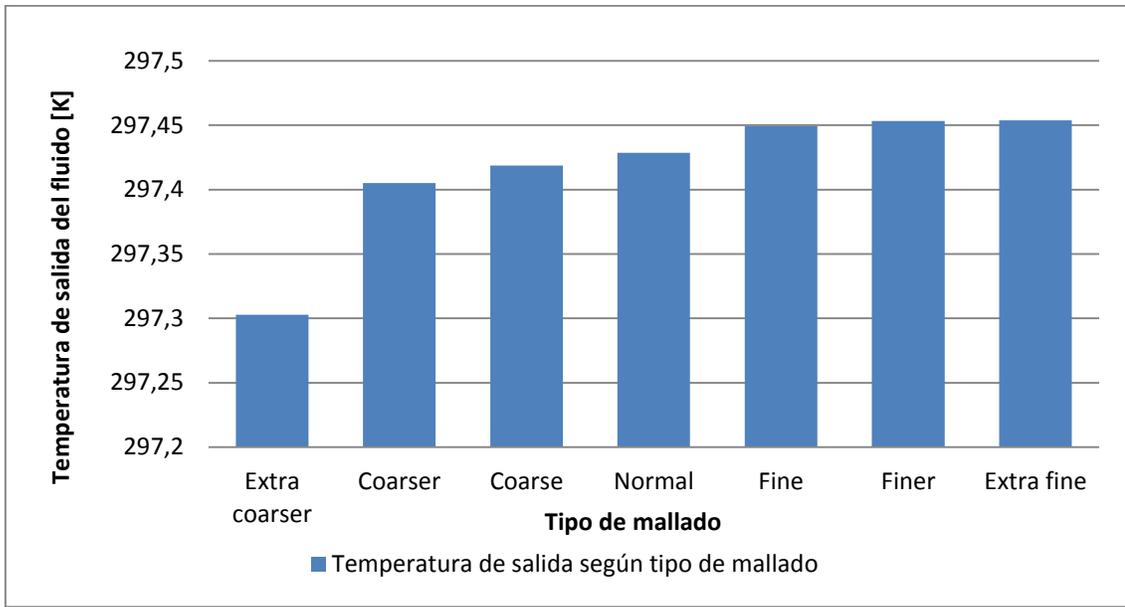


Figura 5.15: Temperatura de salida en función del tipo de mallado.

Se evaluará a continuación la misma situación pero para la transferencia de calor.

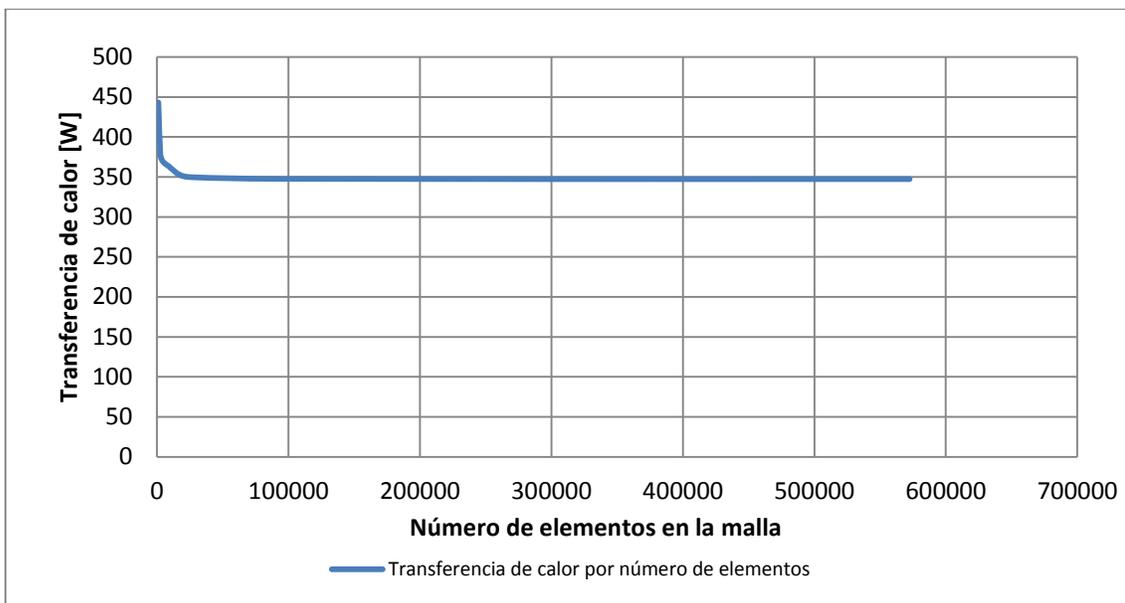


Figura 5.16: Transferencia de calor en función del número de elementos tetraédricos de la malla.

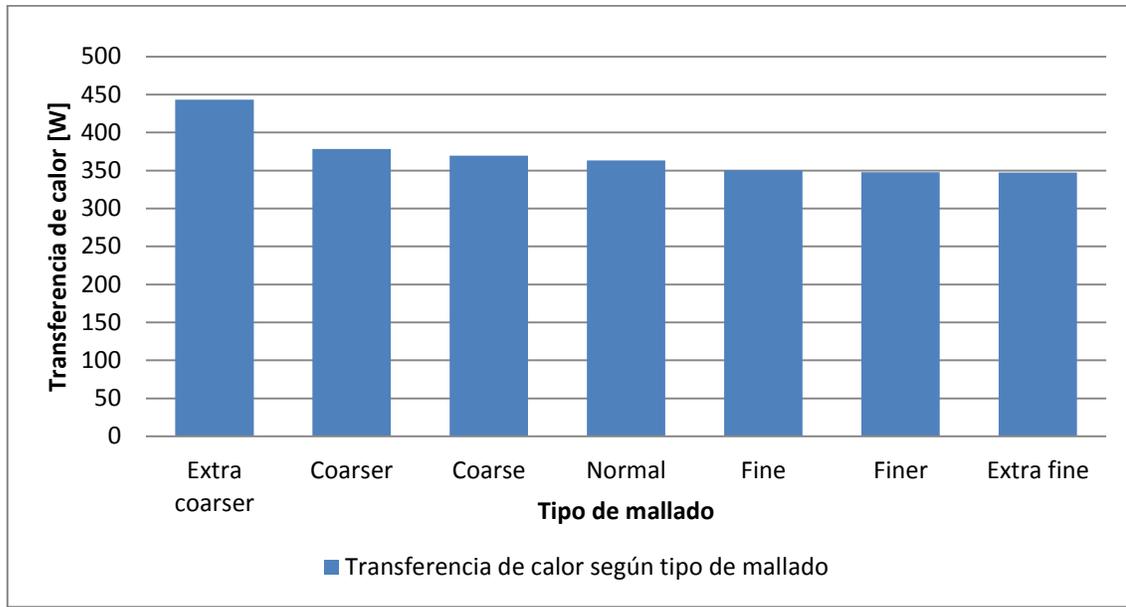


Figura 5.17: transferencia de calor en función del tipo de mallado.

Así y considerando que las simulaciones con la malla seleccionada no son tan costosas, respecto del recurso computacional y temporal, y se muestra que la tendencia asintótica hacia un valor de flujo de calor y de temperatura es clara, podemos concluir que el tamaño de malla más fino (*Finer*) es suficiente para el trabajo computacional.

5.2. Campos de Temperatura Alrededor de Una Sonda.

Se presenta a continuación los resultados gráficos del modelo; se observarán diferentes tiempos durante los 3 meses: luego de un día, una semana, un mes y tres meses de funcionamiento.

Las imágenes del lado derecho desde la Figura 5.18 a la Figura 5.21 son el acercamiento de la zona encerrada en cada imagen, la cual entrega información detallada e importante de la sonda y sus contornos isotérmicos.

Cabe destacar que la zona caliente, la más cercana a la cañería, los contornos isotérmicos son de colores amarillo y blanco, mientras que la zona más fría descrita son de colores anaranjados y rojos; esto se puede identificar en la escala mostrada en el costado izquierdo de cada imagen.

En algunas imágenes de contornos isotérmicos se pueden ver flechas, estas indican los flujos de calor; en algunos casos se ha reducido el número de flechas para no saturar las imágenes de las mismas y entonces poder apreciar los perfiles de temperatura de mejor manera,

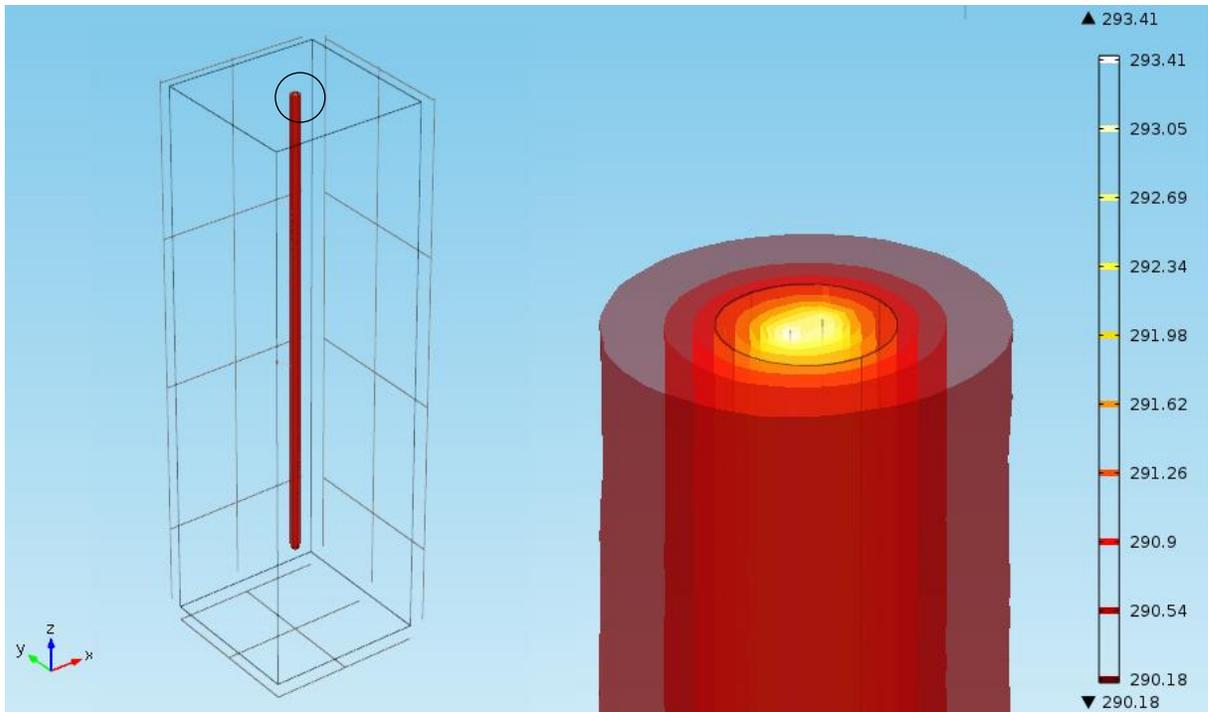


Figura 5.18: Valores de capas isotérmicas en la zona más cercana a la superficie del modelo luego de 86.400 [s], es decir, un día.

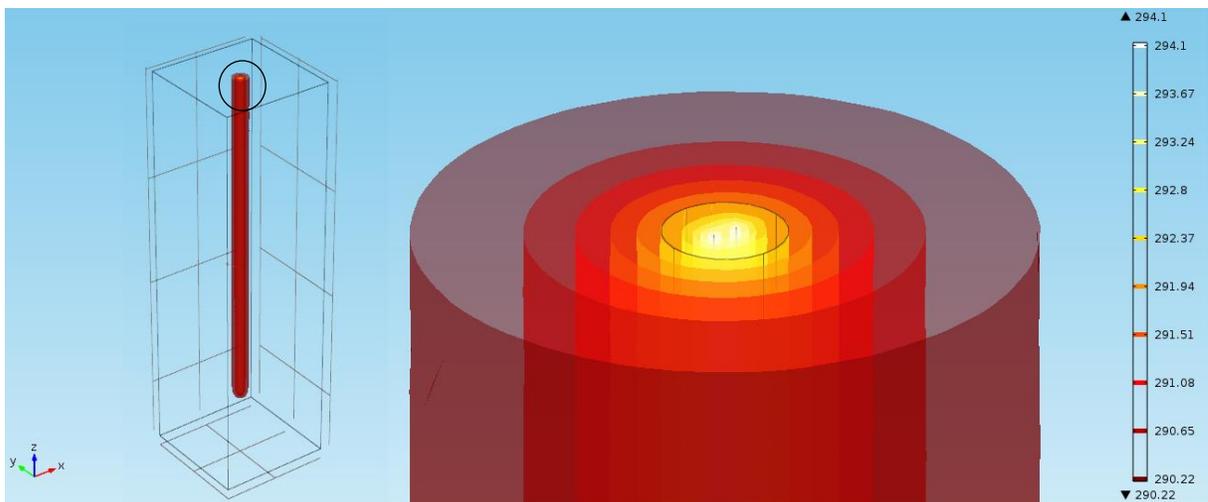


Figura 5.19: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

En el acercamiento se puede identificar el cambio de los contornos entre la Figura 5.18 y la Figura 5.19. Cabe destacar que entre imágenes se ve un cambio de temperatura al observar la escala de temperaturas en el costado derecho de todas las imágenes; puede causar sensación de poca diferencia térmica pero la escala varía de una figura a otra.

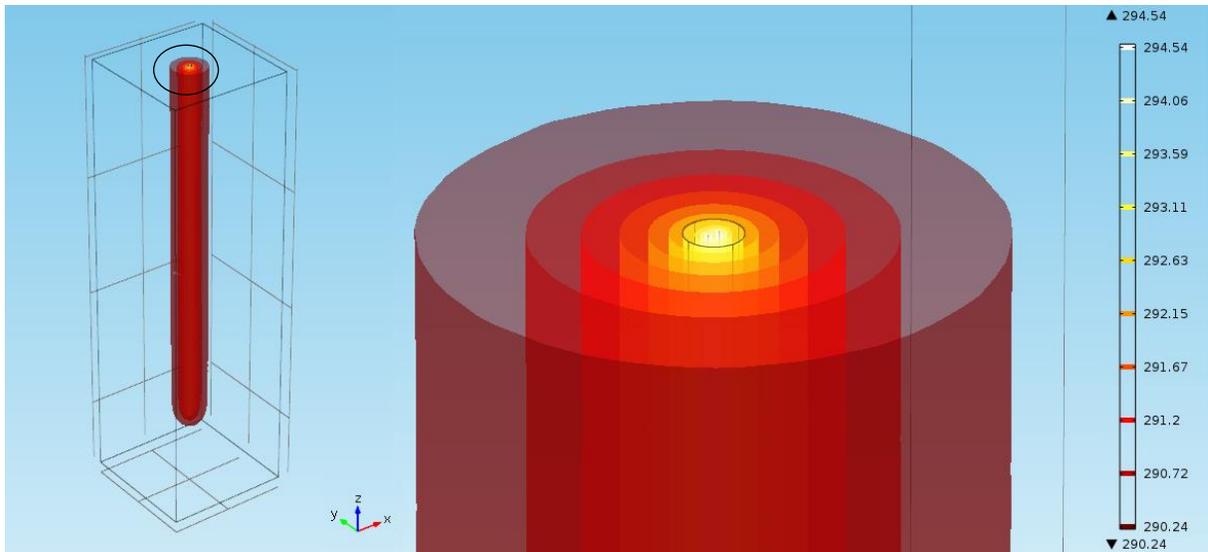


Figura 5.20: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o treinta días) de funcionamiento de la sonda individual.

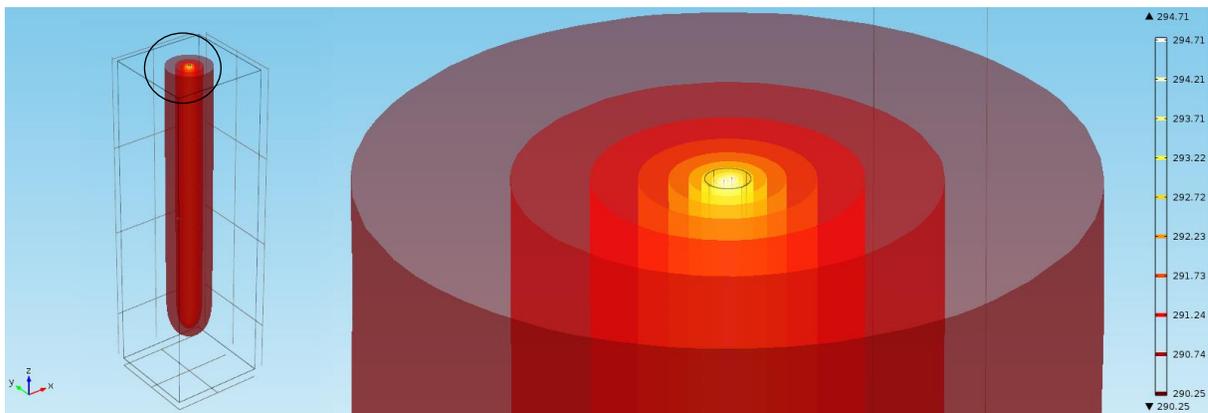


Figura 5.21: Contornos isotérmicos luego de los tres meses de una estación del año (.7776.000 [s] o noventa días) de funcionamiento de la sonda.

La Figura 5.21 representa el último momento de trabajo de la sonda.

Si se observa la Figura 5.21 en detalle, los contornos isotérmicos más fríos, ubicados entre los más externos del sistema, no alcanzan el máximo del espacio físico dispuesto para el suelo. Dicho contorno posee casi la temperatura del entorno (290,25 [K] respecto de la temperatura del entorno, 290 [K]).

5.3. Dos Sondas en Serie.

El otro parámetro que debemos fijar ahora es la distancia entre sondas; se comentó en el capítulo 5.1 y ahora que se tienen todos los datos previos se puede determinar.

Dicho parámetro se determinará simulando 4 casos deferentes y se buscará el que entregue la mejor transferencia de calor. Se considerará la distancia entre tubos el fin

de la primera tubería, al final del codo y el inicio de la segunda sonda, a la entrada del codo de conexión. Se muestra en la Figura 5.22 la distancia a variar y que se determinará.

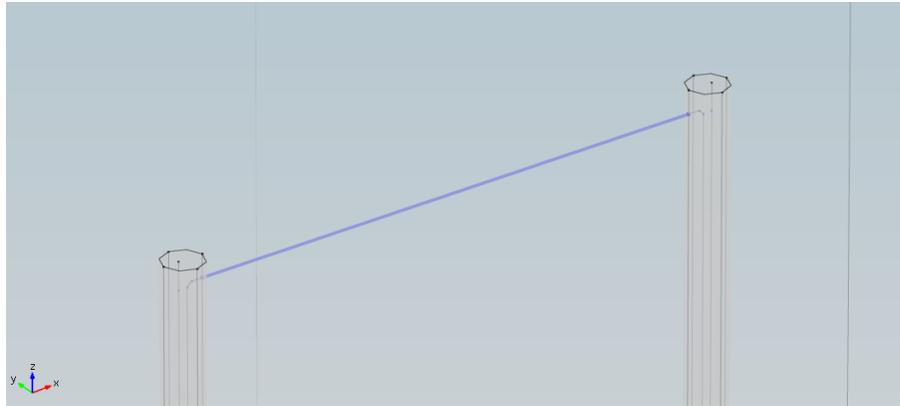


Figura 5.22: Distancia entre sondas a determinar, corresponde a la línea de color azul.

Este valor se seleccionará de entre los siguientes casos:

- a- 1 metro de distancia.
- b- 2 metro de distancia.
- c- 3 metro de distancia.
- d- 4 metro de distancia.

El parámetro es de suma importancia porque si las sondas se posicionan muy juntas entre ellas, la interferencia térmica disminuirá el rendimiento individual de cada sonda, y la transferencia de calor total. Asimismo, si las sondas se posicionan demasiado lejos, el área total de utilización para la instalación será demasiado grande, lo que ya había sido acotado.

Como tampoco se puede esperar que no exista interferencia alguna entre las sondas, se considerará el primer valor que muestre una cercanía asintótica al sistema sin la interferencia mencionada, el que debería poder observarse al graficar la transferencia de calor en un tiempo determinado o la promedio en función de los largos.

