



POSGRADO INTERINSTITUCIONAL DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

**RENDIMIENTO EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR
DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO
UTILIZANDO UNA GEOMETRÍA HÍBRIDA**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO
ACADÉMICO DE

**Maestro en Ciencia y Tecnología
en la Especialidad de
Diseño y Desarrollo de Sistemas Mecánicos**

PRESENTA

ING. OSVALDO RUBIO LÓPEZ



SANTIAGO DE QUERÉTARO, QRO, MES 2015

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Sara y Fidel, por ser unos excelentes padres y excelentes personas, gracias por guiarme en la vida con amor, brindándome siempre su cariño y su amor, no me alcanzaría esta vida para darles las gracias por su gran amor, dedicación y por su gran sacrificio, gracias por inculcarme siempre el respeto, rectitud, honestidad y sinceridad, por ser ellos los pilares que cimentaron este sendero que tracé en mi vida. A mi hermana mary, porque siempre ha sido mi ejemplo a seguir, cada día estoy más agradecido de tenerla, le doy las gracias por sus consejos, por su amor, cariño y por su amistad, por estar conmigo y apoyarme siempre.

A mi novia sarahi “Mi Chaparrita”, por estar conmigo, apoyándome, dándome su amor, cariño, comprensión y su amistad, gracias por tu gran paciencia y sobre todo, gracias por tu gran amor.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología CONACYT, al Centro de Ingeniería y Desarrollo Industrial CIDESI, por darme la oportunidad y abrirme sus puertas para realizar este posgrado.

Agradezco a mi asesor, el Dr. José Luis Sánchez Gaytán, por su ayuda, consejos y por apoyarme durante en el transcurso de este posgrado.

Quiero agradecer profundamente al Ingeniero Víctor Miguel Villasana Velázquez, por su ayuda, sus consejos y conocimientos que me brindo en éste trabajo de investigación.

En general gracias a toda esa gente que directa o indirectamente ha estado presente a lo largo de mi vida y en este posgrado.

¡Gracias!

RESUMEN

La tesis que a continuación se presenta surge como una respuesta práctica al problema existente en la instalación de un intercambiador de calor geotérmico horizontal, debido a que estos demandan un área extensa de terreno para su instalación. Así mismo con el desarrollo de la siguiente tesis se busca dar solución a esta problemática y/o implementar nuevas estrategias para hacer un buen aprovechamiento de la energía que se tiene almacenada en la tierra en forma de calor.

Por tanto, uno de los objetivos principales planteados en el desarrollo de la presente tesis, ha sido el diseñar y construir un prototipo de intercambiador de calor geotérmico híbrido, con la finalidad de evaluar su rendimiento de transferencia de calor, mediante una geometría híbrida y compararlo con una configuración geométrica existente en el mercado de intercambiadores de calor geotérmicos horizontales cuya modalidad sea serie.

La caracterización del prototipo que se implementó, se llevó a cabo realizando diversas pruebas experimentales en las instalaciones del CIDESI y en sus alrededores y, a la par se realizó un análisis térmico numérico de la transferencia del calor en ANSYS CFX, el cual nos ayudó a determinar la configuración geométrica más adecuada para el intercambiador de calor geotérmico, que presente el mejor rendimiento en transferencia de calor con el medio que lo rodea. Las pruebas y estudios realizados, demostraron que los elementos principales que se implementaron contribuyeron a un buen rendimiento de la transferencia de calor en el intercambiador de calor geotérmico, estos elementos están ligados principalmente a la configuración geométrica del intercambiador de calor geotérmico y a las propiedades térmicas de la tierra.

Se planteó para el intercambiador de calor geotérmico híbrido, el diseño de la combinación las geometrías de los intercambiadores de calor geotérmicos verticales y las profundidades de los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales. Se observó que la modificación de la geometría benefició el rendimiento en la eficiencia de la transferencia de calor, a su vez, esta modificación disminuyó considerablemente el área de instalación para el intercambiador de calor geotérmico híbrido.

ÍNDICE DE CONTENIDO

AGRADECIMIENTOS	II
RESUMEN.....	III
NOMENCLATURA	XIII
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN.....	15
1.1 ANTECEDENTES	16
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA	19
1.3 JUSTIFICACIÓN	20
1.4 OBJETIVO GENERAL.....	22
1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	22
1.6 HIPÓTESIS.....	22
CAPÍTULO 2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS	23
2.1 CLASIFICACIÓN DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA	24
2.1.1 Energía Geotérmica en México.....	25
2.2 HISTORIA DE LA BOMBA DE CALOR	25
2.3 FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR.....	26
2.4 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR	26
2.4.1 Bombas de Calor Aero-Térmicas	27
2.4.1.1 Bomba de Calor Aire-Aire.....	27
2.4.1.2 Bomba de Calor Aire-Agua.....	27
2.4.2 Bomba de Calor Hidrodinámica	27
2.4.2.1 Bomba de Calor Agua-Agua.....	28
2.4.2.2 Bomba de Calor Agua-Aire.....	28
2.4.3 Bomba de Calor Geotérmica.....	28
2.4.4 Funcionamiento de una Bomba de Calor Geotérmica	29
2.5 VENTAJAS DE UNA BCG.....	30
2.6 DESVENTAJAS DE UNA BCG	31
2.7 CLASIFICACIÓN DE UNA BCG.....	31
2.8 FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO.....	31
2.9 COMPONENTES DE UNA BCG	33
2.9.1 Compresor (Puntos 1 - 2 del diagrama 1)	33
2.9.2 Condensador (Puntos 2 - 3 del diagrama 1).....	33
2.9.3 Válvula de Expansión (Puntos 3 - 4 del diagrama 1).....	34
2.9.4 Evaporador (Puntos 4 - 1 del diagrama 1).....	34

2.10 ICG O SONDA GEOTÉRMICA.....	34
2.11 MÉTODOS DE DISEÑO DE UN ICG	35
2.12 CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS EN ICG	35
2.13 ELECCIÓN DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE ICG	35
2.14 TUBERÍA DE COBRE	36
2.14.1 Tubería Tipo M.....	36
2.14.2 Tubería Tipo L	36
2.14.3 Tubería Tipo K.....	37
2.15 PROPIEDADES TÉRMICAS DEL COBRE	37
2.16 TUBERÍA DE PEAD (PE4710)	38
2.17 USOS PRINCIPALES DEL PE4710	38
2.18 PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS TUBERÍAS DE PE4710	38
2.19 PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL PE4710.....	39
2.20 ELECCIÓN DEL MATERIAL PARA CONSTRUCCIÓN DEL ICGH E ICGHI	39
2.21 VENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD SERIE	40
2.22 DESVENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD SERIE	40
2.23 VENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD PARALELO	41
2.24 DESVENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD PARALELO	41
2.25 VENTAJAS DEL ICGV	42
2.26 DESVENTAJAS DEL ICGV	42
2.27 VENTAJAS DEL ICGS	42
2.28 DESVENTAJAS DEL ICGS	42
2.29 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO.....	43
2.30 PROPIEDADES HIDRÁULICAS.....	43
2.31 DIÁMETROS EN TUBERÍAS	44
2.32 FACTORES DE INFLUENCIA EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL ICG	44
2.33 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SUBSUELO.....	45
2.33.1 Conducción.....	45
2.33.2 Convección	46
2.33.3 Radiación.....	47
CAPÍTULO III CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INTERNA DEL SUBSUELO E	
INSTALACIÓN DEL ICGH E ICGHI	48
3.1 COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA EN EL MUNICIPIO DE SANTIAGO DE QUERÉTARO.....	49
3.2 OSCILACIÓN ANUAL SUPERFICIAL DE LA TEMPERATURA (OAs)	50
3.3 CONDICIONES GEOLÓGICAS Y TIPO DE SUELO EN SANTIAGO DE QUERÉTARO .	52

3.3.1 Vertisoles	52
3.4 PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA ARCILLA ROJA O ALFARERA	52
3.4.1 Conductividad Térmica	52
3.4.2 Densidad	53
3.4.3 Calor Específico.....	53
3.4.4 Difusividad Térmica	53
3.5 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL ICGH	54
3.6 CONDICIONES DE FRONTERA DEL VOLUMEN DE CONTROL PARA LA INSTALACIÓN DEL ICGH E ICGHI	55
3.7 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL SUBSUELO A DIFERENTES PROFUNDIDADES	58
3.8 MONITOREO DE LA TEMPERATURA INTERNA DE LA TIERRA.....	63
3.8.1 Regresión lineal de la Temperatura del Subsuelo Mediante Mínimos Cuadrados	64
3.9 MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA EN EL ICGH E ICGHI.....	66
CAPÍTULO IV CÁLCULO EXPERIMENTAL	68
4.1 RESISTENCIA TÉRMICA EN TUBERÍAS CILÍNDRICAS.....	69
4.2 ECUACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LA TUBERÍA Y RESISTENCIA TÉRMICA DEL SUELO, DE ACUERDO A KWANG HO LEE & RICHARD K. STRAND, (2006)	72
4.2.1 Resistencia Térmica de la Tubería del ICGH e ICGHI	73
4.2.2 Resistencia Térmica de la Arcilla Roja o Alfarera.....	74
4.3 ECUACIONES DE FLUJOS EN DUCTOS	75
4.4 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA MEZCLA 20% METANOL + 80% AGUA EN CONDICIONES NORMALES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA	77
4.5 REFRIGERANTE UTILIZADO EN EL ICGH E ICGHI.....	77
4.6 VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE UN FLUIDO	78
4.6.1 Viscosidad Cinemática del Agua a 7.4 °C.....	78
4.6.2 Viscosidad Cinemática del Agua a 60.4 °C.....	78
4.7 ECUACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL ICG EN MODO DE REFRIGERACIÓN	79
4.8 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	79
4.8.1 Carga Térmica Sensible (QS)	80
4.8.2 Carga Térmica Latente (QI).....	81
4.9 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL EQUIPO DE ENFRIAMIENTO.....	82
4.10 FACTOR DE FUNCIONAMIENTO DE LA BCG.....	82
4.11 CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA EVANS PARA EL ICGH E ICGHI	83
4.12 CAUDAL CIRCULANTE EN EL ICGH E ICGHI	85

4.13 VELOCIDAD DEL FLUIDO.....	85
4.14 CLASIFICACIÓN DE FLUJOS EN TUBERÍAS CILÍNDRICAS.....	86
4.15 NÚMERO DE REYNOLDS EN EL ICGH E ICGHI.....	86
4.15.1 Número de Reynolds a 7.4 ° C en el ICGH e ICGHI.....	86
4.15.2 Número de Reynolds a 60.4 ° C en el ICGH e ICGHI.....	87
4.16 NÚMERO DE PRANDTL (Pr) EN EL ICGH E ICGHI.....	87
4.16.1 Número de Prandtl en el ICGH e ICGHI a 7.4 ° C.....	87
4.16.2 Número de Prandtl en el ICGH e ICGHI a 60.4 ° C.....	88
4.17 ECUACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE PETHUKOV & KIRILOV.....	88
4.17.1 Número de Nuselt (Nu) del ICGH e ICGHI a 7.4 ° C.....	89
4.17.2 Número de Nuselt (Nu) del ICGH e ICGHI a 60.4 ° C.....	89
4.18 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EN EL ICG.....	89
4.18.1 Coeficiente de Convección en el ICGH e ICGHI a 7.4 ° C.....	90
4.18.2 Coeficiente de Convección en el ICGH e ICGHI a 60.4 ° C.....	90
4.19 ESTIMACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL ICGHI.....	91
4.20 PÉRDIDAS DE CARGA PRIMARIAS EN EL ICGHI.....	91
4.20.1 Estimación de las Pérdidas de Carga Primarias en el ICGHI.....	92
4.21 DIAGRAMA DE MOODY.....	92
4.22 PÉRDIDAS DE CARGA SECUNDARIAS EN EL ICGHI.....	93
4.22.1 Pérdidas de Carga Secundarias en Retornos.....	94
4.22.2 Pérdidas de Carga Secundarias en Codos a 90°.....	95
4.23 PÉRDIDAS DE CARGA TOTAL EN EL ICGHI.....	97
4.24 ESTIMACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL ICGH.....	97
4.25 PÉRDIDAS DE CARGA PRIMARIAS EN EL ICGH.....	97
4.25.1 Estimación de Pérdidas de Carga Primarias en el ICGH.....	97
4.26 PÉRDIDAS DE CARGA SECUNDARIAS EN EL ICGH.....	98
4.26.1 Pérdidas de Carga secundarias en Retornos.....	98
4.26.2 Pérdidas de Carga Secundarias en Codos a 90°.....	98
4.27 PÉRDIDAS DE CARGA TOTAL EN EL ICGH.....	100
4.28 COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO, ENTRADA-SALIDA EN EL ICGH E ICGHI INSTALADO EN EL VOLUMEN DE CONTROL (CAJA).....	100
4.29 COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO, ENTRADA - SALIDA EN EL ICGH E ICGHI INSTALADO EN EL SUBSUELO.....	102
CAPÍTULO V RESULTADOS DE ANÁLISIS TÉRMICO-NUMÉRICO.....	104
5.1 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A BAJA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGHI MEDIANTE ANSYS CFX.....	105

5.2 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A ALTA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGHI MEDIANTE ANSYS CFX.....	109
5.3 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A BAJA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGH MEDIANTE ANSYS CFX.....	113
5.4 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A ALTA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGH MEDIANTE ANSYS CFX.....	118
CAPÍTULO VI COMPARACIÓN DE RESULTADOS & CONCLUSIONES.....	124
6.1 COMPARACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA DEL ICGHI.....	125
6.2 COMPARACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA DEL ICGH.....	126
6.3 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN ICGH VS ICGHI.....	127
6.4 ANÁLISIS COMPARATIVO SISTEMA HÍBRIDO VS SISTEMA HORIZONTAL.....	127
6.5 ANALISIS COMPARATIVO DEL ÁREA SUPERFICIAL DE TERRENO OCUPADA POR EL ICGH VS ICGHI.....	131
CONCLUSIONES.....	133
6.6 FUTUROS TRABAJOS.....	137
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	138

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Evolución de la temperatura interna de la tierra.	25
Figura 2.2 Componentes de una bomba de calor geotérmica.	29
Figura 2.3 Funcionamiento de trabajo de un ICG.	32
Figura 2.4 Funcionamiento del ciclo de refrigeración y calefacción de una BCG.	32
Figura 2.5 Diagrama Temperatura-Entropía.	33
Figura 2.6 ICGH modalidad serie.	40
Figura 2.7 ICGH instalado en el subsuelo.	41
Figura 2.8 ICGH modalidad paralelo.	41
Figura 2.9. ICGV en U.	42
Figura 2.10 ICGV en doble U.	42
Figura 2.11 Intercambiador de calor geotérmico modalidad slinky.	43
Figura 3.1 Configuración geométrica del ICGH.	55
Figura 3.2 Configuración Geométrica del ICGHI.	55
Figura 3.3 Vista transversal del dominio de las condiciones de frontera superficiales del ICGH e ICGHI.	56
Figura 3.4 Vista dimétrica superior del dominio de las condiciones de frontera superficiales del ICGH e ICGH.	57
Figura 3.5 Perfil del dominio de las condiciones de frontera del ICGH e ICGHI en el subsuelo.	57
Figura 3.6 Perfil del dominio de las condiciones de frontera de instalación del ICGH e ICGHI en el subsuelo.	58
Figura 3.7 Corte transversal del dominio de las condiciones de frontera del ICGH e ICGHI.	58
Figura 3.8 Sensor LM35.	63
Figura 3.9 Tarjeta de adquisición de datos (DAQ).	63
Figura 3.10 Interfaz LM35-DAQ-Ordenador.	64
Figura 3.11 Temperatura de entrada y salida del flujo másico en el ICGH e ICGHI.	66
Figura 3.12 Colación del sensor LM35 en el ICGH e ICGHI.	67
Figura 3.13 Termómetro de penetración Checktemp 1.	67
Figura 4.1 Conducción del flujo de calor en forma radial.	69
Figura 4.2 Conducción unidimensional de calor en un cilindro infinitamente largo.	70
Figura 4.3 Vista superior de la bomba EVANS.	84
Figura 4.4 Vista lateral de la bomba EVANS.	84
Figura 4.5 Bomba EVANS utilizada en las pruebas del ICGH e ICGHI.	84
Figura 4.6 Local a climatizar mediante el ICGH e ICGHI.	80
Figura 4.7 Diagrama de Moody.	93
Figura 4.8 Factor de fricción en retornos del ICGHI.	94
Figura 4.9 Relación radio/diámetro del ICGHI.	95
Figura 4.10 Diagrama relación $\frac{L_e/D}{r/D}$ del ICGHI.	96
Figura 4.11 Factor de fricción en retornos del ICGH.	98
Figura 4.12 Relación radio/diámetro del ICGH.	99
Figura 4.13 Diagrama relación $\frac{L_e/D}{r/D}$ del ICGH.	99
Figura 5.1 Sección premallada del ICGHI en ICEM CFD.	105
Figura 5.2 Premallado general de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.	105
Figura 5.3 Condiciones de frontera del ICGHI, entrada-salida del fluido refrigerante.	106
Figura 5.4 Sección de la geometría del ICGHI mallada en ANSYS CFX.	106
Figura 5.5 Mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.	107
Figura 5.6 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGHI.	107

Figura 5.7 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGHI.....	108
Figura 5.8 Distribución general de la temperatura en el ICGHI.	108
Figura 5.9 Sección premallada del ICGHI en ICEM CFD.	109
Figura 5.10 Premallado general de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.	110
Figura 5.11 Condiciones de frontera del ICGHI, entrada-salida del fluido refrigerante.	110
Figura 5.12 Sección del ICGHI mallado en ANSYS CFX.	111
Figura 5.13 Mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.	111
Figura 5.14 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGHI.....	112
Figura 5.15 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGHI.....	112
Figura 5.16 Distribución general de la temperatura del ICGHI.	113
Figura 5.17 Sección premallada del ICGH en ICEM CFD.	114
Figura 5.18 Premallado general de la geometría del ICGH en ICEM CFD.	114
Figura 5.19 Condiciones de frontera del ICGH, entrada-salida del fluido refrigerante.	115
Figura 5.20 Sección del ICGH mallado en ANSYS CFX.	116
Figura 5.21 Mallado general del ICGH en ANSYS CFX.	116
Figura 5.22 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGH.....	117
Figura 5.23 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGH.....	117
Figura 5.24 Distribución general de la temperatura en el ICGH.	118
Figura 5.25 Sección premallada del ICGH en ICEM CFD.	119
Figura 5.26 Premallado general de la geometría del ICGH en ICEM CFD.	119
Figura 5.27 Condiciones de frontera del ICGH, entrada-salida del fluido refrigerante.	120
Figura 5.28 Sección del ICGH mallado en ANSYS CFX.	120
Figura 5.29 Mallado general del ICGH en ANSYS CFX.	121
Figura 5.30 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGH.....	121
Figura 5.31 Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGH.....	122
Figura 5.32 Distribución general de la temperatura en el ICGH.	123
Figura 6.1 ICGH instalado en el subsuelo.....	131
Figura 6.2 ICGHI instalado en el subsuelo.....	132

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Extracción de energía geotérmica en México.....	25
Tabla 2.2 Características de la tubería de cobre Tipo M.....	36
Tabla 2.3 Características de la tubería de cobre Tipo L.....	37
Tabla 2.4 Características de la tubería el cobre Tipo K.....	37
Tabla 2.5 Propiedades térmicas del cobre a temperatura ambiente.....	37
Tabla 2.6 Propiedades termofísicas del PEAD (PE4710) a temperatura ambiente.....	39
Tabla 3.1 Registro de la temperatura máxima, media y mínima anual.....	49
Tabla 3.2 Oscilación anual superficial de la temperatura OA_s	51
Tabla 3.3 Propiedades termofísicas de la arcilla roja.....	54
Tabla 3.4 Evolución de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.....	61
Tabla 3.5 Registro de las temperaturas del subsuelo mediante el sensor LM35.....	64
Tabla 3.6 Estadísticos de la regresión lineal de la temperatura interna del subsuelo.....	65
Tabla 3.7 Ajuste de la temperatura interna de la tierra mediante mínimos cuadrados.....	66
Tabla 3.8 Especificaciones técnicas del termómetro Checktemp 1.....	67
Tabla 4.1 Diámetro de la tubería PE4710 para la construcción del ICGH e ICGHI.....	72
Tabla 4.2 Resistencia térmica en las tuberías del ICGH e ICGHI.....	72
Tabla 4.3 Resistencia térmica del ICGH e ICGHI.....	73
Tabla 4.4 Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3= 1.275$ m.....	74
Tabla 4.5 Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3= 1.675$ m.....	74
Tabla 4.6 Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3= 1.475$ m.....	74
Tabla 4.7 Propiedades termofísicas de la mezcla 80% agua + 20% metanol, a 5 °C.....	77
Tabla 4.8 Propiedades termofísicas del agua a 5 °C.....	77
Tabla 4.9 Propiedades termofísicas del agua a 60.4 °C.....	78
Tabla 4.10 Especificaciones técnicas de la Bomba EVANS.....	84
Tabla 4.11 Número de Reynolds del fluido refrigerante a una temperatura de 7.4 °C.....	86
Tabla 4.12 Número de Reynolds del fluido refrigerante a una temperatura de 60.4 °C.....	87
Tabla 4.13 Número de Prandtl para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.....	88
Tabla 4.14 Número de Prandtl para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.....	88
Tabla 4.15 Número de Nuselt para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.....	89
Tabla 4.16 Número de Nuselt para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.....	89
Tabla 4.17 Coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.....	90
Tabla 4.18 Coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.....	90
Tabla 4.19 Valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor por convección.....	90
Tabla 4.20 Pérdidas de carga primarias en el ICGHI.....	92
Tabla 4.21 Pérdidas de carga en retornos del ICGHI.....	95
Tabla 4.22 Pérdidas de carga registradas en codos a 90°.....	96
Tabla 4.23. Pérdidas de carga primarias en el ICGH.....	97
Tabla 4.24 Pérdidas de carga en retornos del ICGHI.....	98
Tabla 4.25 Pérdidas de carga registradas en codos a 90°.....	100
Tabla 4.26 Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el volumen de control superficial al subsuelo (caja).....	101
Tabla 4.27 Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el subsuelo.....	102
Tabla 6.1 Comparación del ΔT obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGHI...	125
Tabla 6.2 Comparación del ΔT obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGH...	126
Tabla 6.3 Comparación de las pérdidas de carga en el ICGH e ICGHI.....	127
Tabla 6.4 Comportamiento del fluido refrigerante a 7.4 °C en el ICGHI.....	128
Tabla 6.5 Comportamiento del fluido refrigerante a 7.4 °C en el ICGH.....	128
Tabla 6.6 Comportamiento del fluido refrigerante a 60.4 °C en el ICGHI.....	129
Tabla 6.7 Comportamiento del fluido refrigerante a 60.4 °C en el ICGH.....	130

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfica 3.1 Comportamiento de la temperatura máxima, media y mínima anual.....	50
Gráfica 3.2 Comportamiento de la oscilación anual superficial <i>OAs</i>	51
Gráfica 3.3 Evolución de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.....	62
Gráfica 3.4 Ajuste lineal de la temperatura interna del subsuelo mediante mínimos cuadrados.....	65
Gráfica 4.1 Resistencia térmica del subsuelo a diferentes profundidades de instalación del ICGH e ICGHI.....	75
Gráfica 4.2 Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, en el volumen de control superficial al subsuelo (caja).	101
Gráfica 4.3 Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el subsuelo.....	103
Gráfica 6.1 Comparación del ΔT obtenido, experimentalmente VS térmico-numérico en el ICGHI.	125
Gráfica 6.2 Comparación del ΔT obtenido, experimentalmente VS térmico-numérico en el ICGH.	126
Gráfica 6.3 Análisis comparativo de las pérdidas de carga en el ICGH e ICGHI.	127
Gráfica 6.4 Análisis comparativo (fluido 7.4 °C) sistema híbrido VS sistema horizontal.	129
Gráfica 6.5 Análisis comparativo (fluido 60.4 °C) sistema híbrido VS sistema horizontal.	130

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
α	Difusividad térmica	m/seg^2
ρ	Densidad	Kg/m^3
λ	Conductividad térmica	$W/m \cdot ^\circ C$
C_p	Calor específico	$J/Kg \cdot ^\circ C$
Z	Profundidad	m
t	Tiempo en días	$días$
T_m	Temperatura media anual	$^\circ C$
OA_s	Oscilación anual superficial	$^\circ C$
t_0	Desfase en días	$días$
ε	Rugosidad de la tubería	mm
R_p	Resistencia térmica de la tubería	$^\circ C/W$
R_s	Resistencia térmica del suelo	$^\circ C/W$
m	Masa	Kg
V	Volumen	m^3
V_{media}	Velocidad media	m/seg
ν	Viscosidad cinemática	m^2/seg
r_2	Radio exterior	m
r_1	Radio interior	m
L	Longitud de la tubería	m
Q	Caudal	m^3/hra
μ	Viscosidad dinámica	$Kg \cdot m/seg^2$
Re	Número de Reynolds	–
A	Área de la tubería	m^2
Pr	Número de Prandtl	–
D_i	Diámetro interno	m
Nu	Número de Nuselt	–
h	Coefficiente de convección	$W/m^2 \cdot ^\circ C$

K	Coeficiente de rugosidad de la tubería	–
D_0	Diámetro externo	m
L_e	Longitud equivalente	m
h_m	Pérdidas de carga en retornos	m
h_L	Pérdidas de carga en codos a 90°	m
H_{rp}	Pérdidas de carga primarias	m
f_T	Factor de fricción total en tuberías	m
T	Temperatura	°C
g	Aceleración de la gravedad	m/seg^2
$H_{vertical}$	Pérdidas de carga en secciones verticales	m
H_{total}	Pérdidas de carga totales	m
q_{cool}	Carga de refrigeración de diseño	W
COP_c	Coeficiente de rendimiento en refrigeración	–
F_C	Factor de carga parcial de funcionamiento para refrigeración	–
$T_{ew,máx}$	Máxima temperatura de entrada del agua a la bomba de calor	°C
$T_{g,máx}$	Máxima temperatura del suelo a profundidad de instalación	°C
T_1, T_2	Medias aritméticas de la temperatura máxima del suelo en el día y la temperatura mínima del suelo por la noche	°C
ω	Velocidad angular de rotación de la tierra	rad/seg
Φ_2	Fase inicial de la temperatura del suelo a la profundidad	–
σ	Profundidad de amortiguación de la onda de la temperatura diurna	–

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

Un Intercambiador de Calor Geotérmico, (ICG), está ligado estrechamente a una Bomba de Calor fuente tierra o Geotérmica, o por sus siglas BCG. A su vez las BCG están estrechamente ligadas a la geotermia. La Geotermia es una palabra de origen griego, que se deriva de las palabras “**geos**” que significa tierra, y “**thermos**” que significa calor, “**el calor de la tierra**”. La energía geotérmica, es la energía almacenada en forma de calor debajo de la superficie sólida de la Tierra, la cual engloba el calor almacenado en rocas, suelos y aguas subterráneas, el cual aumenta a mayor profundidad bajo la superficie terrestre [1].

La bomba de calor fue descrita por Lord Kelvin en 1852, siguiendo los principios del ciclo de Carnot establecidos en 1824 [2], y desarrollada por Peter Ritter von Rittinger en 1855. La primera evidencia de calefacción por medio de la geotermia proviene de la ciudad de Pompeya, Italia, donde mediante las aguas termales proporcionaban calefacción para sus edificios y viviendas [3]. Pasados los años y después de experimentar con un congelador, Robert C. Webber construyó la primera bomba de calor con fuente tierra o geotérmica a finales de 1940 [4].

La primera instalación de bomba de calor con fuente a tierra, también conocida hoy en día como BCG, fue instalada en Indianápolis, E.U, en 1945 en la casa de Robert C Webber. Esta BCG contaba con un compresor de 2.2 KW instalado a un sistema de trincheras de tuberías enterradas, conocidas hoy en día como intercambiadores de calor geotérmicos, o por sus siglas ICG, estos ICG suministraban calefacción al interior de la vivienda por medio de agua más anticongelante (agua glicolada) [4].

Actualmente, existen evidencias importantes e innegables de que las emisiones contaminantes debidas al hombre están incrementando el calentamiento global. Las BCG son una de las diversas tecnologías desarrolladas, fiables y ampliamente disponibles para climatización que pueden proporcionar confort térmico necesario a “**cero**” emisiones contaminantes, con una importante reducción de las mismas [3].

The Center of Heat Pumps of the International Energy Agency (IEA), ha reconocido que las bombas de calor son una de las más importantes tecnologías disponibles en el mercado de climatización, ya que pueden ofrecer unas importantes reducciones de **CO₂** a la atmósfera [5].