A continuación se mostrarán los resultados del estudio. Es importante recordar que tanto las propiedades térmicas de suelo, concreto, tuberías y agua, como el dimensionamiento previo del sistema continuará siendo similar al visto en el experimento de la sonda individual.

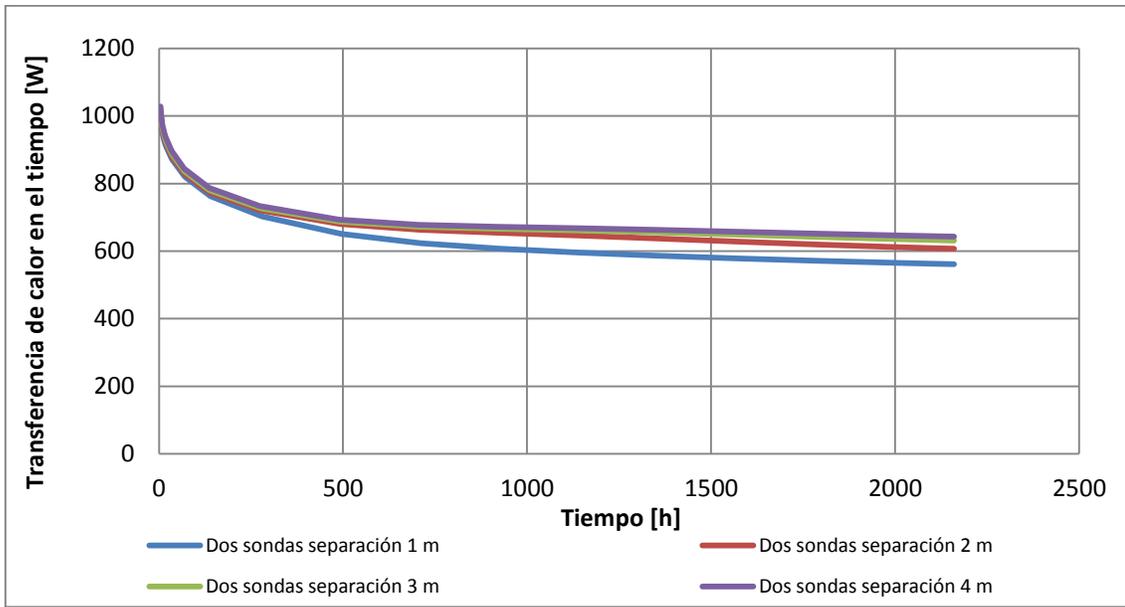


Figura 5.23: Curvas de transferencia de calor en el tiempo para todas las simulaciones con la variación de la distancia entre sondas.

Estos resultados entregaron un promedio de la transferencia de calor en el tiempo; se presenta en la Figura 5.24 el promedio en función de la distancia entre sondas. El resultado de este gráfico será trascendental para la selección del parámetro.

Se seleccionó el valor promedio ya que las curvas en la Figura 5.23 presentan comportamientos similares en todo periodo de tiempo, así también se logra una generalización del estudio.

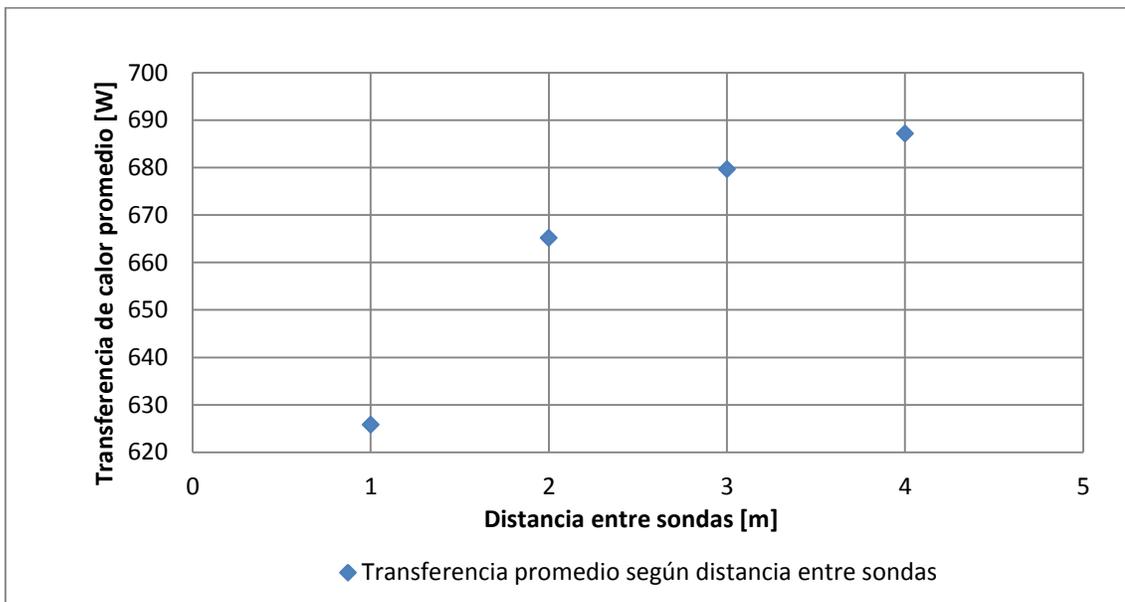


Figura 5.24: Transferencia de calor promedio en función de la distancia entre sondas.

Tabla 5.4: Valores de transferencia de calor en función de la distancia entre sondas (elaboración propia).

Distancia de separación [m]	Transferencia de calor entre dos sondas [W]
1	625,80
2	665,15
3	679,64
4	687,13

Como se puede ver en la Figura 5.24, la transferencia en función de la distancia entre tuberías aumenta conforme aumenta la longitud de la conexión entre sondas; la Tabla 5.4 muestra los valores de la Figura 5.24. Cabe destacar que la interferencia térmica entre las sondas es la que genera bajas considerables en la transferencia de calor cuando están muy juntas.

Si observamos la tendencia que generan los puntos podemos deducir que en algún momento, aumentando la distancia entre sondas se podrá conseguir una disposición donde no existirá interferencia en el tiempo de trabajo; la distancia estará fuera de cualquier rango factible, pero el aumento de dicha distancia acercará los puntos posteriores a los mostrados a una asíntota horizontal.

Respecto a lo anterior, la diferencia entre un punto y el siguiente tenderá a cero, por tanto, de los cuatro valores probados, el que más se acerca naturalmente será el que tiene la distancia más larga, es decir, a los 4 metros de distancia entre sondas se obtiene la mayor transferencia de calor, sin embargo, desde los 3 metros de distancia en adelante, se presenta una tendencia asintótica. A pesar de lo último, se seleccionará finalmente la distancia de 4 metros entre sondas, dada su baja interferencia.

En la siguiente imagen se podrá comprender visualmente el nivel de interferencia de los contornos isotérmicos de ambas sondas en funcionamiento. La importancia radica en que el gradiente térmico al existir interferencia es menor, por tanto la transferencia total de calor de las sondas será más baja comparativamente.

Se mostrará la Figura 5.25 con una distancia entre sonda mayor (caso de distancia entre sondas de 4 [m]) para que el lector pueda entender el ángulo y posicionamiento de las sondas de las imágenes, ya que la ubicación es similar pero en la Figura 5.26 es complejo diferenciar la ubicación de las sondas (distancia entre sonda de 1 [m]).

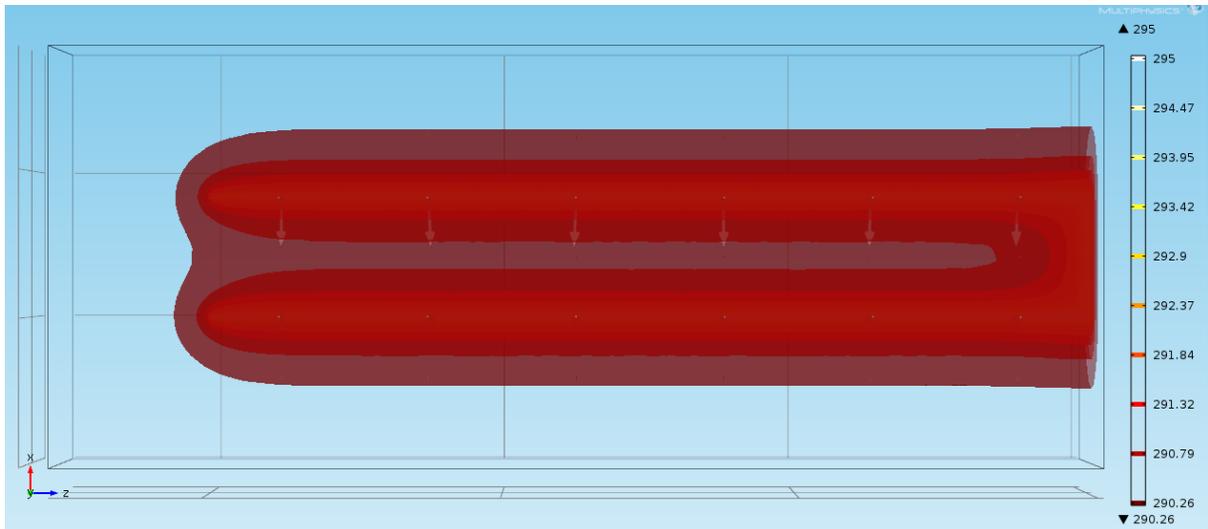


Figura 5.25: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con cuatro metros de distancia entre sondas.

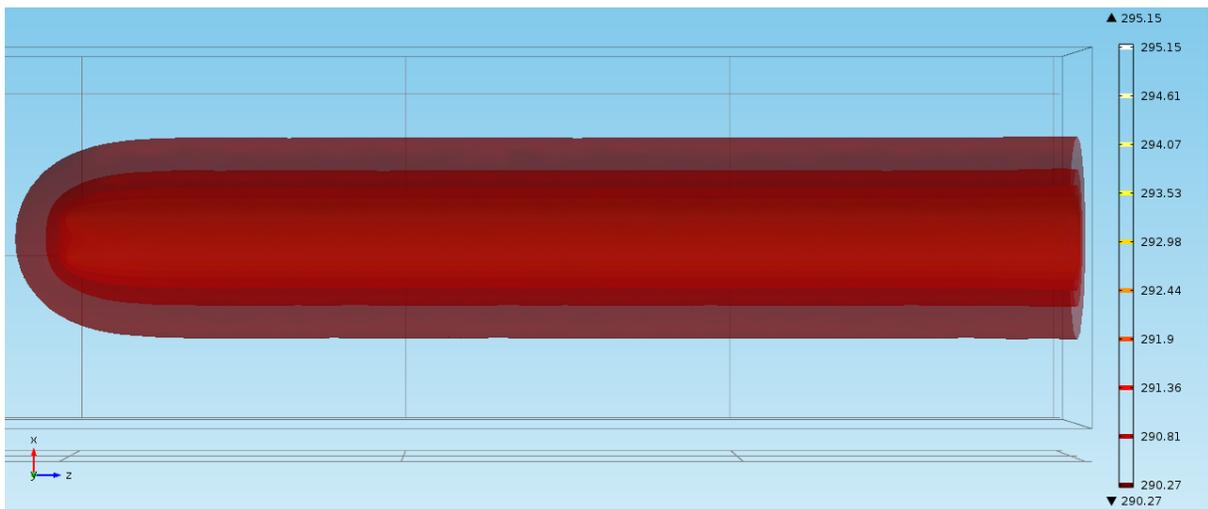


Figura 5.26: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con un metro de distancia entre sondas.

Las siguientes imágenes (Figura 5.27 y Figura 5.28) son aún más claras respecto a la interacción de las capas térmicas generadas por las sondas en el suelo.

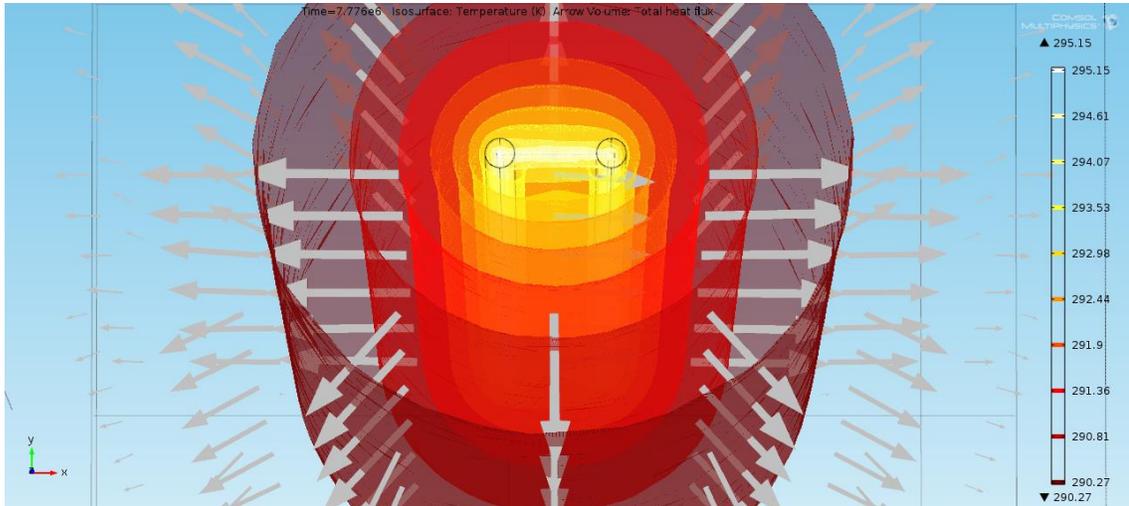


Figura 5.27: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con un metro de distancia desde otra perspectiva.

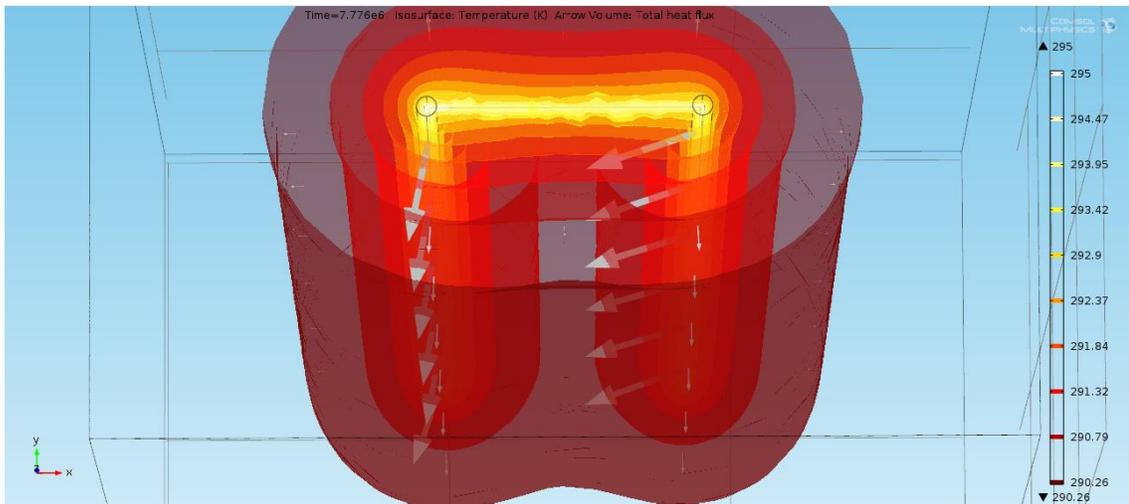


Figura 5.28: Contornos isotérmicos de dos sondas en serie con cuatro metros de distancia desde otra perspectiva.

Se realizó la comparación sobre la transferencia de calor, pero si se observan las temperaturas de salida, también se notará que estas son más bajas en promedio en sistemas con conexiones entre sondas largas que cortas, y por tanto con resultados favorables para el trabajo.

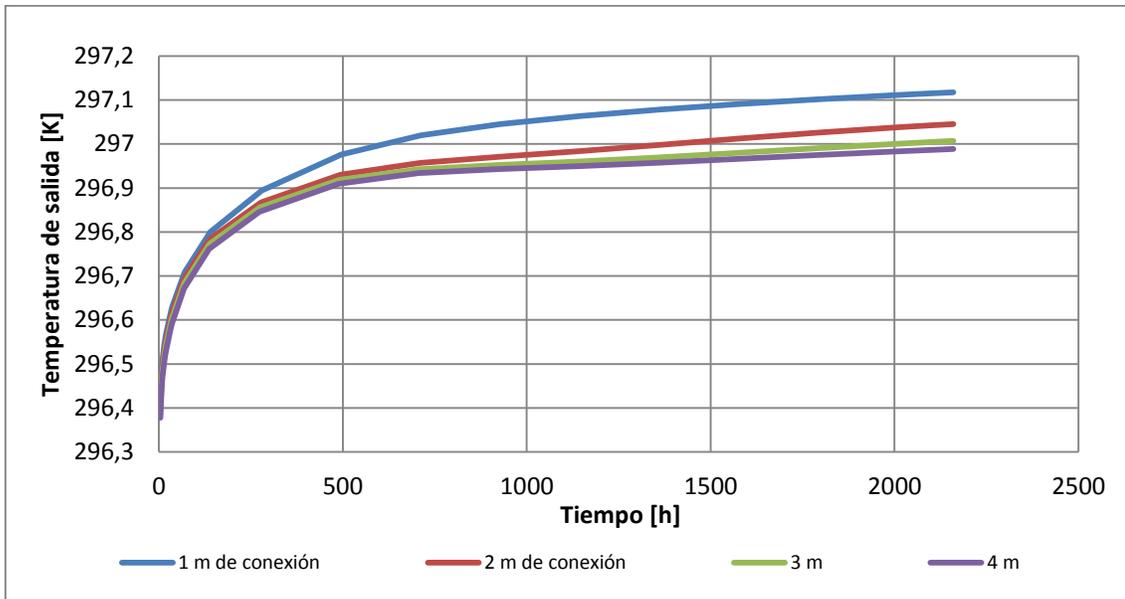


Figura 5.29: Temperaturas de salida en función del tiempo y el largo de la conexión entre sondas.

Para el caso de la temperatura de salida promedio se tiene el siguiente gráfico.

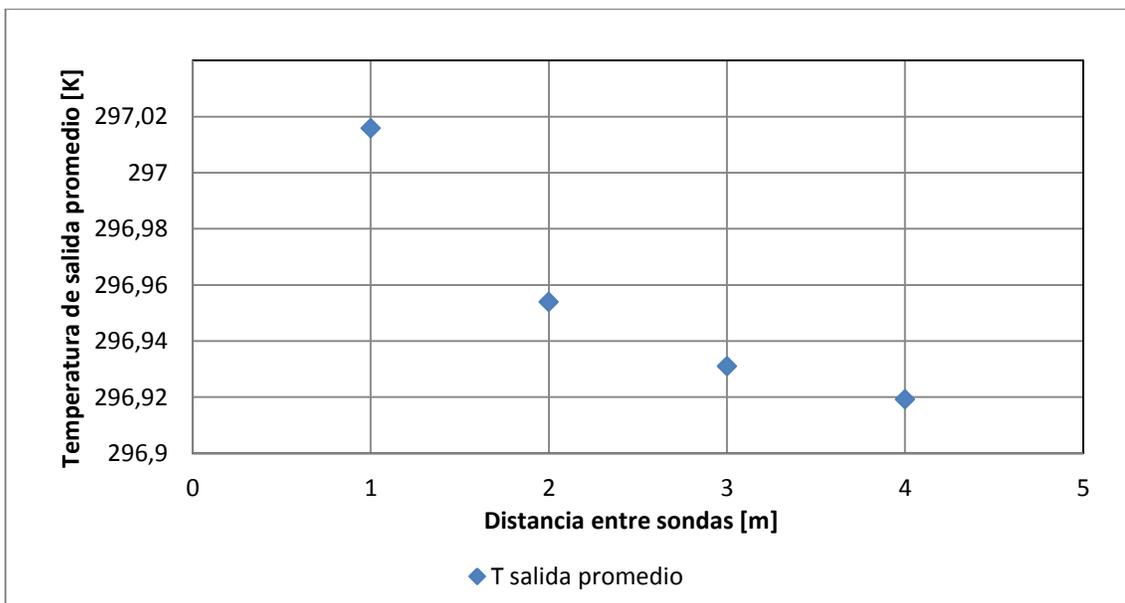


Figura 5.30: Temperatura de salida promedio en función de la distancia entre sondas.