Además, las BCG ofrecen otros beneficios adicionales, como son: cero emisiones contaminantes in-situ, sin almacenamiento de combustibles, sin conductos de evacuación de humos ni chimeneas, modo de funcionamiento totalmente limpio, seguridad y comodidad de operación [3].

Las BCG al hacer uso de una energía renovable sostenible e inagotable como lo es la energía geotérmica, ofrecen, a su vez, una importante reducción de costes en climatización, así como total independencia y estabilidad frente a la continua variación e inevitable incremento de los precios de los combustibles de origen fósil, como lo es el gasóleo y el gas [3].

Las profundidades de la tierra trabajan como un eficiente almacén térmico con un nivel de temperaturas relativamente estables a lo largo del año, esta energía es aprovechada, mediante un circuito cerrado de tuberías (generalmente, en disposición horizontal o vertical) por las que circula el fluido, agua glicolada, que será el que absorba o ceda energía térmica del terreno [6].

Los intercambiadores de calor geotérmicos hacen uso del calor acumulado en el subsuelo, clasificado como calor a muy baja temperatura ($T < 30^{\circ}\text{C}$), este calor puede ser utilizado para calefacción y climatización, necesitando emplear bombas de calor geotérmicas conectadas a intercambiadores de calor geotérmicos. Esta energía se utiliza para satisfacer necesidades domésticas, urbanas o agrícolas [9], [10].

En capítulos posteriores se ha de mencionar la palabra bomba de calor geotérmica, antes de entrar a detalle, es necesario definir su concepto y utilización. Una bomba de calor geotérmica, es una máquina térmica capaz de transferir calor desde una fuente fría a otra más caliente y viceversa [12].

Podríamos definirlo como un equipo de aire acondicionado, que en invierno toma calor de la tierra, a muy baja temperatura y lo transporta al interior del local que se ha de calentar [12].

En verano toma el frío de la tierra y lo lleva al interior del local que se pretende refrigerar, y a su vez toma el calor del interior del local, para después devolverlo al subsuelo [12].

Las ventajas que ofrece una BCG, en relación a un sistema de refrigeración o calefacción tradicional son múltiples. Sus ventajas fundamentales son su bajo consumo de energía

eléctrica, por ejemplo: por 1 KW de consumo de la red eléctrica, da 3 KW de rendimiento en calor; lo cual equivale a decir que consumiendo la misma energía eléctrica, una BCG suministra 3 veces más calor que un aparato de calefacción eléctrica convencional [14].

En el capítulo posterior se mencionan las diferentes configuraciones geométricas para ICGH, estas configuraciones oscilan entre 0.9 – 1.8 metros de profundidad para su instalación, estas profundidades son utilizadas para configuraciones horizontales modalidad serie y modalidad paralelo.

El cálculo de la temperatura interna de la tierra es un factor importante para el diseño de un ICG. La Royal Society de Edinburgo publicó los trabajos de Forbes en 1846, Everett en 1860 y Thomson en 1861, en los cuales daban una estimación de la temperatura interna de la tierra a determinadas profundidades [25].

La temperatura del perfil del subsuelo, puede ser descrita mediante un análisis armónico (Bloomfield 1976). La transmisión de calor puede ser estudiada por la ecuación diferencial del flujo de calor o segunda ley de Fourier [24], una ecuación de derivadas parciales que representa la temperatura $T = T(Z, t)$, en función de la profundidad Z , y el tiempo t .

Van Wijk y de Vries, (1963). La temperatura de la superficie y el contenido de humedad del suelo son parámetros hidrológicos importantes que afectan los intercambios de calor sensible y latente entre la atmósfera y la superficie de la tierra, que a su vez afecta a la temperatura del suelo [26].

Nerpin y Chudnovsky, (1984). Examinaron las variaciones periódicas de la temperatura en un suelo con propiedades térmicas no homogéneas, donde las propiedades térmicas del suelo fueron descritos por perfiles lineales [28].

Novak, (1986). Calcula el efecto diario de la temperatura ambiente **VS** la admisión térmica del suelo, mediante el uso armónico de soluciones para una ecuación unidimensional de transferencia de calor para un medio semi-infinito, suponiendo unas propiedades térmicas del suelo constantes a cualquier profundidad [28].

Más tarde, Novak, (1991). Propuso una nueva teoría analítica que representa los efectos transitorios periódicos y compara sus predicciones con las temperaturas del suelo.

Su teoría también da cuenta de la tendencia al calentamiento del suelo observada, pero es sensible a pequeños errores en la superficie del suelo, debido a los flujos de calor existentes [28].

Massman, (1993). Examinó las variaciones periódicas de la temperatura en un suelo con propiedades térmicas no homogéneas, donde las propiedades térmicas del suelo eran descritas por perfiles exponenciales [28].

Más recientemente, se ha demostrado que la transferencia de calor del suelo es causada por una compleja combinación de procesos conductivos y procesos convectivos, por ejemplo, Passerat de Silans et al, (1996), que ha llevado al desarrollo de soluciones para la ecuación de calor conducción-convección térmica [28].

El modelo propuesto por Kusuda y Achenbach (1965), [29]. Es uno de los modelos más populares para la predicción de la temperatura del subsuelo. Este modelo se basa en la suposición de que la tierra es un semi-sólido infinito y, que la condición de contorno de la superficie puede ser descrita por una variación de la temperatura sinusoidal.

De esta manera, se da una correlación simple, basada en algunos datos conocidos, por ejemplo, la temperatura de la superficie del suelo, la temperatura media anual, la oscilación anual superficial de la temperatura y la difusividad térmica de la tierra.

1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Si bien se mencionó anteriormente, las BCG pueden emplear diversas configuraciones geométricas en sus ICG, cada una de estas configuraciones geométricas con ventajas y desventajas que los diferencian entre sí.

Todo ICG es diseñado para satisfacer y cumplir un objetivo de refrigeración o calefacción en específico. Haciendo hincapié en las ventajas que presentan los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales (ICGH) modalidad serie, respecto a los intercambiadores de calor geotérmicos verticales (ICGV), en cuanto a los costos de instalación se refiere y, de acuerdo a las necesidades de este trabajo de investigación y, tomando en cuenta las limitaciones que surgieron en el transcurso de la investigación de este proyecto, por ejemplo, la falta de terreno disponible en el CIDESI para la instalación de un ICGH modalidad serie, así como los costos elevados para la instalación de un ICGV, se optó por elegir una configuración geométrica horizontal modalidad serie, utilizando como

condiciones de frontera para la instalación del ICGH un volumen de tierra externo al subsuelo y a la par, buscar un área de terreno externa a CIDESI para la instalación del ICGH, y en contraparte, experimentar con un intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI) de nueva generación para la realización de las pruebas.

La geometría de este intercambiador de calor geotérmico híbrido, combina las profundidades de instalación de los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales y, las geometrías de los intercambiadores de calor geotérmicos verticales.

El ICGHI que se diseñó, será instalado, junto con un ICGH, eligiendo como medio de instalación el subsuelo y un volumen de control superficial al subsuelo, con la finalidad de monitorear las temperaturas de entrada-salida del fluido refrigerante ΔT de la temperatura, en cada una de las configuraciones geométricas y, cuantificar el rendimiento en cuanto a transferencia de calor que presenta el ICGHI, con respecto a la geometría del ICGH.

Para estas dos geometrías de ICG que se eligieron en específico, se les realizará un análisis de la transferencia de calor en ANSYS CFX, y a la par se llevará a cabo la instalación física para la experimentación de los ICG con ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido, para llevar a cabo un registro y monitorear el comportamiento de las temperaturas en la entrada y a la salida del fluido (H_2O) en cada una de las configuraciones geometrías de los ICG y poder cuantificar la eficiencia entre una y otra geometría, referente al incremento o decremento de la temperatura del fluido dentro de los intercambiadores de calor geotérmicos, entrada **VS** salida.

¿De qué manera se incrementará la transferencia de calor del fluido que circula por el interior del ICG con el medio que lo rodea y viceversa? y ¿de qué manera se puede optimizar un ICG existente en el mercado?

1.3 JUSTIFICACIÓN

Enfatizando en el uso de energías renovables, y como estas ayudan a minimizar la demanda de combustibles fósiles y a la par conservar el medio ambiente haciendo uso de este tipo de energías. Haciendo uso de un ICGHI, estaremos utilizando en gran medida la energía que nos brinda la tierra.

El uso de energías renovables se considera clave para minimizar las emisiones de gases de efecto invernadero y reducir el calentamiento global [7].

Para contextualizar adecuadamente la geotermia, cabe señalar que el problema energético-medioambiental a nivel mundial en la actualidad, ha generado el uso de energías renovables, ejemplo de ello lo es la energía geotérmica, energía solar, energía eólica y la energía hidráulica. Efectivamente, existen una serie de circunstancias que nos afectan a nivel global: el efecto invernadero y el calentamiento global [8].

Los ICG para bombas de calor geotérmicas son dispositivos de gran demanda en países de Europa y América, donde el uso de la energía geotérmica tiene una gran demanda, por ejemplo España y E.U, países que cuentan con un gran potencial de explotación en cuanto a energía geotérmica se refiere [9].

En nuestro país existen los recursos naturales y geológicos para la producción de energía geotérmica, al igual como para la explotación de este recurso, por ejemplo: hacer uso de ella para la producción de energía eléctrica, al igual que para la producción de aire acondicionado y calefacción, utilizando ICG.

Sin embargo en nuestro país es poca la difusión de este tema y baja la explotación de este recurso energético para el aprovechamiento de una energía renovable, limpia y verde, como lo es la energía geotérmica.

Realizando un análisis en ANSYS CFX, al intercambiador de calor geotérmico horizontal y al intercambiador de calor geotérmico híbrido, podremos observar el comportamiento del fluido refrigerante dentro de ambas configuraciones geométricas, horizontal **VS** híbrido, con la finalidad de identificar que geometría nos brinda la mejor eficiencia en cuanto a rendimiento en transferencia de calor.

En particular con la propuesta de diseño y construcción de un intercambiador de calor geotérmico híbrido, estamos explorando en el uso de nuevas geometrías de intercambiadores de calor geotérmicos, que ayuden aprovechar de una manera más eficiente la energía geotérmica.

1.4 OBJETIVO GENERAL

La idea principal de este trabajo de investigación es diseñar, construir e instalar un ICGHI de nueva generación, con la finalidad de tener un rendimiento en la eficiencia de la transferencia de calor en el intercambiador de calor geotérmico, utilizando una geometría híbrida y, a la par hacer uso de un área menor de terreno para la instalación del intercambiador de calor geotérmico, utilizando una geometría híbrida.

1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un ICGHI.
- Construcción de un ICGHI de nueva generación
- Instalar un ICGHI.
- Monitorear y registrar la temperatura interna del subsuelo donde se instalará el ICGH e ICGHI.
- Monitorear y registrar las temperaturas de entrada y salida del fluido refrigerante en el ICGH e ICGHI.
- Obtención de la distribución de la temperatura del fluido refrigerante a lo largo del ICG en ambas configuraciones geométricas por medio de ANSYS CFX.
- Comparación de las temperaturas del fluido refrigerante ICGH vs ICGHI.
- Comparación método experimental **VS** método térmico-numérico.

1.6 HIPÓTESIS

Con el diseño, construcción e instalación de un intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI), se pretende obtener una mayor transferencia de calor, por parte del fluido refrigerante que circula dentro del ICGHI, con el medio en el que está instalado, lo que significará, que la bomba de calor geotérmica (BCG), en modo de refrigeración (verano), el condensador de la BCG transferirá mayor cantidad de calor hacia el ICGHI y, en modo de calefacción (invierno), el fluido refrigerante dentro del evaporador de la BCG transferirá mayor cantidad de calor hacia el ICGHI.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 CLASIFICACIÓN DE LA ENERGÍA GEOTÉRMICA

En función de su temperatura, la energía geotérmica se divide en cuatro diferentes categorías [9], [10].

- **Alta temperatura ($T > 150^{\circ}\text{C}$):** Permite transformar directamente el vapor de agua en energía eléctrica. La explotación de un campo de estas características se hace por medio de perforaciones según técnicas casi idénticas a las de la extracción del petróleo.
- **Media temperatura ($150^{\circ}\text{C} < T > 90^{\circ}\text{C}$):** Permite producir energía eléctrica utilizando un fluido de intercambio, que es el que alimenta a las centrales. La conversión vapor-electricidad, se realiza con un rendimiento menor, y debe explotarse mediante un fluido volátil. Estas fuentes permiten explotar pequeñas centrales eléctricas, pero el mejor aprovechamiento puede hacerse mediante sistemas urbanos de reparto de calor para su uso en calefacción y en refrigeración (mediante máquinas de absorción).
- **Baja temperatura ($90^{\circ}\text{C} < T > 30^{\circ}\text{C}$):** Su contenido en calor es insuficiente para producir energía eléctrica, pero es adecuado para calefacción en edificios y en determinados procesos industriales y agrícolas. La energía geotérmica de temperaturas bajas es aprovechable en zonas más amplias que las anteriores.
- **Muy baja temperatura ($T < 30^{\circ}\text{C}$):** Puede ser utilizada para calefacción y climatización, necesitando emplear bombas de calor geotérmicas conectadas a intercambiadores de calor geotérmicos. Esta energía se utiliza para satisfacer necesidades domésticas, urbanas o agrícolas.

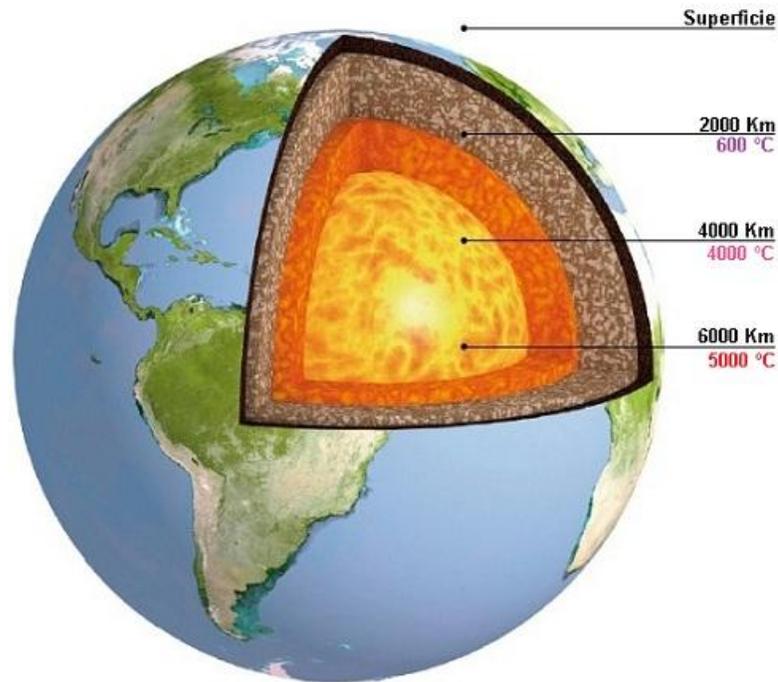


Figura 2.1. Evolución de la temperatura interna de la tierra.

2.1.1 Energía Geotérmica en México

La Tabla número 2.1 muestra la capacidad de extracción y generación de energía geotérmica en México en sus siete diferentes campos geotérmicos distribuidos a lo largo y ancho del país, (Diciembre 2006) [7].

Campo Geotérmico	Capacidad Instalada(MW)	Ubicación
Cerro Prieto I	180	Mexicali, Baja California Norte
Cerro Prieto II	220	Mexicali, Baja California Norte
Cerro Prieto III	220	Mexicali, Baja California Norte
Cerro Prieto IV	100	Mexicali, Baja California Norte
Los Humeros	40	Humeros, Puebla
Los Azufres	195	Cd. Hidalgo, Michoacán
Tres Vírgenes	10	Mulege, Baja California Sur

Tabla 2.1. Extracción de energía geotérmica en México.

2.2 HISTORIA DE LA BOMBA DE CALOR

En capítulos anteriores y posteriores se ha de mencionar la palabra bomba de calor, antes de entrar a detalle, es necesario definir su concepto y utilización. Una bomba de calor es una máquina térmica capaz de transferir calor desde una fuente fría a otra más caliente y viceversa [12].

Podríamos definirlo como un equipo de aire acondicionado, que en invierno toma calor de un medio exterior, aire, agua o tierra, a alta temperatura y lo transporta al interior del local que se ha de calentar [12].

En verano toma el frío de un medio exterior, aire, agua o tierra y lo lleva al interior del local que se pretende refrigerar y, a su vez toma el calor del interior del local, para después devolverlo al medio exterior [12].

William Thomson, (1852), (también conocido como Lord Kelvin), desarrolló el concepto de la bomba de calor. Thomson prueba que el calor puede fluir cuesta abajo (de caliente a frío). Thomson desarrolló las bases teóricas que en un futuro serviría para la fabricación y aplicación de un dispositivo que se utilizaría para producir aire acondicionado, calefacción y refrigeración [12].

2.3 FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE CALOR

Las bombas de calor pueden transferir calor desde las fuentes naturales del entorno a alta temperatura (foco caliente), tales como aire, agua o la propia tierra, hacia las dependencias interiores que se pretenden calentar o bien para emplearlo en procesos que precisan calor o frío.

Las bombas de calor pueden ser utilizadas para refrigerar. En este caso la transferencia de calor se realiza en sentido contrario, es decir, desde la aplicación que se requiere retirar calor, al entorno que se encuentra a temperatura inferior, estas fuentes de temperatura pueden ser ,agua, aire o la propia tierra.

2.4 TIPOS DE BOMBAS DE CALOR

Las bombas de calor pueden estratificarse por su funcionalidad, pero también por los elementos químicos que actúan en su sistema termodinámico. A continuación se presenta la manera de clasificación de las bombas de calor [6].

- **Bombas de calor aero-térmicas**
 - Bomba de calor aire-aire
 - Bomba de calor aire-agua

- **Bombas de calor hidrodinámicas**
 - Bombas de calor agua-agua
 - Bombas de calor agua-aire
- **Bombas de calor geotérmicas**
 - Bombas de calor geotérmicas

2.4.1 Bombas de Calor Aero-Térmicas

Son denominadas bombas de calor Aero-térmicas, cuando el foco en el que realizan la transferencia de calor es el aire exterior, a temperaturas inferiores o superiores a las del local que se pretende refrigerar o calentar.

2.4.1.1 Bomba de Calor Aire-Aire

Son las más conocidas en el mercado de bombas de calor, este tipo de bombas de calor tienen como foco interior el aire. Por ejemplo, un equipo autónomo de climatización doméstico, el cual manipula un gas refrigerante en su interior, para después cambiarlo de fase, el cual retira el aire caliente del interior del local, para ser entregado al exterior.

2.4.1.2 Bomba de Calor Aire-Agua

Este tipo de bombas de calor toman el calor del aire ambiente y es transferido a un circuito de tuberías de agua, colocadas en el interior del local, estos arreglos de tuberías son dispuestas en el suelo/techo, radiante/refrescante y, son conocidas como suelo o techo radiante, radiadores, ventilo-convectores o aerotérmos, estos radiadores absorben el calor del inmueble o transfieren el frío hacia el interior del inmueble, por medio de los arreglos en sus tuberías.

2.4.2 Bomba de Calor Hidrodinámica

Este tipo de bombas de calor tienen como foco exterior los mantos acuíferos, por ejemplo; ríos, lagos, o pozos subterráneos de agua, estas bombas de calor toman la temperatura estable del interior de los mantos acuíferos para realizar la transferencia de calor hacia el interior del inmueble o viceversa.

2.4.2.1 Bomba de Calor Agua-Agua

La bomba de calor agua-agua manipula un refrigerante, este refrigerante será adulterado en su presión y temperatura, la manipulación de estas dos variables físicas en sus estados, le permitirá al refrigerante retirar calor del elemento que se encuentra en contacto con el mismo y, liberarlo cuando se inflija un cambio drástico de su estado.

En este caso el refrigerante tomara el calor del agua de manantial, rio o arroyo y lo devolverá al sistema de agua de la casa, estos dos torrentes de fluido no se relacionaran entre sí en el interior de la bomba de calor, solo tendrán contacto uno con el otro por medio del serpentín que aloja al refrigerante, dicho refrigerante se encargara de retirar o entregar calor según se disponga.

2.4.2.2 Bomba de Calor Agua-Aire

Este tipo de bombas de calor enfrían o calientan el inmueble devolviendo o extrayendo calor del aire interior, expulsándolo a un manto acuífero del exterior, este manto acuífero actuara como foco frío o caliente, según el proceso de refrigeración o calefacción que esté llevando acabo la bomba de calor.

2.4.3 Bomba de Calor Geotérmica

Son denominadas bombas de calor geotérmicas o BCG, cuando el foco exterior en el que realizan la transferencia de calor es el subsuelo, el cual se encuentra a una temperatura constante y estable a determinada profundidad las 24 horas del día, los 365 días del año [10].

Una BCG, extrae energía térmica del subsuelo (calor) en invierno, transfiriéndola al interior del inmueble, mientras que en verano extrae el calor del interior del inmueble y lo devuelve al subsuelo, utilizan la temperatura relativamente constante de la tierra a lo largo del año, para proporcionar calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria para hogares y edificios comerciales [10].

Todo esto mediante un intercambiador de calor geotérmico, en sus diversas configuraciones geométricas existentes en el mercado, fabricado de polímeros de alta densidad o metales [13].

Una BCG incluye tres componentes principales en su sistema: un subsistema de conexión a tierra, subsistema de bomba de calor, y un subsistema de distribución de calor/frío al interior del inmueble.

El subsistema de conexión a tierra por lo general incluye un bucle cerrado de tuberías (sondas geotérmicas o ICG), los ICG están enterrados en una configuración horizontal, vertical y slinky [7].

2.4.4 Funcionamiento de una Bomba de Calor Geotérmica

Una BCG consta de 6 elementos principales. La Figura número 2.2 muestra un esquema de los 6 componentes principales que conforman una BCG.

- ICG o captador geotérmico
- Evaporador
- Compresor
- Condensador
- Suelo radiante o fancoils
- Válvula de expansión

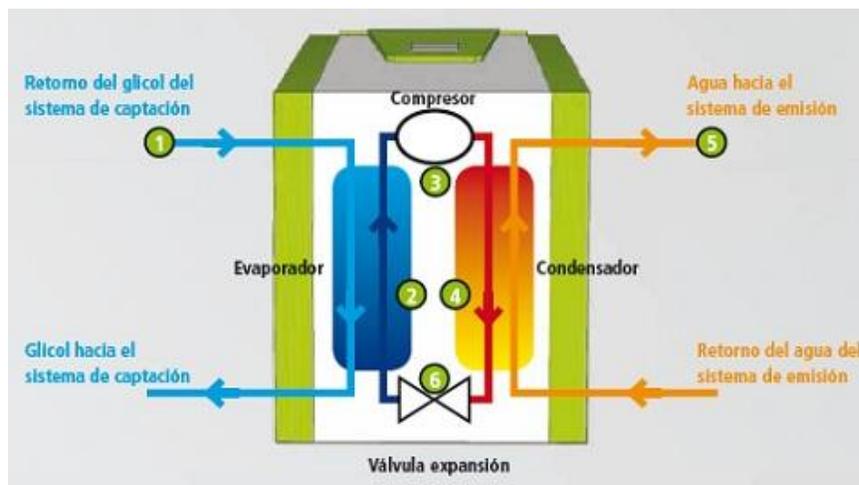


Figura 2.2 Componentes de una bomba de calor geotérmica.

- 1) El glicol o agua aglicolada se hace circular mediante una bomba por el sistema de captación o ICG, consistente en una serie de conductos enterrados en el terreno, a una temperatura inferior a la del propio terreno.

Esta diferencia de temperaturas causa una transferencia de energía en forma de calor del terreno al agua aglicolada.

- 2) En el evaporador de la bomba de calor, el agua aglicolada cede la energía captada del terreno al refrigerante que circula por el circuito frigorífico, provocando su calentamiento y ebullición.
- 3) El refrigerante, ahora en forma de vapor, es aspirado por el compresor, que aumenta de forma considerable su presión y también su temperatura.
- 4) A continuación, este refrigerante a alta presión y temperatura pasa al condensador, donde se enfría y condensa cediendo calor al agua del sistema de emisión, que se calienta.
- 5) El agua caliente se distribuye a través del sistema de emisión (suelo radiante, fancoils, etc.), calentando así nuestra vivienda.
- 6) Por último, el refrigerante condensado se introduce en la válvula de expansión, que disminuye su presión y temperatura de forma que vuelve a estar en condiciones de absorber en el evaporador el calor captado por el agua aglicolada, iniciándose de este modo un nuevo ciclo.

2.5 VENTAJAS DE UNA BCG

Las ventajas que ofrece una BCG, en relación a un sistema de refrigeración o calefacción tradicional son múltiples. Sus ventajas fundamentales son su bajo consumo de energía eléctrica, por ejemplo: por 1 KW de consumo de la red eléctrica, da 3 KW de rendimiento en calor, lo cual equivale a decir que consumiendo la misma energía eléctrica, una BCG suministra 3 veces más calor que un aparato de calefacción eléctrica convencional [14].

A continuación se muestran las ventajas que presenta una BCG.

- Ahorran entre el 40% y el 60% de la energía eléctrica que se utiliza en climatización.
- Mayor ahorro energético: entre un 40-60% mayor comparado con bombas de calor agua-agua o aire-agua.
- 70% mejor que los sistemas a base de combustibles fósiles.
- Mayor comodidad.
- Disminución de emisiones contaminantes.

- Disminución de efectos sonoros.
- Reduce los costos de mantenimiento.
- Uso de una energía renovable infinita e inagotable.
- Dispositivo medioambiental “verde” (ecológico).

2.6 DESVENTAJAS DE UNA BCG

- Costos iniciales elevados.
- Grandes áreas de terrenos para su instalación (ICGH).
- Personal calificado para su instalación.
- Maquinaria especializada para su instalación (ICG verticales).

2.7 CLASIFICACIÓN DE UNA BCG

- **Reversibles:** Este tipo de bombas de calor pueden funcionar tanto en un ciclo de calefacción como en un ciclo de refrigeración, invirtiendo el sentido de flujo del fluido.
- **No reversibles:** Este tipo de bombas de calor únicamente funcionan en el ciclo de calefacción.
- **Térmo-frigo-bombas:** Este tipo de bombas de calor producen simultáneamente frío y calor.

2.8 FUNCIONAMIENTO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

El funcionamiento de trabajo de una BCG, depende directamente del trabajo realizado por el ICG y, además depende de la interacción que este tiene con el medio en el que está instalado, principalmente de las propiedades térmicas del subsuelo, tema que se manejará en el capítulo siguiente.

El subsuelo, comparado con el aire, ofrece una fuente de calor a mayor temperatura en invierno, que es cuando el ICG está en contacto con el evaporador de la BCG, mientras, que en verano, el ICG está conectado con el condensador de la BCG, formando un sumidero de calor a menor temperatura. La Figura número 2.3 muestra el funcionamiento de trabajo de un ICG y la interacción que este tiene con el subsuelo a lo largo del año [13].

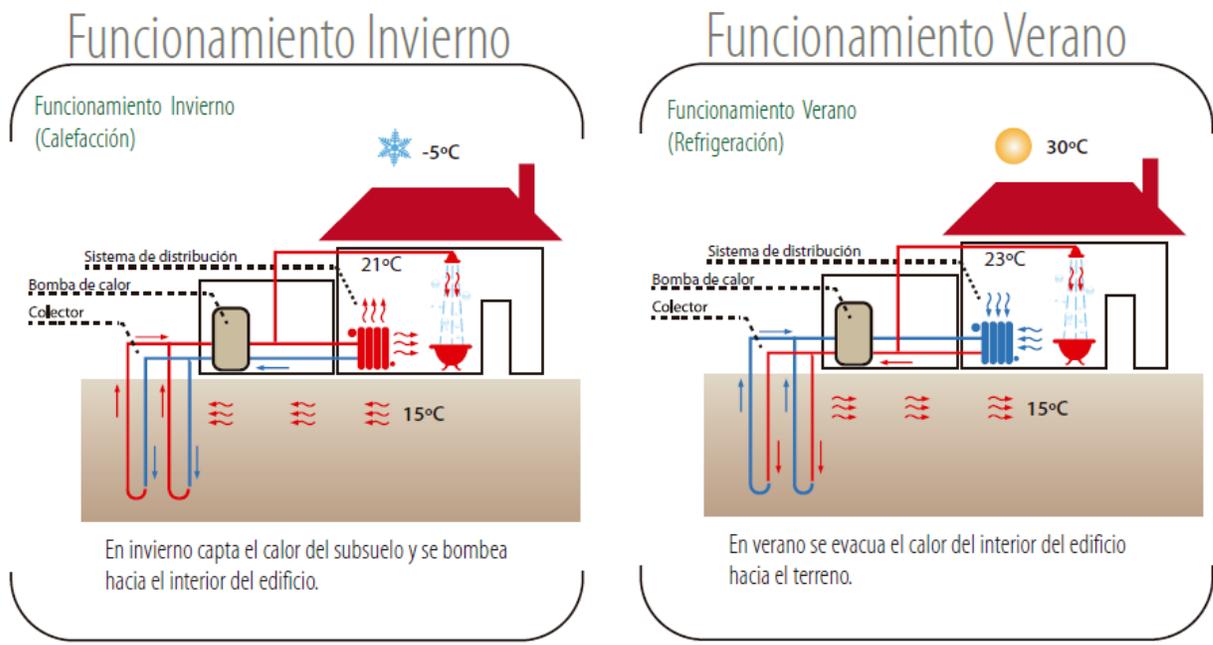


Figura 2.3. Funcionamiento de trabajo de un ICG.