Como también se ve una tendencia hacia una asíntota por parte de la temperatura promedio, se corrobora la selección del parámetro de distancia entre sondas; la Tabla 5.5 muestra los valores de la temperatura de salida de la Figura 5.30 y como desciende la misma al agregar distancia entre las sondas participantes.

Tabla 5.5 Valores de temperatura de salida en función de la distancia entre sondas (elaboración propia).

Distancia de separación [m]	Temperatura de salida dos sondas [K]
1	297,02
2	296,95
3	296,93
4	296,92

Es importante este resultado porque más adelante se considerarán varias líneas de sondas en serie trabajando en conjunto; como las sondas a estas distancias no tienen una interacción apreciable en la transferencia, se podrá construir un modelo teórico sencillo del calor transferido por un sistema de sondas en serie y paralelo.

En conclusión a este estudio de la distancia entre sondas, se selecciona finalmente 4 metros entre sondas en serie. Se muestran ahora los gráficos de transferencia de calor y temperatura de salida del sistema seleccionado.

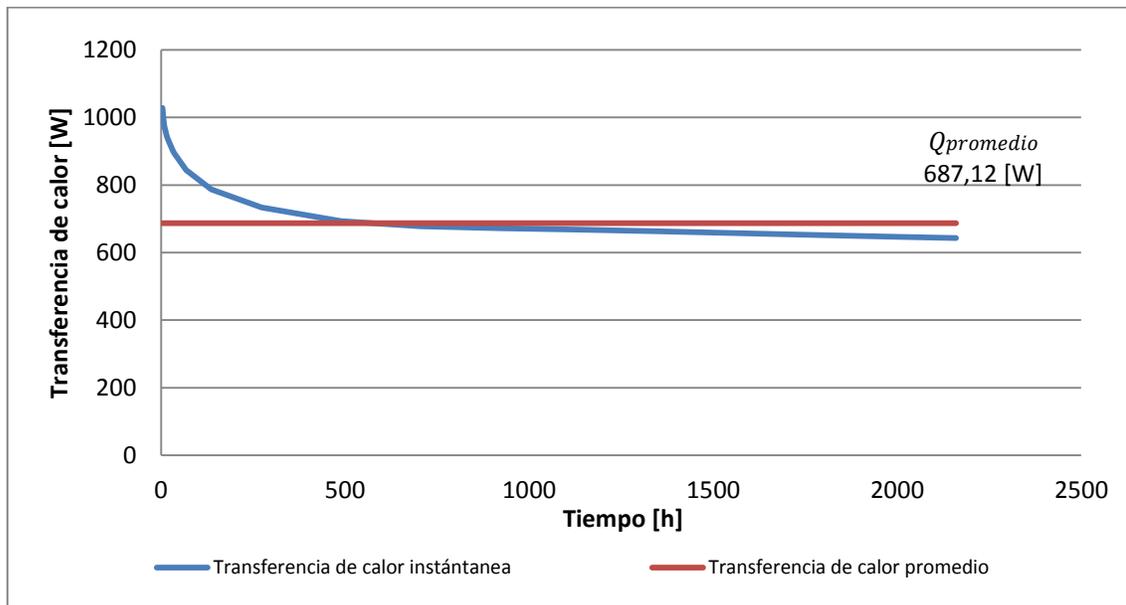


Figura 5.31: Transferencia de calor instantánea y promedio para el sistema seleccionado con distancia entre sondas de 4 [m].

Si comparamos el resultado de la transferencia de calor promedio mostrada en la Figura 5.31 con el de la sonda individual (Figura 5.10), desde el punto de vista de la transferencia de calor por metro de sonda, obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 5.6: Comparación de resultados entre la transferencia por metro de una y dos sondas (elaboración propia).

	Transferencia de calor promedio [W]	Longitud de sonda [m]	Transferencia de calor por metro de sonda [W/m]
Una sonda (1)	347,58	30	11,586
Dos sondas (2)	687,12	60	11,452
Dos sondas más conexión (3)	687,12	62	11,083
		Diferencia (1) - (2)	0,134
		Diferencia (1) - (3)	0,503

Si vemos la Tabla 5.6, podemos notar que la conexión no es despreciable en el cálculo final de la transferencia de calor por metro de sistema; al ser cuatro metros el tamaño de la conexión, se agregan dos metros a la longitud de la sonda ya que la sonda misma se considera como la mitad de la distancia del tubo completo. La sonda mide 30 metros, pero el recorrido del fluido es del doble ya que baja y sube, en total 60 metros.

Los estudios realizados consideran siempre los metros de sonda; no los metros de tubería, por tanto para comparar los sistemas se considerarán de aquí en adelante solo la mitad del tamaño de la conexión, para así ser consistentes con las medidas.

Los resultados de la temperatura de salida del fluido se muestran a continuación para la sonda doble.

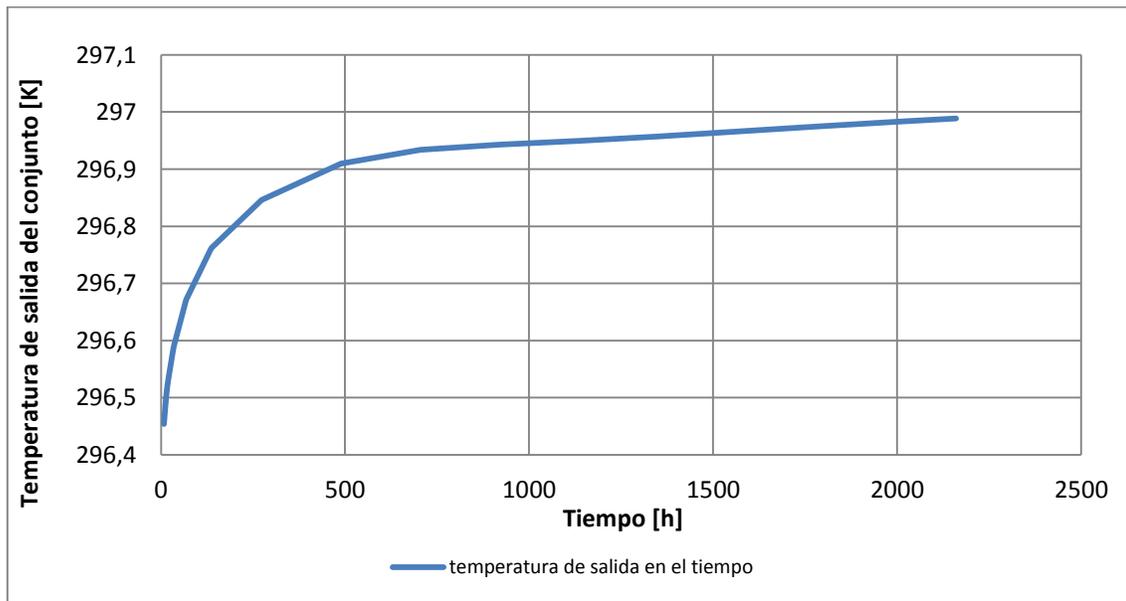


Figura 5.32: Temperatura instantánea para el sistema seleccionado con distancia entre sondas de 4 [m].

Como podemos ver en la Figura 5.32, el valor de la temperatura de salida del fluido es inferior a 297 [K]; la diferencia de temperatura con la sonda individual es casi del doble,

pero observando los valores promedio, al igual que con la transferencia de calor, es más bajo el rendimiento.

La razón de la diferencia entre el rendimiento de una sonda y dos en conexión se debe exclusivamente a la interacción entre ambas sondas y la interacción entre sonda – conexión – sonda, estos dos elementos de diseño son los que empeoran el rendimiento de las sondas. El parámetro en este estudio que si puede mejorar el desempeño del conjunto de sondas es la distancia entre sondas que fue estudiado.

5.4. Campos de Temperatura Alrededor de Dos Sondas en Serie.

Los resultados gráficos para el sistema de dos sondas en serie con un espaciado entre sondas de cuatro metros se muestran para los siguientes tiempos: un día (86400 [s]), 1 semana (604800 [s] o siete días), un mes (2592000 [s] o treinta días) y tres meses (7776000 [s] o noventa días).

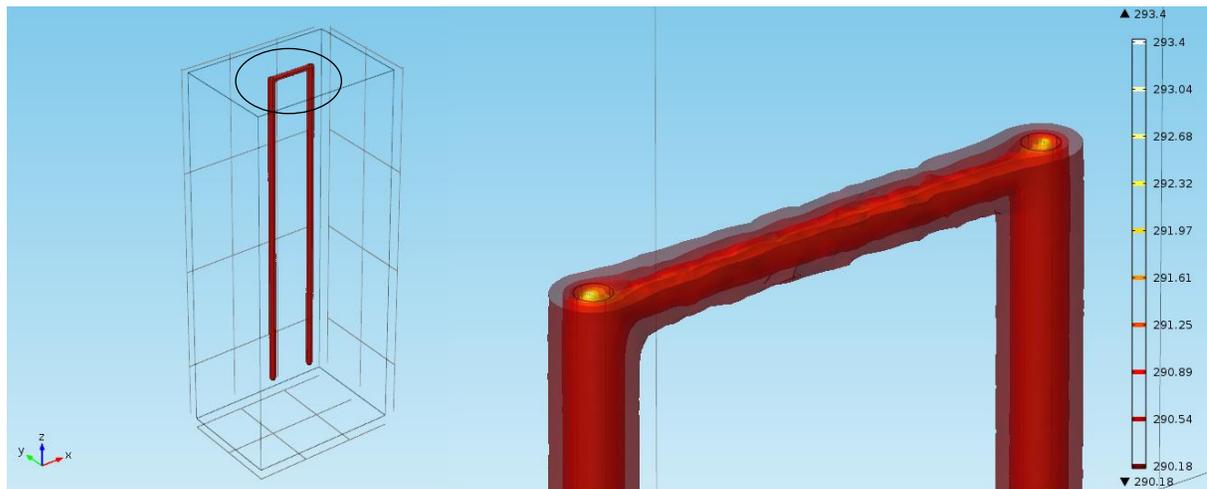


Figura 5.33: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.

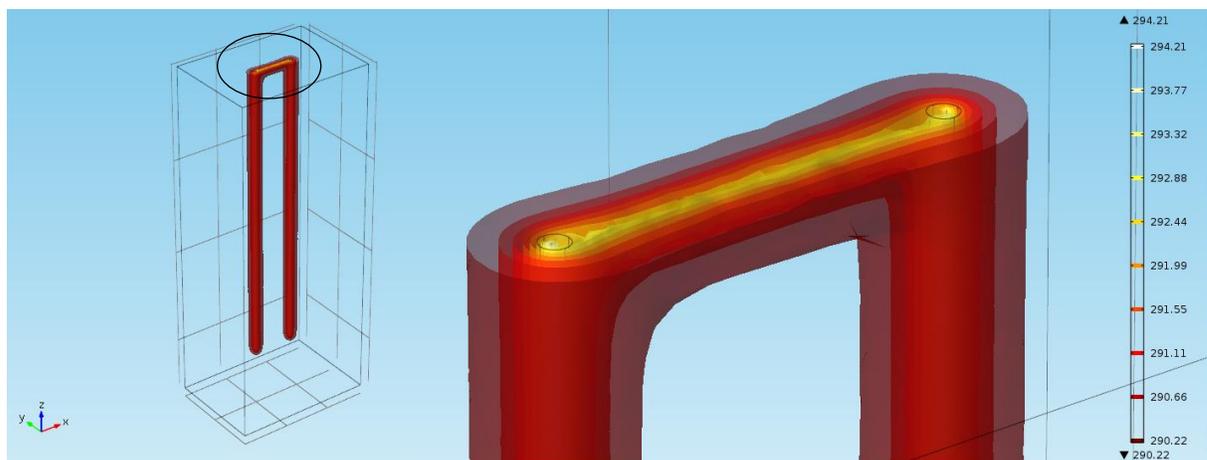


Figura 5.34: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

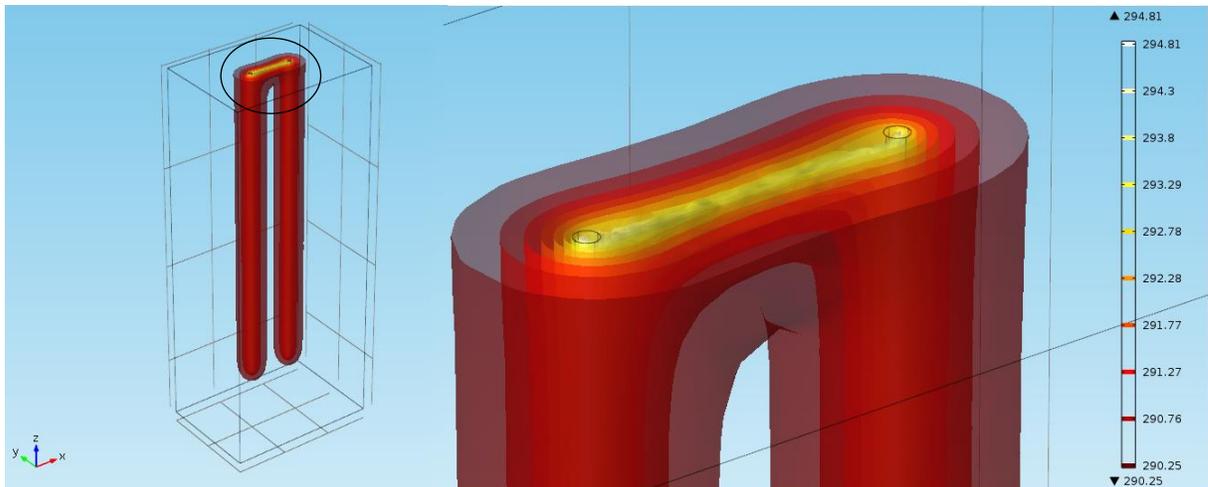


Figura 5.35: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

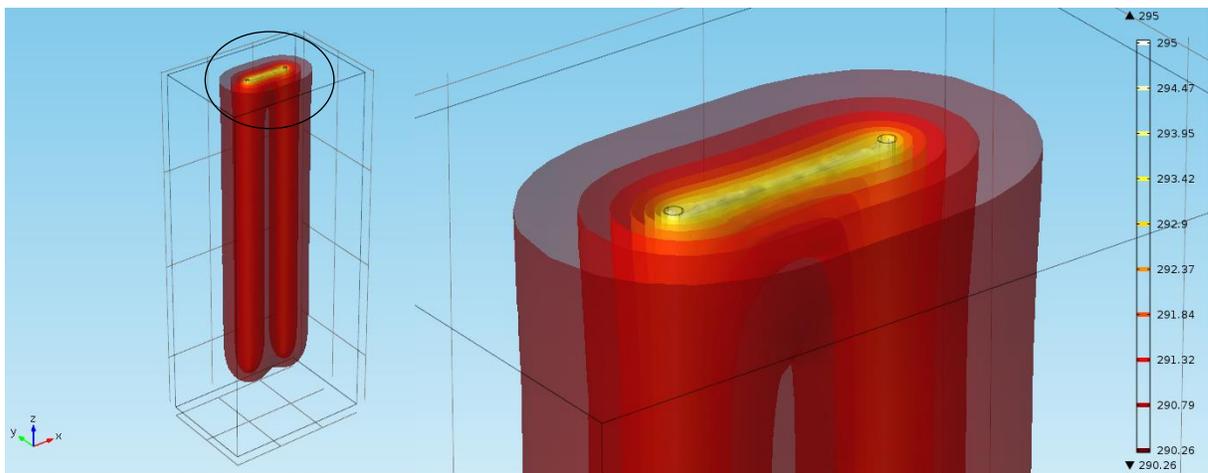


Figura 5.36: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

Como se puede ver en la Figura 5.33, la interferencia es casi nula en tiempos pequeños, pero con el pasar del tiempo, las sondas calientan el suelo entre ellas y disminuyen progresivamente el gradiente térmico, lo que implica en una disminución de la transferencia de calor efectiva.

5.5. Sistemas de Sondas en Serie.

Luego de la determinación de los parámetros de diseño importantes, se realizan simulaciones de 3, 5 y 10 sondas en serie, de los cuales se espera obtener los valores de transferencia de calor y temperatura de salida en cada caso.

Como ya se comentó el mallado para los sistemas a estudiar serán más finos (*Finer*) y los parámetros de diseño seleccionados para el intercambiador son los siguientes:

- 1- Longitud de sonda: 30 [m].
- 2- Velocidad del fluido: 0,3 [m/s].
- 3- Distancia entre sondas: 4 [m].

Para el estudio de estas series no se mostrará el mallado, solo los resultados de contornos isotérmicos y gráficas de resultados pertinentes.

Cabe destacar que el mallado sigue siendo más fino en las zonas por donde circula el fluido y donde se encuentra el concreto, y es menos densa la malla en zonas alejadas de la tubería. A pesar de ello, se entregará el número de elementos que tiene la malla igualmente.

Primero se presentarán las imágenes con los gráficos de transferencia de calor y de temperatura de salida, para luego mostrar resultados gráficos de los contornos isotérmicos en el suelo. Comenzaremos con los resultados del sistema con 3 tuberías en serie.

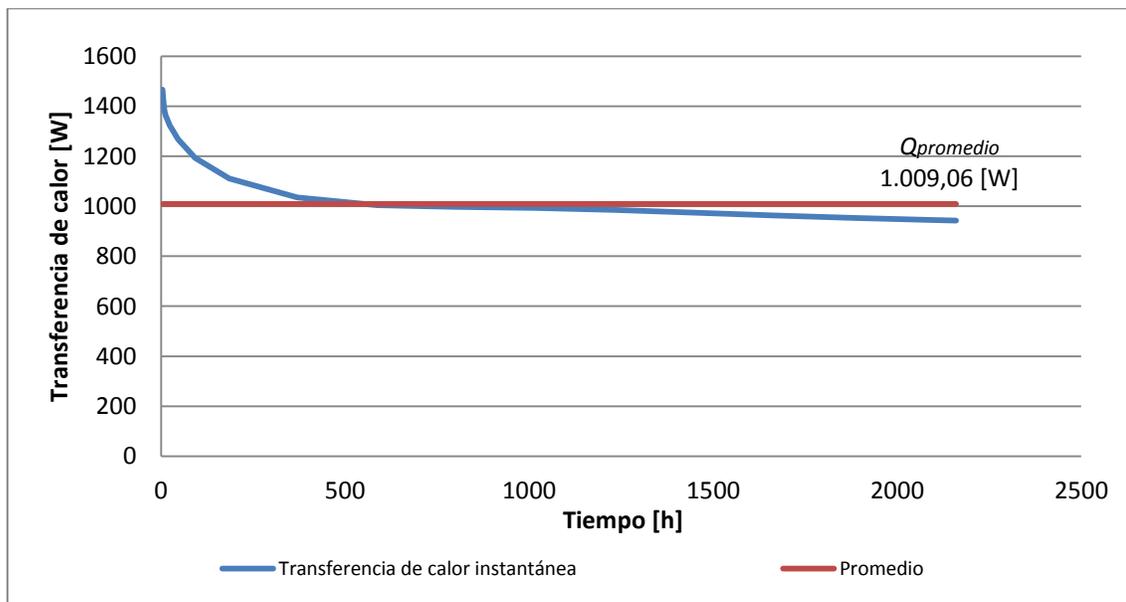


Figura 5.37: Transferencia de calor para 3 sondas en el tiempo.

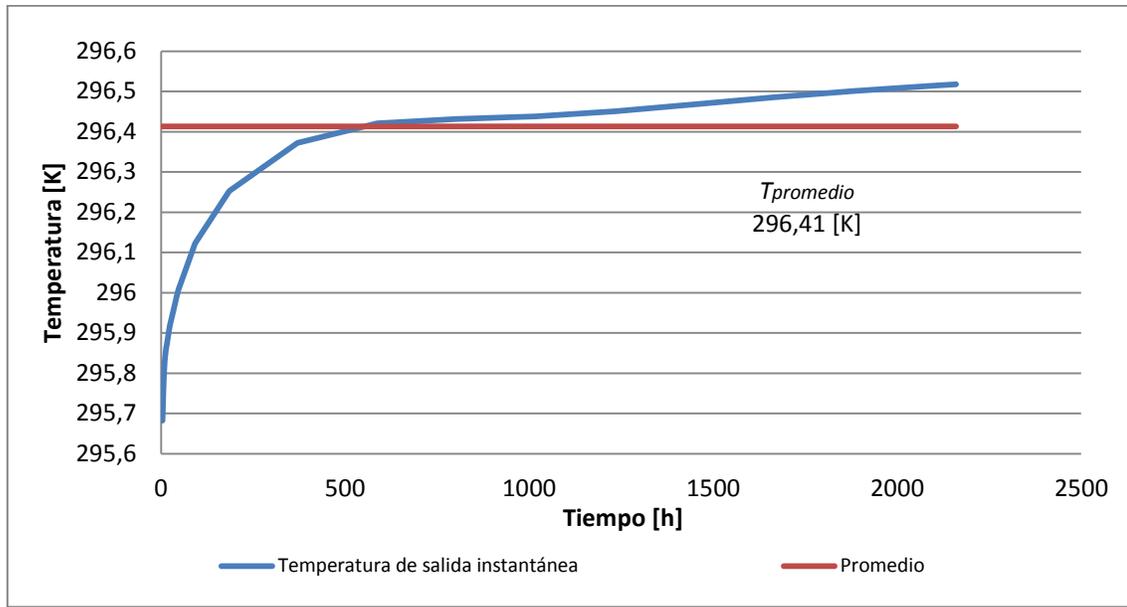


Figura 5.38: Temperatura de salida para 3 sondas en el tiempo.

Se presentan los perfiles isotérmicos del conjunto de 3 sondas en serie, como ya se ha hecho en otras oportunidades, se mostrarán los perfiles isotérmicos de 4 tiempos: un día, una semana, un mes y 3 meses.

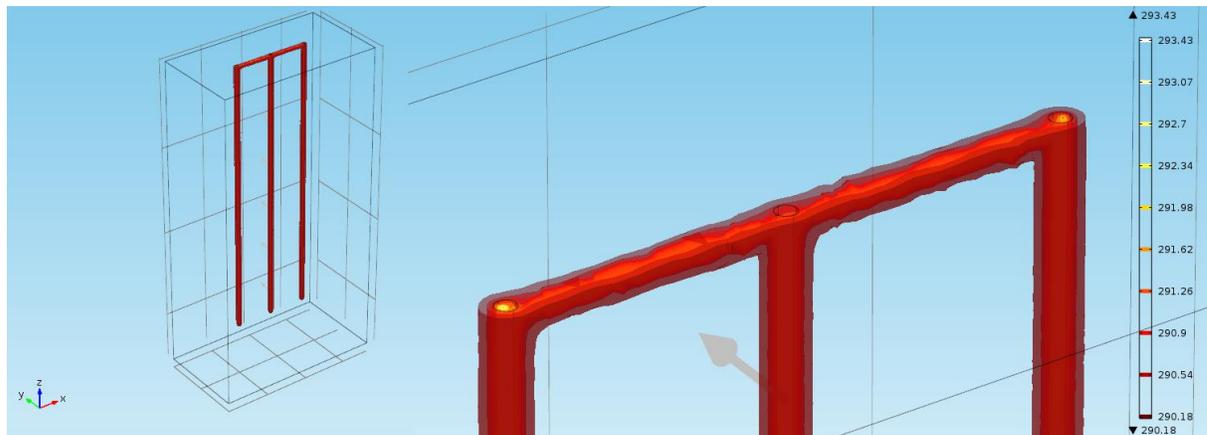


Figura 5.39: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.

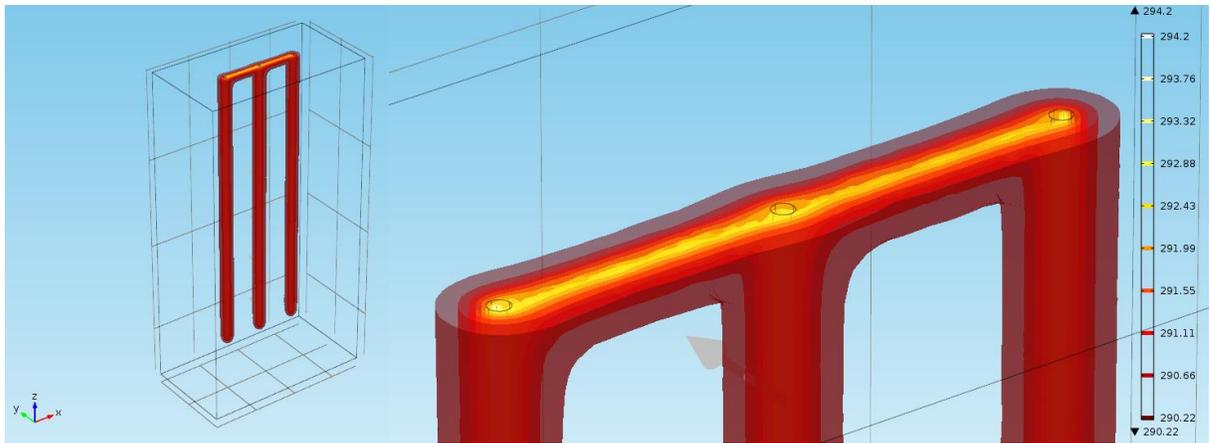


Figura 5.40: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

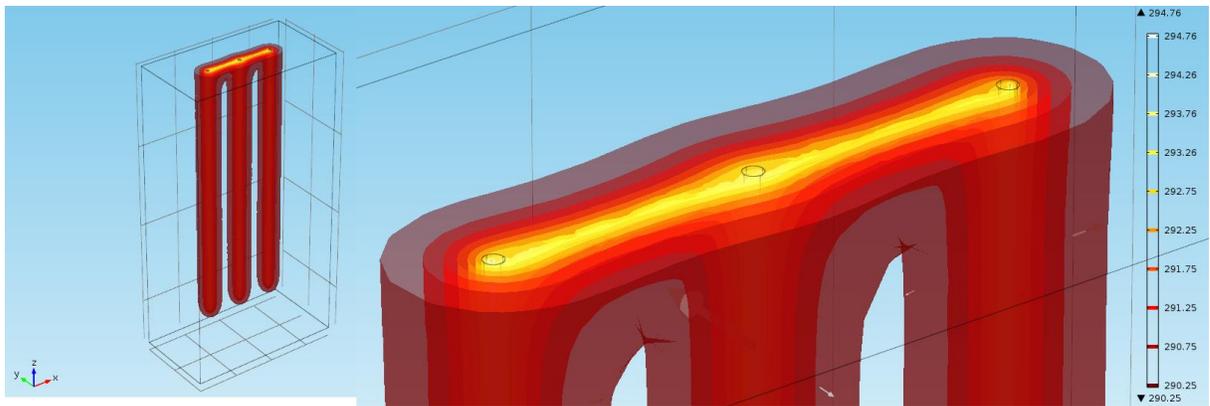


Figura 5.41: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

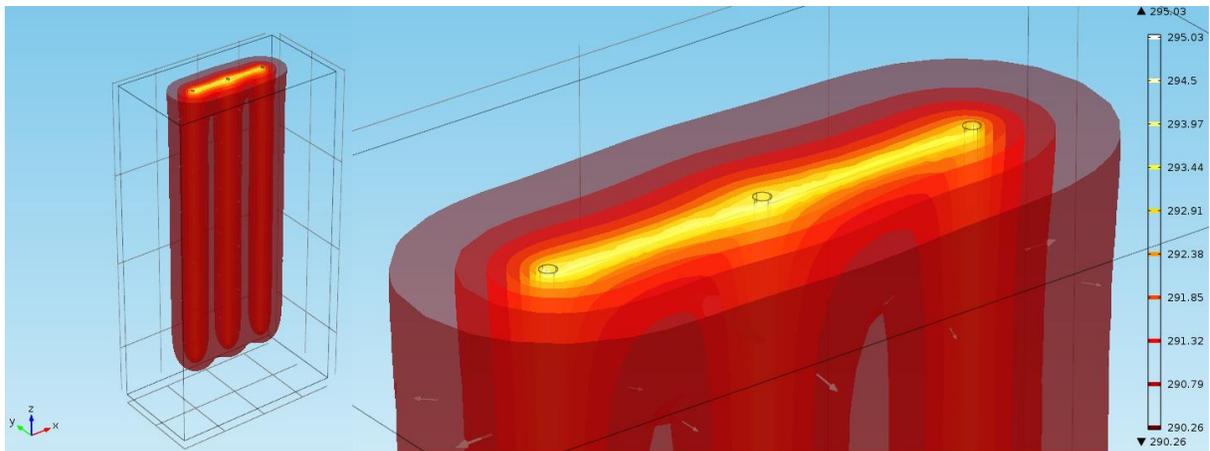


Figura 5.42: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

Se puede ver que al igual que en el sistema de dos sondas en serie, la interacción entre las sondas con un espaciado de cuatro metros es suficientemente grande para evitar la

interferencia térmica, con lo cual, la distancia propuesta es más que suficiente para el trabajo de las sondas.

Respecto a los resultados cuantitativos, se observa una pequeña diferencia de rendimiento por sonda que bien puede estar relacionada a la interferencia térmica que genera flujos de calor un poco más pequeños, pero dicha diferencia es aceptable. Luego de revisar tres sondas en serie, se procede a analizar la serie de cinco sondas. Se tienen los siguientes gráficos con resultados de tanto la transferencia de calor como de temperatura de salida.

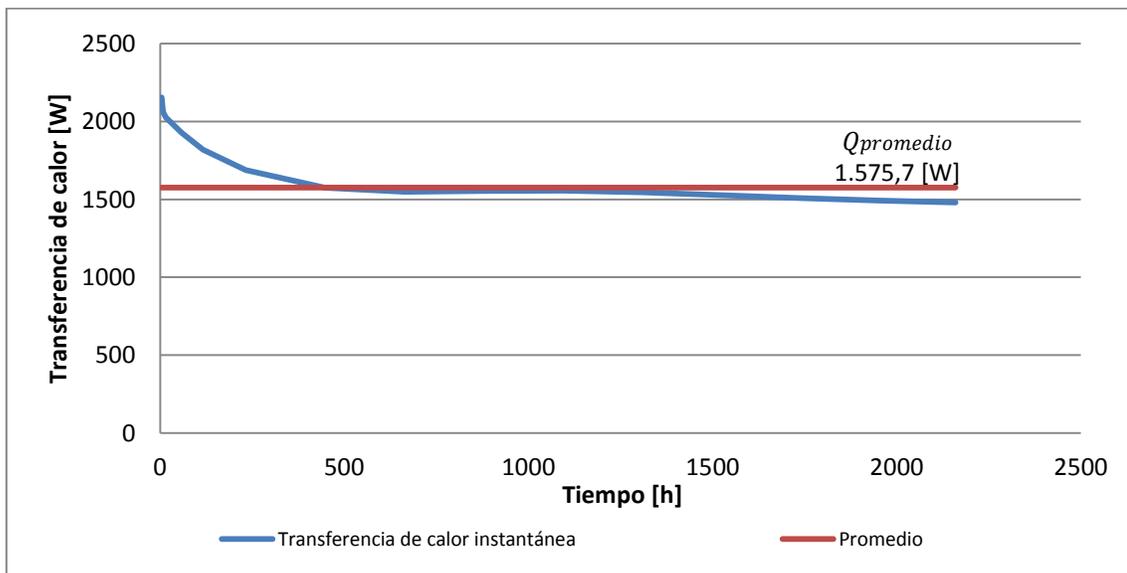


Figura 5.43: Transferencia de calor para 5 sondas en el tiempo.

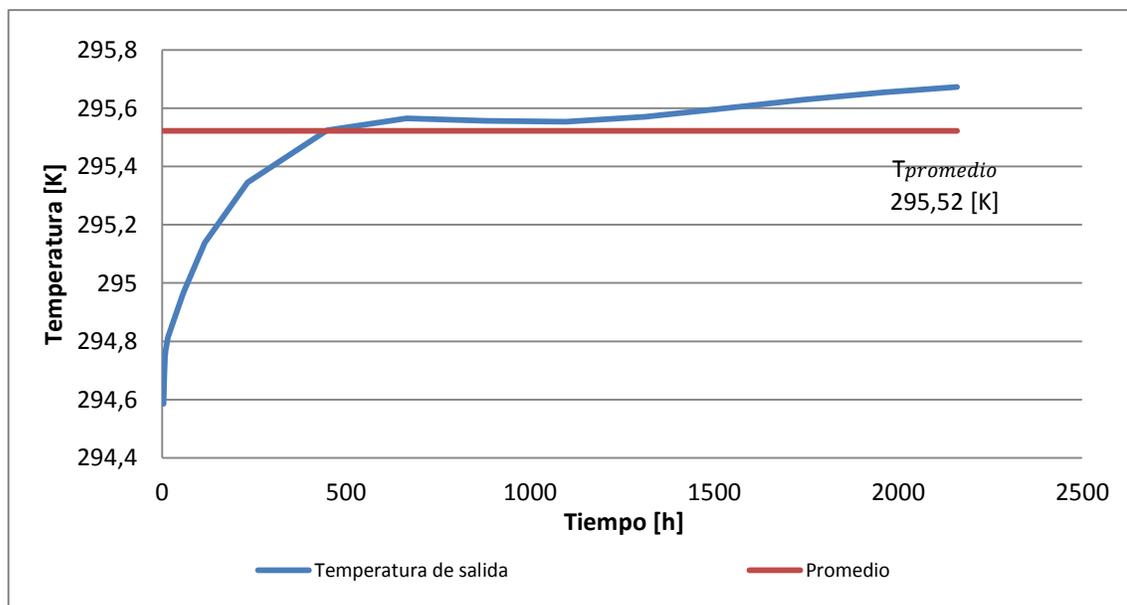


Figura 5.44: Temperatura de salida para 5 sondas en el tiempo.

Estos resultados muestran una tendencia de la temperatura de salida promedio en descenso como también se vio en el modelo con 3 sondas. Luego de mostrar el sistema en serie con 10 sondas se realizará una tabla comparativa de los valores para mostrar el descenso progresivo y dependiente del número de sondas. Respecto al flujo de calor, se puede ver también un progresivo crecimiento de la transferencia de calor promedio, dada la presencia de una tubería más larga.

A continuación se mostrarán las imágenes de los perfiles isotérmicos, para los tiempos utilizados previamente: un día (Figura 5.45), una semana (Figura 5.46), un mes (Figura 5.47) y tres meses (Figura 5.48).



Figura 5.45: Contornos isotérmicos después de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.

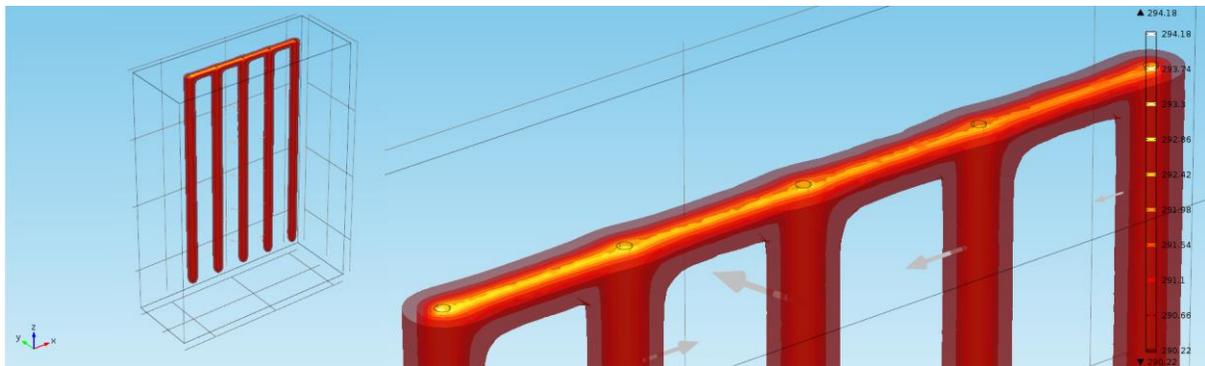


Figura 5.46: Contornos isotérmicos después de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

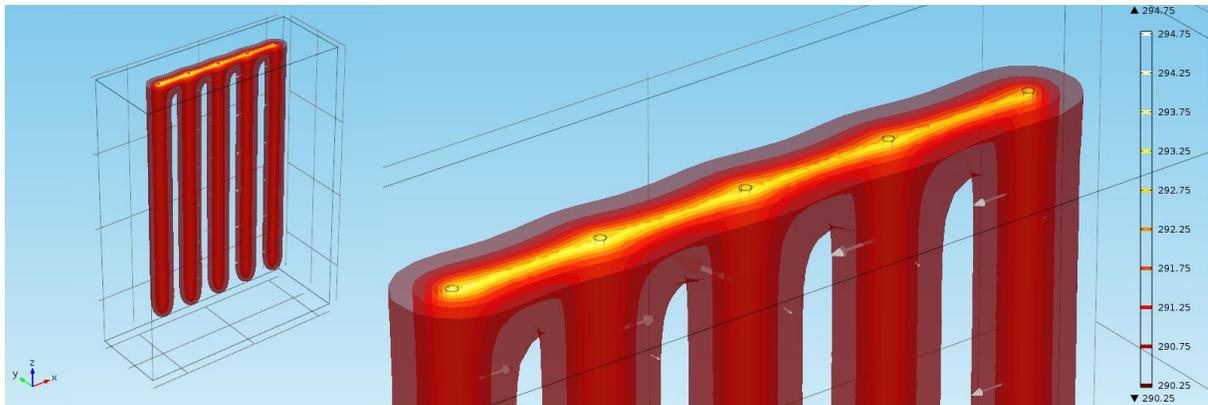


Figura 5.47: Contornos isotérmicos después de un día (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

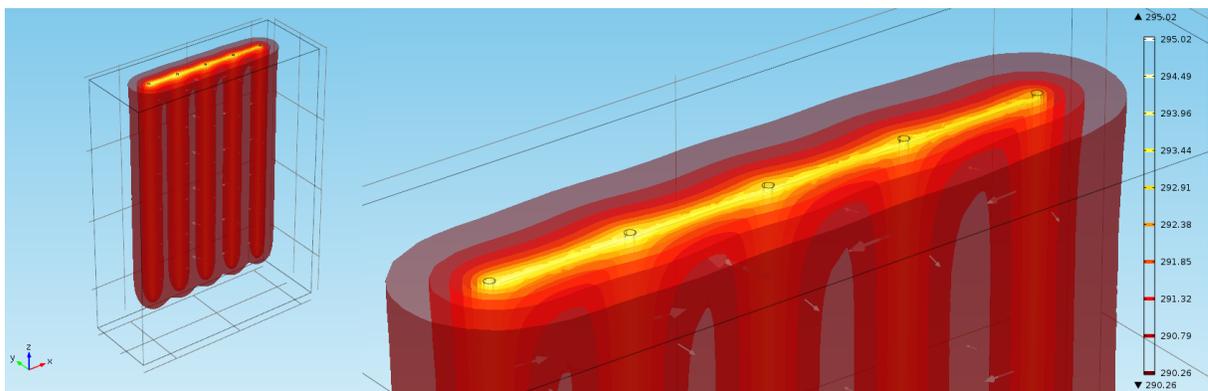


Figura 5.48: Contornos isotérmicos después de un día (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

En las imágenes previas, se puede ver como los contornos cercanos a la superficie comienzan con un amarillo intenso de alta temperatura (entrada del fluido al suelo) y termina con un amarillo menos intenso (salida del fluido del intercambiador enterrado) que denota una menor temperatura en el entorno. Esto más adelante será discutido en profundidad.

Mostrados los contornos de las cinco sondas en serie pasaremos ahora a analizar el último caso de series: 10 sondas ubicadas en serie.

Este caso será el más extenso a analizar en una línea; posterior a la muestra de los resultados de este caso, se presentará el caso final a analizar: el de dos líneas en paralelo de 10 sondas en serie cada una. A continuación se presentan los gráficos de la transferencia de calor en el tiempo y la temperatura de salida del fluido del sistema.