Un gas que evoluciona en ciclos, es comprimido y luego expandido, y del que se obtiene calor y frío, de acuerdo al principio de funcionamiento descrito en el ciclo de Carnot en 1824 [15]. La Figura número 2.4 muestra el ciclo de refrigeración y calefacción de una BCG.

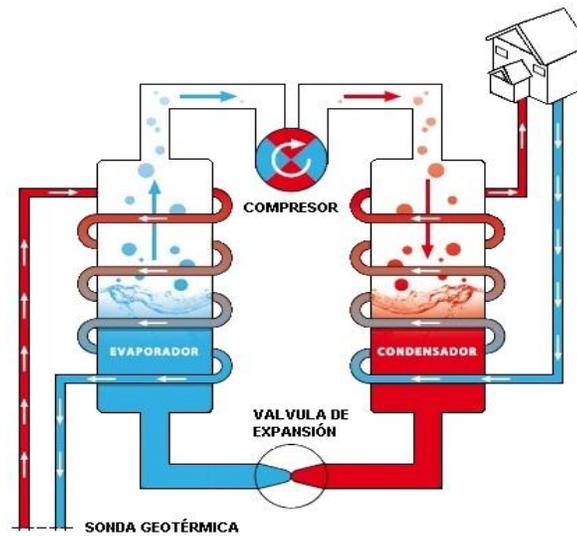


Figura 2.4. Funcionamiento del ciclo de refrigeración y calefacción de una BCG.

2.9 COMPONENTES DE UNA BCG

La Figura número 2.5 muestra el diagrama temperatura-entropía, el cual presenta cuatro de los seis componentes principales que conforman el ciclo de refrigeración y calefacción de una BCG [15], [16].

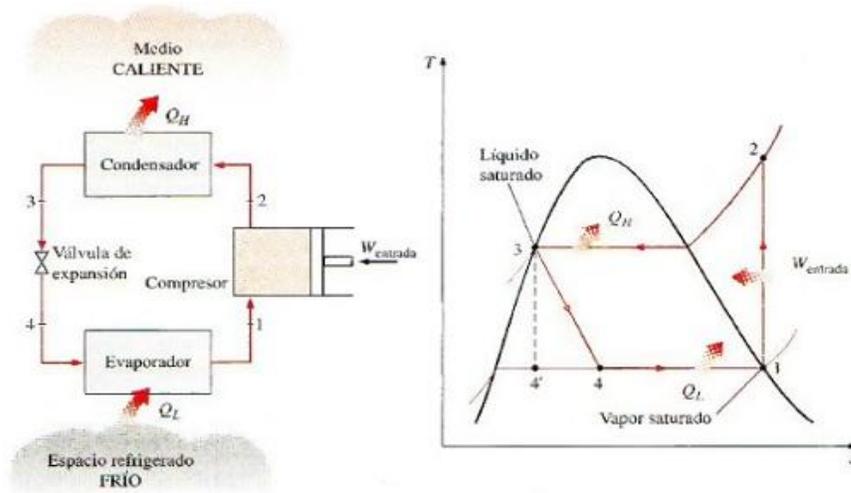


Figura 2.5. Diagrama Temperatura-Entropía.

2.9.1 Compresor (Puntos 1 - 2 del diagrama 1)

El compresor es un dispositivo que permite aumentar la presión del refrigerante en estado gaseoso y normalmente sobrecalentado, precedente del evaporador, hasta una presión que favorezca el paso del estado gaseoso a líquido en el condensador, el compresor es el único elemento del ciclo de refrigeración que necesita energía mecánica (Trabajo) para su funcionamiento [17].

2.9.2 Condensador (Puntos 2 - 3 del diagrama 1)

Un condensador es un intercambiador de calor en el que el refrigerante proviene del compresor en estado de vapor sobrecalentado, a temperatura elevada, cede calor a un medio que puede ser aire, agua y para el caso de una BCG, este medio es la tierra. Este enfriamiento produce la condensación del fluido frigorífico, el condensador disipa la energía que recoge el evaporador, además también la componente térmica del trabajo realizado por el compresor [17].

2.9.3 Válvula de Expansión (Puntos 3 - 4 del diagrama 1)

La válvula de expansión es el elemento que separa el lado de alta presión del de baja presión. Su finalidad es doble; regula el flujo de refrigerante hacia el evaporador y reduce la presión del líquido refrigerante de forma isoentálpica. Existen varios tipos de dispositivos, de los que cabe destacar los siguientes [17].

- Válvula de expansión manual.
- Válvula de expansión termostática.
- Válvula de expansión termostática con compensación de presión externa.
- Válvula de expansión electrónica o electromecánica.
- Válvula de expansión automática.

2.9.4 Evaporador (Puntos 4 - 1 del diagrama 1)

El evaporador es el elemento en el que se produce el efecto frigorífico por ebullición del líquido refrigerante procedente del dispositivo de expansión. Se trata de un intercambiador de calor, en donde el refrigerante que después de la expansión se encuentra como vapor húmedo, absorbe calor del medio, ya sea aire o agua, para el caso del evaporador en una BCG, este medio es la tierra, para cambiar de estado (evaporarse) [13], hasta llegar al estado gaseoso.

Este ciclo es conocido como ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, este ciclo también funciona para una BCG reversible [15], descrita anteriormente. Cuanto mayor sea la fracción líquida del vapor húmedo, mayor será el efecto frigorífico [17].

Tanto el condensador como el evaporador transfieren o captan el calor hacia el intercambiador de calor geotérmico. El funcionamiento de una BCG aparece ilustrado en la figura número 2.3.

2.10 ICG O SONDA GEOTÉRMICA

Los ICG o sondas geotérmicas, son el principal componente de una BCG, un ICG es un arreglo geométrico de tuberías dispuestas en diversas configuraciones geométricas, construidas con polímeros de alta densidad o metales como el cobre, su única y principal

tarea es la transferencia de calor del fluido anticongelante que circula en el interior de las tuberías hacia el subsuelo y viceversa.

2.11 MÉTODOS DE DISEÑO DE UN ICG

El diseño de un intercambiador de calor geotérmico para bombas de calor geotérmicas puede realizarse mediante diversos métodos, algunos de ellos son:

- **Método Unificado**: Por la “Asociación Internacional de Bombas de Calor con Fuente-Tierra” (International Ground Source Heat Pump Association: IGSHPA), o un Software que utilice éste método [13].
- **Método no unificado**: Empleado por la “Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado” (American Society of Heating, refrigerating and Air-Conditioning Engineers: ASHRAE), o un Software que utilice éste método [6].
- **Método que utiliza normas alemanas**: La norma **VDI 4640**: “La utilización termal del subsuelo” - Parte 2: “Las Instalaciones de Bomba de Calor Conectadas en la Tierra”. (Thermische Nutzung des Untergrundes - Blatt 2: Erdgekoppelte Wärmepumpenanlagen) [1].

2.12 CONFIGURACIONES GEOMÉTRICAS EN ICG

A continuación se presentan las configuraciones geométricas en ICG.

- Intercambiadores de calor geotérmicos horizontales modalidad serie.
- Intercambiadores de calor geotérmicos horizontales modalidad paralelo.
- Intercambiadores de calor geotérmicos verticales (en U y doble U).
- Intercambiadores de calor geotérmicos Slinky modalidad vertical.
- Intercambiadores de calor geotérmicos Slinky modalidad horizontal.

2.13 ELECCIÓN DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE ICG

Los ICG, también llamados captadores geotérmicos, o sondas geotérmicas, constan de un circuito de tuberías, en sus diferentes configuraciones geométricas, descritas anteriormente. La elección del material de la tubería es uno de los principales factores que se deben considerar en la construcción e instalación de un ICG.

A continuación se describen algunos materiales utilizados en configuraciones verticales y horizontales para ICG.

2.14 TUBERÍA DE COBRE

Tuberías de temple rígido, las tuberías de cobre son utilizadas en la fabricación de ICGH, este tipo de tuberías presentan la característica de ser ideales en la conducción de fluidos en instalaciones fijas, son fabricadas en tres diferentes formas.

- Tubería tipo M
- Tubería tipo L
- Tubería tipo K

Utilizadas desde redes de drenaje o ductos de ventilación, hasta redes de tipo industrial que conduzcan líquidos o gases a temperaturas y presiones considerablemente elevadas [34].

2.14.1 Tubería Tipo M

Este tipo de tubería es usada en instalaciones hidráulicas de agua fría o caliente, para casas habitación o edificios, en donde las presiones de trabajo sean bajas [34].

Características	Tubería tipo M
Temple	Rígido
Color de identificación	Rojo
Longitud del tramo	6. 10 m
Diámetros	$\frac{1}{4}$ a 4 Pulgadas

Tabla 2.2. Características de la tubería de cobre Tipo M.

2.14.2 Tubería Tipo L

Este tipo de tubería es utilizada en instalaciones hidráulicas en condiciones severas de servicio y seguridad, por ejemplo en instalaciones de gases medicinales, combustibles, vapor de aire comprimido, calefacción y refrigeración [34].

Características	Tubería tipo L
Temple	Rígido
Color de identificación	Azul
Longitud del tramo	6.10 m
Diámetros	$\frac{1}{4}$ a 4 Pulgadas

Tabla 2.3. Características de la tubería de cobre Tipo L.

2.14.3 Tubería Tipo K

Es la denominación para las tuberías que por sus características se recomienda usar en instalaciones de tipo industrial, conducción de líquidos y gases en condiciones elevadas de presión y temperatura [34].

Características	Tubería tipo K
Temple	Rígido
Color de identificación	Verde
Longitud del tramo	6.10 m
Diámetros	$\frac{3}{8}$ a 2 Pulgadas

Tabla 2.4. Características de la tubería el cobre Tipo K.

2.15 PROPIEDADES TÉRMICAS DEL COBRE

El cobre es un material metálico, se caracteriza por ser uno de los mejores conductores de electricidad por su alta conductividad eléctrica, al igual que es un gran conductor de calor debido a un valor elevado de su conductividad térmica [33].

A continuación en la Tabla número 2.5 se tabulan los valores de las propiedades térmicas del cobre a temperatura ambiente [21].

Propiedad	Valor
Conductividad térmica (λ)	$401 \text{ W/m} \cdot ^\circ\text{C}$
Calor específico (Cp)	$383.1 \text{ J/m} \cdot ^\circ\text{C}$
Difusividad térmica (α)	$116.9 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$
Densidad (ρ)	8954 Kg/m^3

Tabla 2.5. Propiedades térmicas del cobre a temperatura ambiente.

2.16 TUBERÍA DE PEAD (PE4710)

El polietileno de alta densidad PEAD o por sus siglas en inglés HPDE, en particular para este trabajo de investigación se utilizó el PE4710, por ser un polímero de cadena lineal no ramificada, por lo cual su densidad es alta [34],[35].

2.17 USOS PRINCIPALES DEL PE4710

A continuación se describen los usos principales del PE4710.

- Ductos de calefacción
- Ductos de climatización
- Tuberías de distribución de agua potable
- Tuberías de distribución de agua fría
- Tuberías de distribución de agua caliente sanitaria
- Tuberías de distribución de aguas residuales
- Utilizado en procesos industriales de fluidos

2.18 PROPIEDADES FÍSICAS DE LAS TUBERÍAS DE PE4710

- **ATÓXICAS**: Cumpliendo con las normas sanitarias.
- **INALTERABLES**: A la acción de terrenos agresivos, incluso de suelos con alto contenido de rocas o zonas de infiltraciones peligrosas.
- **RESISTENTES**: A la mayor parte de agentes químicos, tales como álcalis, aceites, alcoholes, detergentes, lejías, etc. De acuerdo a las Normas UNE 53.390 y 53.405.
- **DURADERAS**: Vida útil superior a 50 años, con un coeficiente residual de seguridad al alcanzar este tiempo.
- **LIGERAS**: Fáciles de transportar y montar, lo que se traduce en economía al momento de su instalación.
- **BAJO FACTOR DE FRICCIÓN**: Las paredes del tubo pueden considerarse hidráulicamente lisas y ofrecen una resistencia mínima a la circulación del fluido, produciendo pérdidas de carga inferiores a las tuberías de materiales tradicionales.

- **BAJO VALOR DE SUS MÓDULOS ELÁSTICOS**: Logrando valores de celeridad bajos, que reducen las sobrepresiones por golpes de ariete en comparación con otros materiales.
- **BAJA CONDUCTIBILIDAD ELÉCTRICA**: Son insensibles a las corrientes subterráneas vagabundas y telúricas.
- **FLEXIBLES**: Permiten sensibles variaciones de dirección con curvaturas en frío sin necesidad de accesorios, adaptándose a trazados sinuosos, llegando a flexionarse hasta 20 veces su propio diámetro.

Las tuberías de PE4710 para aplicaciones de ICG, agua potable y aguas residuales cumplen con los requisitos de la norma AWWA C906 (con diámetros de 1/2" a 3"), y la norma AWWA C906 (con diámetros de 4" a 63") y con la norma Mexicana NMX 018.

2.19 PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DEL PE4710

La tubería PE4710 es un compuesto mejorado de polietileno para trabajos de baja y alta temperatura y para trabajos de alta y baja presión en ambientes químicamente agresivos [34]. La Tabla 2.6 muestra las propiedades termofísicas del PE4710 a temperatura ambiente.

Propiedad	Valor
Conductividad térmica (λ)	0.4650 W/m·°C
Calor específico	1900 J/Kg·°C
Difusividad térmica	0.2576 * 10 ⁻⁶ m ² /seg
Densidad	950 Kg/m ³
Rugosidad promedio (ϵ)	0.000007 m
Módulo de rigidez	150000 psi
Resistencia a la tensión	3600 psi
Masa molar	35 Kg/mol

Tabla 2.6. Propiedades termofísicas del PEAD (PE4710) a temperatura ambiente.

2.20 ELECCIÓN DEL MATERIAL PARA CONSTRUCCIÓN DEL ICGH E ICGHI

Las características termofísicas del PE4710, descritas anteriormente lo convierten en el material perfecto para la construcción de un ICGHI y para un ICGH, la tabla número 2.6 describe sus principales propiedades termofísicas [35].

Otro factor primordial a considerar en la construcción e instalación de un intercambiador de calor geotérmico, es la resistencia térmica del material de la tubería del ICG y su configuración geométrica.

A continuación se presentan las ventajas y desventajas para las tres diferentes configuraciones geométricas en ICG: Intercambiador de calor geotérmico horizontal (ICGH) [13], intercambiador de calor geotérmico vertical (ICGV) [6], e intercambiador de calor geotérmico slinky (ICGS) [18].

2.21 VENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD SERIE

- Próximos a la superficie.
- Fáciles de instalar.
- Profundidades desde 0.9-1.8 metros.
- Costos económicos de instalación.

2.22 DESVENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD SERIE

- Pequeñas potencias para refrigeración o calefacción.
- Se ven afectados por las fluctuaciones de la temperatura ambiente a lo largo del día y del año.
- Presentan riesgo de rotura por su cercanía a la superficie.
- Requieren una gran área de terreno para su instalación, (casi tres veces más área en relación al local a climatizar).

La Figura número 2.6 presenta un esquema de la configuración geométrica para un ICGH modalidad serie [19].



Figura 2.6. ICGH modalidad serie.

En la Figura número 2.7 podemos observar físicamente un ICGH modalidad serie instalado en el subsuelo.



Figura 2.7. ICGH instalado en el subsuelo.

2.23 VENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD PARALELO

- Próximos a la superficie.
- Fáciles de instalar.
- Profundidades desde 0.9-1.8 metros.
- Costos económicos de instalación.

2.24 DESVENTAJAS DEL ICGH MODALIDAD PARALELO

- Pueden presentar golpe de ariete en las tuberías secundarias del circuito.
- Pequeñas potencias para refrigeración o calefacción.
- Presentan riesgo de rotura por su cercanía a la superficie.
- Se ven afectados por las fluctuaciones de la temperatura ambiente a lo largo del día y del año.

La Figura número 2.8 muestra un esquema del arreglo de la configuración geométrica para un ICGH modalidad paralelo [14].

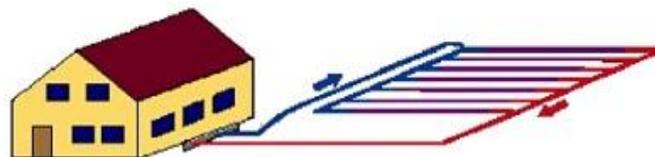


Figura 2.8. ICGH modalidad paralelo.

2.25 VENTAJAS DEL ICGV

- Menor área de terreno ocupada para su instalación.
- Libres de mantenimiento.
- Mayor coeficiente de rendimiento COP_c .
- Nula influencia de las fluctuaciones de la temperatura ambiente a lo largo del día y del año.

2.26 DESVENTAJAS DEL ICGV

- Profundidades de instalación desde 50 -100 metros.
- Díficiles de instalar.
- Costos elevados de instalación.
- Maquinaria especializada para su instalación.

Dentro de los ICGV, se encuentran las configuraciones geométricas en U y en doble U, tal y como se muestran en las Figuras número 2.9 y 2.10 [10].

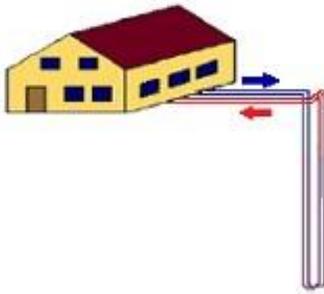


Figura 2.9. ICGV en U.

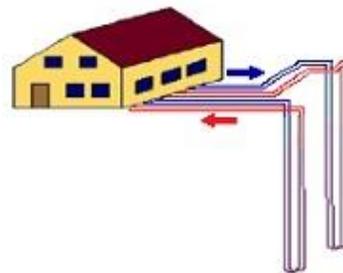


Figura 2.10. ICGV en doble U.

2.27 VENTAJAS DEL ICGS

- Tipo de geometría, (horizontal con variante vertical).
- Menor área de terreno para su instalación.

2.28 DESVENTAJAS DEL ICGS

- Se ven afectados por las fluctuaciones de la temperatura ambiente a lo largo del día y del año.
- Poco utilizados.

- Dificultad en su instalación.
- Pequeñas potencias de rendimiento COP_c .

La Figura 2.11 muestra un esquema de la configuración geométrica slinky (ICGS) [18].



Figura 2.11. Intercambiador de calor geotérmico modalidad slinky.

2.29 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR GEOTÉRMICO

El diseño y la instalación de un ICG es compleja, y debemos que tener en cuenta la influencia de múltiples parámetros que influyen de manera directa en la instalación de estos sistemas. Para optimizar este tipo de sistemas es necesario analizar las siguientes variables:

- Perfil de las temperaturas máximas, media y mínima de la zona.
- Condiciones geológicas de la zona.
- Características térmicas del subsuelo.
- Propiedades hidráulicas y resistencia térmica de las tuberías para el ICG.
- Carga térmica del edificio donde se va a instalar.

Un análisis y una investigación previa de todos estos factores nos permite definir las condiciones finales de diseño para optimizar el sistema del ICG y, en función de la importancia de cada uno de ellos, seleccionar las herramientas de diseño más adecuadas.

2.30 PROPIEDADES HIDRÁULICAS

La selección del diámetro de la tubería, el caudal circulante y la conductividad térmica de la tubería afectan la resistencia térmica del intercambiador de calor geotérmico, lo que conlleva a un decremento o incremento de la transferencia de calor en el ICG.

La propiedad hidráulica más importante para asegurar una buena transferencia térmica entre el fluido circulante y la pared interior de la tubería del ICG, se debe principalmente al régimen del fluido (turbulento) [20], es decir, asegurar altas velocidades del fluido circulante dentro del ICG, por lo que es recomendable emplear diámetros pequeños.

2.31 DIÁMETROS EN TUBERÍAS

Para el transporte de un fluido o gas dentro de una tubería, el diámetro es un factor principal a considerar, debido a que la velocidad del fluido es directamente proporcional al área transversal de la tubería [31]. Al igual que la velocidad del fluido depende del área de la sección transversal de la tubería, el número de Reynolds depende directamente del diámetro de la tubería, así como también de la velocidad del fluido circulante dentro de ella.

Otro factor a considerar en la transferencia de calor en el ICG es el coeficiente de convección, ya que este depende directamente del número de Reynolds, al igual que de otros factores.

La transferencia de calor en una tubería es directamente proporcional a su diámetro, debido a que números de Reynolds elevados representarán coeficientes de convección elevados.

2.32 FACTORES DE INFLUENCIA EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL ICG

La transferencia de calor que se lleva a cabo desde el ICG hacia la tierra y viceversa, es influenciada directamente por una serie de factores, los cuales se describen a continuación.

- Geometría del ICG.
- Profundidad de instalación del ICG.
- Propiedades térmicas de la tierra.
- Fluctuaciones de la temperatura ambiente en el transcurso del año.
- Comportamiento de la temperatura interna de la tierra a lo largo del año.

2.33 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL SUBSUELO

Existe una estrecha relación entre la temperatura del subsuelo y la temperatura del medio ambiente, estas dos variables están en total interacción las 24 horas del día, durante los 365 días del año. El contenido de calor en el subsuelo está en función de las características y propiedades térmicas del suelo, al igual que del flujo radiación que recibe a lo largo del día y al contenido de humedad en sus distintos puntos.

Es necesario conocer los sistemas de transmisión de calor en el subsuelo antes de abordar un estudio de la temperatura interna de éste, en general, se considera que el calor puede ser transmitido de un compartimento a otro mediante tres diferentes mecanismos. A continuación se describen los tres diferentes mecanismos de transferencia de calor.

2.33.1 Conducción

La conducción es un mecanismo de transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas [20].

La transferencia de calor por conducción obedece a la ley de Fourier para la conducción de calor en sólidos y fluidos [21].

$$\dot{Q}_{cond} = -\lambda A \frac{dT}{dx}$$

Donde:

$\dot{Q}_{cond,pared}$: Representa la razón de transferencia de calor por conducción, en (W).

λ : Representa la conductividad térmica, en ($W/m \cdot ^\circ C$).

A : Representa el área de corte transversal normal a la dirección de flujo de calor, en (m^2).

$\frac{dT}{dx}$: Es el gradiente constante de la temperatura en la dirección x , lo cual significa que la temperatura a través de la pared varía linealmente con respecto a x .

El signo negativo de la ecuación se incluye debido a que si el flujo de calor es positivo en sentido, la temperatura disminuye en ese mismo sentido.

En el caso del subsuelo, la conducción de calor, se debe al paso de las partículas sólidas del suelo, que al absorber calor pasan a un estado de energía cinética mayor, derivando en un aumento de la agitación térmica y, por tanto, transfieren dicha energía cinética al chocar unas contra otras.

La conducción es un mecanismo de transferencia de calor de gran importancia en suelos secos o semi-secos.

2.33.2 Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de energía entre una superficie sólida y un líquido o gas adyacente que están en movimiento, y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos [20]. La transferencia de calor por convección obedece a la ley del enfriamiento de Newton [21].

$$\dot{Q}_{conv} = hA (T_S - T_{\infty})$$

Donde:

\dot{Q}_{conv} : Representa la razón de transferencia de calor por convección, en (W).

h : Representa el coeficiente de transferencia de calor por convección, en $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$

A : Representa el área, en (m^2) .

T_S : Representa la temperatura de la superficie del sólido, en $(^\circ C)$.

T_{∞} : Representa la temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, en $(^\circ C)$.

Para el caso de la convección en suelos, la transferencia de calor se debe al contenido de agua existente en el subsuelo, la convección es un mecanismo de transferencia de calor de gran importancia en suelos con un gran contenido de humedad.

2.33.3 Radiación

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas o fotones, como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas [20]. Este mecanismo de transferencia de calor se debe a las ondas electromagnéticas emitidas por un cuerpo cuya temperatura es mayor de 0 K.

La razón máxima de radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura termodinámica T_1 y T_2 en (K o R), es expresada por la ley de Stefan-Boltzmann [21].

$$\dot{Q}_{emitida,máx} = \sigma A_S (T_1^4 - T_2^4)$$

Donde:

$\dot{Q}_{emitida,máx}$: Representa la potencia radiada, en (W).

σ : Representa la constante de Stefan-Boltzmann igual a $5.67 * 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$.

A_S : Representa el área del cuerpo, en (m^2).

T_1^4 : Representa la temperatura absoluta del cuerpo negro, en (K).

T_2^4 : Representa la temperatura superficial que recibe la energía radiante, en (K).

Para el caso de los suelos, éste es el principal proceso de intercambio de energía entre su superficie y la atmósfera.

CAPÍTULO 3

CÁLCULO DE LA TEMPERATURA INTERNA DEL SUBSUELO E INSTALACIÓN DEL ICGH E ICGHI

3.1 COMPORTAMIENTO DE LA TEMPERATURA AMBIENTE MÁXIMA, MEDIA Y MÍNIMA EN EL MUNICIPIO DE SANTIAGO DE QUERÉTARO

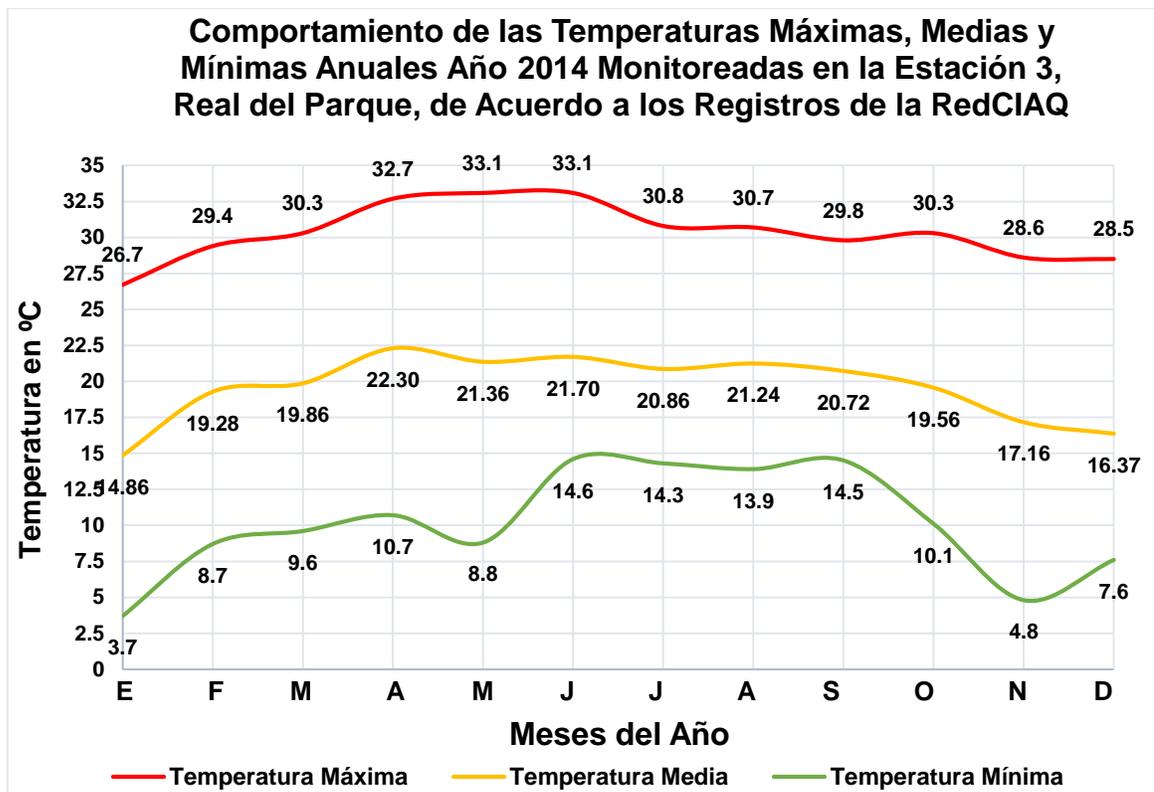
La Ciudad de Santiago de Querétaro se encuentra ubicada a 20° 35' Norte de latitud, con una longitud de 100° 23' Oeste y una altitud de 1800 msnm [19]. La temperatura que se presenta en el transcurso del año en esta ciudad juega un papel determinante en el cálculo de la transferencia de calor en ICGH, ya que estos al estar próximos a la superficie, se ven afectados por las fluctuaciones de la temperatura a lo largo del año.