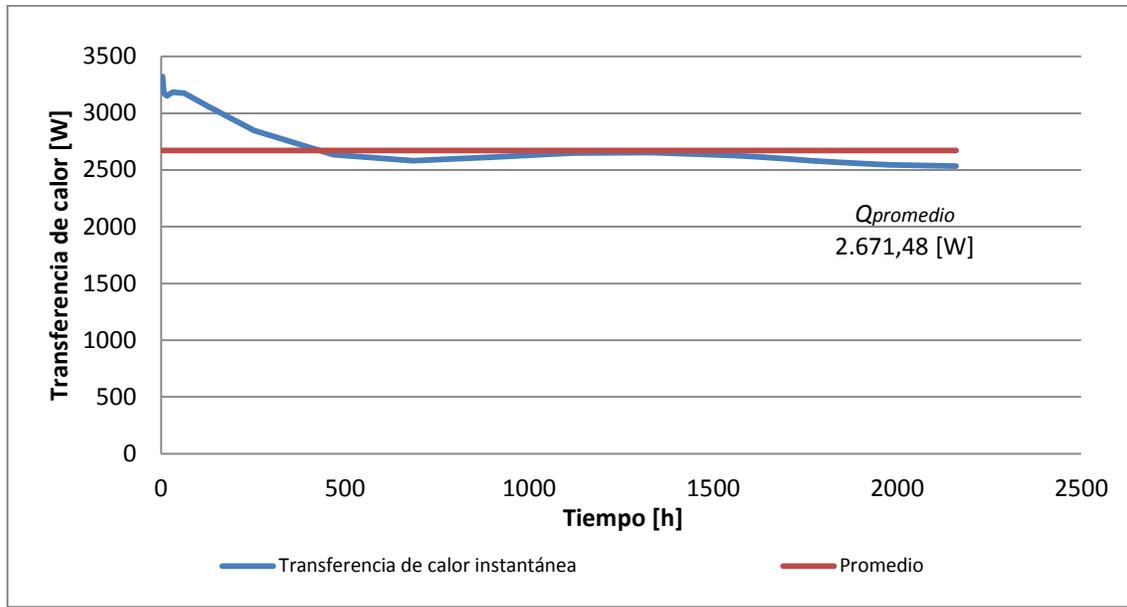


Figura 5.49: Transferencia de calor para 10 sondas en el tiempo.

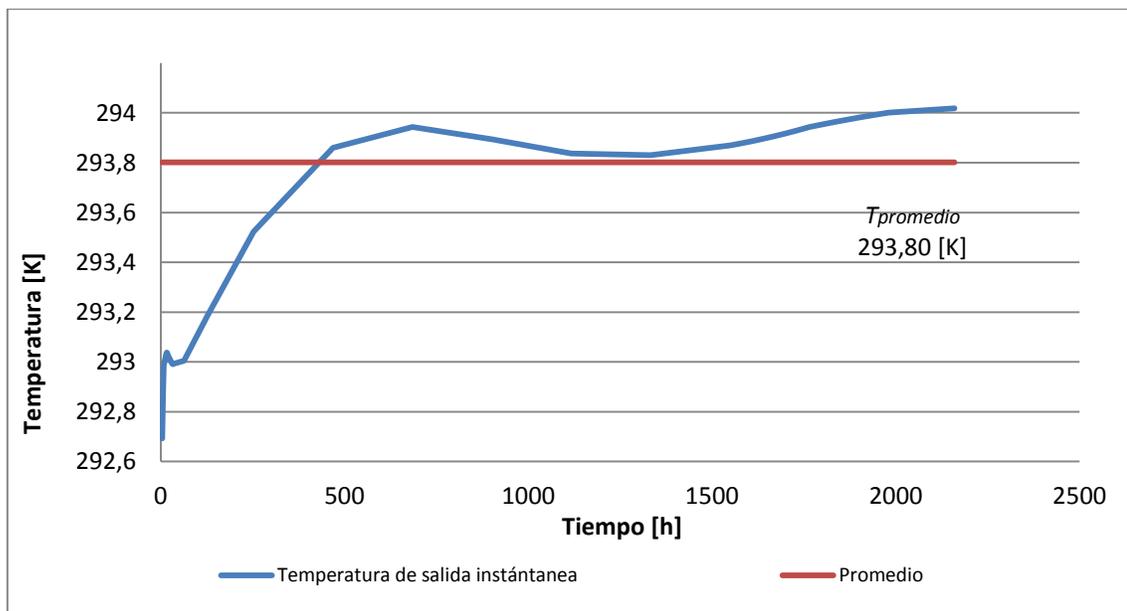


Figura 5.50: Temperatura de salida para 10 sondas en el tiempo.

Se puede ver cómo sigue aumentando el valor de la transferencia y disminuye con el aumento del largo total de la tubería la temperatura de salida.

Las curvas de temperatura y transferencia de calor en la Figura 5.49 y la Figura 5.50 muestran fluctuaciones temporales. Como estas no corresponden a ningún fenómeno físico identificable, debe concluirse que estas fluctuaciones se deben a inestabilidades numéricas generadas por la dificultad de representar un gran número de sondas con

una malla suficientemente densa. Esta inestabilidad, sin embargo, no impide obtener promedios temporales cuya magnitud es razonable.

Ahora se mostrarán las imágenes de los perfiles isotérmicos para el sistema de 10 sondas para un día (Figura 5.51 y Figura 5.52), una semana (Figura 5.53 a Figura 5.55), un mes (Figura 5.56 a Figura 5.59) y tres meses (Figura 5.60 a Figura 5.64).

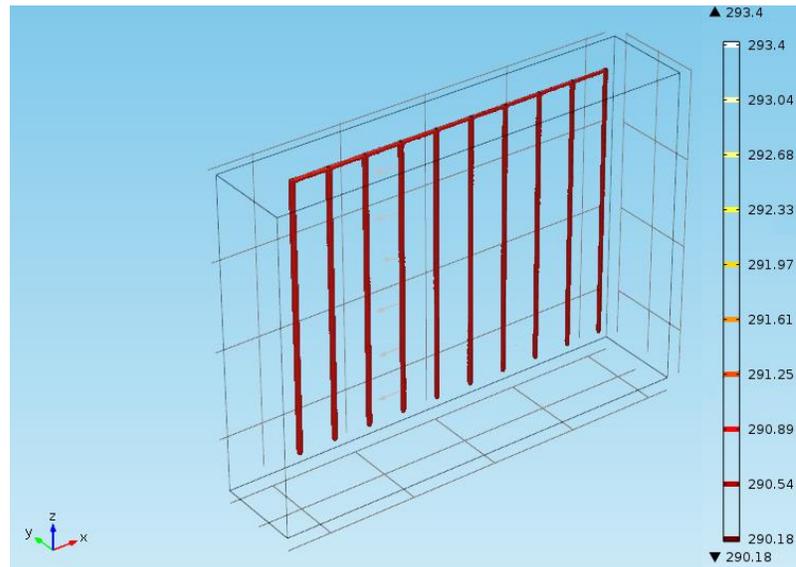


Figura 5.51: Contornos isotérmicos del sistema luego de un día (86.400 [s]) de funcionamiento.

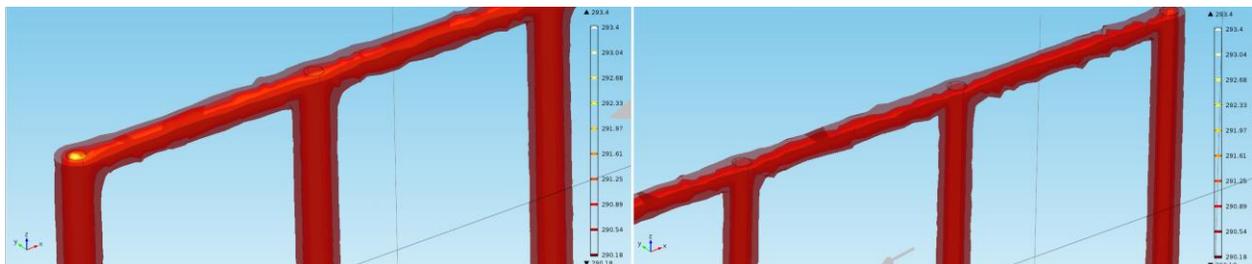


Figura 5.52: Acercamiento de los perfiles de temperatura al inicio de la línea de sondas (izquierda) y al final (derecha), cada imagen muestra 3 sondas.

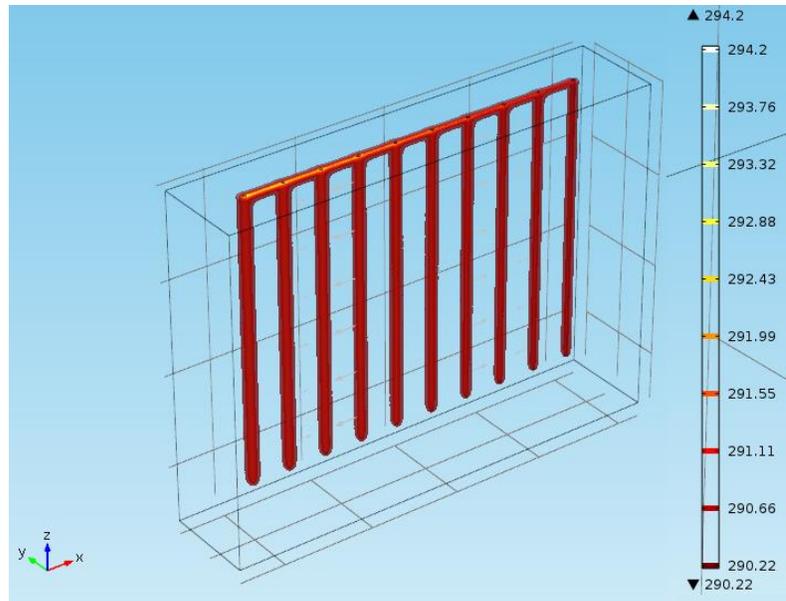


Figura 5.53: Contornos isotérmicos del sistema a una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

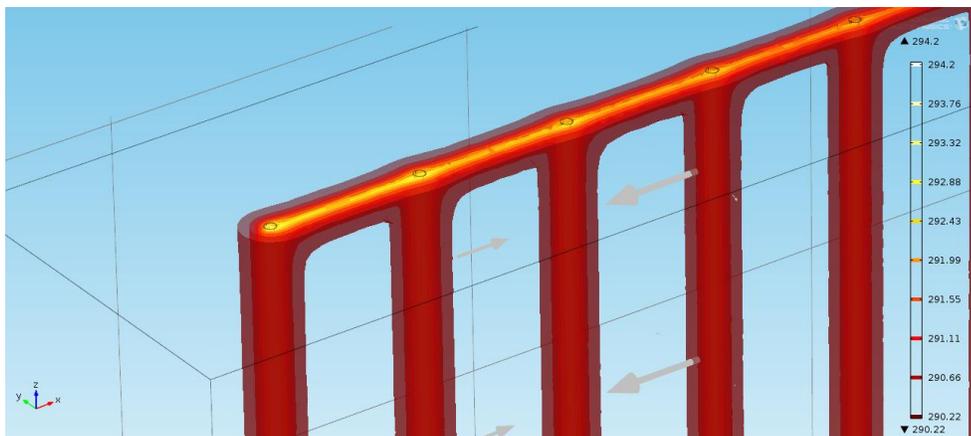


Figura 5.54: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.

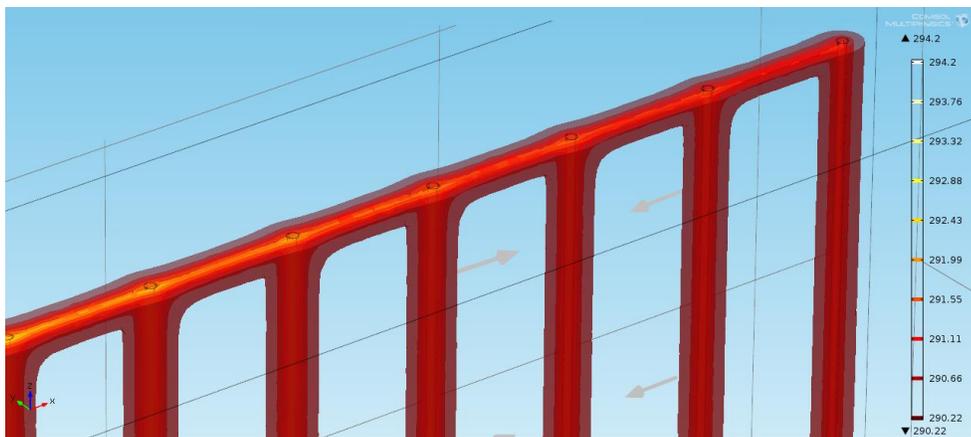


Figura 5.55: Contornos isotérmicos del sistema luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento en la zona de salida del fluido.

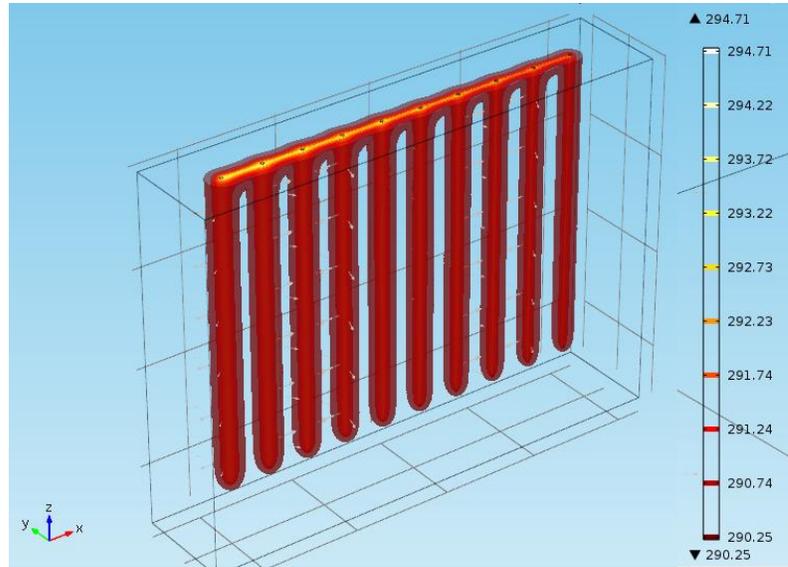


Figura 5.56: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

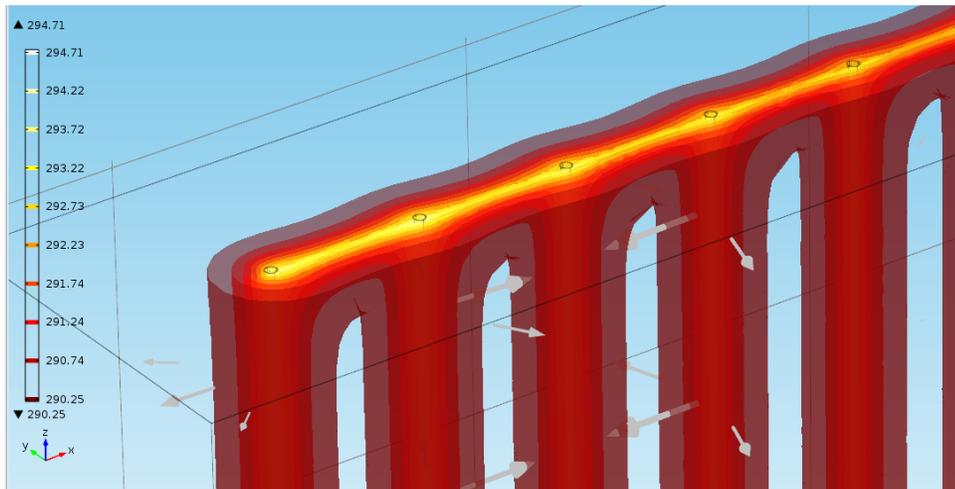


Figura 5.57: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.

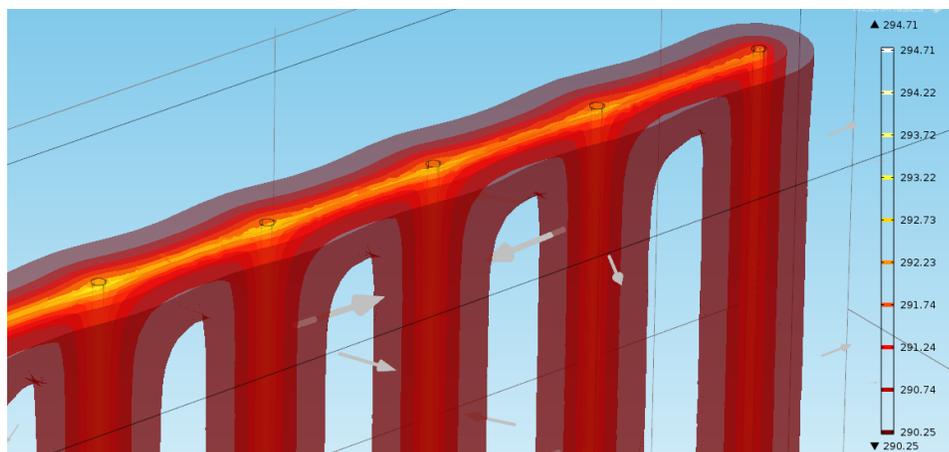


Figura 5.58: Contornos isotérmicos del sistema luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento en la zona de salida del fluido.

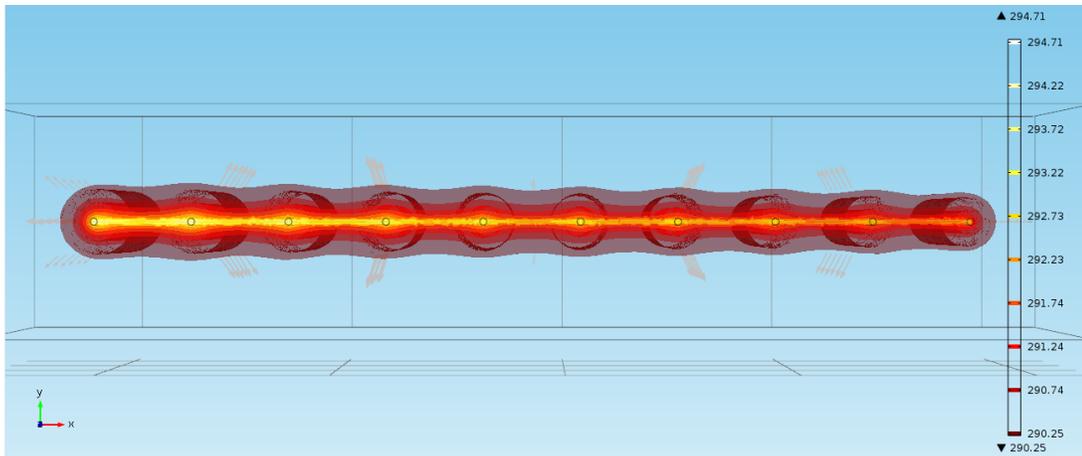


Figura 5.59: Vista superior de los contornos isotérmicos luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

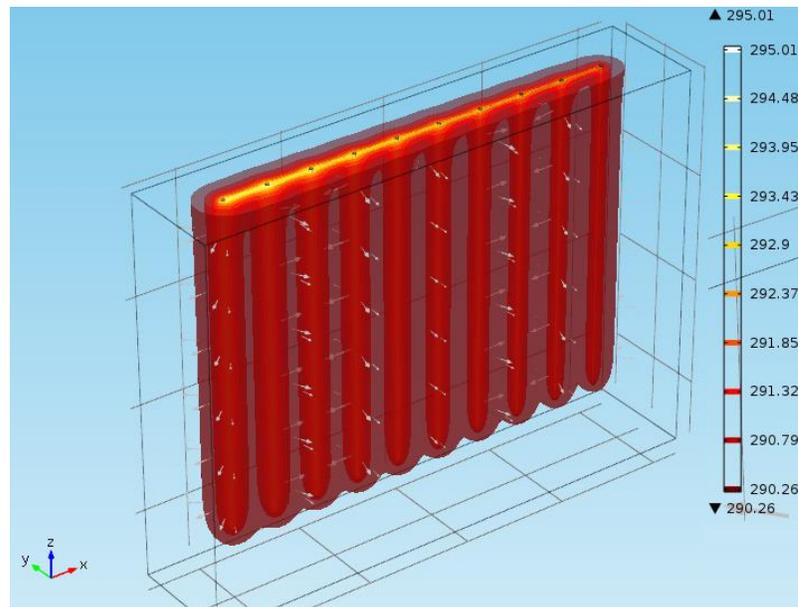


Figura 5.60: Contornos isotérmicos después de un día (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

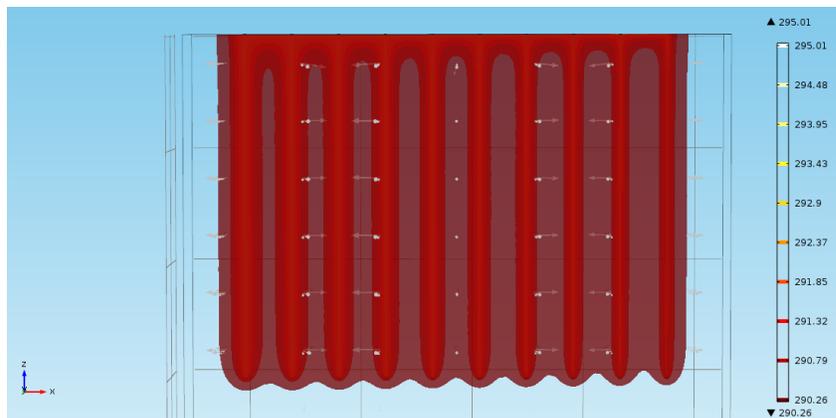


Figura 5.61: Vista lateral de los perfiles de temperatura después de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

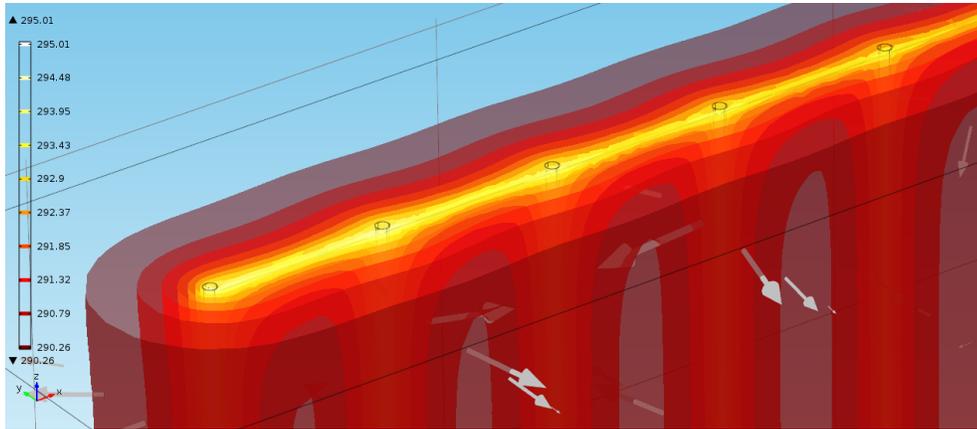


Figura 5.62: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento en la zona de entrada del fluido.