A continuación la Tabla número 3.1, registra las temperaturas máximas, medias y mínimas del año 2014, monitoreadas en la estación número 3, ubicada en la Avenida Epigmenio González ,Real del Parque, número 513, Santiago de Querétaro, Qro, de acuerdo a los registros de la RedCIAQ [22].

Año	Mes	Máxima (°C)	Mínima (°C)	Media (°C)
2014	Enero	26.7	3.7	14.86
2014	Febrero	29.4	8.7	19.28
2014	Marzo	30.3	9.6	19.86
2014	Abril	32.7	10.7	22.30
2014	Mayo	33.1	8.8	21.36
2014	Junio	33.1	14.6	21.70
2014	Julio	30.8	14.3	20.86
2014	Agosto	30.7	19.9	21.24
2014	Septiembre	29.8	14.5	20.72
2014	Octubre	30.3	10.1	19.56
2014	Noviembre	28.6	4.8	17.16
2014	Diciembre	28.5	7.6	16.37
2014	Promedio	30.33	10.11	19.61

Tabla 3.1. Registro de la temperatura máxima, media y mínima anual.

De acuerdo a los datos tabulados en la Tabla número 3.1, se grafica el comportamiento de las temperaturas máximas, medias y mínimas monitoreadas en la ciudad de Santiago de Querétaro en la estación número 3, correspondientes al año 2014, ubicada en la avenida Epigmenio González, Real del Parque, número 513, de acuerdo a los registros de la RedCIAQ [22].



Gráfica 3.1. Comportamiento de la temperatura máxima, media y mínima anual.

3.2 OSCILACIÓN ANUAL SUPERFICIAL DE LA TEMPERATURA (OAs)

La oscilación anual superficial de la temperatura, o por sus siglas OA_s , juega un papel determinante en el cálculo de la transferencia de calor en ICGH, la OA_s se determina mediante la ecuación número 3.1.

$$OAs = \text{Temperatura Media Mensual} - \text{Temperatura Media Anual} \quad (3.1)$$

La OA_s viene dada por la amplitud de los cambios armónicos que describe la temperatura real del suelo en la superficie, en°C.

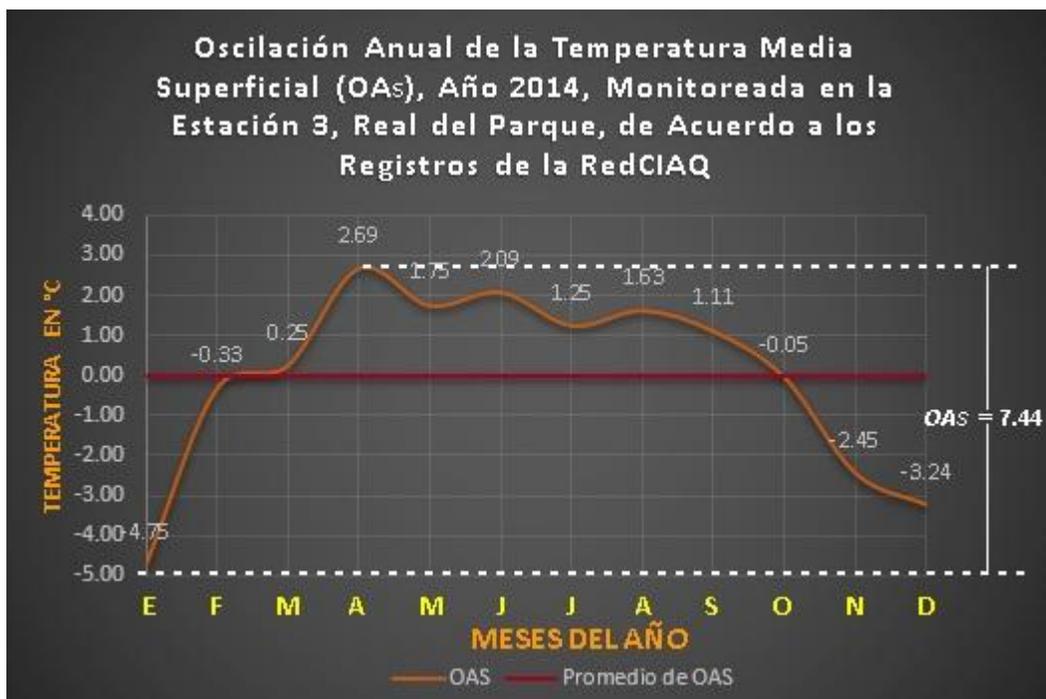
La OA_s se obtiene tomando el rango entre el punto más alto y el punto más bajo de la Gráfica, el cual se obtienen graficando la ecuación número 3.1, para éste caso en particular la $OA_s = 7.44$.

La Tabla número 3.2 muestra los datos tabulados obtenidos a partir de la ecuación número 3.1 para la OA_s .

Mes	Temperatura Media Mensual (°C)	Temperatura Media Anual (°C)	Oscilación Anual Superficial (°C) (OA_S)
Enero	14.86	19.61	-4.75
Febrero	19.28	19.61	-0.33
Marzo	19.86	19.61	0.25
Abril	22.30	19.61	2.69
Mayo	21.36	19.61	1.75
Junio	21.70	19.61	2.09
Julio	20.86	19.61	1.25
Agosto	21.24	19.61	1.63
Septiembre	20.72	19.61	1.11
Octubre	19.56	19.61	-0.05
Noviembre	17.16	19.61	-2.45
Diciembre	16.37	19.61	-3.24
Temperatura Media Anual	19.61	19.61	0.0

Tabla 3.2. Oscilación anual superficial de la temperatura OA_S .

La siguiente Gráfica muestra el comportamiento de la OA_S , de acuerdo a los datos tabulados en la Tabla número 3.2.



Gráfica 3.2. Comportamiento de la oscilación anual superficial OA_S .

Uno de los parámetros importantes a tener en cuenta en la instalación de un ICG, en sus diferentes configuraciones geométricas son el tipo de suelo y las propiedades térmicas del mismo.

Las propiedades térmicas del suelo son uno de los factores principales a contemplar en la instalación del ICG, cálculo de la longitud del ICG y el cálculo de la transferencia de calor en intercambiadores de calor geotérmicos.

3.3 CONDICIONES GEOLÓGICAS Y TIPO DE SUELO EN SANTIAGO DE QUERÉTARO

De acuerdo a datos del Instituto Nacional de Estadística Geográfica e Informática, **INEGI**, datos topográficos del Municipio de Santiago de Querétaro, Qro, muestran que en este Municipio predominan los suelos tipo Vertisol y Leptosol, suelos con un alto contenido de arcilla, este tipo de arcilla es denominada como arcilla roja o alfarera, estos suelos son catalogados como suelos ligeros o semisecos [19].

3.3.1 Vertisoles

Los suelos de tipo vertisol suelen presentar pedregosidad abundante en laderas y pies de monte, presentando lomeríos con perfil rocoso. Los Vertisoles se asocian a suelos arcillosos, de color pardo, con horizonte superficial rico en materia orgánica [23].

3.4 PROPIEDADES TERMOFÍSICAS DE LA ARCILLA ROJA O ALFARERA

Las propiedades térmicas del suelo son determinantes en el cálculo de la longitud y transferencia de calor del ICG, principalmente la conductividad térmica (λ). Un valor elevado de la conductividad térmica beneficia considerablemente la transferencia de calor y disminuye considerablemente la longitud del ICG.

3.4.1 Conductividad Térmica

La conductividad térmica se denota por la letra griega (λ) o por la letra **K**, y se define como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad de área por unidad de diferencia de temperatura.

En los sólidos la conductividad térmica se presenta por el transporte de energía que se genera por los electrones libres y, en los fluidos se debe al transporte de energía ocasionado al movimiento molecular, sus unidades en el sistema internacional vienen dadas por $W/m \cdot ^\circ C$, [15].

La arcilla roja al ser un sólido, el transporte de energía que lleva acabo se presenta por el movimiento de sus electrones libres.

3.4.2 Densidad

La densidad es una propiedad intensiva, sus unidades en el sistema internacional vienen dadas por Kg/m^3 , indica el cociente de la masa de un cuerpo entre su volumen [15], denotada por la letra griega ρ , descrita en la ecuación número 3.2.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (3.2)$$

Donde:

ρ : Representa la densidad del material, en (Kg/m^3) .

m : Representa la masa del material, en (Kg) .

V : Representa el volumen del material, en (m^3) .

3.4.3 Calor Específico

El calor específico es una medida de la capacidad de un material para almacenar energía térmica por unidad de masa [15], denotado por C_p , sus unidades en el sistema internacional vienen dadas por $J/Kg \cdot ^\circ C$.

3.4.4 Difusividad Térmica

La difusividad térmica expresa la inercia térmica de un material, medida como la variación de la temperatura debido al flujo de calor. La difusividad térmica se puede concebir como la razón entre el calor conducido a través del material y el calor almacenado por unidad de volumen, representa cuán rápido se difunde el calor por un material [20], se denota por la letra griega α , descrita en la ecuación número 3.3.

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} \quad (3.3)$$

Donde:

α : Representa la difusividad térmica del material, en (m^2/seg) .

λ : Representa la conductividad térmica del material, en $(W/m \cdot ^\circ C)$.

ρ : Representa la densidad del material, en (Kg/m^3) .

C_p : Representa el calor específico del material, en $(J/Kg \cdot ^\circ C)$.

La Tabla número 3.3 muestra las principales propiedades termofísicas de la arcilla roja o alfarera [19], las cuales en el capítulo previo se utilizarán para el cálculo de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.

Propiedad	Valor
Conductividad térmica (λ)	0.46 $W/m \cdot ^\circ C$
Densidad (ρ)	2000 Kg/m^3
Calor específico (C_p)	879 $J/Kg \cdot ^\circ C$
Difusividad térmica (α)	$2.6166 * 10^{-7} m^2/seg$

Tabla 3.3. Propiedades termofísicas de la arcilla roja.

La temperatura de un suelo tipo vertisol puede ser descrita mediante un análisis armónico (Bloomfield 1976). La transmisión de calor puede ser estudiada por la ecuación diferencial del flujo de calor o segunda ley de Fourier [24], una ecuación de derivadas parciales que representa la temperatura $T = T(Z, t)$, en función de la profundidad Z , y el tiempo t .

Esta ecuación diferencial se ayuda de un parámetro α , cociente entre la conductividad térmica y la capacidad calorífica del suelo [24], conocido como difusividad térmica:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial Z^2} \quad (3.4)$$

3.5 DISEÑO DE LA GEOMETRÍA DEL ICGHI

De acuerdo a las necesidades de este proyecto, y tomando en cuenta las limitaciones de terreno para las excavaciones para la instalación de un ICGH, así como los costos elevados para un ICGV, se optó por elegir una configuración geométrica horizontal,

modalidad serie, al igual que se propuso una configuración híbrida para el intercambiador de calor geotérmico.

La geometría del ICGHI, combina la configuración geométrica de los intercambiadores de calor geotérmicos verticales en U, y la profundidad de los intercambiadores de calor geotérmicos horizontales modalidad serie.

La Figura número 3.1 muestra la configuración geométrica para el ICGH modalidad serie, la Figura número 3.2 muestra la configuración geométrica del ICGHI que se diseñó.

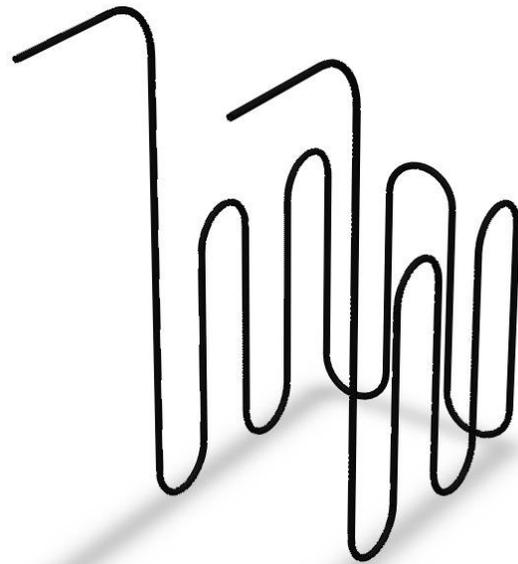
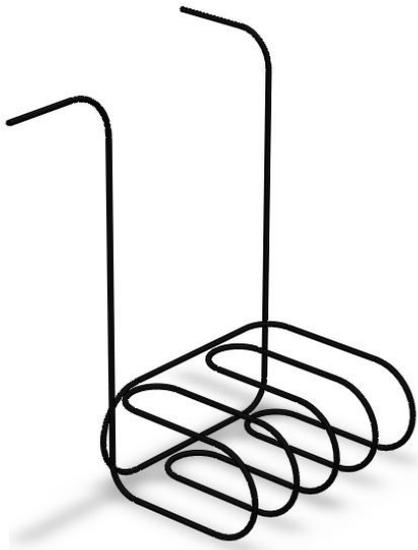


Figura 3.1. Configuración geométrica del ICGH.

Figura 3.2 Configuración Geométrica del ICGHI.

3.6 CONDICIONES DE FRONTERA DEL VOLUMEN DE CONTROL PARA LA INSTALACIÓN DEL ICGH E ICGHI

Para delimitar las condiciones del volumen de control para la instalación del ICG, en sus dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido, se asumen las siguientes hipótesis restrictivas [25].

- 1) Se considera que la transferencia de calor es solo por conducción, despreciando los valores de convección y radiación, tomando en cuenta unas condiciones de un suelo seco, con nula influencia de humedad.
- 2) El volumen de suelo se considera isotrópico y homogéneo.
- 3) Los parámetros físicos del sistema son constantes.

- 4) No hay transferencias de calor por parte de componentes externos o internos.
- 5) Las variaciones de volumen de control para la instalación del ICG debidas a los cambios de temperatura son despreciables.
- 6) La velocidad del fluido refrigerante dentro del intercambiador de calor geotérmico es constante en cualquier punto de la sección transversal del ICG.
- 7) El flujo de calor es perpendicular en el interior del ICG en cualquier punto, por lo que se considera que la transferencia de calor se realice en forma radial.
- 8) Se considera una longitud infinitamente larga en comparación de su radio.

La Figura número 3.3 y 3.4 muestran el volumen de control superficial para la instalación del ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido. El volumen de control para las condiciones de frontera superficiales, tiene un volumen igual a 3.25 m^3 de tierra para la instalación del ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas.



Figura 3.3. Vista transversal del dominio de las condiciones de frontera superficiales del ICGH e ICGHI.



Figura 3.4. Vista dimétrica superior del dominio de las condiciones de frontera superficiales del ICGH e ICGH.

La Figura número 3.5 y 3.6 muestran el perfil del dominio de las condiciones de frontera para la instalación del ICG horizontal e híbrido en el subsuelo.



Figura 3.5. Perfil del dominio de las condiciones de frontera del ICGH e ICGHI en el subsuelo.



Figura 3.6. Perfil del dominio de las condiciones de frontera de instalación del ICGH e ICGHI en el subsuelo.

La Figura número 3.7 muestra un corte transversal de las condiciones de frontera para el ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido.

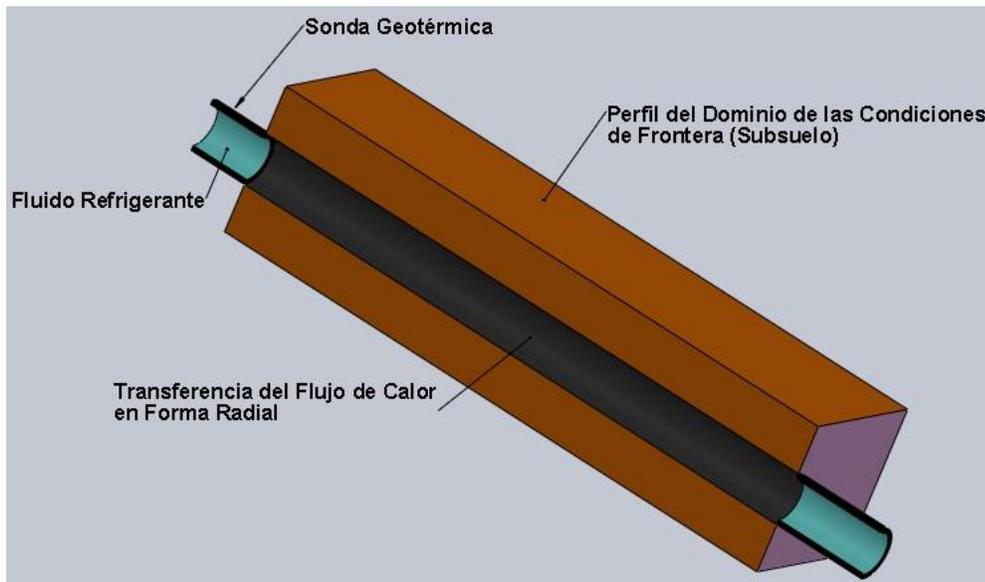


Figura 3.7. Corte transversal del dominio de las condiciones de frontera del ICGH e ICGHI.

3.7 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL SUBSUELO A DIFERENTES PROFUNDIDADES

En el capítulo anterior se mencionan las diferentes configuraciones geométricas para ICGH, estas configuraciones oscilan entre 0.9 – 1.8 metros de profundidad para su

instalación, estas profundidades son utilizadas para configuraciones horizontales modalidad serie y modalidad paralelo.

Considerando una temperatura del suelo homogénea y una difusividad térmica constante en un medio semi-infinito, se parte de la ecuación (3.4) de difusión de calor.

Dada la condición de frontera a una profundidad determinada:

$Z_2: T|_{z=Z_2} = \bar{T}_2 + A_2 \sin(\omega t - \Phi_2)$ con $t > 0$. La temperatura del suelo (T) a una profundidad Z_1 puede ser calculada por medio de la ecuación número 3.5 [25].

$$T(Z_1, t) = \bar{T}_1 + A_2 \exp[-(Z_1 - Z_2)\sigma] \sin[\omega t - \Phi_2 - (Z_1 - Z_2)\sigma] \quad (3.5)$$

Donde:

$T(Z_1, t)$: Representa la temperatura a una profundidad Z , determinada en un tiempo t , en ($^{\circ}\text{C}$).

Z : Representa la coordenada vertical positiva hacia abajo en un tiempo t , en (m).

T_1 y T_2 : Representan las medias aritméticas de la temperatura máxima del suelo en el día y la temperatura mínima del suelo por la noche, en ($^{\circ}\text{C}$).

ω : Representa la velocidad angular de rotación de la tierra, en (rad/seg).

Φ_2 : Representa la fase inicial de la temperatura del suelo a la profundidad Z_2 , se obtiene utilizando el método de (Gao et al, 2003).

$\sigma \equiv \sqrt{\omega/2}$, donde σ^{-1} : Representa la profundidad de amortiguación de la onda de la temperatura diurna.

La ecuación número 3.5 implica que la amplitud de la onda de la temperatura del suelo disminuye de manera exponencial y su fase aumenta linealmente al aumentar la profundidad en el suelo. Si se da el perfil de la temperatura media, el único parámetro desconocido es la difusividad térmica del suelo.

Considerando un suelo homogéneo e isotrópico con propiedades térmicas constantes, la temperatura puede ser calculada a cualquier profundidad Z , a partir de la ecuación número 3.6, Kusuda & Achenbach, (1965) [29].

$$T(Z, t) = T_m - OA_S \cdot e^{-Z\sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos\left[\frac{2\pi}{365}\left(t - t_0 - \frac{Z}{2}\sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}}\right)\right] \quad (3.6)$$

La ecuación 3.6 utiliza un término exponencial referente a la profundidad en el suelo (retardo), y un término coseno de referente a la variación anual de la temperatura.

Las variables que están presentes en la ecuación 3.6 intervienen de manera directa en el cálculo de la temperatura interna de la tierra a cualquier profundidad Z .

Donde:

$T(Z, t)$: Representa la temperatura a una profundidad Z determinada en un tiempo t , en (°C).

T_m : Representa la temperatura media anual, en (°C).

OA_S : Representa la oscilación anual superficial de la temperatura, en (°C).

Z : Representa la profundidad por debajo de la superficie, en (m).

t : Representa el tiempo en días en el cual se desea conocer la temperatura interna de la tierra, en ($días$).

t_0 : Representa el desfase en días, número de día en el cual la temperatura del suelo es mínima, para este caso en particular, se toma la mitad del mes de enero, en ($días$).

Tomando la ecuación número 3.1, y su grafica correspondiente a las temperaturas mensuales promedio registradas, se tiene la OA_S .

$$OA_S = 7.44$$

Aplicando la ecuación número 3.3 y los valores tabulados en la Tabla número 3.3, se obtiene el valor de la difusividad térmica para un suelo tipo vertisol predominante en la ciudad de Santiago de Querétaro.

$$\alpha = \frac{0.46 \text{ W/m} \cdot \text{°C}}{2000 \text{ Kg/m}^3 * 879 \text{ J/Kg} \cdot \text{°C}} = 2.616 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

Transformando el valor de la α a $\frac{\text{m}^2}{\text{día}}$, obtenemos una $\alpha = 0.0026 \frac{\text{m}^2}{\text{día}}$.

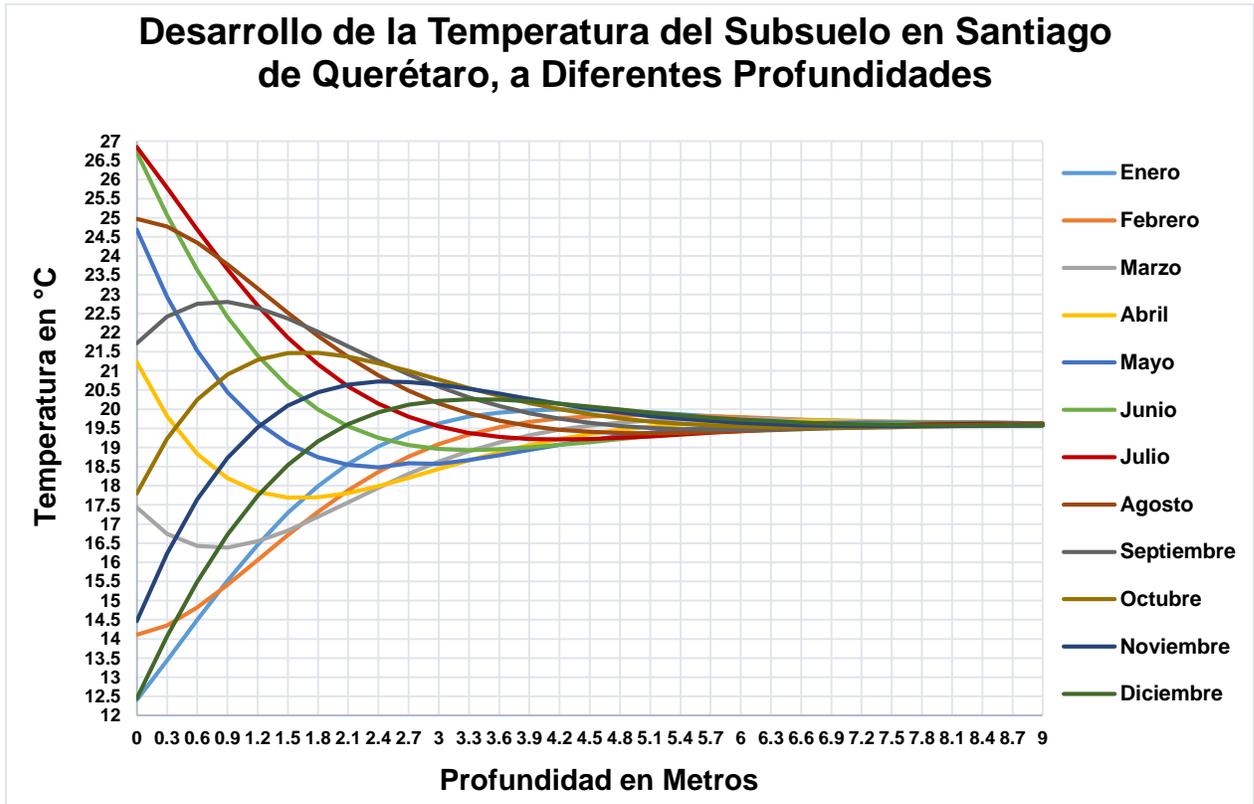
A continuación, partiendo de las hipótesis restrictivas descritas anteriormente y tomando el modelo analítico desarrollado por (Kusuda & Achenbach, 1965), se determina la temperatura interna de las condiciones de frontera del volumen de control, partiendo de un suelo tipo vertisol, se calcula la temperatura interna para los 12 meses correspondientes al año 2014, con intervalos de profundidad de 0.3 m.

La Tabla 3.4 muestra la temperatura interna del mes de instalación del ICGH e ICGHI.

Mes	Profundidad (m)	Temperatura (°C)
Diciembre	0.0	12.45
	0.3	14.07
	0.6	15.50
	0.9	16.73
	1.2	17.74
	1.5	18.54
	1.8	19.16
	2.1	19.61
	2.4	19.92
	2.7	20.12
	3.0	20.22
	3.3	20.26
	3.6	20.25
	3.9	20.21
	4.2	20.14
	4.5	20.07
	4.8	19.99
	5.1	19.91
	5.4	19.84
	5.7	19.78
6.0	19.73	
6.3	19.69	
6.6	19.65	
6.9	19.62	
7.2	19.60	
7.5	19.59	
7.8	19.58	
8.1	19.58	
8.4	19.58	
8.7	19.58	
9.0	19.58	

Tabla 3.4. Evolución de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.

A continuación se grafican los datos de la temperatura interna de la tierra calculados referentes al año 2014.



Gráfica 3.3. Evolución de la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.

La Gráfica número 3.3 muestra la evolución del comportamiento de la temperatura interna del subsuelo, con respecto a su profundidad.

En los primeros 3 metros de profundidad se observa que la temperatura del subsuelo varía en función de las diferentes condiciones climáticas presentes a lo largo del año.

Se puede observar que después de los 6 metros de profundidad el comportamiento de la temperatura interna del subsuelo es constante durante el transcurso del año, al no presentar variaciones provocadas debido a las fluctuaciones de la temperatura registradas en la superficie.

De acuerdo al comportamiento que presenta la temperatura en la Gráfica número 3.3, se puede validar lo expuesto anteriormente, referente a las configuraciones geométricas horizontales en ICG, que por su cercanía a la superficie, estos se ven afectados por las fluctuaciones de la temperatura a lo largo del día y del año.

3.8 MONITOREO DE LA TEMPERATURA INTERNA DE LA TIERRA

El monitoreo de la temperatura interna de la tierra donde fue instalado el ICGH e ICGHI, fue monitoreada y registrada por medio de 7 sensores LM35 y una tarjeta de adquisición de datos (DAQ). El LM35 es un sensor de temperatura con una precisión calibrada de 1°C , tiene un rango de medición que abarca desde -55°C hasta los 150°C , Opera entre 4 y 30 volts de alimentación, la salida es lineal y tiene una sensibilidad de $10\text{ mV}/^{\circ}\text{C}$ [30].

La Figura número 3.8 muestra el sensor LM35, este sensor se conecta a una tarjeta de adquisición de datos (DAQ), la cual se muestra en la Figura número 3.9.



Figura 3.8. Sensor LM35.



Figura 3.9. Tarjeta de adquisición de datos (DAQ).

A continuación la Figura número 3.10 muestra la interfaz sensor LM35-DAQ-Ordenador, mediante el cual fue monitoreada y registrada la temperatura del subsuelo a diferentes profundidades.

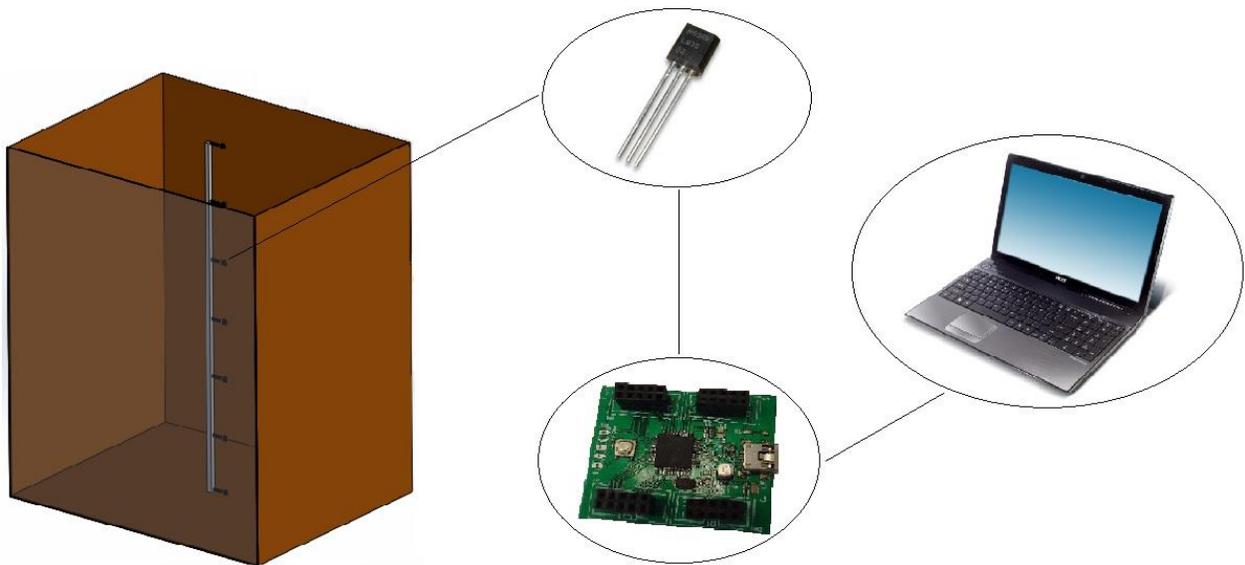


Figura 3.10. Interfaz LM35-DAQ-Ordenador.

A continuación en la Tabla número 3.5 se tabulan las temperaturas del subsuelo registradas por el sensor LM35 a diferentes profundidades monitoreadas en el mes de diciembre del año 2014.

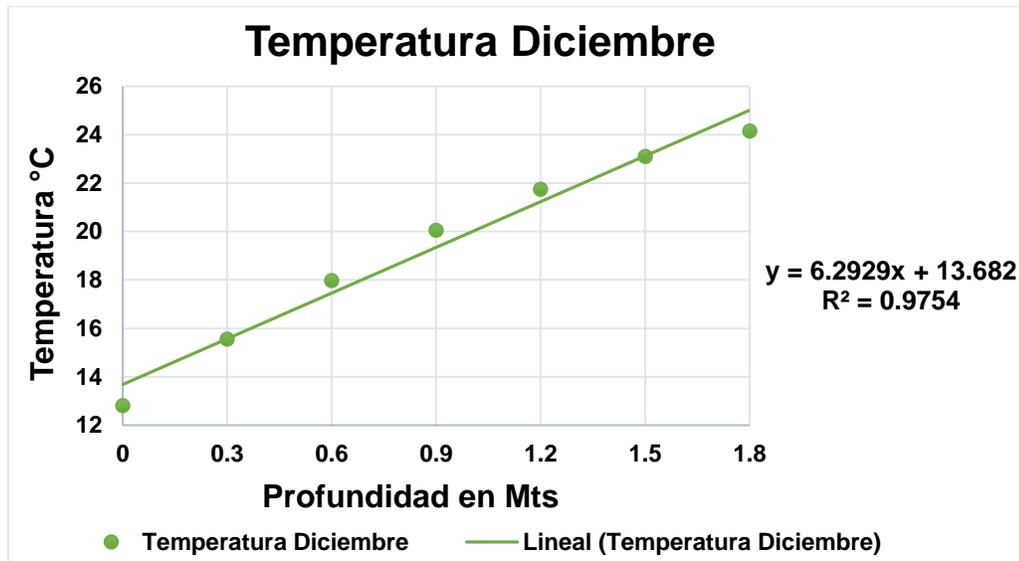
Sensor 0.0 (m) Temperatura (°C)	Sensor 0.3 (m) Temperatura (°C)	Sensor 0.6 (m) Temperatura (°C)	Sensor 0.9 (m) Temperatura (°C)	Sensor 1.2 (m) Temperatura (°C)	Sensor 1.5 (m) Temperatura (°C)	Sensor 1.8 (m) Temperatura (°C)
12.82	15.56	17.98	20.05	21.75	23.11	24.15

Tabla 3.5. Registro de las temperaturas del subsuelo mediante el sensor LM35.

3.8.1 Regresión lineal de la Temperatura del Subsuelo Mediante Mínimos Cuadrados

De acuerdo a los datos tabulados en la Tabla 3.5 correspondientes a las temperaturas internas de la tierra registradas mediante el sensor LM35, donde se instaló el ICGH e ICGHI, se les realizó un ajuste de regresión lineal por mínimos cuadrados, obteniendo así la ecuación de la recta que mejor aproxima y ajusta el comportamiento de la temperatura interna de la tierra del volumen de control de instalación del ICGH e ICGHI.

La Gráfica 3.4 muestra el ajuste de la regresión lineal referente al comportamiento de la temperatura interna del volumen de control donde fue instalado el ICGH e ICGHI.



Gráfica 3.4. Ajuste lineal de la temperatura interna del subsuelo mediante mínimos cuadrados.

La ecuación 3.7 muestra la regresión cuadrática que mejor define y ajusta al comportamiento de la temperatura interna del subsuelo correspondiente al mes de diciembre del año 2014.

$$y = 6.2929x + 13.682 \tag{3.7}$$

A continuación en la tabla 3.6 se presentan los estadísticos de la regresión lineal referentes al ajuste de la temperatura interna del subsuelo mediante mínimos cuadrados.

<i>Estadísticas de la regresión</i>	
Coeficiente de correlación múltiple	0.987621271
Coeficiente de determinación R ²	0.975395774
R ² ajustado	0.970474929
Error típico	0.709541099
Observaciones	7

Tabla 3.6. Estadísticos de la regresión lineal de la temperatura interna del subsuelo.

Aplicando la ecuación 3.7, que es la ecuación que mejor ajusta al comportamiento de la temperatura del subsuelo registrada mediante el sensor LM35, y asignando valores a **x** (profundidad), obtenemos el comportamiento de la temperatura interna del subsuelo, los cuales se tabulan en la Tabla 3.7.

Profundidad (m)	Temperatura (°C)
0.0	13.68
0.3	15.57
0.6	17.46
0.9	19.35
1.2	21.23
1.5	23.12
1.8	25.01

Tabla 3.7. Ajuste de la temperatura interna de la tierra mediante mínimos cuadrados.

3.9 MEDICIÓN DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA EN EL ICGH E ICGHI

El monitoreo de las temperaturas de entrada y salida del fluido refrigerante en el ICGH e ICGHI, fue realizado por medio de 4 sensores LM35.

El monitoreo de la temperatura de salida del fluido refrigerante con respecto al de la temperatura de entrada del mismo, es proporcional al flujo de calor transferido en el volumen de control en el que está inmerso el ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas, al igual que a la velocidad del flujo másico dentro del ICG, e inversamente proporcional a la longitud del ICG [31], tal como se muestra en la Figura número 3.11.

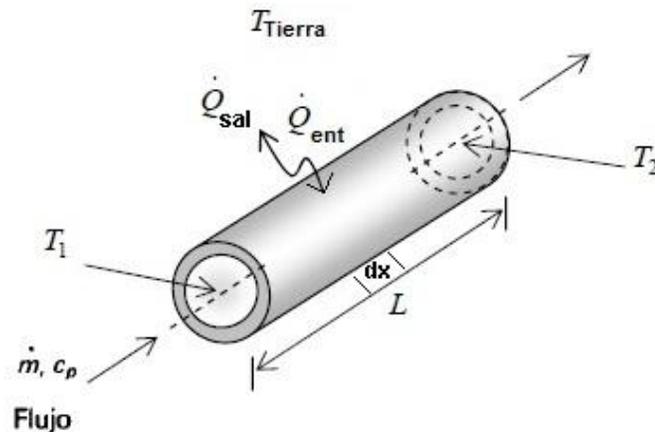


Figura 3.11. Temperatura de entrada y salida del flujo másico en el ICGH e ICGHI.

La Figura número 3.12 muestra la ubicación física del sensor LM35, esta ubicación es determinante para monitorear y registrar las temperaturas del fluido refrigerante en la entrada y salida del ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido.

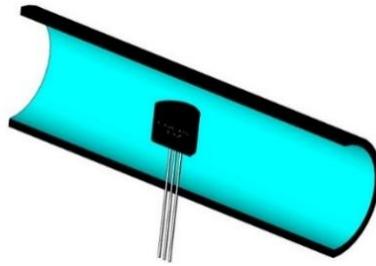


Figura 3.12. Colación del sensor LM35 en el ICGH e ICGHI.

Enfatizando en el monitoreo y registro de la temperatura del fluido de trabajo en el ICGH e ICGHI con los que se trabajó, la lectura del fluido circulante en los ICG a la entrada y salida, fue corroborada mediante un termómetro de penetración Checktemp 1, calibrado ante la entidad mexicana de acreditación (ema).

El Checktemp 1, es un termómetro de alta precisión, cuenta con una sonda de acero inoxidable, perfecto para respuestas rápidas en líquidos, aire, materiales congelados y semi-sólidos [30]. La sonda utiliza un sensor con resistencia térmica NTC de alta tecnología. La Tabla 3.8 muestra las especificaciones técnicas del termómetro Checktemp 1.

Rango de Medición	-50 a 150 °C
Resolución	0.1 °C
Precisión	+/- 0.3 °C (de -20 a 90 °C); +/- 0.5 °C (más)
Sonda	De acero inoxidable 160 mm * 3mm; de metro de cable

Tabla 1Tabla 3.8. Especificaciones técnicas del termómetro Checktemp 1.

La Figura número 3.13 muestra el termómetro de penetración Checktemp 1 utilizado en la medición y monitoreo de la temperatura de entrada y salida del fluido refrigerante en el ICGH e ICGHI.

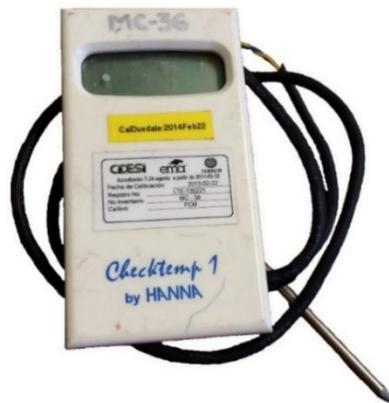


Figura 3.13. Termómetro de penetración Checktemp 1.

CAPÍTULO 4

CÁLCULO EXPERIMENTAL

4.1 RESISTENCIA TÉRMICA EN TUBERÍAS CILÍNDRICAS

La resistencia térmica de un medio depende de la configuración geométrica y de las propiedades térmicas de éste, y se define como la oposición que presenta un cuerpo al flujo calorífico [29].

Considerando una capa cilíndrica larga, como una tubería circular, de radio exterior r_2 y radio interior r_1 , conductividad térmica λ constante, una longitud infinita L y propiedades térmicas del material homogéneas e isotrópicas, donde el área cilíndrica superficial es $A = 2\pi rL$ y tomando un espesor de pared del cilindro infinitamente pequeño en consideración de su longitud L , las dos superficies de la capa cilíndrica se mantienen temperaturas constantes T_s y T_i , con la restricción de nula generación de calor.

En éste caso, la temperatura del tubo depende sólo de una dirección (dirección r , radial) y se puede expresar como $T = T(r)$.

La temperatura es independiente del ángulo azimutal o de la distancia axial. Esta situación se presenta casi en un 100% aproximadamente en la práctica en tubos cilíndricos largos y en los recipientes esféricos. Por lo tanto, la razón de la transferencia de calor hacia el tubo debe ser igual a la razón de la transferencia hacia afuera de él, por lo tanto se asume que la transferencia de calor se lleva a cabo en forma radial y en forma unidimensional, tal como se muestra en la Figura número 4.1.

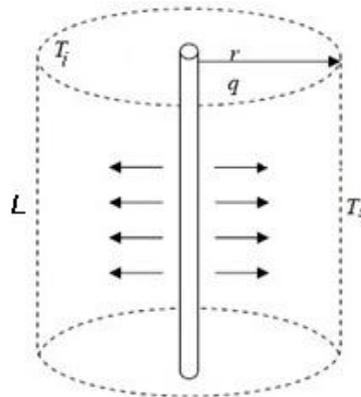


Figura 4.1. Conducción del flujo de calor en forma radial.

Tomando el área superficial del cilindro como $A = 2\pi rL$, el valor de A depende en todo momento de r , por lo tanto la transferencia de calor varía linealmente en dirección radial.

Luego: si $r = x$

Entonces: $\Delta x = \Delta r$

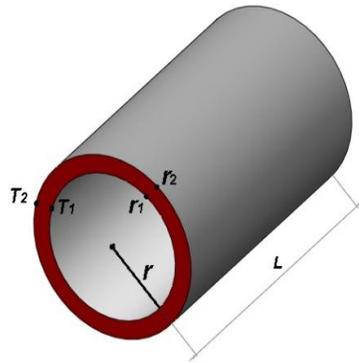


Figura 4.2. Conducción unidimensional de calor en un cilindro infinitamente largo.

Para hacer la ecuación diferencial se toma un ΔX muy pequeño, así que obtenemos:

$$dx = dr$$

Por lo tanto la ecuación de Fourier de la conducción de calor, para diferenciales de radio, para la transferencia de calor en una capa cilíndrica, se expresa por medio de la ecuación número 4.1.

$$\dot{Q}_{cond,cil} = -\lambda A \frac{dT}{dr} \quad (4.1)$$

De la ecuación número 4.1, podemos inferir que a cada diferencial de radio corresponde un diferencial de temperatura.

Tomando el área superficial del cilindro como $A = 2\pi rL$, el valor de A depende en todo momento de r , obteniendo la ecuación número 4.2, al integrar desde r_1 hasta r_2 , donde $T(r_1) = T_1$, hasta r_2 , donde $T(r_2) = T_2$, se tiene:

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}_{cond,cil}}{A} dr = - \int_{T_1}^{T_2} \lambda dT \quad (4.2)$$

Sacando constantes:

$$\frac{\dot{Q}_{cond,cil}}{\lambda 2\pi L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_1}^{T_2} dT$$

Integrando:

$$\frac{\dot{Q}_{cond,cil}}{\lambda 2\pi L} [\ln r_2 - \ln r_1] = -[T_2 - T_1]$$

Y por ley de los logaritmos:

$$\frac{\dot{Q}_{cond,cil}}{\lambda 2\pi L} \left[\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right] = [T_2 - T_1]$$

De lo anterior se obtiene que el flujo de calor en un cilindro, está dado por la ecuación número 4.3.

$$\dot{Q}_{cond,cil} = 2\pi L \lambda \frac{[T_1 - T_2]}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)} \quad (4.3)$$

Como tenemos $\dot{Q}_{cond,cil} = cte$, por lo tanto reacomodando la ecuación 4.1, se tiene la ecuación número 4.4.

$$\dot{Q}_{cond,cil} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cil}} \quad (4.4)$$

Al obtener la ecuación número 4.4 y despejar R_{cil} de esta misma ecuación, y tomar el valor de $A = 2\pi rL$, resulta la ecuación número 4.5, para una resistencia térmica en geometrías cilíndricas.

$$R_{cil} = \frac{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right)}{2\pi L \lambda} \quad (4.5)$$

Donde:

R_{cil} : Representa la resistencia cilíndrica de la tubería, en ($^{\circ}C/W$).

r_2 : Representa el radio exterior de la tubería, en (m).

r_1 : Representa el radio interior de la tubería, en (m).

L : Representa la longitud de la tubería, en (m).

λ : Representa la conductividad térmica de la tubería, en ($W/m \cdot ^{\circ}C$).

Tomando una tubería de PE4710, aplicamos la ecuación número 4.5, para obtener el valor de la resistencia térmica de la tubería. En la Tabla 4.1 se presentan las dimensiones físicas de la tubería PE4710, para la construcción del ICGH e ICGHI [35].

Dimensiones	Tubería
Diámetro exterior (mm)	21.0
Diámetro interior (mm)	17
Espesor de pared (mm)	2.0

Tabla 4.1. Diámetro de la tubería PE4710 para la construcción del ICGH e ICGHI.

Aplicando la ecuación número 4.5 para la tubería de polietileno de alta densidad, y estimando valores arbitrarios de la longitud de la tubería, se obtienen los valores de la resistencia térmica del ICG, los cuales se tabulan en la Tabla número 4.2.

Longitud de la tubería (m)	Radio exterior de la tubería (m)	Radio interior de la tubería (m)	Conductividad térmica (λ) ($W/m \cdot ^\circ C$)	Resistencia térmica ($^\circ C/W$)
14.0	0.0105	0.0085	0.4650	0.005166
15.0	0.0105	0.0085	0.4650	0.004821
15.5	0.0105	0.0085	0.4650	0.004666
15.7	0.0105	0.0085	0.4650	0.004606
15.75	0.0105	0.0085	0.4650	0.004592
15.8	0.0105	0.0085	0.4650	0.004577

Tabla 4.2. Resistencia térmica en las tuberías del ICGH e ICGHI.

4.2 ECUACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DE LA TUBERÍA Y RESISTENCIA TÉRMICA DEL SUELO, DE ACUERDO A KWANG HO LEE & RICHARD K. STRAND, (2006)

De acuerdo a Kwang Ho Lee & Richard K. Strand, (2006), en su trabajo titulado “El potencial de calentamiento y enfriamiento de la tierra en un sistema de tuberías en edificios” [36], obtuvieron la ecuación número 4.6 para la resistencia térmica en tuberías enterradas y la ecuación número 4.7 para la determinación de la resistencia térmica de la tierra.

$$R_p = \frac{1}{2\pi L \lambda_{tubería}} \ln \frac{r_1 + r_2}{r_1} \quad (4.6)$$

Donde:

R_p : Representa la resistencia térmica de la tubería, en ($^\circ C/W$).

L : Representa la longitud de la tubería, en (m).

$\lambda_{tubería}$: Representa la conductividad térmica de la tubería, en ($W/m \cdot ^\circ C$).

r_1 : Representa el radio interno de la tubería, en (m).

r_2 : Representa el espesor de la pared de la tubería, en (m).

La determinación de la resistencia térmica del suelo a diferentes profundidades, está regida por la ecuación número 4.7.

$$R_S = \frac{1}{2\pi L \lambda_{suelo}} \ln \frac{r_1+r_2+r_3}{r_1+r_2} \quad (4.7)$$

Donde:

R_S : Representa la resistencia térmica de la tierra, en ($^\circ C/W$).

L : Representa la longitud de la tubería, en (m).

λ_{suelo} : Representa la conductividad térmica de la tierra, en ($W/m \cdot ^\circ C$).

r_1 : Representa el radio interno de la tubería, en (m).

r_2 : Representa el espesor de la tubería, en (m).

r_3 : Representa la distancia entre la superficie exterior de la tubería y la superficie del terreno, en (m).

4.2.1 Resistencia Térmica de la Tubería del ICGH e ICGHI

Asignando valores arbitrarios a la longitud de la tubería de PE4710 y aplicando la ecuación número 4.6, se obtienen los valores de la resistencia térmica de la tubería del ICG, los cuales se tabulan en la Tabla número 4.3.

Longitud de la tubería (m)	Radio interno (m)	Espesor (m)	Conductividad térmica ($W/m \cdot ^\circ C$)	Resistencia térmica de la tubería ($^\circ C/W$)
14.0	0.0085	0.002	0.4650	0.005166
15.0	0.0085	0.002	0.4650	0.004821
15.5	0.0085	0.002	0.4650	0.004666
15.7	0.0085	0.002	0.4650	0.004606
15.75	0.0085	0.002	0.4650	0.004592
15.8	0.0085	0.002	0.4650	0.004577

Tabla 4.3. Resistencia térmica del ICGH e ICGHI.

Obteniendo resultados similares para la resistencia térmica de la tubería, al aplicar las ecuaciones número 4.5 y 4.6.

4.2.2 Resistencia Térmica de la Arcilla Roja o Alfarera

Aplicando la ecuación número 4.7 y asignando valores a $r_3 = 1.275 \text{ m}$, obtenemos los valores de la resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera a una profundidad de 1.275 m , los cuales se tabulan en la Tabla número 4.4.

Longitud de la tubería (m)	Resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera ($^{\circ}\text{C}/W$)
14.0	0.1175
15.0	0.1097
15.5	0.1061
15.7	0.1048
15.75	0.1044
15.8	0.1041

Tabla 4.4. Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3 = 1.275 \text{ m}$.

Aplicando la ecuación número 4.7 y asignando valores a $r_3 = 1.675 \text{ m}$, obtenemos los valores de la resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera, a una profundidad de 1.675 m , los cuales se tabulan en la Tabla número 4.5.

Longitud de la tubería (m)	Resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera ($^{\circ}\text{C}/W$)
14.0	0.1241
15.0	0.1158
15.5	0.1121
15.7	0.1107
15.75	0.1103
15.8	0.1100

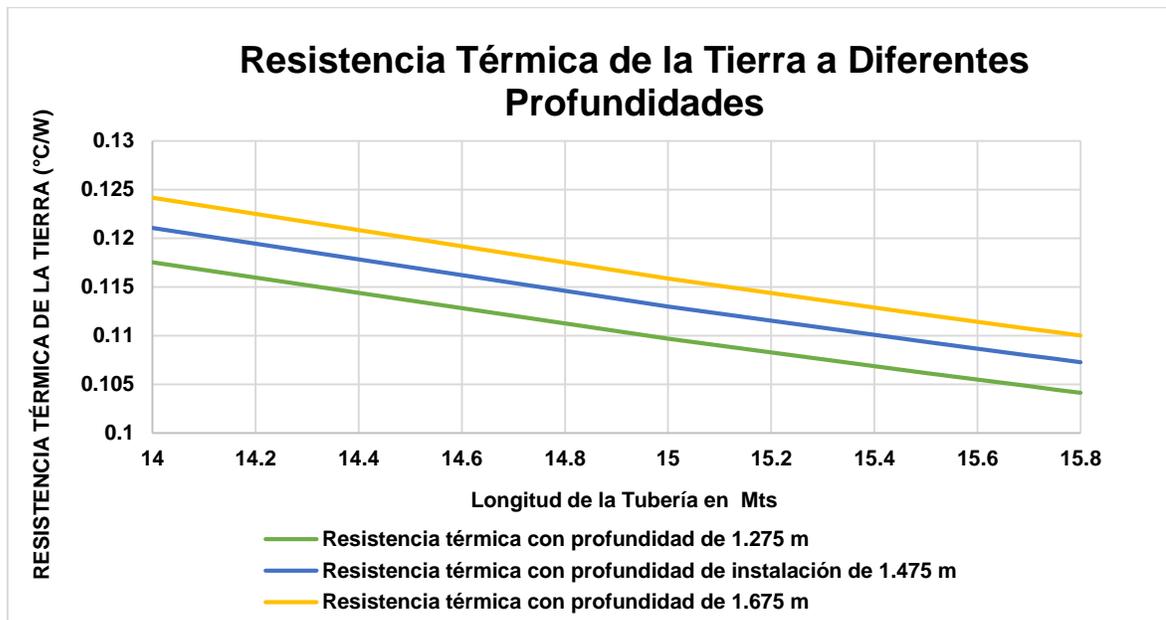
Tabla 4.5. Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3 = 1.675 \text{ m}$.

La Tabla número 4.6 muestra los valores tabulados de R_s , a una profundidad= 1.475 m .

Longitud de la tubería (m)	Resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera ($^{\circ}\text{C}/W$)
14.0	0.1210
15.0	0.1131
15.5	0.1093
15.7	0.1079
15.75	0.1076
15.8	0.1072

Tabla 4.6. Resistencia térmica del suelo (arcilla roja o alfarera) con $r_3 = 1.475 \text{ m}$.

La Gráfica número 4.1 muestra los valores de la resistencia térmica de la arcilla roja o alfarera a diferentes profundidades, sobre las cuales será instalado el intercambiador de calor geotérmico en sus dos diferentes configuraciones geométricas.



Gráfica 4.1. Resistencia térmica del subsuelo a diferentes profundidades de instalación del ICGH e ICGHI.

4.3 ECUACIONES DE FLUJOS EN DUCTOS

La cantidad de fluido que pasa por una sección transversal de la tubería por unidad de tiempo, puede expresarse por medio de tres variables diferentes [37].

Q : Flujo volumétrico, es el volumen de fluido que circula por una sección transversal de la tubería por unidad de tiempo.

W : Flujo en peso, es el peso del fluido que circula en una sección transversal de la tubería por unidad de tiempo.

\dot{m} : Flujo másico, es la masa de fluido que circula en una sección transversal de la tubería por unidad de tiempo.

El flujo volumétrico Q se calcula mediante la ecuación número 4.8.

$$Q = A * V_{media} \tag{4.8}$$

Donde:

Q : Representa el flujo volumétrico del fluido, en (m^3/seg) .

A : Área de la sección transversal de la tubería, en (m^2) .

V_{media} : Velocidad promedio del flujo del fluido dentro de la tubería, en (m/seg) .

El flujo en peso se relaciona con Q , por medio de la ecuación número 4.9.

$$W = \gamma Q \quad (4.9)$$

Donde:

W : Representa el peso del fluido, en (N/m^3) .

γ : Peso específico del fluido en (N/m^3) .

Q : Flujo volumétrico del fluido en (m^3/seg) .

El flujo másico \dot{m} , se relaciona con Q , por medio de la ecuación número 4.10.

$$\dot{m} = \rho * V_{media} * A = \rho * Q \quad (4.10)$$

Donde:

\dot{m} : Representa el flujo másico del fluido, en (Kg/seg) .

ρ : Representa la densidad del fluido, en (Kg/m^3) .

V_{media} : Representa la velocidad media del fluido dentro de la tubería, en (m/seg) .

A : Representa el área de la sección transversal de la tubería, en (m^2) .

Q : Representa el flujo volumétrico del fluido, en (m^3/seg) .

Se usan valores promedio de la velocidad y temperatura en cada una de las áreas transversales de la tubería del ICG (flujo unidimensional).

Se plantean las ecuaciones de conservación de masa y conservación de la energía en la dirección Y (radial; flujo unidimensional).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad \text{Conservación de masa} \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial(\rho H)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v H)}{\partial y} = \frac{q_w L}{s} \quad \text{Conservación de la energía} \quad (4.12)$$

4.4 PROPIEDADES FÍSICAS DE LA MEZCLA 20% METANOL + 80% AGUA EN CONDICIONES NORMALES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA

El fluido normalmente utilizado en los ICG, es la mezcla de 80% de H_2O mas un 20% de metanol CH_3OH , conocido como agua glicolada, de acuerdo a las normas vigentes de climatización en BCG. La Tabla 4.7 muestra las propiedades termofísicas de la mezcla 80% agua + 20% metanol, a 5 °C [38].

Propiedad	Valor
Densidad (ρ)	808 Kg/m^3
Conductividad térmica (λ)	0.206 $W/m \cdot ^\circ C$
Calor específico (Cp)	2423 $J/Kg \cdot ^\circ C$
Difusividad térmica (α)	0.000000105 m^2/seg
Viscosidad dinámica (μ)	0.000717 $Kg/m \cdot seg$

Tabla 4.7. Propiedades termofísicas de la mezcla 80% agua + 20% metanol, a 5 °C.

4.5 REFRIGERANTE UTILIZADO EN EL ICGH E ICGHI

Para este caso en particular se utilizó agua como fluido refrigerante en las pruebas realizadas a baja temperatura (7.4 °C) y a alta temperatura (60.4 °C). La Tabla número 4.8 y 4.9 muestran las propiedades termofísicas del agua a una temperatura de 7.4 °C y 60.4 °C [39].

Propiedad	Valor
Densidad (ρ)	999.75 Kg/m^3
Conductividad térmica (λ)	0.575 $W/m \cdot ^\circ C$
Calor específico (Cp)	4199.5 $J/Kg \cdot ^\circ C$
Difusividad térmica (α)	0.0000001369 m^2/seg
Viscosidad dinámica (μ)	0.001413 $Kg/m \cdot seg$

Tabla 4.8. Propiedades termofísicas del agua a 5 °C.

Propiedad	Valor
Densidad (ρ)	983.13 Kg/m^3
Conductividad térmica (λ)	0.654 $\text{W}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C}$
Calor específico (Cp)	4185 $\text{J}/\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}$
Viscosidad dinámica (μ)	0.000467 $\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{seg}$
Difusividad térmica (α)	0.0000001589 m^2/seg

Tabla 4.9. Propiedades termofísicas del agua a 60.4 °C.

4.6 VISCOSIDAD CINEMÁTICA DE UN FLUIDO

La ecuación número 4.13 muestra la viscosidad cinemática de un fluido, que es el cociente de la viscosidad dinámica del fluido, entre la densidad del mismo.

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (4.13)$$

Donde:

v : Representa la viscosidad cinemática del fluido, en (m^2/seg).