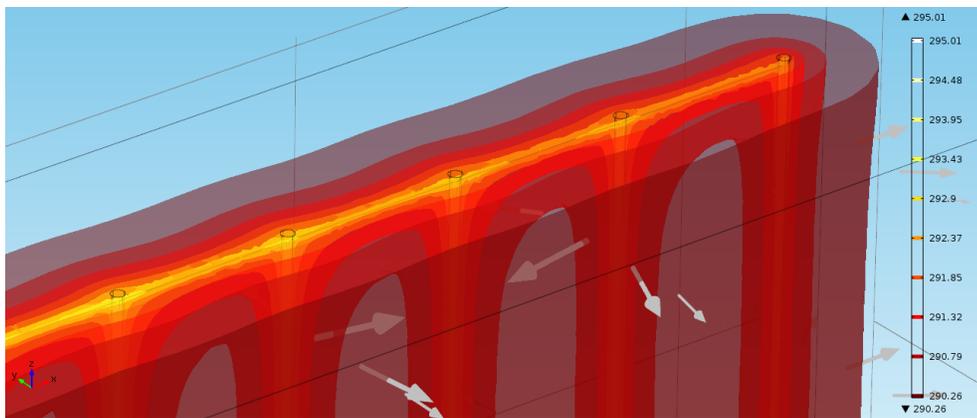


Figura 5.63: Contornos isotérmicos del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento en la zona de la salida del fluido.

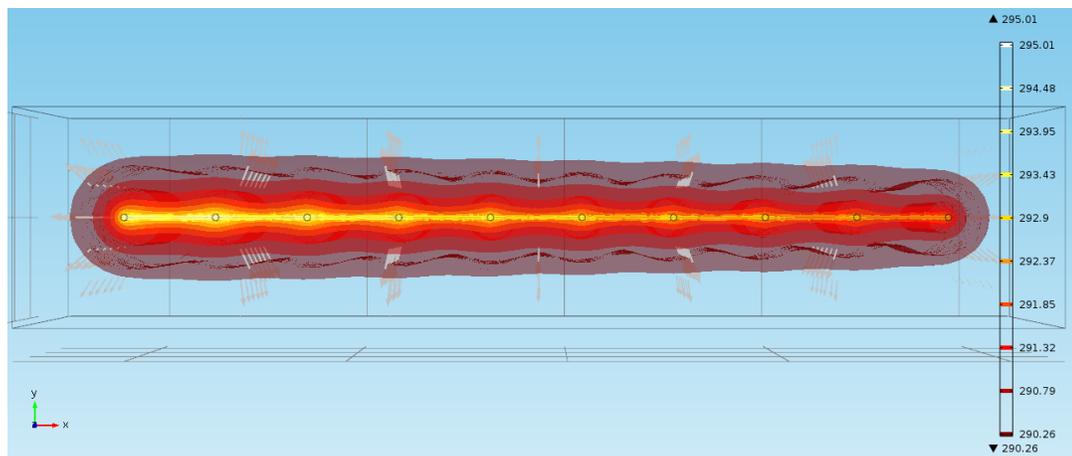


Figura 5.64: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

Se muestra a continuación un gráfico que ilustra el crecimiento de la transferencia de calor conforme agregamos sondas al sistema de tubos en serie; también podremos ver

en el gráfico posterior como disminuye la temperatura conforme agregamos metros de tubos, todo en conjunto con tablas resúmenes con datos relevantes.

Tabla 5.7: Valores tabulados de los promedios de transferencia de calor (elaboración propia).

N° de sondas	Transferencia de calor [W]
1	347,582
2	687,126
3	1.009,062
5	1.575,701
10	2.671,481

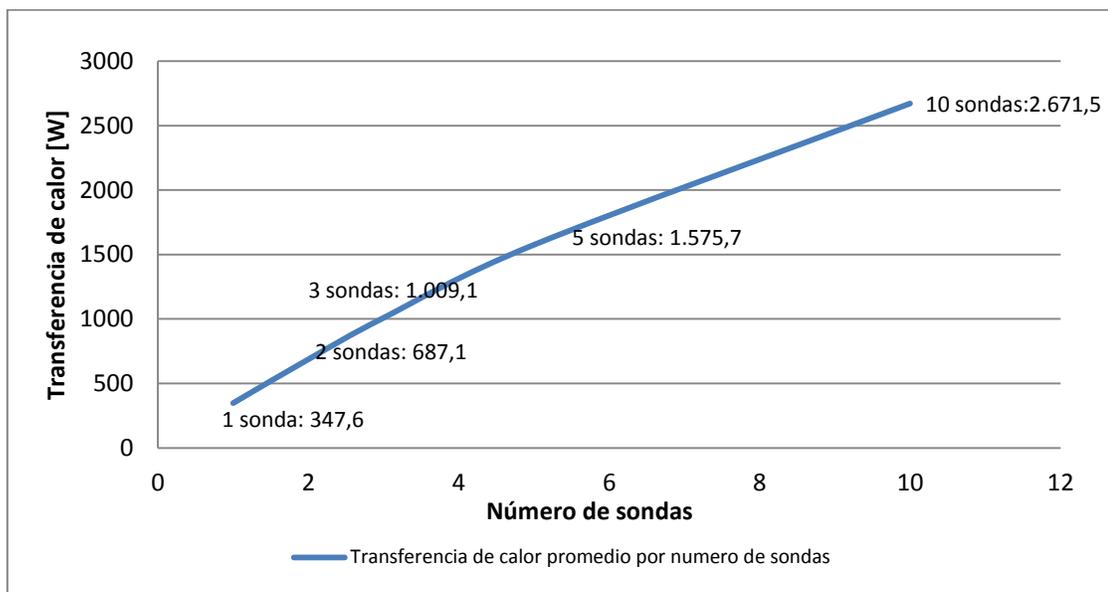


Figura 5.65: Línea de tendencia de los valores de transferencia de calor promedio de todos los estudios en serie hechos.

Tabla 5.8: Datos de temperatura de salida promedio y luego de 3 meses de trabajo (elaboración propia).

N° de sondas.	Temperatura de salida promedio [W]	Temperatura de salida luego de 3 meses [W]
1	297,49	297,45
2	296,99	296,92
3	296,52	296,41
5	295,67	295,52
10	294,02	293,80

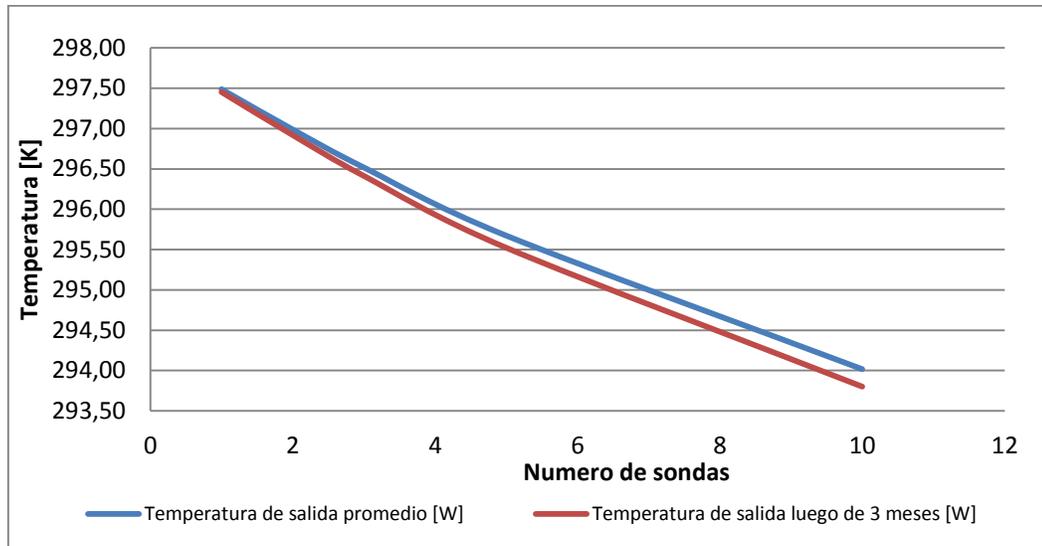


Figura 5.66: Tendencias de la temperatura de salida a los tres meses y el promedio de ellas según el número de sondas que funcionen.

Respecto a las pérdidas de carga en el sistema completo podemos determinar qué clase de bomba es necesario utilizar, tanto para mover el fluido como para romper la inercia del mismo a la circulación en el inicio del problema.

Vemos en la Tabla 5.9 los resultados de pérdida de carga calculados por medio de la (Ec. 4.18) y la (Ec. 4.19) en base a los largos dispuestos para cada sistema de sondas en serie; también se ve el valor de la pérdida de carga entregada por el programa.

Tabla 5.9: Perdida de carga o presión en cada caso, desde la sonda individual a la serie de diez sondas tanto del programa como calculada por medio de las ecuaciones mencionadas (elaboración propia).

	Largo total [m]	Diferencia de presión [Pa]	Diferencia de presión del programa [Pa]
Una sonda	60	3.663	3.489
Dos sondas	124	7.633	7.203
Tres sondas	186	11.483	10.928
Cinco sondas	316	19.542	18.412
Diez sondas	636	39.392	37.288

En la Tabla 5.9 es claro que la pérdida entregada por el programa y la calculada son bastante similares por lo que podemos asegurar que el programa entrega resultados consistentes.

Como se ve en la Tabla 5.9, la pérdida de presión es baja en todos los casos; a pesar de ello, es necesario romper la inercia del sistema al comenzar a circular el fluido; es así que es prudente considerar una bomba con una mayor potencia a la que generan las pérdidas de carga, las cuales son despreciables en el caso de las diez sondas.

La pérdida es baja debido a que la velocidad de entrada escogida para la circulación del fluido es pequeña, sin embargo el resultado obtenido a una velocidad baja es satisfactorio dada la transferencia mostrada en todos los casos, los que justifican la utilización de una bomba de $\frac{1}{2}$ [hp] (aproximadamente 370 [W]) de potencia [23].

La bomba mencionada se considera dado que el caudal de agua a mover por las tuberías es de 9,12 [lt/min] para el caso estudiado en el que la velocidad del fluido es de 0,3 [m/s] y el diámetro de la tubería es de 1".

A pesar de que las pérdidas por fricción son pequeñas, el considerar sistemas con varias líneas de tubos en paralelo justifica aún más el uso de la bomba mencionada.

5.6. Sistemas de Sondas en Paralelo.

El estudio de la distribución de sondas en el espacio concluye con el sistema de sondas en paralelo. Se busca con esta distribución multiplicar la transferencia de calor total para así lograr una cantidad de calor entregada al suelo tal que cumpla con los requerimientos dispuestos en los objetivos.

La disposición a probar se pensó principalmente debido a que si se seguían agregando sondas en serie, se podría seguir bajando la temperatura de salida del fluido, pero con el tiempo, el rendimiento por sonda respecto a la transferencia de calor llegaría a un punto asintótico de aporte de calor al medio; se puede ver en la Figura 5.65 y en la Figura 5.66 que a diez sondas en serie ya se comienza a ver una tendencia no lineal del crecimiento de la transferencia de calor y de la temperatura de salida promedio.

Como la temperatura de salida promedio del sistema de diez sondas en serie es satisfactoria, se procede a buscar la forma de entregar más calor al medio.

Se mostrarán los resultados de la transferencia de calor para dos líneas de sondas en paralelo, con 10 sondas cada una.

Como dato de separación entre líneas de sondas se utilizó el mismo que para la distancia entre sondas en serie ya que se comprobó que a dicha distancia la interferencia térmica es pequeña, por tanto la pérdida de rendimiento por sonda es baja.

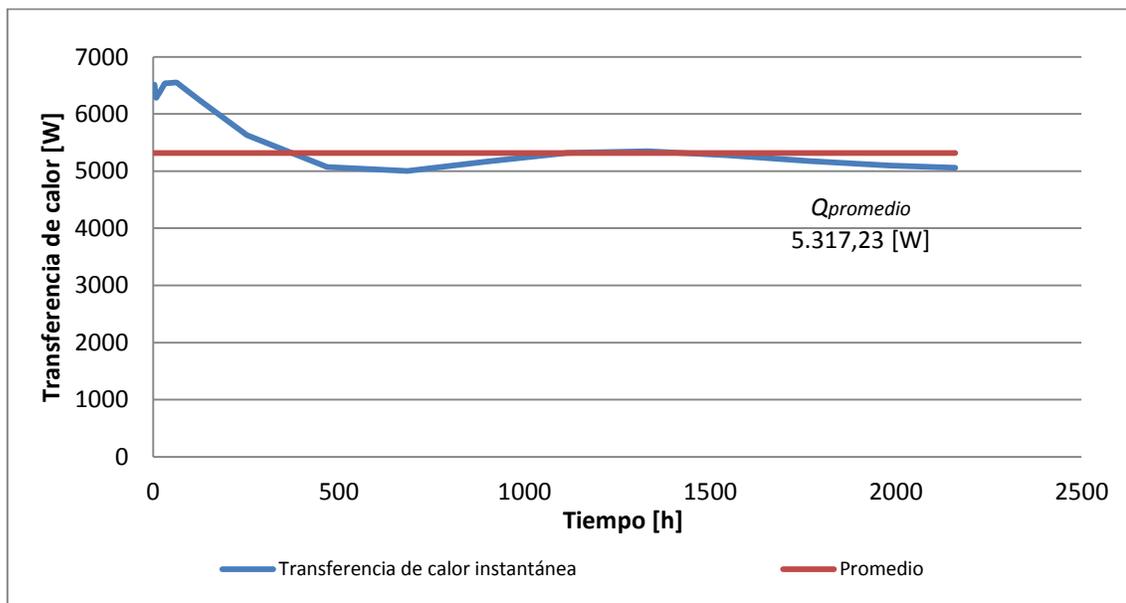


Figura 5.67: Transferencia de calor en sistema de dos líneas de 10 sondas cada una.

La temperatura de salida posee un comportamiento similar al mostrado por las 10 sondas en serie en las dos salidas de cada serie, por tanto no se incluyó un gráfico con su comportamiento en el tiempo.

Las imágenes del modelo se pueden ver a continuación en 4 tiempos: un día (Figura 5.68 a Figura 5.70), una semana (Figura 5.71 a Figura 5.74), un mes (Figura 5.75 a Figura 5.78) y tres meses (Figura 5.79 a Figura 5.84).

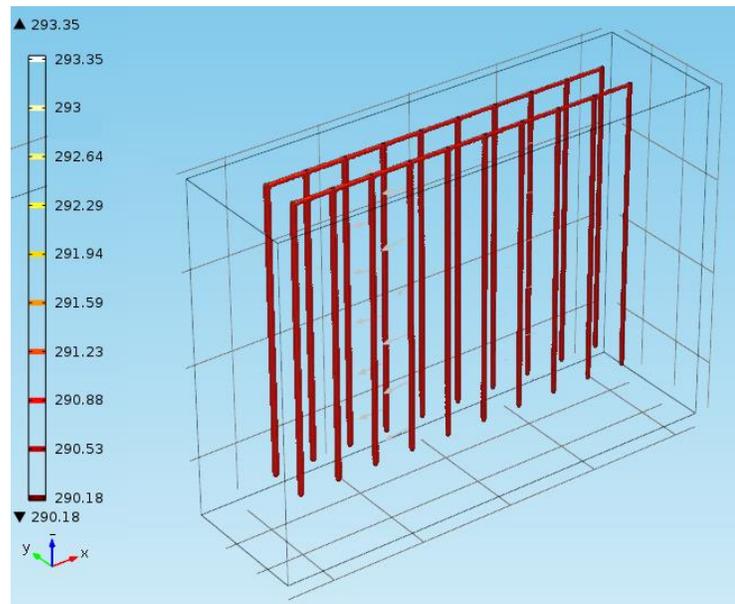


Figura 5.68: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s] de funcionamiento).

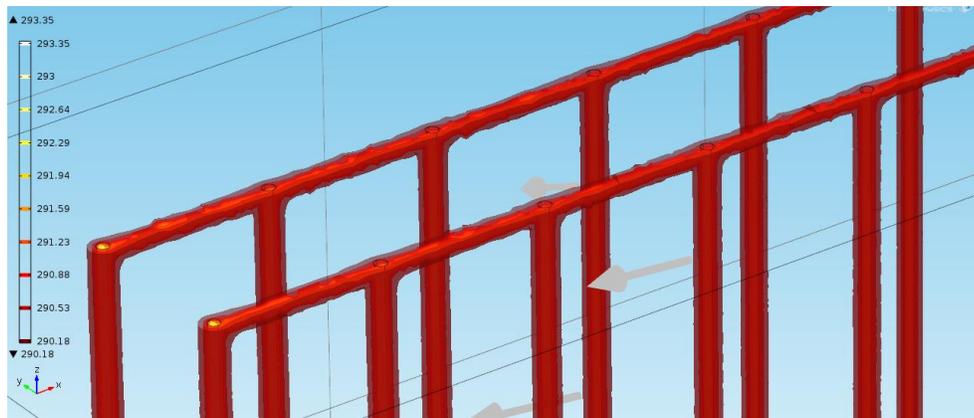


Figura 5.69: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s] de funcionamiento, acercamiento a zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.



Figura 5.70: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un día (86.400[s]) de funcionamiento, acercamiento a zona media y de salida del fluido en ambas líneas.