μ : Representa la viscosidad dinámica del fluido, en ($\text{Kg}/\text{m} \cdot \text{seg}$).

ρ : Representa la densidad del fluido, en (Kg/m^3).

4.6.1 Viscosidad Cinemática del Agua a 7.4 °C

De acuerdo a la ecuación 4.13, obtenemos el valor de la viscosidad cinemática del fluido refrigerante, agua a 7.4°C, en la entrada del ICG en ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido.

$$v = \frac{0.001413 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}}{999.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 1.413 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$$

4.6.2 Viscosidad Cinemática del Agua a 60.4 °C

De acuerdo a la ecuación 4.13, obtenemos el valor de la viscosidad cinemática del fluido refrigerante, agua a 60.4°C, en la entrada del ICG en ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido.

$$v = \frac{0.000467 \frac{kg}{m \cdot seg}}{983.13 \frac{kg}{m^3}} = 4.750 * 10^{-7} \frac{m^2}{seg}$$

4.7 ECUACIÓN PARA EL CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL ICG EN MODO DE REFRIGERACIÓN

De acuerdo a la American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, ASHRAE, 1994 [6], propone la siguiente ecuación para el cálculo de la longitud de ICGH para refrigeración, la longitud total del ICG se anuncia en la ecuación número 4.14.

$$L_{cool} = q_{cool} \left[\frac{\frac{(COP_c + 1)}{COP_c} (R_p + R_s F_c)}{T_{ewt,máx} - T_{g,máx}} \right] \quad (4.14)$$

Donde:

L_{cool} : Representa la longitud total del ICG, en (m).

q_{cool} : Representa la carga de refrigeración de diseño, en (W).

COP_c : Representa el coeficiente de rendimiento de refrigeración.

R_p : Representa la resistencia térmica de la tubería, en ($^{\circ}C/W$).

R_s : Representa la resistencia térmica del suelo, en ($^{\circ}C/W$).

F_c : Representa el factor de carga parcial de funcionamiento para refrigeración de la BCG.

$T_{ewt,máx}$: Representa la máxima temperatura de entrada del agua a la BCG, en ($^{\circ}C$).

$T_{g,máx}$: Representa la máxima temperatura del suelo no perturbado, en ($^{\circ}C$).

4.8 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

La carga térmica se define como un fenómeno que tiende a modificar tanto la temperatura como la humedad absoluta en un local o espacio cerrado, es la potencia de refrigeración o calefacción que requiere un local en un instante dado, en el que en dicho instante hay que suministrarle o evacuarle calor, para mantener ciertas condiciones de confort en su interior [35].

La carga térmica total se anuncia en la ecuación número 4.15.

$$Q_r = Q_s + Q_l \quad (4.15)$$

Donde:

Q_r : Representa la carga térmica total, en (W).

Q_s : Representa la carga térmica sensible, en (W).

Q_l : Representa la carga térmica latente, en (W).

Para el ICGH y para el ICGHI que se diseñó, se delimitó un local a climatizar, para evacuarle o suministrarle calor en determinado instante dado, la figura número 4.3 muestra este local a climatizar.

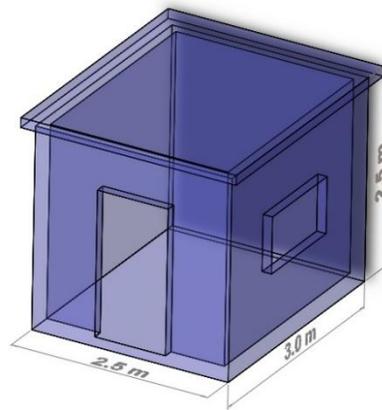


Figura 4.3. Local a climatizar mediante el ICGH e ICGHI.

4.8.1 Carga Térmica Sensible (Q_s)

La carga térmica sensible se anuncia en la ecuación número 4.16, la cual se presenta a continuación.

$$Q_s = Q_{sr} + Q_{str} + Q_{st} + Q_{si} + Q_{sai} + Q_{sp} + Q_{se} \quad (4.16)$$

Donde:

Q_s : Representa la carga térmica latente total, en (W).

Q_{sr} : Carga térmica sensible debida a la radiación solar a través de superficies acristaladas, en (W).

Q_{str} : Carga térmica sensible debida a la transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores, en (W).

Q_{st} : Carga térmica sensible debida a la transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores, en (W).

Q_{si} : Carga térmica sensible generada por infiltración de aire exterior, en (W).

Q_{sai} : Carga térmica sensible generada por aportaciones internas, en (W).

Q_{sp} : Carga térmica sensible generada por personas en el interior del local, en (W).

Q_{se} : Carga térmica sensible generada por aparatos eléctricos, en (W).

Aplicando la ecuación número 4.16, obtenemos.

$$Q_S = 899.90 W + 98.89 W + 207.18 W + 25.0 W + 127.84 W + 160.0 W$$

$$Q_S = 1518.81 W$$

4.8.2 Carga Térmica Latente (Q_I)

La carga térmica sensible se anuncia en la ecuación número 4.17, la cual se muestra a continuación.

$$Q_I = Q_{li} + Q_{lp} \tag{4.17}$$

Donde:

Q_I : Representa la carga térmica latente, en (W).

Q_{li} : Carga térmica latente generada por infiltraciones de aire exterior, en (W).

Q_{lp} : Carga térmica latente generada por la ocupación del local, en (W).

Aplicando la ecuación número 4.17, obtenemos.

$$Q_I = 1849.65 W + 58.11 W$$

$$Q_I = 1907.76 \text{ W}$$

Aplicando la ecuación número 4.15, obtenemos la carga térmica total.

$$Q_r = 1518.81 \text{ W} + 1907.76 \text{ W}$$

$$Q_r = 3426.57 \text{ W}$$

4.9 COEFICIENTE DE RENDIMIENTO DEL EQUIPO DE ENFRIAMIENTO

El coeficiente de rendimiento COP_c está regido por la ecuación número 4.18, esta ecuación muestra cociente de la temperatura del foco frío (T_f), entre la diferencia de la temperatura del foco caliente (T_c), menos la temperatura del foco frío (T_f).

$$COP_c = \frac{T_f}{(T_c - T_f)} \quad (4.18)$$

Para este caso en particular se tomó el coeficiente de rendimiento de una BCG modelo VWS 63/2, donde su coeficiente de rendimiento tiene un valor igual a 4.7.

4.10 FACTOR DE FUNCIONAMIENTO DE LA BCG

El Factor de carga parcial de funcionamiento para refrigeración de una BCG, está determinado por las horas de uso de la BCG, entre las horas de uso mensual de la BCG a plena carga en la edificación a climatizar, la ecuación número 4.19 presenta el factor de funcionamiento de la BCG.

$$F_C = \frac{\text{Horas de funcionamiento}}{\text{Horas de uso mensual a plena carga en la edificación}} \quad (4.19)$$

Para el desarrollo de este trabajo de investigación se tomaron 100 horas de funcionamiento de la BCG, mientras que para el número de horas de funcionamiento a plena carga se tomaron un número de horas igual 120, aplicando la ecuación número 4.24, obtenemos un $F_C = 0.83$

Para este caso en particular tomando una BCG modelo VWS 63/2, dicho modelo tiene una temperatura máxima de agua de $T_{ewt,máx} = 44.5 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que el suelo en el que

será instalado el ICG para la BCG se encuentra a una temperatura $T_{g,máx} = 19.61$ °C, de acuerdo al modelo analítico desarrollado por (Kusuda & Achenbach, 1965) [29].

La resistencia térmica de la tubería del ICG en sus dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido y la resistencia térmica de la tierra previamente calculada y, una vez conociendo el resto de las variables que conforman la ecuación 4.14, se procede a calcular la longitud del ICG. Para este caso en particular se conocían todas las variables que conforman la ecuación número 4.14, partiendo del valor de $q_{COOL} = 3426.57$ W , previamente calculado, se asignan valores arbitrarios al valor de la longitud del ICG, hasta converger con el valor correspondiente a $q_{COOL} = 3426.57$ W, obteniendo así:

$$3426.57 \text{ W} = \frac{15.75}{\left[\frac{\frac{4.7 + 1}{4.7} (0.004577 + 0.10728 * 0.83)}{44.5 - 19.76} \right]} = 3428.1 \text{ W}$$

Obteniendo así:

$$3426.57 \approx 3428.1$$

Por lo tanto se asume que la longitud requerida para la instalación del ICG que logrará satisfacer desalojar una carga térmica en el edificio igual a **3426.57 W**, tendrá una longitud aproximada de:

$$L = 15.80 \text{ m}$$

4.11 CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA EVANS PARA EL ICGH E ICGHI

El fluido refrigerante que circulara por el interior del ICGH y por el ICGHI, será suministrado por una bomba EVANS (Circulating Pump), la Tabla número 4.10 muestra sus especificaciones técnicas.

Parámetro	Valor
Potencia Eléctrica Nominal	65 W
Voltaje	115 Volt
Corriente	115 Volt
Frecuencia	60 Hz
Potencia Nominal de la Bomba	1/50 HP
RPM del Motor	3450 RPM
Caudal Optimo desplazado	0.6941 litros/seg

Tabla 4.10. Especificaciones técnicas de la Bomba EVANS.

Las Figuras número 4.4 y 4.5 muestran las dimensiones físicas de la bomba EVANS que moverá el fluido refrigerante por el interior del ICGH e ICGHI, la Figura número 4.6 muestra físicamente la bomba EVANS utilizada en las pruebas experimentales.

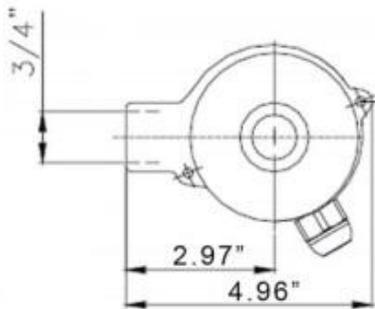


Figura 4.4. Vista superior de la bomba EVANS.

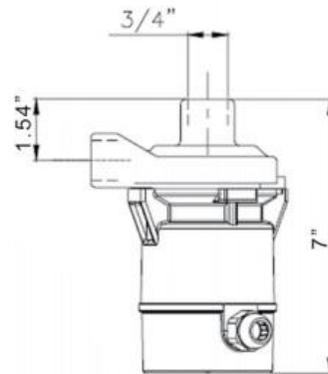


Figura 4.5. Vista lateral de la bomba EVANS.



Figura 4.6. Bomba EVANS utilizada en las pruebas del ICGH e ICGHI.

4.12 CAUDAL CIRCULANTE EN EL ICGH E ICGHI

Se realizaron pruebas del caudal de agua circulante por unidad de tiempo en el interior del ICGH e ICGHI, de las que se obtuvieron los siguientes resultados:

$$Q_{hibrido} = 7.8 \frac{\text{litros}}{30 \text{ seg}} \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hra}} \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ litros}} = 0.936 \frac{\text{m}^3}{\text{hra}}$$

$$Q_{horizontal} = 8.05 \frac{\text{litros}}{30 \text{ seg}} \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hra}} \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ litros}} = 0.966 \frac{\text{m}^3}{\text{hra}}$$

4.13 VELOCIDAD DEL FLUIDO

La velocidad de un fluido que circula dentro de una tubería cilíndrica de sección transversal constante, está regida por la ecuación número 4.20.

$$V_{media} = \frac{Q}{A} \quad (4.20)$$

Donde:

V_{media} : Representa la velocidad media del fluido dentro de la tubería, en (m/seg).

Q : Representa el flujo volumétrico de fluido, en (m^3/seg).

A : Representa el área de la sección transversal de la tubería en cualquier punto de la misma, en (m^2).

Aplicando la ecuación 4.20 correspondiente a la velocidad media del flujo de fluido en una tubería cilíndrica de sección transversal constante, obtenemos la distribución de las velocidades medias del fluido en el interior del ICGH e ICGHI.

$$V_{media,hibrido} = \frac{0.936 \frac{\text{m}^3}{\text{hra}}}{0.0002269 \text{ m}^2} = 4125.16 \frac{\text{m}}{\text{hra}} = 1.145 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

$$V_{media,horizontal} = \frac{0.966 \frac{\text{m}^3}{\text{hra}}}{0.0002269 \text{ m}^2} = 4257.38 \frac{\text{m}}{\text{hra}} = 1.182 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

4.14 CLASIFICACIÓN DE FLUJOS EN TUBERÍAS CILÍNDRICAS

En condiciones prácticas un fluido que circula dentro de una tubería se denota como flujo en régimen laminar, para número de Reynolds menores a **2300 (Re<2300)**, y en condiciones de número de Reynolds mayores a **10000 (Re>10000)**, el fluido es denotado como flujo en régimen turbulento y cuando el número de Reynolds del fluido oscila entre **2300 y 10000 (2300<Re<10000)**, el fluido es denotado como flujo en transición [40].

4.15 NÚMERO DE REYNOLDS EN EL ICGH E ICGHI

El número de Reynolds es un parámetro importante cuando se analiza un flujo compresible, el cual en cualquier punto de la tubería puede ser descrito por medio de la ecuación número 4.21.

$$Re = \frac{V_{media} * D}{\nu} = \frac{\rho * V_{media} * D}{\mu} \quad (4.21)$$

Donde:

V_{media} : Representa la velocidad media del fluido dentro de la tubería, en (m/seg).

D : Representa el diámetro de la tubería, en (m).

ν : Representa la viscosidad cinemática del fluido circulante dentro de la tubería, en (m²/seg).

μ : Representa la viscosidad dinámica del fluido, en (Kg/m · seg).

4.15.1 Número de Reynolds a 7.4 ° C en el ICGH e ICGHI

Aplicando la ecuación número 4.21, obtenemos el número de Reynolds para el fluido a baja temperatura (7.4 °C), que circula por el interior de ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido. La Tabla número 4.11 muestra los datos tabulados para el número de Reynolds.

Intercambiador de Calor Geotérmico	Número de Reynolds
ICGH	$Re_{horizontal} = 14220.80$
ICGHI	$Re_{hibrido} = 13775.65$

Tabla 4.11. Número de Reynolds del fluido refrigerante a una temperatura de 7.4 °C.

Entrando ambos fluidos en la clasificación de flujo en régimen turbulento completamente desarrollado para ambas configuraciones geométricas, lo que conlleva a favorecer el traspaso de energía térmica entre el fluido que circula en el interior de la tubería y la pared interna de la misma.

4.15.2 Número de Reynolds a 60.4 ° C en el ICGH e ICGHI

Aplicando la ecuación número 4.21, obtenemos el número de Reynolds del fluido a alta temperatura (60.4 °C), que circula por el interior de ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido. La Tabla número 4.12 muestra los datos tabulados para el número de Reynolds.

Intercambiador de Calor Geotérmico	Número de Reynolds
ICGH	$Re_{horizontal} = 42303.15$
ICGHI	$Re_{hibrido} = 40978.94$

Tabla 4.12. Número de Reynolds del fluido refrigerante a una temperatura de 60.4 °C.

Entrando ambos fluidos en la clasificación de flujo en régimen turbulento completamente desarrollado para ambas configuraciones geométricas, lo que conlleva a favorecer el traspaso de energía térmica entre el fluido que circula en el interior de la tubería y la pared interna de la misma.

4.16 NÚMERO DE PRANDTL (Pr) EN EL ICGH E ICGHI

El Número de Prandtl (Pr), es un número adimensional proporcional al cociente de la difusividad de momento (viscosidad), entre la difusividad térmica [36]. El cual se anuncia en la ecuación número 4.22.

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (4.22)$$

4.16.1 Número de Prandtl en el ICGH e ICGHI a 7.4 ° C

Aplicando los valores de las propiedades termofísicas del agua a 7.4 °C descritas en la tabla número 4.8, y aplicando la ecuación número 4.22, obtenemos el número de Prandtl a una temperatura de 7.4 °C para ambas configuraciones geométricas, horizontal e

híbrido, la Tabla número 4.13 muestra los datos tabulados referentes al número de Prandtl.

Número de Prandtl (Horizontal)	Número de Prandtl (Híbrido)
10.32	10.32

Tabla 4.13. Número de Prandtl para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.

4.16.2 Número de Prandtl en el ICGH e ICGHI a 60.4 ° C

Aplicando los valores de las propiedades físicas del agua a 60.4 °C descritas en la tabla número 4.9, al aplicar la ecuación número 4.22, obtenemos el número de Prandtl a una temperatura de 60.4 °C para ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido, la Tabla número 4.14 muestra los datos tabulados referentes al número de Prandtl.

Número de Prandtl (Horizontal)	Número de Prandtl (Híbrido)
2.98	2.98

Tabla 4.14. Número de Prandtl para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.

4.17 ECUACIÓN DE LA CORRELACIÓN DE PETHUKOV & KIRILOV

La ecuación de la correlación de Pethukov & Kirilov está regida bajo las siguientes consideraciones de utilización [21].

- Para el 5 % de precisión

$$\begin{cases} 0.5 \leq Pr \leq 10^6 \\ 4000 \leq Re \leq 5^6 \end{cases}$$

- Para el 6 % de precisión

$$\{0.5 \leq Pr \leq 200\}$$

- Para el 10 % de precisión

$$\{200 \leq Pr \leq 2000\}$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) Re * Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (4.23)$$

Donde:

Nu : Representa el número de Nusselt del fluido en el ICG.

$$f = (1.58 \ln R_e - 3.28)^{-2}.$$

R_e : Representa el número de Reynolds del fluido en el ICG.

Pr : Representa el número de Prandtl del fluido en el ICG.

4.17.1 Número de Nuselt (Nu) del ICGH e ICGHI a 7.4 ° C

Aplicando la correlación Pethukov & Kirilov [21], se calcula el número de Nuselt por medio de la ecuación número 4.23, para el ICGH e ICGHI, a una temperatura igual a 7.4 °C, la Tabla número 4.15 muestra el número de Nuselt para ambas configuraciones geométricas.

Número de Nuselt (Horizontal)	Número de Nuselt (Híbrido)
93.10	90.18

Tabla 4.15. Número de Nuselt para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.

4.17.2 Número de Nuselt (Nu) del ICGH e ICGHI a 60.4 ° C

Aplicando la correlación Pethukov & Kirilov [21], se calcula el número de Nuselt por medio de la ecuación número 4.23, para ambas configuraciones geométricas del ICG, horizontal e híbrido, a una temperatura igual a 60.4 °C. La Tabla número 4.16 muestra el número de Nuselt para ambas configuraciones geométricas.

Número de Nuselt (Horizontal)	Número de Nuselt (Híbrido)
151.004	146.27

Tabla 4.16. Número de Nuselt para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.

4.18 COEFICIENTE DE CONVECCIÓN EN EL ICG

El coeficiente de convección descrito en el capítulo 2, es calculado a partir de la ecuación número 4.24.

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} \tag{4.24}$$

$$\therefore h = \frac{Nu\lambda}{D}$$

Donde:

h : Representa el coeficiente de calor por convección, en $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$.

Nu : Representa el número de Nuselt.

λ : Representa la conductividad térmica, en $(W/m \cdot ^\circ C)$.

D : Representa el diámetro de la tubería, en (m) .

4.18.1 Coeficiente de Convección en el ICGH e ICGHI a 7.4 ° C

El coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI, a una temperatura igual a 7.4 °C, se calcula despejando la variable h de la ecuación número 4.24. En la Tabla número 4.17 se tabulan los coeficientes de convección para el ICGH e ICGHI.

Coeficiente de Convección (Horizontal)	Coeficiente de Convección (Híbrido)
3148.97 $W/m^2 \cdot ^\circ C$	3050.20 $W/m^2 \cdot ^\circ C$

Tabla 4.17. Coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI a 7.4 °C.

4.18.2 Coeficiente de Convección en el ICGH e ICGHI a 60.4 ° C

El coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI, a una temperatura igual a 60.4 °C, se calcula despejando la variable h de la ecuación número 4.24. En la Tabla número 4.18 se tabulan los coeficientes de convección para el ICGH e ICGHI.

Coeficiente de Convección (Horizontal)	Coeficiente de Convección (Híbrido)
5809.21 $W/m^2 \cdot ^\circ C$	5627.09 $W/m^2 \cdot ^\circ C$

Tabla 4.18. Coeficiente de convección para el ICGH e ICGHI a 60.4 °C.

Entrando los cuatro coeficientes de convección del ICGH e ICGHI en la clasificación de convección forzada de acuerdo a los datos tabulados en la Tabla número 4.19, [38].

Tipo de Convección	Coeficiente de transferencia de calor h $(W/m^2 \cdot ^\circ C)$
Aire (convección natural)	5-25
Aire/vapor supercalentado (convección forzada)	20-300
Agua (convección forzada)	300-6000
Agua (en ebullición)	3000-60000
Vapor (en condensación)	6000-120000

Tabla 4.19. Valores típicos para el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Podemos inferir que para el fluido que entra al ICG en ambas configuraciones geométricas a 7.4°C y 60.4°C, su coeficiente de convección está en el rango de agua en convección forzada, tal como se muestra en la Tabla número 4.19.

4.19 ESTIMACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL ICGHI

Las pérdidas de carga que se registran a lo largo de la geometría del ICGHI son producto de los cambios en la geometría del sistema, secciones de tubería recta, codos, retornos, válvulas y accesorios [39].

4.20 PÉRDIDAS DE CARGA PRIMARIAS EN EL ICGHI

Las pérdidas de carga primarias o continuas son las que se producen por el rozamiento existente entre el fluido y las paredes de las tuberías y por el rozamiento de capas de fluido con otras (régimen laminar) o bien por el choque de las partículas de fluido entre sí (régimen turbulento). Las pérdidas de carga primarias tienen lugar en flujos uniformes, por lo tanto, estas se producen principalmente en los tramos rectos de la tubería de sección transversal constante [39].

La ecuación de Darcy-Weisbach, demuestra que las pérdidas de carga son directamente proporcional al cuadrado de la velocidad media del fluido en la tubería y a la longitud de la misma e inversamente proporcional al diámetro de la tubería [39], las pérdidas de carga primarias se anuncian en la ecuación número 4.25.

$$H_{rp} = f_T \frac{L}{D} \frac{V_{media}^2}{2g} \quad (4.25)$$

Donde:

H_{rp} : Representa las pérdidas de carga primarias en la tubería, en (m).

f_T : Representa el factor de fricción.

L : Representa la longitud recta de la tubería, en (m).

D : Representa el diámetro de la tubería, en (m).

V_{media} : Representa la velocidad media del fluido dentro de la tubería elevada al cuadrado, en (m).

g : Representa la aceleración de la gravedad, en (m^2/seg).

4.20.1 Estimación de las Pérdidas de Carga Primarias en el ICGHI

Aplicando la ecuación número 4.25 de Darcy-Weisbach, obtenemos las pérdidas de carga primarias registradas en el ICGHI, la Tabla número 4.20 muestra las pérdidas de carga primarias tabuladas.

Estimación de las pérdidas de carga primarias en el ICGHI	Unidad (metros)
H_{rp1}	0.0566
H_{rp2}	0.1855
H_{rp3}	0.4402

Tabla 4.20. Pérdidas de carga primarias en el ICGHI.

4.21 DIAGRAMA DE MOODY

El diagrama de Moody es la representación gráfica en escala doblemente logarítmica del factor de fricción en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa de una tubería [40], tal como se muestra en la Figura número 4.7.

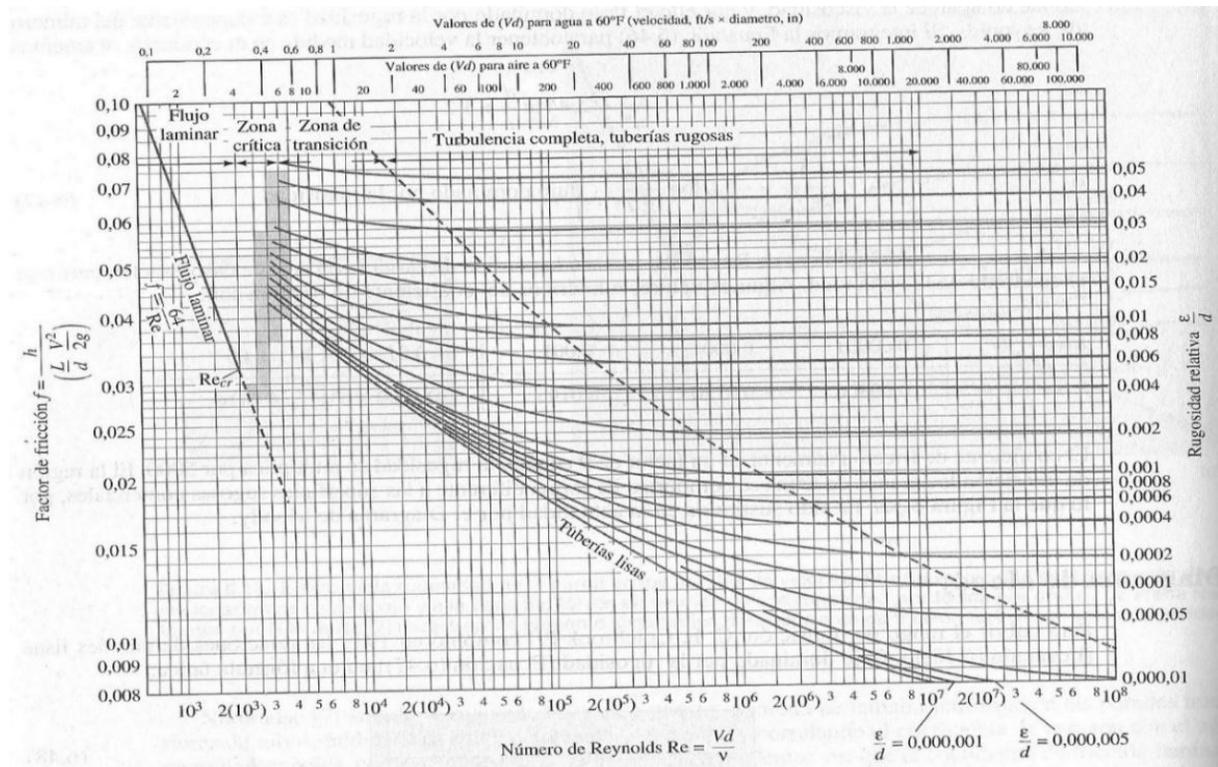


Figura 4.7. Diagrama de Moody.

El factor de fricción f_T se calcula a partir del diagrama de Moody, en función del número de Reynolds y de su rugosidad relativa (ϵ/D). El valor de la rugosidad promedio ϵ , se da en la tabla número 2.6.

$$\epsilon/D = (0.000007m)/(0.017m)$$

$$\epsilon/D = 0.0004117$$

$$\therefore f_T = 0.016$$

Aplicando las dimensiones de las secciones del ICGHI al igual que la velocidad del fluido y el valor de la aceleración de la gravedad en la ecuación número 4.25, obtenemos las pérdidas de carga registradas en las tuberías rectas del ICGHI.

4.22 PÉRDIDAS DE CARGA SECUNDARIAS EN EL ICGHI

Las pérdidas secundarias o singulares se producen en las transiciones, estrechamientos, codos, retornos, válvulas y en todos aquellos accesorios existentes en una tubería [41].

4.22.1 Pérdidas de Carga Secundarias en Retornos

De la ecuación número 4.26 se obtiene el valor del coeficiente de rugosidad del material del ICGHI.

$$K = 50f_T \quad (4.26)$$

Del diagrama de Moody obtenemos el coeficiente de rugosidad correspondiente al PE4710, el cual tiene un coeficiente de fricción de 0.016 y al aplicar la ecuación número 4.26 obtenemos:

$$K = (50)(0.016)$$

$$K = 0.8$$

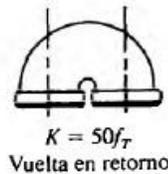


Figura 4.8. Factor de fricción en retornos del ICGHI.

Por medio de la ecuación número 4.27, para pérdidas secundarias, obtenemos las pérdidas de carga en los retornos del ICGHI.

$$h_m = K \frac{V_{media}^2}{2g} \quad (4.27)$$

Donde:

h_m : Representa las pérdidas de carga secundarias registradas en retornos, codos y accesorios en la tubería, en (m).

K : Representa el coeficiente de rugosidad del material.

V_{media}^2 : Representa la velocidad media del fluido dentro de la tubería elevada al cuadrado, en (m).

g : Representa la aceleración de la gravedad, en (m^2/seg).

La Tabla número 4.21 muestra las pérdidas de carga registradas en los retornos del ICGHI.

ICG (Configuración geométrica)	Pérdidas de carga en retornos (h_m) (metros)
ICGHI	0.5880

Tabla 4.21. Pérdidas de carga en retornos del ICGHI.