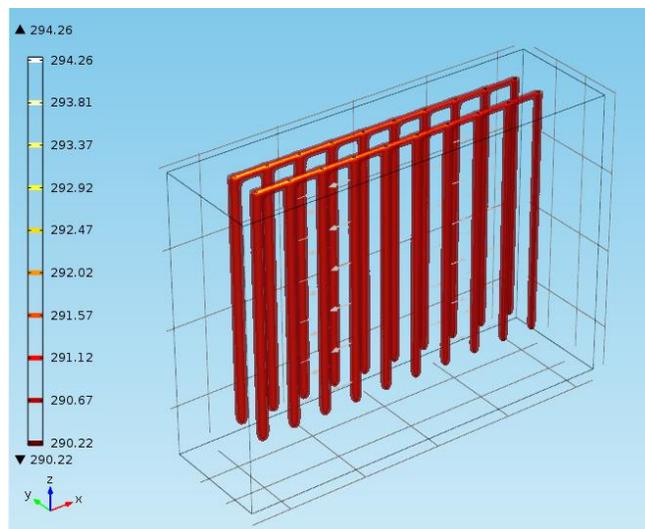


Figura 5.71: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días).



Figura 5.72: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.

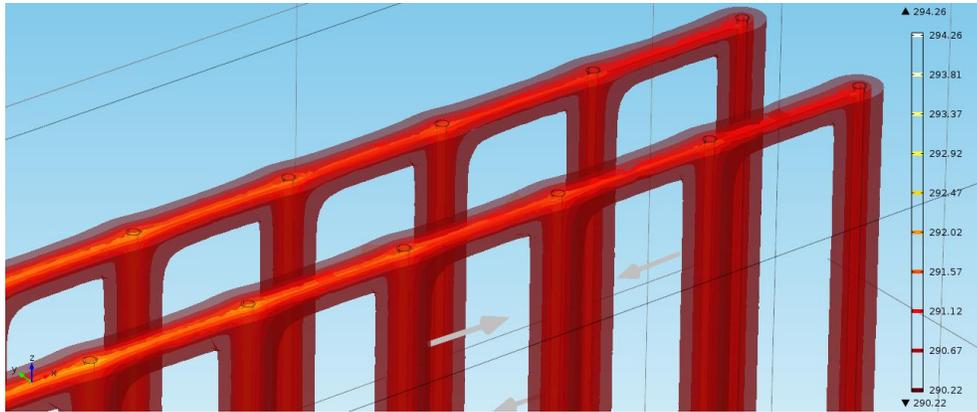


Figura 5.73: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de salida y media del fluido en ambas líneas.

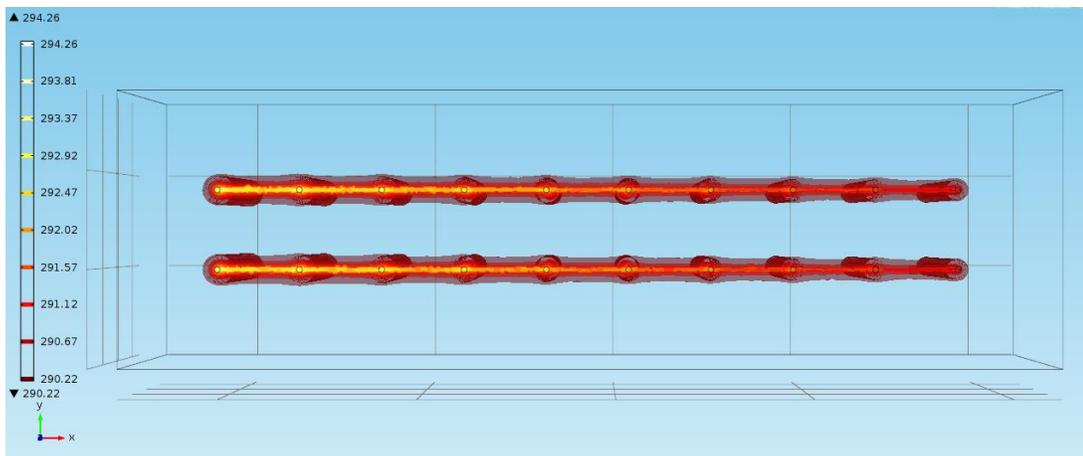


Figura 5.74: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego una semana (604.800 [s] o 7 días) de funcionamiento.

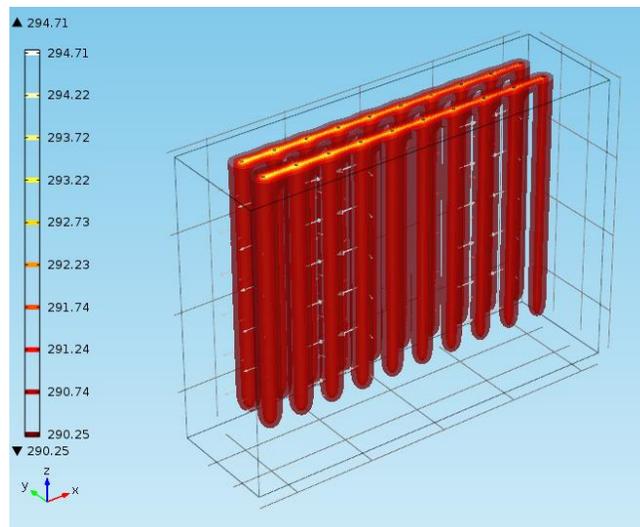


Figura 5.75: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

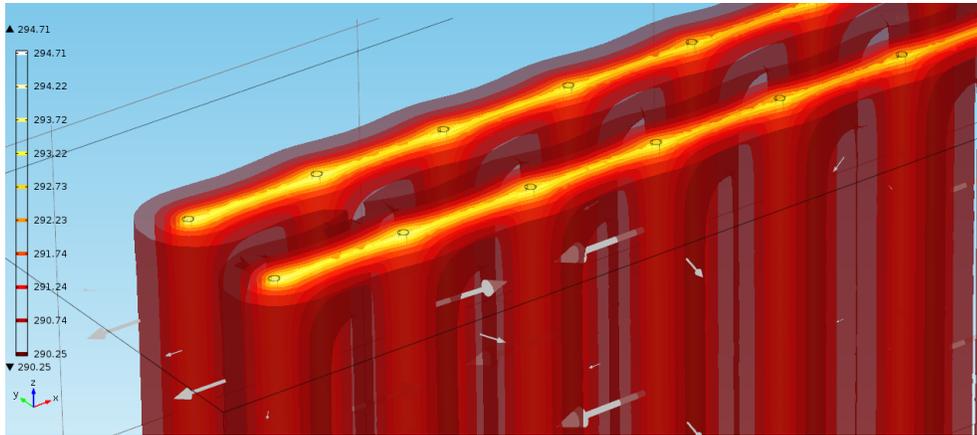


Figura 5.76: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento, vista de la zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.

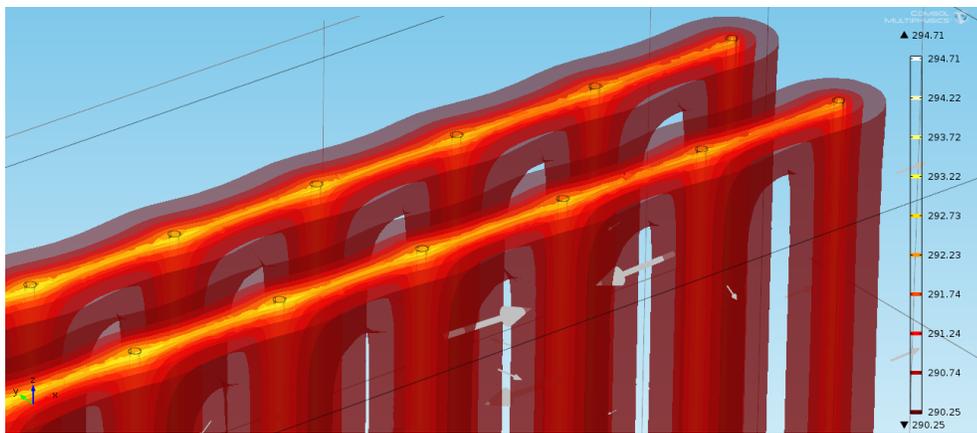


Figura 5.77: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento, acercamiento a zona de salida y media del fluido en ambas líneas.

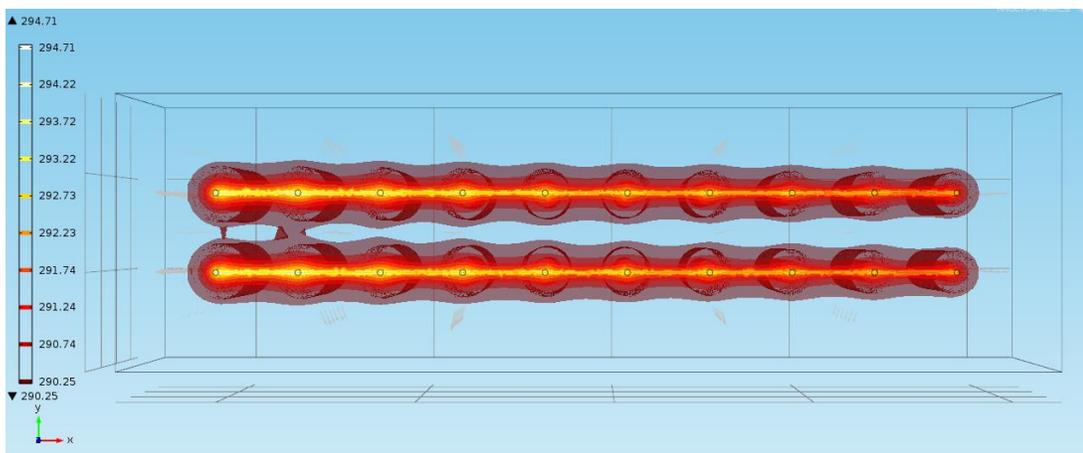


Figura 5.78: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego un mes (2.592.000 [s] o 30 días) de funcionamiento.

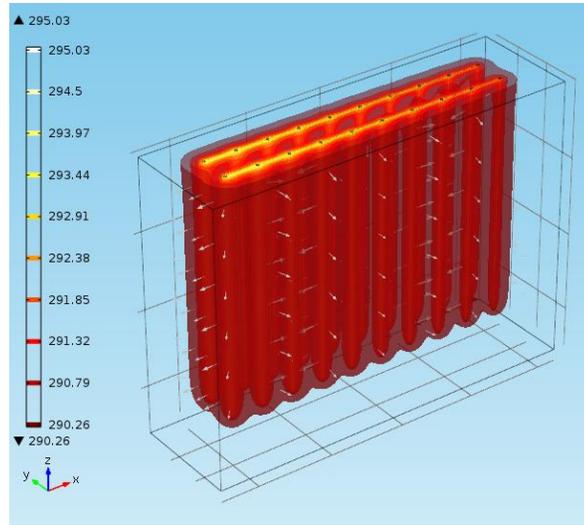


Figura 5.79: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

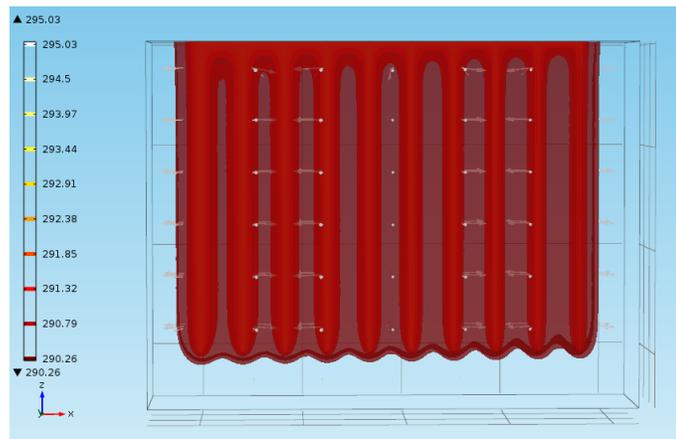


Figura 5.80: Vista lateral de los perfiles de temperatura de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

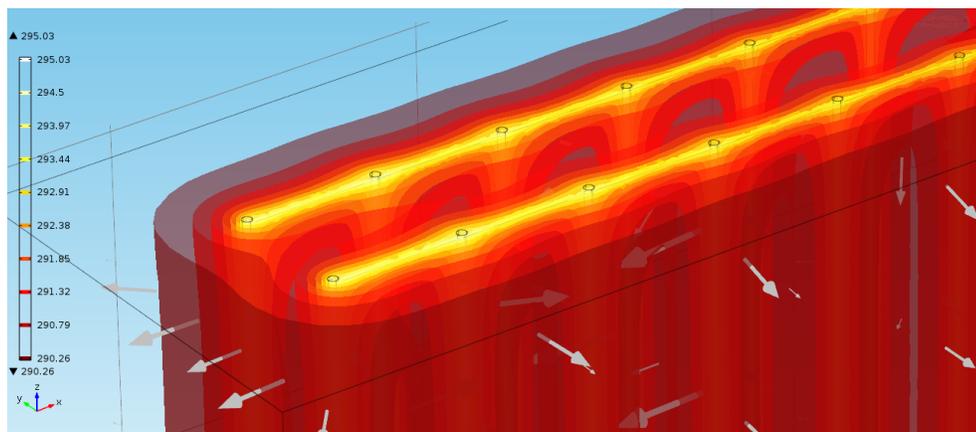


Figura 5.81: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento, vista de la zona de entrada y media del fluido en ambas líneas.

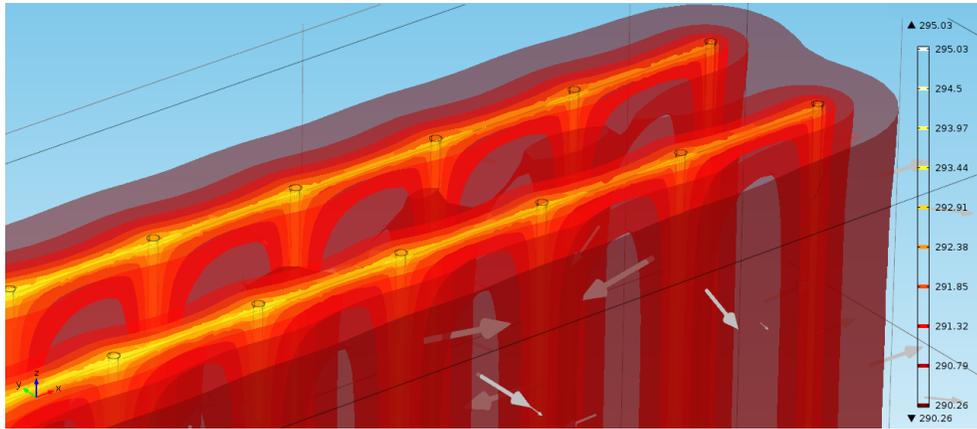


Figura 5.82: Contornos isotérmicos del sistema de dos líneas de 10 sondas en serie luego de tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento, vista de la zona de salida y media del fluido en ambas líneas.

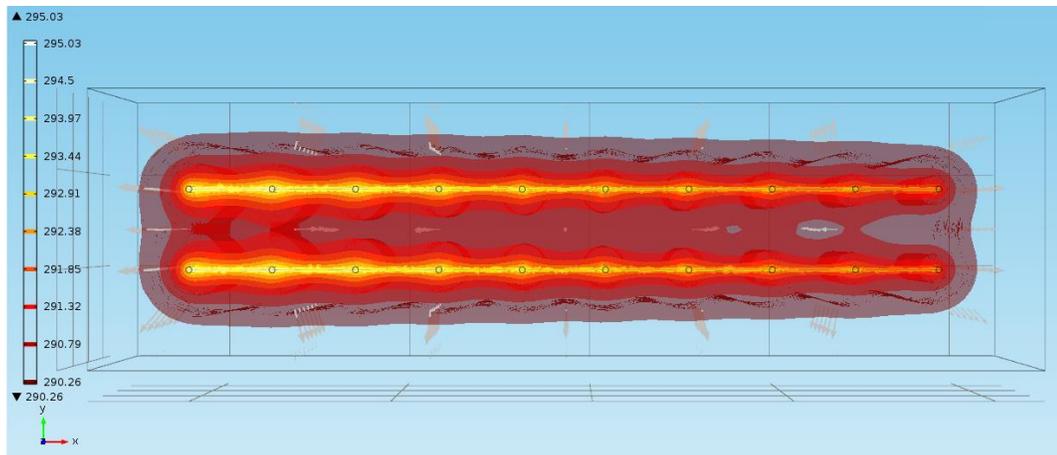


Figura 5.83: Vista superior de los perfiles de temperatura del sistema luego tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

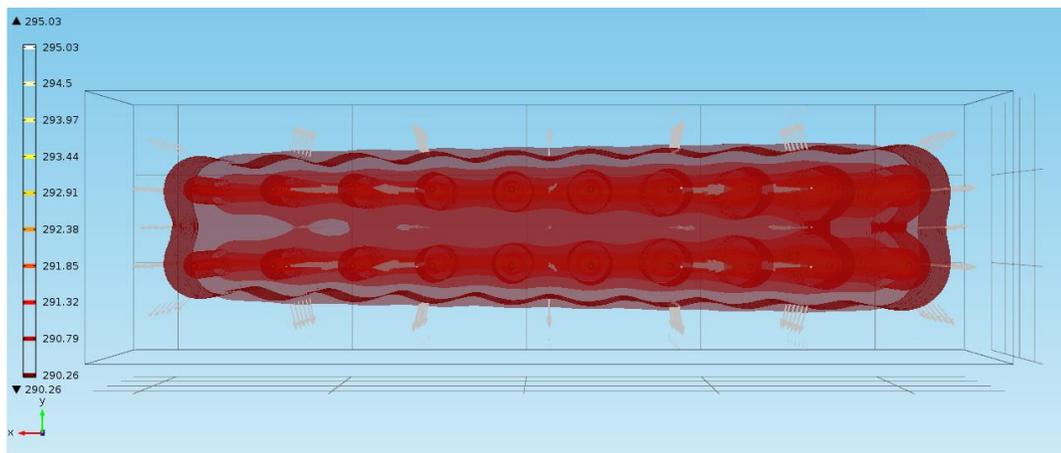


Figura 5.84: Vista inferior de los perfiles de temperatura del sistema luego tres meses (7.776.000 [s] o 90 días) de funcionamiento.

Como se aprecia en las imágenes, sobre todo en las finales (Figura 5.75 a Figura 5.79 y Figura 5.81 a Figura 5.82 a Figura 5.84), el distanciamiento entre series es adecuado para

lograr una interferencia baja entre líneas, al igual que como se demostró previamente entre sondas contiguas de una serie.

Se presenta una comparación entre lo sucedido en una línea de 10 sondas y 2 líneas de 10 sondas, esto será clave para el desarrollo de una proposición de cuanto se puede recuperar por línea, y si el calor entregado se duplica al duplicar las líneas.

Tabla 5.10: Comparación de la transferencia total de calor promedio y la transferencia por sonda (elaboración propia).

	Transferencia total	Transferencia por sonda	Transferencia por metro
Una línea	2.671,48 [W]	267,15 [W]	8,905 [W/m]
Dos líneas	5.317,24 [W]	265,86 [W]	8,862 [W/m]
	Diferencia	1,29 [W]	

Si analizamos los resultados de una y dos líneas de sondas notaremos que los resultados son bastante proporcionales; esto queríamos comprobar para entregar una cantidad de líneas que intercambien una cantidad determinada de calor al ambiente.

Considerando que los objetivos proponen un diseño para la obtención de una cantidad media de transferencia de calor, si se asume que dicha cantidad son 50 [KW], entonces según lo visto en la Tabla 5.10, podemos suponer que se necesitaran aproximadamente 20 líneas de sondas, con 10 sondas por líneas en paralelo.

Esta cantidad es bastante grande; pero es razonable si consideramos que la transferencia por sonda es relativamente baja.

6. Conclusiones

Se estudiaron diversos diseños de intercambiadores de calor para el uso directo de energía geotérmica de muy baja entalpía. Se construye un modelo numérico para predecir la transferencia de calor en intercambiadores de calor cerrados del tipo BHE (Borehole Heat Exchanger), ubicados en suelo sólido.

Previamente se obtuvieron propiedades térmicas reales del suelo del sector de Talagante, hasta una profundidad de 30 [m]: conductividad y capacidad calórica, las cuales fueron introducidas en el modelo para la simulación.

Si se analiza la presencia de agua en el entorno lejano al sector seleccionado, existen muy pocos lugares en los que se pueda encontrar al acuífero tan próximo a la superficie como en Talagante. La presencia de agua en el suelo aumenta significativamente la conductividad del suelo. Esto favorece la selección del lugar.