4.22.2 Pérdidas de Carga Secundarias en Codos a 90°

$$r = R_i + \frac{D_0}{2}$$

$$R_i = 189.5 \text{ mm}$$

$$D_0 = 21 \text{ mm}$$

$$D = 17 \text{ mm}$$

$$\therefore r = 189.5 \text{ mm} + \frac{21 \text{ mm}}{2}$$

$$r = 200 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{D} = \frac{200 \text{ mm}}{17 \text{ mm}} = 11.76$$

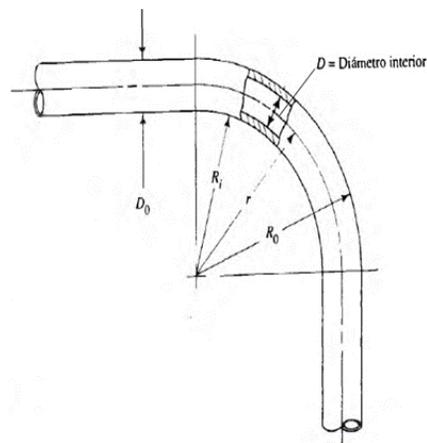


Figura 4.9. Relación radio/diámetro del ICGHI.

La Figura número 4.10 muestra el diagrama longitud equivalente/diámetro sobre radio/diámetro, del que obtuvimos una relación de longitud equivalente igual a 32.

$$\frac{L_e}{D} = 32$$

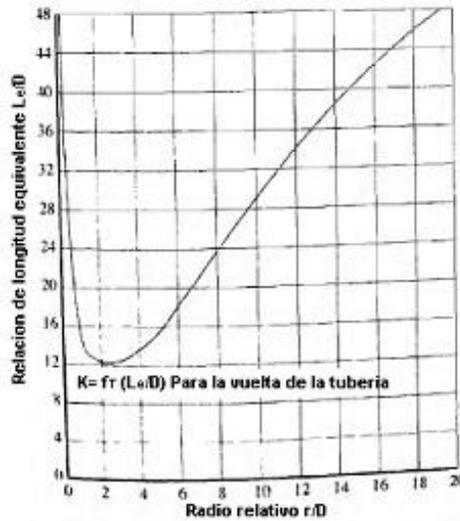


Figura 4.10. Diagrama relación $\frac{L_e/D}{r/D}$ del ICGHI.

Por medio de la ecuación número 4.28, obtenemos la resistencia K que presenta la tubería a 90° . Del diagrama de Moody obtenemos el factor de fricción, al aplicar la ecuación número 4.28, se obtiene:

$$K = f_T \left(\frac{L_e}{D} \right) \quad (4.28)$$

$$K = (0.016)(32)$$

$$K = 0.512$$

Al aplicar la ecuación número 4.29 para codos a 90° , obtenemos la pérdida de carga registrada en ese cambio de geometría de la tubería del ICGHI.

$$h_L = K \frac{V_{media}^2}{2g} \quad (4.29)$$

La Tabla número 4.22 muestra las pérdidas de carga registradas en los codos a 90° del ICGHI.

ICG (Configuración geométrica)	Pérdidas de carga en retornos (h_L) (metros)
ICGHI	0.0684

Tabla 4.22. Pérdidas de carga registradas en codos a 90° .

4.23 PÉRDIDAS DE CARGA TOTAL EN EL ICGHI

La suma total de las pérdidas de carga registradas en el sistema del ICGHI, se rige por la ecuación número 4.30.

$$H_{total} = H_{rp1} + H_{rp2} + H_{rp3} + h_m + h_L \quad (4.30)$$

Al sustituir cada una de las pérdidas del sistema en la ecuación número 4.30, obtenemos:

$$H_{total} = 0.0566 \text{ m} + 0.1855 \text{ m} + 0.4402 \text{ m} + 0.5880 \text{ m} + 0.0684 \text{ m}$$

$$H_{totales} = 1.338 \text{ mts}$$

4.24 ESTIMACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN EL ICGH

Las pérdidas de carga que se registran a lo largo de la geometría del ICGH son producto de los cambios en la geometría del sistema, secciones de tubería recta, codos, retornos, válvulas y accesorios [39].

4.25 PÉRDIDAS DE CARGA PRIMARIAS EN EL ICGH

Las pérdidas primarias tienen lugar en tramos rectos de las tuberías [39], definido anteriormente. Aplicando la ecuación número 4.25 de Darcy-Weisbach, obtenemos las pérdidas de carga registradas en tuberías rectas de sección transversal constante.

4.25.1 Estimación de Pérdidas de Carga Primarias en el ICGH

Aplicando la ecuación número 4.25 de Darcy-Weisbach, obtenemos las pérdidas de carga primarias registradas en el ICGHI, la Tabla número 4.23 muestra las pérdidas de carga primarias tabuladas.

Estimación de las pérdidas de carga primarias en el ICGHI	Unidad (metros)
H_{rp1}	0.0435
H_{rp2}	0.1876
H_{rp3}	0.2556
H_{rp4}	0.0318
H_{rp5}	0.0904

Tabla 4.23. Pérdidas de carga primarias en el ICGH.

4.26 PÉRDIDAS DE CARGA SECUNDARIAS EN EL ICGH

Las pérdidas secundarias o singulares se producen en las transiciones, estrechamientos, codos, retornos, válvulas y en todos aquellos accesorios existentes en una tubería [41].

4.26.1 Pérdidas de Carga secundarias en Retornos

Por medio de la ecuación número 4.26 obtenemos el valor del coeficiente de rugosidad del material del ICGH. Del diagrama de Moody, obtenemos el coeficiente de rugosidad, correspondiente al PE4710, el cual tiene un coeficiente de fricción de 0.016 y al aplicar la ecuación número 4.26 se obtiene:

$$K = (50)(0.016)$$

$$K = 0.8$$

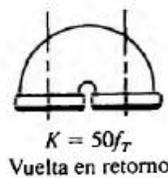


Figura 4.11. Factor de fricción en retornos del ICGH.

Por medio de la ecuación número 4.27, obtenemos las pérdidas de carga en los retornos del ICGH. La Tabla número 4.24 muestra las pérdidas de carga registradas en los retornos del ICGHI.

ICG (Configuración geométrica)	Pérdidas de carga en retornos (h_m) (metros)
ICGH	0.5696

Tabla 4.24. Pérdidas de carga en retornos del ICGHI.

4.26.2 Pérdidas de Carga Secundarias en Codos a 90°

$$r = R_i + \frac{D_0}{2}$$

$$R_i = 189.5 \text{ mm}$$

$$D_0 = 21 \text{ mm}$$

$$D = 17 \text{ mm}$$

$$\therefore r = 189.5 \text{ mm} + \frac{21.0 \text{ mm}}{2}$$

$$r = 200 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{D} = \frac{200 \text{ mm}}{17 \text{ mm}} = 11.76$$

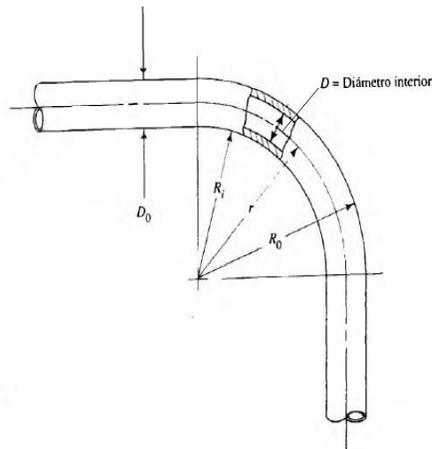


Figura 4.12. Relación radio/diámetro del ICGH.

La Figura número 4.13 muestra el diagrama longitud equivalente/diámetro sobre radio /diámetro, del que obtuvimos una relación de longitud equivalente igual a 32.

$$\frac{L_e}{D} = 32$$

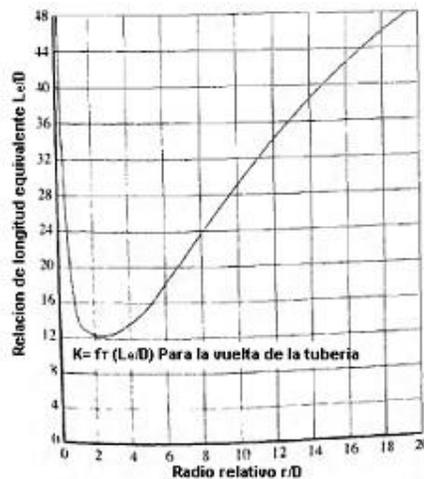


Figura 4.13. Diagrama relación $\frac{L_e/D}{r/D}$ del ICGH.

Por medio de la ecuación número 4.28, obtenemos la resistencia K que presenta la tubería a 90° . Del diagrama de Moody obtenemos el coeficiente de fricción y al aplicar la ecuación número 4.28, obtenemos:

$$K = (0.016)(32)$$

$$K = 0.512$$

Al aplicar la ecuación número 4.29, en un codo a 90° , obtenemos la pérdida de carga registrada en esa sección. La Tabla número 4.25 muestra las pérdidas de carga registradas en los codos a 90° del ICGH.

ICG (Configuración geométrica)	Pérdidas de carga en retornos (h_L) (metros)
ICGH	0.1822

Tabla 4.25. Pérdidas de carga registradas en codos a 90° .

4.27 PÉRDIDAS DE CARGA TOTAL EN EL ICGH

La suma total de las pérdidas de carga registradas en el sistema del ICGHI, se rige por la ecuación número 4.30.

Al sustituir cada una de las pérdidas del sistema en la ecuación número 4.30, obtenemos:

$$H_{total} = 0.0435 \text{ m} + 0.187 \text{ m} + 0.2556 \text{ m} + 0.0318 \text{ m} + 0.0904 \text{ m} + 0.569 \text{ m} + 0.182 \text{ m}$$

$$H_{total} = 1.3607 \text{ mts}$$

4.28 COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO, ENTRADA-SALIDA EN EL ICGH E ICGHI INSTALADO EN EL VOLUMEN DE CONTROL (CAJA)

Una vez realizados los cálculos de la longitud del ICG, el cálculo del número de Reynolds, el número de Prandtl, el número de Nuselt, el coeficiente de convección y el cálculo de las pérdidas de energía del fluido en el ICGH e ICGHI, se procedió a realizar las pruebas en cada una de las geometrías del intercambiador de calor geotérmico.

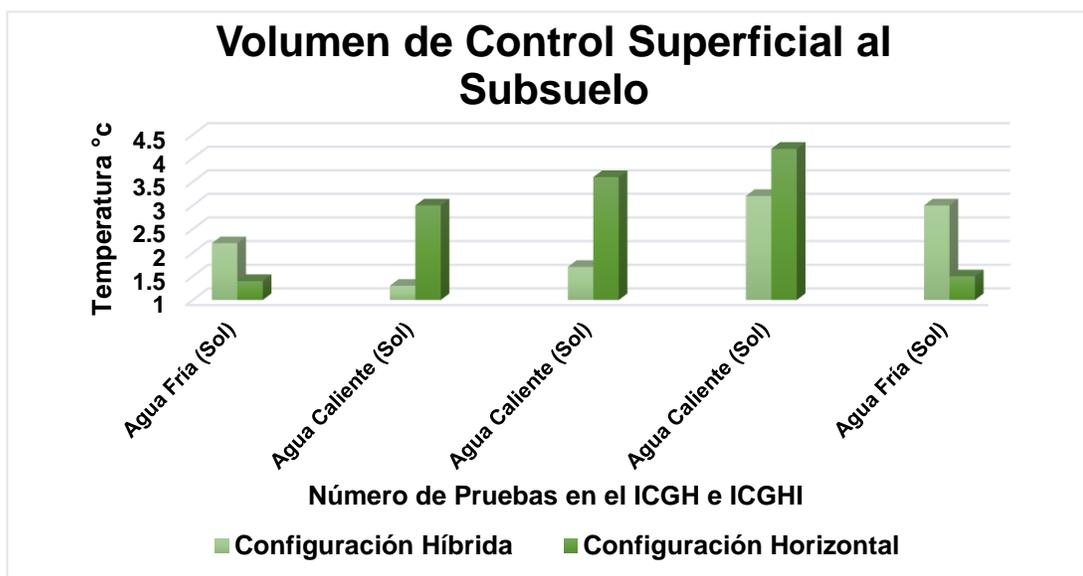
Se tomaron registros y se monitoreó el comportamiento de la temperatura de entrada del fluido en los ICG, con respecto a la temperatura de salida del fluido en los ICG, en el ICGH e ICGHI.

A continuación la Tabla número 4.26 muestra los datos obtenidos en las diversas pruebas realizadas en el ICGH e ICGHI en un horario específico del día (16:00 p.m. - 16:20 p.m.) instalado en el volumen de control superficial (caja), ubicado en la superficie del subsuelo.

Número de Prueba	Tipo de Fluido	Temperatura de Entrada (ICGHI)	Temperatura de Salida (ICGHI)	ΔT ; °C (ICGHI)	Temperatura de Entrada (ICGH)	Temperatura de Salida (ICGH)	ΔT ; °C (ICGH)
1	Agua Fría (sol)	5.0 °C	7.2 °C	$\Delta T = 2.2$ °C	5 °C	6.4 °C	$\Delta T = 1.4$ °C
2	Agua Caliente (sol)	54.0 °C	52.7 °C	$\Delta T = 1.3$ °C	54.0 °C	51.0 °C	$\Delta T = 3.0$ °C
3	Agua Caliente (sol)	55.5 °C	53.8 °C	$\Delta T = 1.7$ °C	55.5 °C	51.9 °C	$\Delta T = 3.6$ °C
4	Agua Caliente (sol)	59.3 °C	56.1 °C	$\Delta T = 3.2$ °C	59.3 °C	55.1 °C	$\Delta T = 4.2$ °C
5	Agua Fría (sol)	5.0 °C	8.0 °C	$\Delta T = 3.0$ °C	5.0 °C	6.5 °C	$\Delta T = 1.5$ °C

Tabla 4.26. Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el volumen de control superficial al subsuelo (caja).

A continuación se grafican los ΔT de la temperatura obtenidos en las pruebas realizadas en el ICGH e ICGHI, los cuales se tabularon en la Tabla número 4.26. La Gráfica número 4.2 refleja el comportamiento del ΔT de la temperatura del fluido, entrada VS salida.



Gráfica 4.2. Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, en el volumen de control superficial al subsuelo (caja).

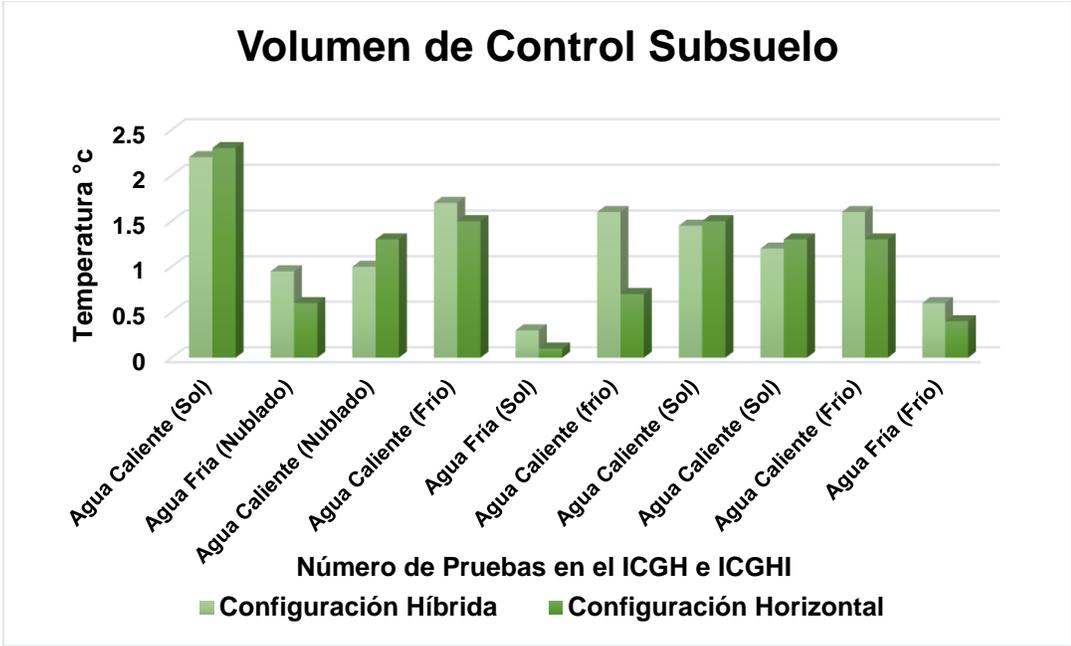
4.29 COMPORTAMIENTO DEL FLUIDO, ENTRADA - SALIDA EN EL ICGH E ICGHI INSTALADO EN EL SUBSUELO

A continuación en la Tabla número 4.27 se tabulan los datos obtenidos en las diversas pruebas realizadas en el ICGH e ICGHI en un horario específico del día (16:00 p.m. - 16:20 p.m.) instalado en el subsuelo.

Número de Prueba	Tipo de Fluido	Temperatura de Entrada (ICGHI)	Temperatura de Salida (ICGHI)	ΔT ; °C (ICGHI)	Temperatura de Entrada (ICGH)	Temperatura de Salida (ICGH)	ΔT ; °C (ICGH)
1	Agua Caliente (Sol)	60.4 °C	58.2 °C	$\Delta T = 2.2$ °C	60.4 °C	58.1 °C	$\Delta T = 2.3$ °C
2	Agua Fría (Nublado)	7.4 °C	8.35 °C	$\Delta T = 0.95$ °C	7.4 °C	8.0 °C	$\Delta T = 0.6$ °C
3	Agua Caliente (Nublado)	54.3 °C	53.3 °C	$\Delta T = 1.0$ °C	54.3 °C	53.0 °C	$\Delta T = 1.3$ °C
4	Agua Caliente (Nublado)	60.8 °C	59.3 °C	$\Delta T = 1.5$ °C	60.8 °C	59.3 °C	$\Delta T = 1.5$ °C
5	Agua Temp Ambiente (Sol)	17.0 °C	17.3 °C	$\Delta T = 0.3$ °C	17.0 °C	17.1 °C	$\Delta T = 0.1$ °C
6	Agua Caliente (Nublado)	58.8 °C	57.2 °C	$\Delta T = 1.6$ °C	58.8 °C	58.1 °C	$\Delta T = 0.7$ °C
7	Agua Caliente (Sol)	54.3 °C	52.85 °C	$\Delta T = 1.45$ °C	54.3 °C	52.8 °C	$\Delta T = 1.5$ °C
8	Agua Caliente (Sol)	54.2 °C	53.0 °C	$\Delta T = 1.2$ °C	54.2 °C	52.9 °C	$\Delta T = 1.3$ °C
9	Agua Caliente (Nublado)	55.8 °C	54.2 °C	$\Delta T = 1.6$ °C	55.8 °C	54.5 °C	$\Delta T = 1.3$ °C
10	Agua Fría (Nublado)	9.8 °C	10.4 °C	$\Delta T = 0.6$ °C	9.8 °C	10.2 °C	$\Delta T = 0.4$ °C

Tabla 4.27. Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el subsuelo.

La Gráfica número 4.3 refleja el comportamiento de los datos tabulados en la tabla número 4.27. Esta Gráfica muestra el ΔT de la temperatura del fluido, entrada **VS** salida en ambas configuraciones geométricas, horizontal e híbrido.



Gráfica 4.3. Comportamiento del ΔT del fluido en el ICGH e ICGHI, entrada VS salida, instalado en el subsuelo.

CAPÍTULO 5
**RESULTADOS DE ANÁLISIS TÉRMICO-
NUMÉRICO**

5.1 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A BAJA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGHI MEDIANTE ANSYS CFX

La distribución de las temperaturas en el ICGHI entrada **VS** salida, con una temperatura de entrada igual a 7.4 °C fue realizada mediante ANSYS CFX, la Figura número 5.1 muestra una sección premallada de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.

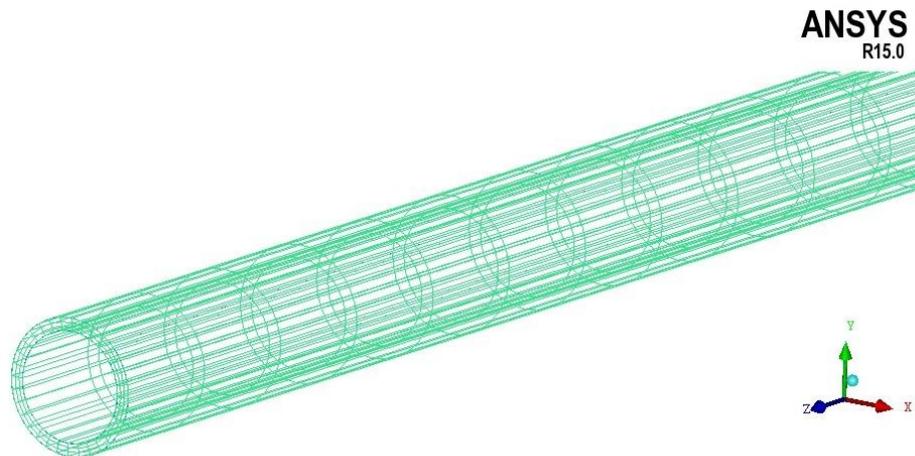


Figura 5.1. Sección premallada del ICGHI en ICEM CFD.

La Figura número 5.2 muestra el premallado general del total de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.



Figura 5.2. Premallado general de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.

La Figura número 5.3 indica las condiciones de frontera de la geometría del ICGHI en ANSYS CFX, entrada-salida, del fluido dentro del intercambiador de calor geotérmico híbrido.

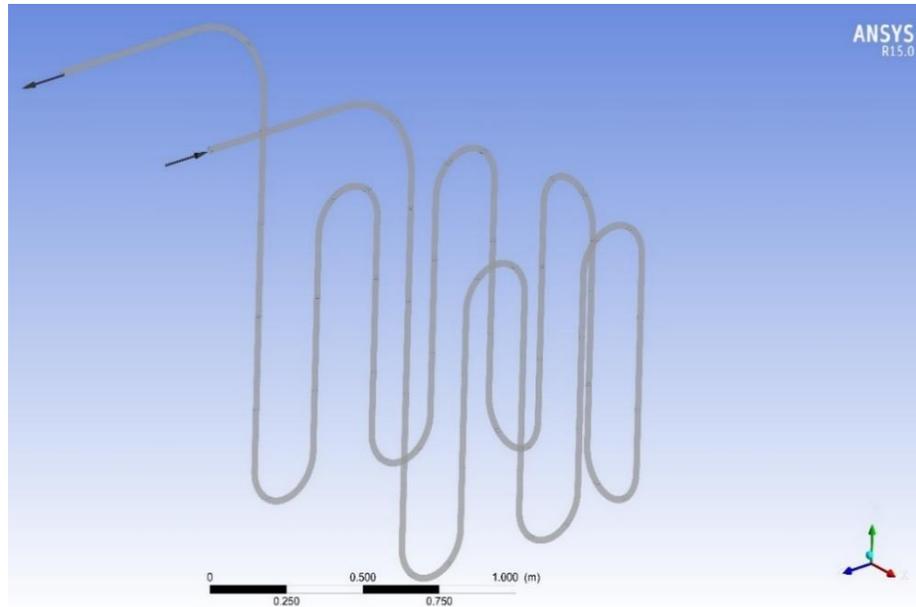


Figura 5.3. Condiciones de frontera del ICGHI, entrada-salida del fluido refrigerante.

La Figura número 5.4 muestra una sección de la geometría del ICGHI mallada en ANSYS CFX, la Figura número 5.5 muestra el mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.

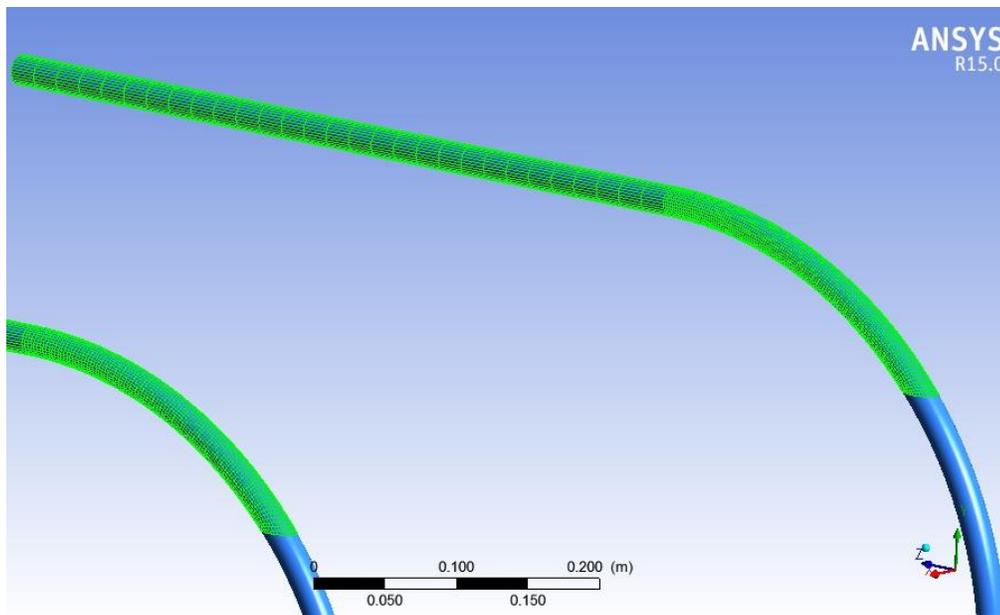


Figura 5.4. Sección de la geometría del ICGHI mallada en ANSYS CFX.

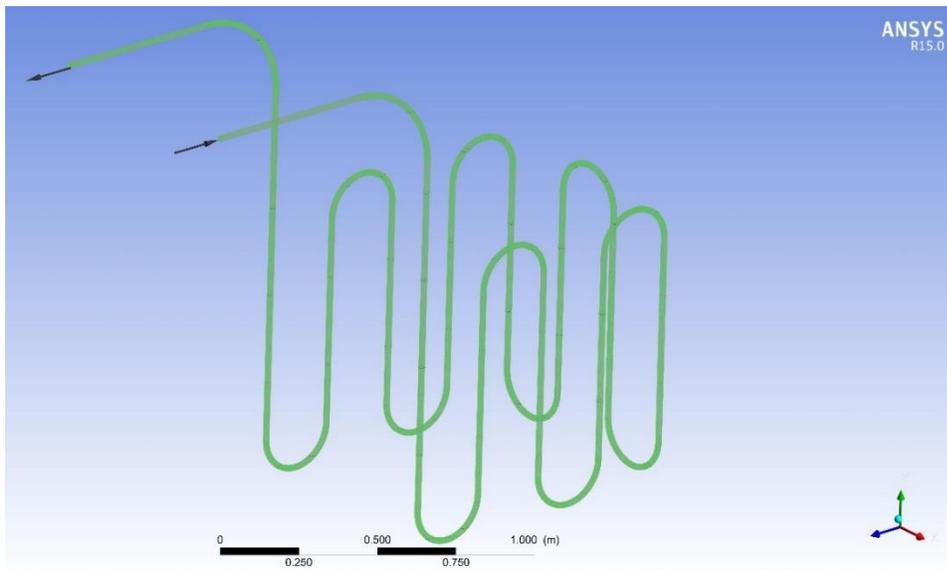


Figura 5.5. Mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.

Para esta geometría del ICGHI, se utilizó para el mallado un elemento hexaédrico, con un total de 509056 elementos y un total de 402560 nodos, con una calidad de malla igual a 0.4.

El análisis de la distribución de la temperatura a lo largo de la geometría del ICGHI, se llevó a cabo en ANSYS CFX, la Figura número 5.6 y 5.7, indican las distribuciones transversales de las temperaturas, después de la entrada y antes de la salida del ICGHI.

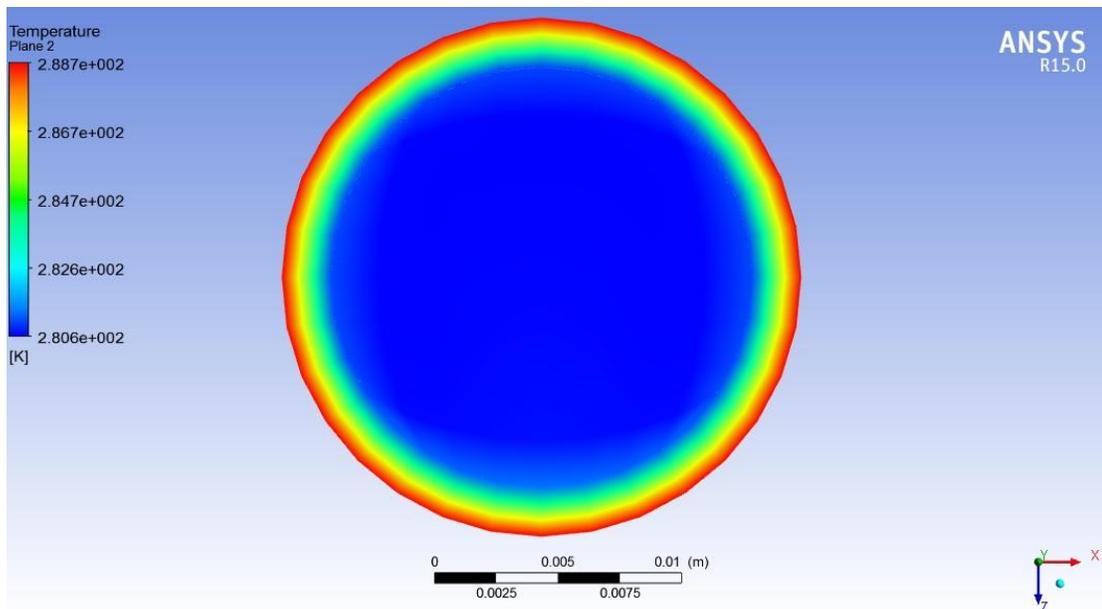


Figura 5.6. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGHI.