Respecto a la diferencia de temperatura entre el exterior del sistema y el suelo, si consideráramos diferencias de temperatura mayores entre el suelo y el ambiente, claramente el resultado de la simulación mejorará considerablemente.

El análisis del sistema con el flujo interno tridimensional se realizó, pero era demasiado complejo describir algunos elementos importantes que entregaban continuidad al trabajo como lo son los codos del intercambiador de calor; además el tiempo de trabajo computacional aumentaba significativamente al realizar dichos estudios. El análisis de la tubería lineal entrega resultados confiables y certeros con un menor uso de recurso computacional.

Respecto al desarrollo del trabajo computacional, es necesario para realizar todas las simulaciones una gran cantidad de espacio de disco duro, dado que todas las simulaciones entregan resultados visuales que generan archivos muy pesados. Por la experiencia adquirida se recomienda siempre contar con gran capacidad de almacenamiento digital.

El no considerar ciertos elementos del ambiente, como la temperatura del exterior o la radiación solar influyendo sobre el sistema, puede también modificar los resultados, sin embargo se puede ver en el modelo que dada la velocidad del flujo, el paso por la zona más cercana a la superficie representa un segmento corto, en comparación con el largo total de la cañería, que por lo tanto no se ve influenciada por los efectos ambientales.

Se encontró una disposición interesante para el aprovechamiento de la energía térmica del suelo, la cual carece de interferencias térmicas apreciables en el resultado. El modelo simulado entrega la posibilidad de variar los parámetros de distancia entre sondas, líneas de sondas, longitud de sondas, temperaturas iniciales del entorno,

temperaturas de entrada, propiedades del sólido estudiado, velocidad del fluido en la cañería, tipo de fluido, diámetro de cañería y cualquier otro parámetro considerado en el informe.

Se encontraron los perfiles de temperatura del problema estudiado, esto marca un avance en el estudio del problema, dado que se ve el comportamiento del flujo de calor en el suelo y donde existen interferencias en el problema, también determinar la transferencia de calor ofrece información clara y concisa del aporte a nuestro medio a climatizar, y el conocer la temperatura de salida permite identificar el punto límite de variación de temperatura para el espacio a climatizar.

Los resultados entregan tasas de transferencia de calor relativamente bajas, esto implica instalar grandes áreas de tubo, para una capacidad determinada, pero también hay que considerar lo siguiente para la comprensión de los resultados y poder compararlos con otro tipo de trabajos.

Se puede ver que la diferencia de temperatura entre el suelo y el entorno exterior es bastante pequeña en comparación con lo mostrado por otras publicaciones, implica que la diferencia de temperatura obtenida entre entrada y salida de las sondas será baja sobre todo con la conductividad baja del suelo.

En cuanto a las condiciones impuestas por el mallado del problema, siempre las soluciones serán mejores al refinarla pero es importante encontrar un punto en el que la representación hecha por el programa sea lo más cercana a la realidad respecto al tamaño de los elementos de la malla. En función de lo comentado, podemos decir que el mallado entrega soluciones satisfactorias para el modelo.

Dicho mallado es lo suficientemente bueno como para entregar valores promedio de transferencia de calor correctos dado que previamente se habían comprobado con variaciones de malla que el resultado no variaba notablemente entre una malla más fina y otra gruesa en un rango de elementos tetraédricos.

Con una malla relativamente gruesa (22.567 elementos), se obtienen los siguientes valores de transferencia de calor y temperatura de salida respectivamente: 350,09[W] y 297,44[K], para la malla seleccionada (97.345 elementos), se obtiene de transferencia de calor 347,58[W] y 297,45[K] de temperatura de salida, y para una malla extremadamente fina (572.454 elementos), la transferencia es de 357,3[W] y la temperatura de salida es de 297,45[K]; como los resultados son bastante similares, la malla escogida está correctamente seleccionada, entonces los resultados obtenidos son válidos y correctos.

Los resultados de los gráficos de transferencia de calor y temperatura de salida del sistema muestran que en un principio la temperatura de salida obtenida es baja y tiende

a aumentar conforme pasa el tiempo y la transferencia de calor es alta pero disminuye en magnitud conforme pasa el tiempo.

Lo anterior se debe a que la sonda (calentada por el fluido) aumenta la temperatura de su entorno, lo que genera un gradiente térmico menor conforme pasa el tiempo, esto hace que la temperatura de salida aumente y la transferencia de calor en el tiempo baje.

Si se revisa los valores utilizados en Angelotti ([10]), la diferencia entre la temperatura de entrada y salida del fluido en la sonda es cercana a 3°C y la potencia por metro de 40 [W/m] , o los predichos y calculados por Liang ([15]), la diferencia de temperatura entre 3 y 4°C y valores de transferencia por metro de entre 40 y $50,5 \text{ [W/m]}$, la diferencia de temperatura en la entrada y salida de la sonda individual en este trabajo es casi 6 veces más pequeña en promedio que la vista en las revistas, y la transferencia de calor por metro es casi 4 a 5 veces más baja, esto también tiene relación a la velocidad utilizada, la cual es también más baja que la mostrada en estas publicaciones.

Si se deseara también mejorar el desempeño de las sondas en nuestro sistema, se puede incluir en un futuro el análisis de las tuberías más largas, ya que las publicaciones consideran largos mayores, y con otro valor de conductividad de suelo, o sea, en otro sector de la capital.

A pesar de todo, publicaciones como Nam ([16]) demuestran que con conductividades de suelo solo un poco mejores: 2 [W/mK] , los resultados no son excesivamente más altos a los presentados considerando en el desarrollo del problema la distancia entre sondas: se obtienen transferencias de entre 15 a 40 [W/m] y diferencias de temperaturas de cerca de 4°C con propiedades muy similares.

Al considerar distancias muy pequeñas entre sondas se concluye que, como ya se comentó, menor será el rendimiento de las sondas en un sistema. Así, podemos decir que la distancia entre sondas es un elemento fundamental en el diseño del intercambiador; en el caso del modelo estudiado, la distancia recomendada entre sondas es de 4 [m] . Nam ([16]) apoya el estudio y considera correcto y necesario el haber analizado la distancia entre sondas.

Se realizó un ensayo con la conductividad térmica del suelo seco (alrededor de $0,3 \text{ [W/mK]}$) y las tasas de transferencia de calor resultaron ser mucho más bajas en comparación con los resultados obtenidos por los modelos con conductividad de suelo húmedo saturado.

Se realizó también un pequeño análisis durante el transcurso del estudio del intercambiador de la posibilidad de dar uso periódico del sistema: solo durante doce horas de un día de 24 horas y se concluye que es factible el variar este valor dando periodicidad a la entrada del fluido. Se puede lograr la periodicidad imponiendo durante el día el flujo del fluido por la cañería y durante las noches entregar el fluido con velocidad 0 [m/s]; este estudio entrega resultados interesantes ya que acota el tiempo de utilización efectiva del equipo.

La periodicidad del flujo implica un estado de encendido y apagado del equipo, el cual entrega tanto ahorro energético como mejor rendimiento de las sondas; esto asumiendo que la climatización se desea utilizar en horarios de oficina por ejemplo.

Si se considera que las sondas funcionan con flujos de agua en el medio sólido, si se quisiera aumentar el rendimiento del sistema, se propone analizar esta situación con el módulo de transferencia de calor en medio poroso del programa. Existen estudios que afirman el aumento de rendimiento del sistema. También existen estudios que revelan mejoras al incluir fluidos entre el recubrimiento de concreto y las tuberías, además de entregar protección y confiabilidad al sistema [24].

Los resultados numéricos para el suelo seco de 3 sondas en serie entregan una transferencia de calor promedio de 500,83 [W], que comparado con la transferencia de calor promedio para el sistema con suelo saturado de 1.009,06 [W], entrega una diferencia de 508,23 [W], lo que demuestra que la presencia de agua en el suelo es muy importante para obtener mejores resultados.

Según los cálculos de pérdidas de carga en las cañerías, la velocidad de entrada del fluido podría haber sido mayor dado que las diferencias de presión son pequeñas a esta velocidad. Se realizó un análisis teórico de la potencia necesaria para mover el fluido a $0,3 \left[\frac{m}{s} \right]$ y se pudo concluir que para una línea de 10 sondas la potencia necesaria es pequeña, por lo que una bomba de $\frac{1}{2}$ [hp] (aproximadamente 370 [W]) supliría la pérdida de carga sobre las cañerías fácilmente. Se utilizó la velocidad máxima mencionada principalmente por asuntos computacionales.

La diferencia de presión entre la entrada y salida puede ser fácilmente manejada con una bomba pequeña, con una potencia baja; el trabajo principal de dicha bomba será el romper la inercia del fluido que en un inicio estará quieto. El caudal obtenido es para una sola línea; el caudal a mover será el de todo el conjunto de tuberías, por tanto no es despreciable la pérdida de carga total.

Para un conjunto de 10 líneas de sondas en serie, la pérdida de carga será diez veces la de la línea de diez sondas; si la pérdida de diez sondas en serie es de 37.288 [Pa],

para diez líneas con diez sondas por línea se tendrá una pérdida de aproximadamente 372.880 [Pa] que para una bomba pequeña común no es mayor problema.

Respecto a los valores entregados por la simulación, se observan en los casos con muchas sondas (10 y dos líneas de 10) que los valores de calor y temperatura presentan oscilaciones en función del tiempo, dichas oscilaciones se deben principalmente tanto al mallado como a lo irregular que es el inicio del experimento y el estado transiente con altos gradientes térmicos.

Además un caso similar para una sola sonda se puede ver en el estudio realizado por Fujii ([25]), en el que existen distorsiones al inicio del experimento que posteriormente se corrigen, por tanto no es un caso excepcional.

Como se comentó en el desarrollo de los resultados, al aumentar el número de sondas en serie se observa una mayor variación de la temperatura de salida en el último elemento del fluido con respecto a la entrada, pero al agregar demasiadas sondas en serie la variación de la temperatura de salida en cada sonda es menor dado que el flujo de calor disminuye, por tanto siempre es bueno acotar el número de sondas en serie para así no perder tanta transferencia de calor, esto incita a estudiar la transferencia en líneas paralelas de tubos con sondas en serie.

El desempeño del sistema de sondas en paralelo al no tener interferencias entre línea cuando existen distancias prudentes de separación entre líneas, entrega como resultado para la transferencia de calor que:

$$Q_{n \text{ líneas}} \cong n Q_{1 \text{ línea}}; n \in \mathbb{N}; \text{ con } Q_{1 \text{ línea}} = 2671,5 [W] \quad (\text{Ec. 6.1})$$

Así se puede encontrar rápidamente una aproximación bastante certera de cuantas líneas de sondas necesitamos para obtener un valor de transferencia de calor. Así se comprueba que con distancias prudentes entre sondas sólo basta con realizar simulaciones de dos líneas en paralelo del sistema para poder estimar la transferencia de calor total.

7. Bibliografía

- [1] A. Lahsen, “Origen y potencial de energía geotérmica en los Andes de Chile.” Concepción, 1986.
- [2] G. Florides and S. K. Å, “Ground heat exchangers — A review of systems , models and applications,” vol. 32, pp. 2461–2478, 2007.
- [3] D. H. Lund, J.W., Freeston and T. L. Boyd, “Direct utilization of geothermal energy 2010 worldwide review,” *Geothermics*, vol. 40, pp. 159–180, 2011.
- [4] A. Zenteno, “Modelación Térmica del suelo alrededor de tubos enterrados en sistemas de colección de energía geotérmica de baja entalpía.” 2013.
- [5] G. Llopis and V. Rodrigo, “Guía de la Energía Geotérmica,” vol. 1ra edició, 2008.
- [6] F. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 4ta edició. 1999.
- [7] H. Shapiro and M. Moran, *Fundamentos de termodinámica técnica.*, Segunda ed. 2004.
- [8] A. M. Omer, Å, “Ground-source heat pumps systems and applications,” vol. 12, pp. 344–371, 2008.
- [9] R. Fan, Y. Jiang, Y. Yao, D. Shiming, and Z. Ma, “A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection,” *Energy*, vol. 32, no. 11, pp. 2199–2209, Nov. 2007.
- [10] a. Angelotti, L. Alberti, I. La Licata, and M. Antelmi, “Energy performance and thermal impact of a Borehole Heat Exchanger in a sandy aquifer: Influence of the groundwater velocity,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 77, pp. 700–708, Jan. 2014.
- [11] A. Ayala Cabrera, and Engeniers, “Modelo de simulación hidrológico operacional cuencas de los ríos Maipo y Mapocho, Santiago: Ministerio De Obras Públicas, Dirección General de Aguas.” Santiago, Chile, 2000.
- [12] M. Muñoz, “Presentación privada.” 2013.
- [13] M. Muñoz, “Estratigrafía Talagante.” 2013.
- [14] D. Devices, “KD2 Pro Thermal Properties Analyzer,” 2014.
- [15] N. W. Liang, C. H. Lai, C. Y. Hsu, Y. C. Chiang, C. C. Chang, and S. L. Chen, “A conformal-mapping method for predicting the thermal properties of U-shaped borehole heat-exchangers,” *Geothermics*, vol. 50, pp. 66–75, Apr. 2014.

- [16] Y. Nam, R. Ooka, and S. Hwang, “Development of a numerical model to predict heat exchange rates for a ground-source heat pump system,” *Energy Build.*, vol. 40, no. 12, pp. 2133–2140, Jan. 2008.
- [17] J. Wołoszyn and A. Gołaś, “Modelling of a borehole heat exchanger using a finite element with multiple degrees of freedom,” *Geothermics*, vol. 47, pp. 13–26, Jul. 2013.
- [18] Y. Cengel and A. Ghajar, *Transferencia de calor y masa, fundamentos y aplicaciones*, Mc Graw Hi. pp. 871 – 874.
- [19] M. Muñoz, “Conductividad termal de suelos.” 2013.
- [20] C. Multyphysics, *Comsol Multiphysics User Guide*. .
- [21] C. Multyphysics, “Cooling of an Injection Mold,” 2014.
- [22] L. Voisin, “Fenomenos de transporte. Transferencia de momentum.” 2010.
- [23] “Bomba centrifuga,” 2014. [Online]. Available: <http://truper.com/MaquinasElectricas/ficha.php?c=10072>. [Accessed: 21-Oct-2014].
- [24] S. Focaccia and F. Tinti, “An innovative Borehole Heat Exchanger configuration with improved heat transfer,” *Geothermics*, vol. 48, pp. 93–100, Oct. 2013.
- [25] H. Fujii, R. Itoi, J. Fujii, and Y. Uchida, “Optimizing the design of large-scale ground-coupled heat pump systems using groundwater and heat transport modeling,” *Geothermics*, vol. 34, no. 3, pp. 347–364, Jun. 2005.

Anexo A: Tablas con información de propiedades térmica de las capas subterráneas.

Tipo de suelo
50% Arena + 50% Arena fina y limo

Conductividad térmica (k)	Capacidad calórica a presión constante (Cp) ¹	Difusividad térmica (D) ²	Resistividad térmica (ρ)	Temperatura (T)
[W/mK]	[MJ/m ³ K]	[mm ³ /s]	[cmK/W]	C
0,295			339,2	27,94
0,286	1,464	0,195	349,8	28,08
0,337			296,9	27,95
0,338			295,8	28,09
0,297	1,414	0,21	336,7	28,13
0,315			317,3	27,98
0,351			285	28,23
0,315	1,359	0,231	317,9	28,33
0,357			280	28,18
0,382			261,5	28,3
0,328	1,490	0,22	305,3	28,36
0,357			279,7	28,27
0,218	1,487	0,324	308,5	28,14
0,357			280,2	27,85
0,308	1,572	0,196	325,1	27,43
0,362			276,2	27,44
0,326	1,516	0,215	306,6	27,67
0,331			302,1	27,79
0,33	1,503	0,219	303,5	27,85
0,337			297,1	27,73
0,292	1,419	0,206	342,2	27,88
0,356			280,8	27,91
0,326	1,465	0,223	306,7	28,03
0,36			277,8	28,36
0,322	1,496	0,215	310,9	27,97

¹ Este dato solo se podía obtener de la medición con la aguja doble del dispositivo KD2 PRO, esto para todos los gráficos siguientes.

² Este dato solo se podía obtener de la medición con la aguja doble del dispositivo KD2 PRO, esto para todos los gráficos siguientes.

Tipo de suelo
50% Grava gruesa + 40% Arena + 10% Limo

Conductividad térmica (k)	Capacidad calórica a presión constante (Cp)*	Difusividad térmica (D)*	Resistividad térmica (ρ)	Temperatura (T)
[W/mK]	[MJ/m ³ K]	[mm ³ /s]	[cmK/W]	C
0,417			240	28,47
0,391	1,607	0,243	255,7	28,59
0,398			251,3	28,5
0,419			238,9	28,6
0,394	1,607	0,245	254	28,68
0,398			251,1	28,64
0,418			239,1	28,76
0,393	1,603	0,245	254,2	28,75
0,397			251,7	28,75
0,372			268,5	28,85
0,409	2,003	0,204	244,4	28,86
0,395			250	28,85
0,375			267	28,85
0,411	2,01	0,204	243,5	28,86
0,398			251,4	28,92
0,373			267,9	28,9
0,41	2,009	0,204	243,7	28,82
0,399			250,8	28,87
0,366			273,1	28,84
0,36	1,744	0,207	277,5	28,76
0,379			264,1	28,77
0,367			272,4	28,85
0,357	1,747	0,204	280,1	28,75
0,371			269,8	28,99
0,368			272	28,85
0,363	1,713	0,212	275,7	28,8
0,382			261,4	28,76

Tipo de suelo
50% Grava fina + 40% Arena + 10% Arcilla

Conductividad térmica (k)	Capacidad calórica a presión constante (Cp)*	Difusividad térmica (D)*	Resistividad térmica (ρ)	Temperatura (T)
[W/mK]	[MJ/m ³ K]	[mm ² /s]	[cmK/W]	C
0,416			240,2	28,65
0,347	1,635	0,212	288,4	28,66
0,383			261,2	28,85
0,416			240,5	28,95
0,354	1,637	0,216	282,7	28,88
0,377			265,2	29,12
0,415			241	29,12
0,339	1,589	0,214	294,7	28,99
0,378			264,2	29,23
0,434			230,5	28,06
0,506	2,523	0,201	197,6	28,13
0,395			253,2	28,13
0,505	2,525	0,2	198	28,2
0,392			252,3	28,24
0,435			230,1	28,25
0,508	2,543	0,2	196,8	28,24
0,396			252,4	28,33
0,435			229,8	28,33
0,509	2,549	0,2	196,4	28,3
0,436			229,4	28,19
0,511	2,544	0,201	195,9	28,11
0,407			245,4	28,15
0,385			259,6	28,23
0,396	1,438	0,275	252,4	28,15
0,433	1,922	0,225	231,1	28,15
0,395	1,428	0,277	253	28,15
0,425	1,849	0,23	253,5	28,67
0,47	1,924	0,244	212,8	28,49
0,4	1,485	0,269	250,3	28,08

Tipo de suelo	
50% Arena + 50% Arena fina y limo	

		Promedio	Desviación estándar
Conductividad térmica (k)	[W/mK]	0,327	0,034
Capacidad calórica a presión constante (Cp)*	[MJ/m ³ K]	1,460	0,037
Difusividad térmica (D)*	[mm ² /s]	0,211	0,010
Resistividad térmica (ρ)	[cmK/W]	303,3	23,1

Tipo de suelo	
50% Grava gruesa + 40% Arena + 10% Limo	

		Promedio	Desviación estándar
Conductividad térmica (k)	[W/mK]	0,388	0,019
Capacidad calórica a presión constante (Cp)*	[MJ/m ³ K]	1,783	0,178
Difusividad térmica (D)*	[mm ² /s]	0,219	0,019
Resistividad térmica (ρ)	[cmK/W]	258,1	12,8

Tipo de suelo	
50% Grava fina + 40% Arena + 10% Arcilla	

		Promedio	Desviación estándar
Conductividad térmica (k)	[W/mK]	0,421	0,049
Capacidad calórica a presión constante (Cp)*	[MJ/m ³ K]	1,745	0,337
Difusividad térmica (D)*	[mm ² /s]	0,236	0,028
Resistividad térmica (ρ)	[cmK/W]	241,3	27,2