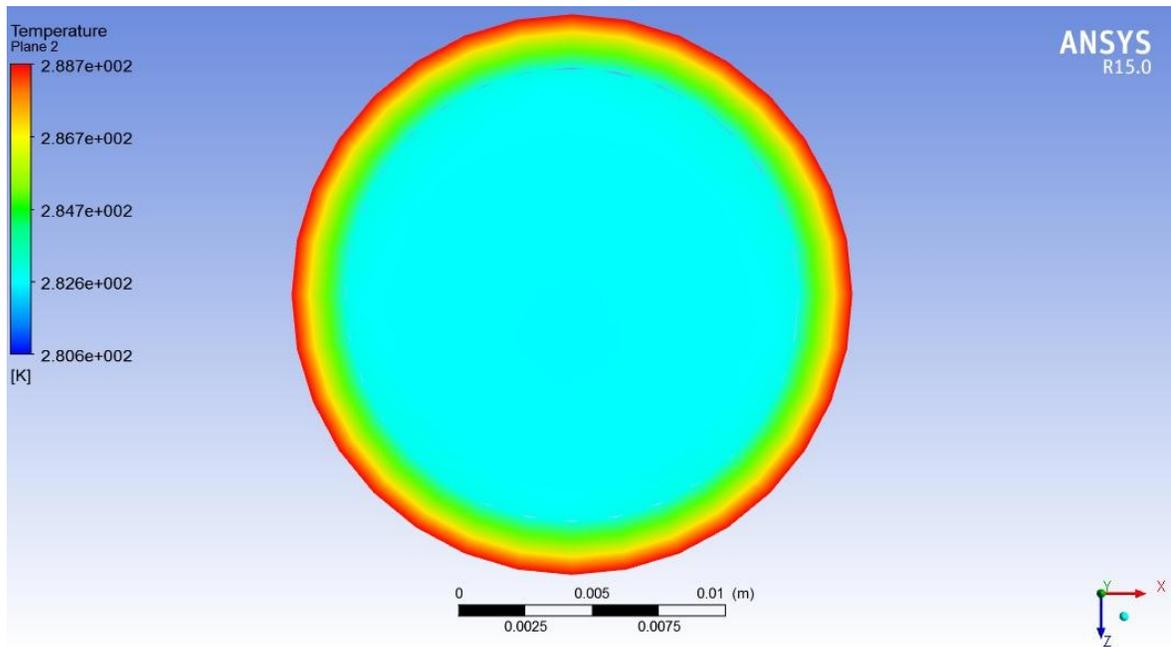


Figura 5.7. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGHI.

Podemos observar en el corte transversal el incremento del perfil de la temperatura del fluido dentro del ICGHI, cumpliendo éste resultado con las expectativas planteadas.

La Figura número 5.8 indica la distribución general de la temperatura a lo largo de la longitud del ICGHI.

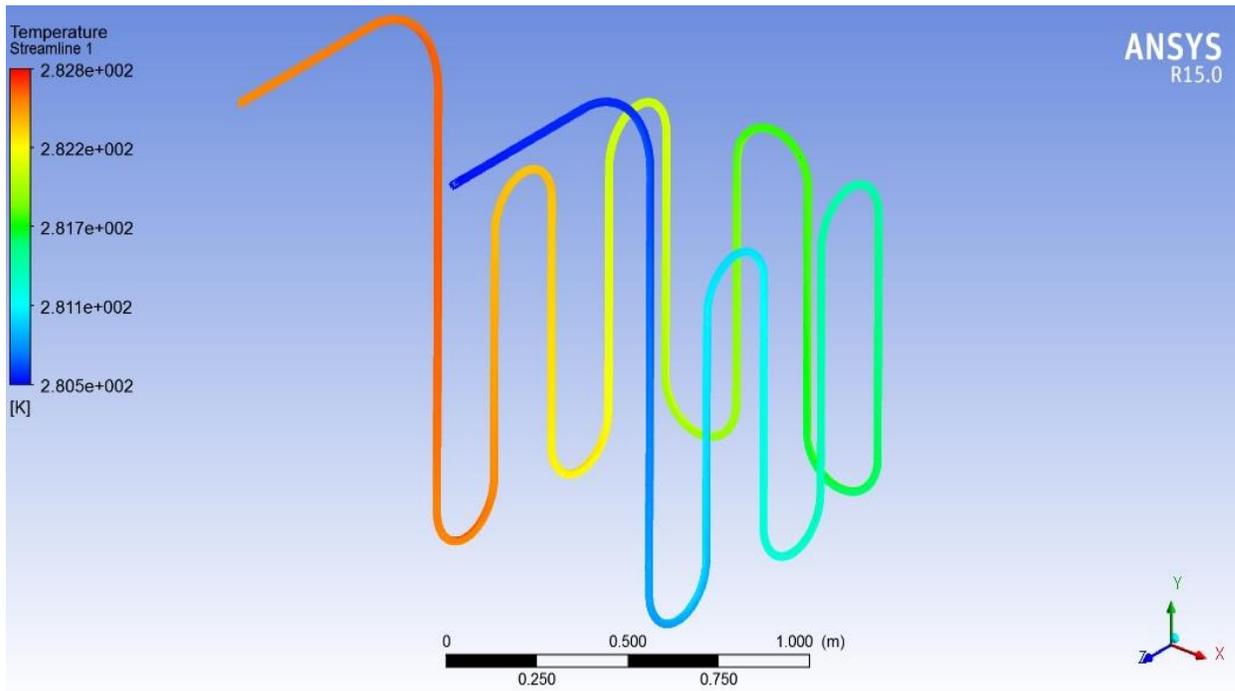


Figura 5.8. Distribución general de la temperatura en el ICGHI.

La temperatura del fluido refrigerante en la entrada del ICGHI se monitoreó y registró con un valor igual a 7.4 °C, este valor de la temperatura fue integrado en el análisis simulado en ANSYS CFX, obteniendo en la salida una temperatura igual a 8.55 °C, registrando un $\Delta T = 1.15$ °C, con respecto a la entrada.

5.2 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A ALTA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGHI MEDIANTE ANSYS CFX

La distribución de las temperaturas en el ICGHI entrada **VS** salida, con una temperatura de entrada igual a 60.4 °C, fue realizada mediante ANSYS CFX, la Figura número 5.9 muestra una sección premallada de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.

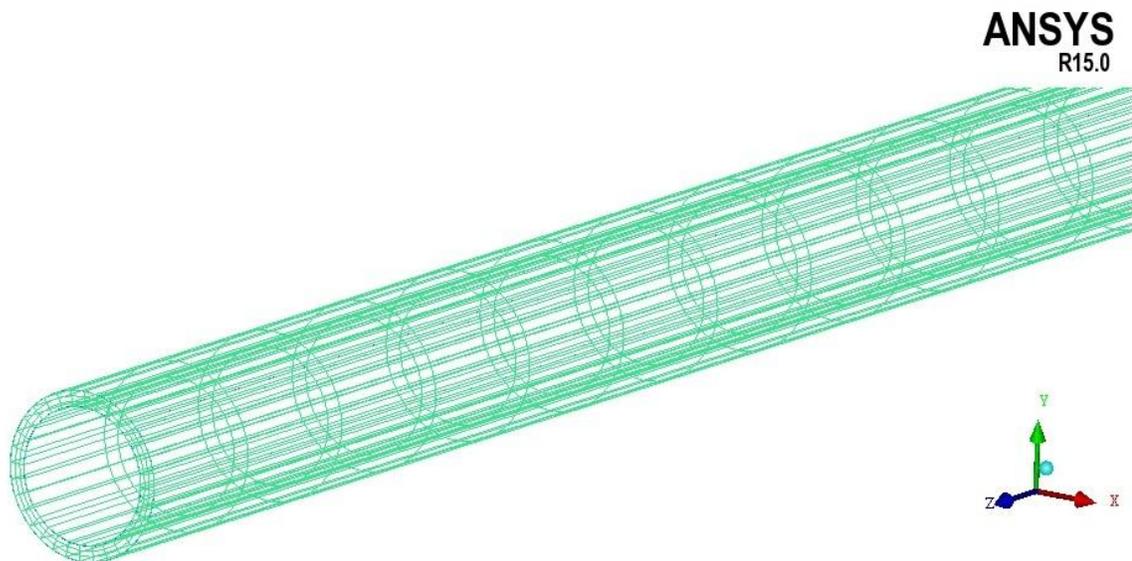


Figura 5.9. Sección premallada del ICGHI en ICEM CFD.

La Figura número 5.10 muestra el premallado general del total de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.

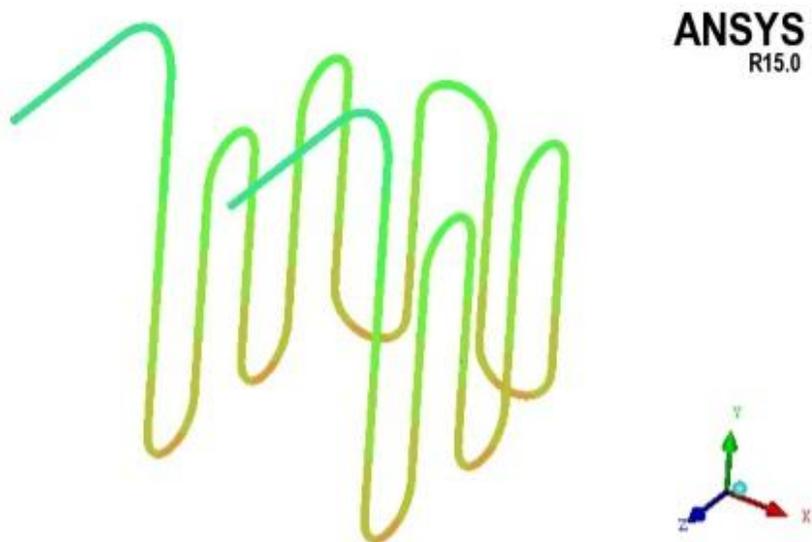


Figura 5.10. Premallado general de la geometría del ICGHI en ICEM CFD.

La Figura número 5.11 indica las condiciones de frontera de la geometría del ICGHI en ANSYS CFX, entrada-salida, del fluido dentro del intercambiador de calor geotérmico híbrido.

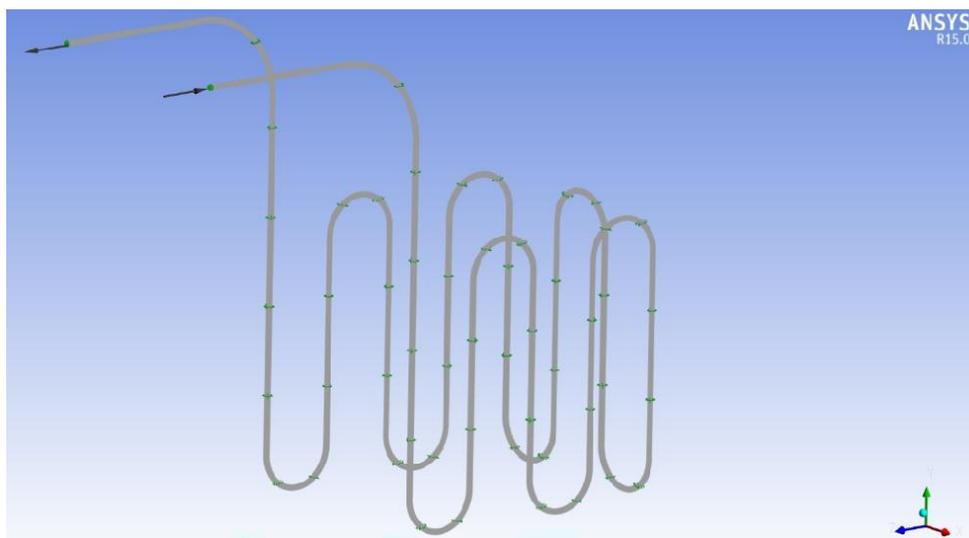


Figura 5.11. Condiciones de frontera del ICGHI, entrada-salida del fluido refrigerante.

La Figura número 5.12 muestra una sección de la geometría del ICGHI mallada en ANSYS CFX, la Figura número 5.13 muestra el mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.

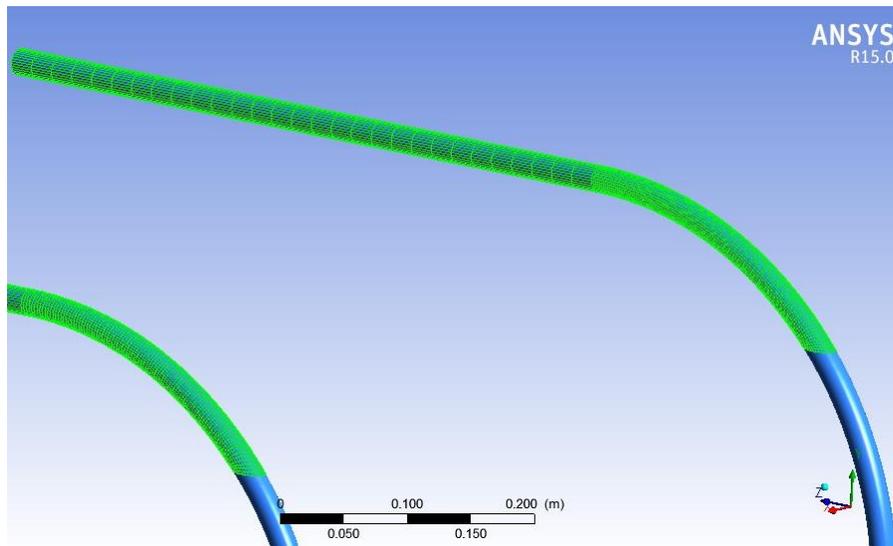


Figura 5.12. Sección del ICGHI mallado en ANSYS CFX.

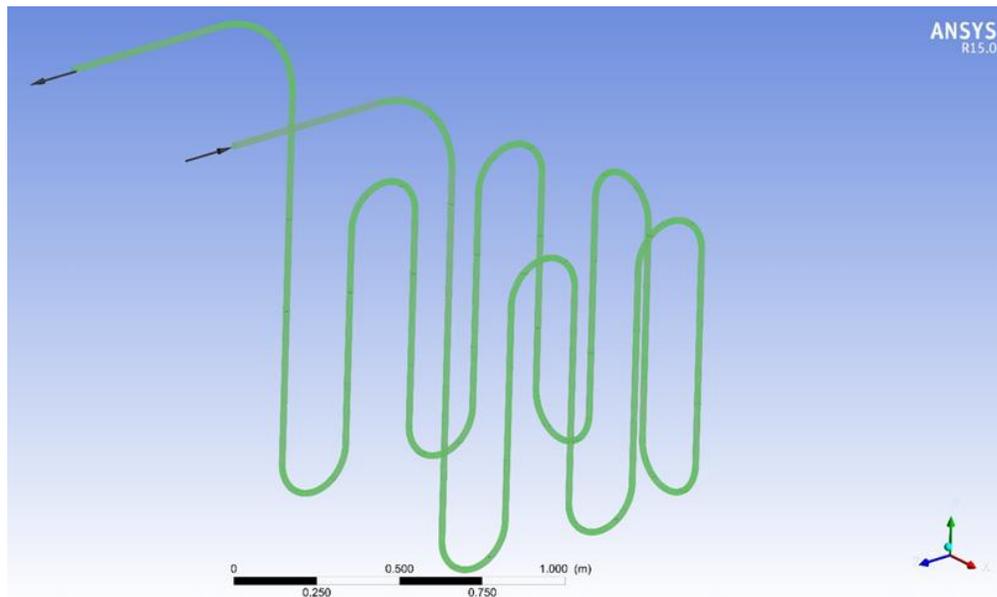


Figura 5.13. Mallado general del ICGHI en ANSYS CFX.

Para esta geometría del ICGHI, se utilizó para el mallado un elemento hexaédrico, con un total de 509056 elementos y un total de 402560 nodos, con una calidad de malla igual a 0.4.

El análisis de la distribución de la temperatura a lo largo de la geometría del ICGHI, se llevó a cabo en ANSYS CFX, la Figura número 5.14 y 5.15, indican las distribuciones transversales de las temperaturas, después de la entrada y antes de la salida del ICGHI.

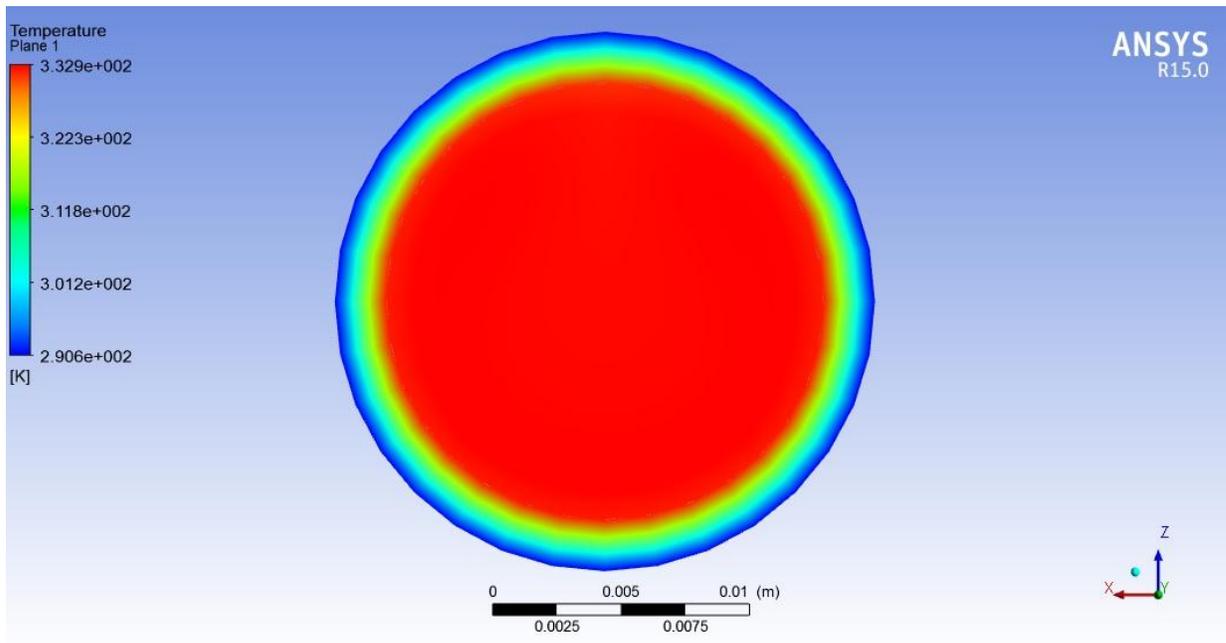


Figura 5.14. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGHI.

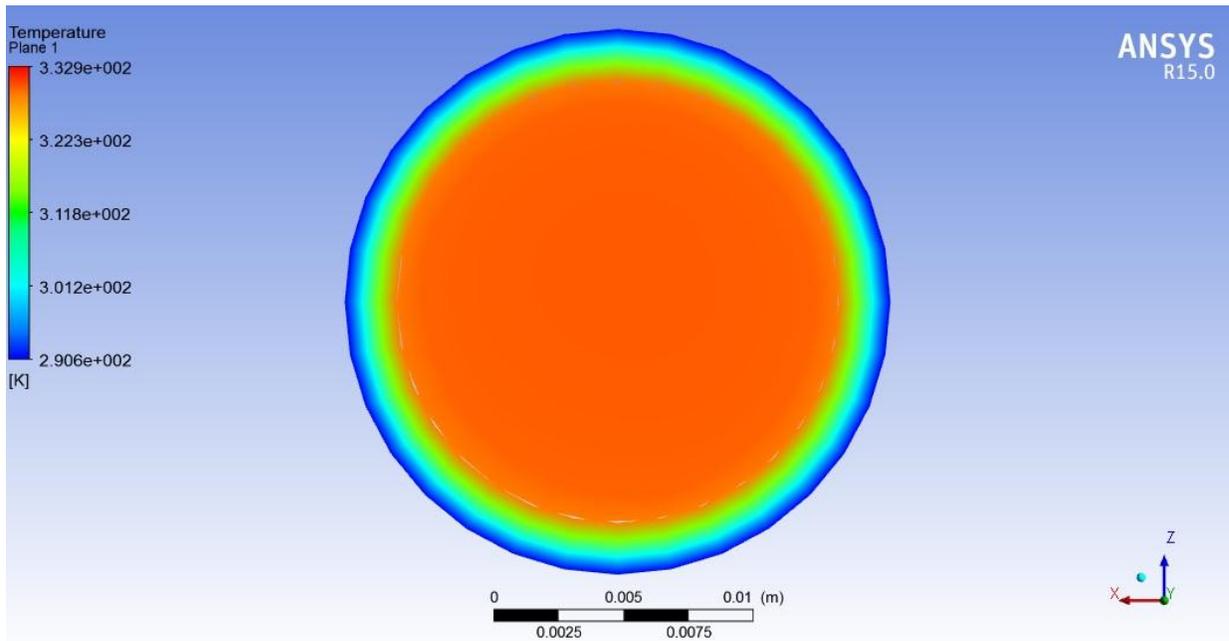


Figura 5.15. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGHI.

Se observa en el corte transversal el decremento del perfil de la temperatura del fluido que circula dentro del ICGHI. De lo que se concluye que este diseño del ICGHI, cumple de manera satisfactoria con lo planteado en el objetivo general de esta investigación.

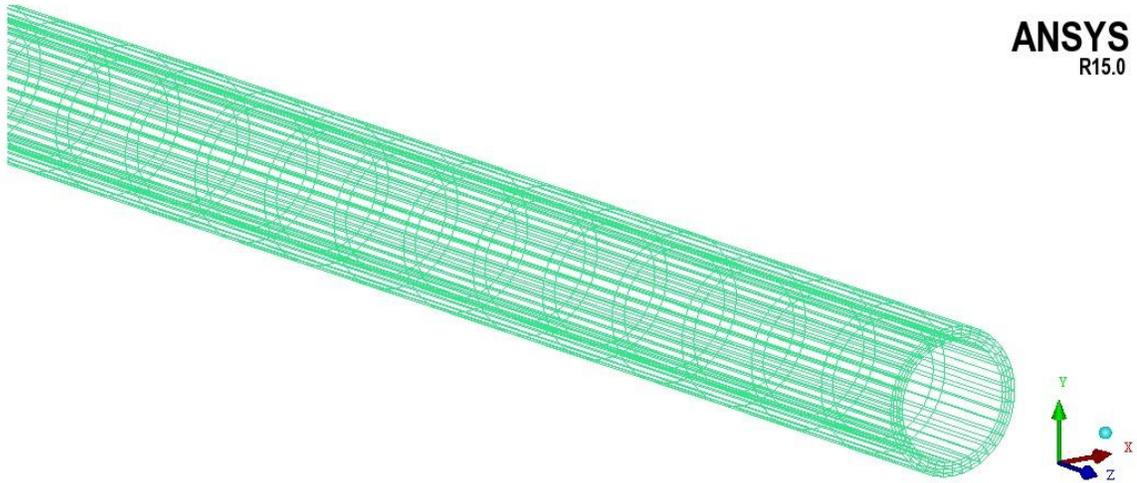


Figura 5.17. Sección premallada del ICGH en ICEM CFD.

La Figura número 5.18 muestra el premallado general del total de la geometría del ICGH en ICEM CFD.

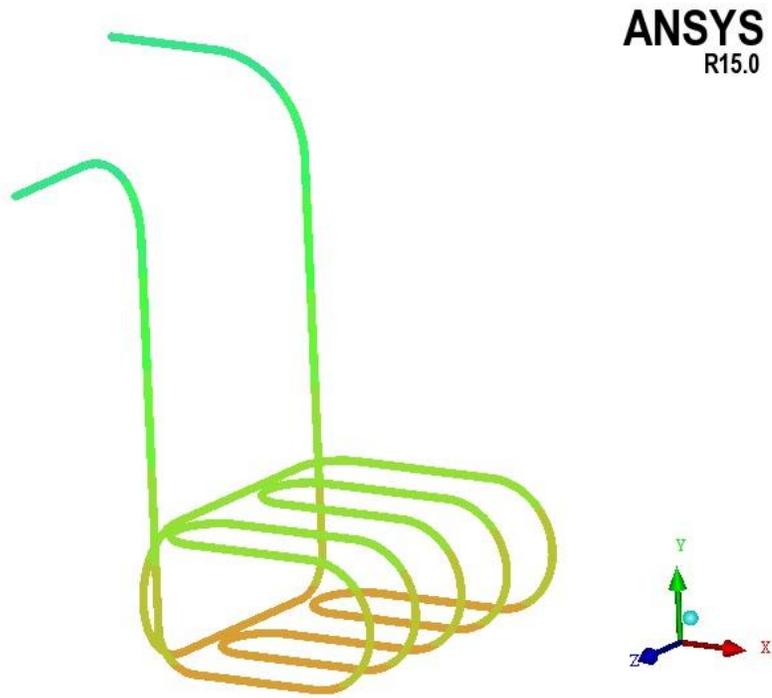


Figura 5.18. Premallado general de la geometría del ICGH en ICEM CFD.

La Figura número 5.19 indica las condiciones de frontera de la geometría del ICGH en ANSYS CFX, entrada-salida, del fluido dentro del intercambiador de calor geotérmico horizontal.

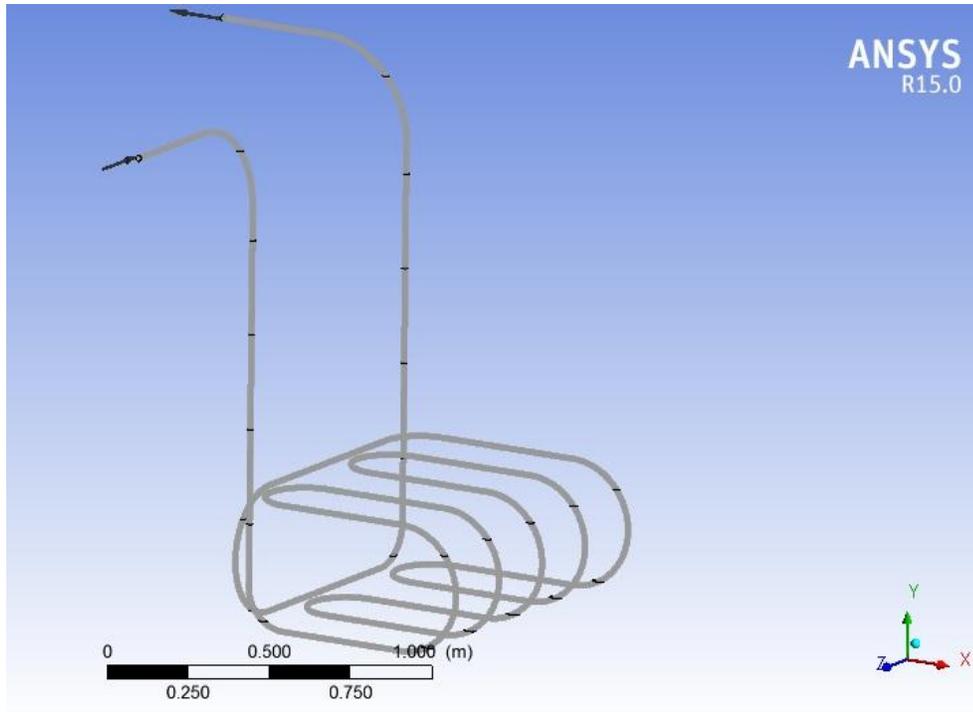


Figura 5.19. Condiciones de frontera del ICGH, entrada-salida del fluido refrigerante.

La Figura número 5.20 muestra una sección de la geometría del ICGH mallada en ANSYS CFX, la Figura número 5.21 muestra el mallado general del ICGH en ANSYS CFX.

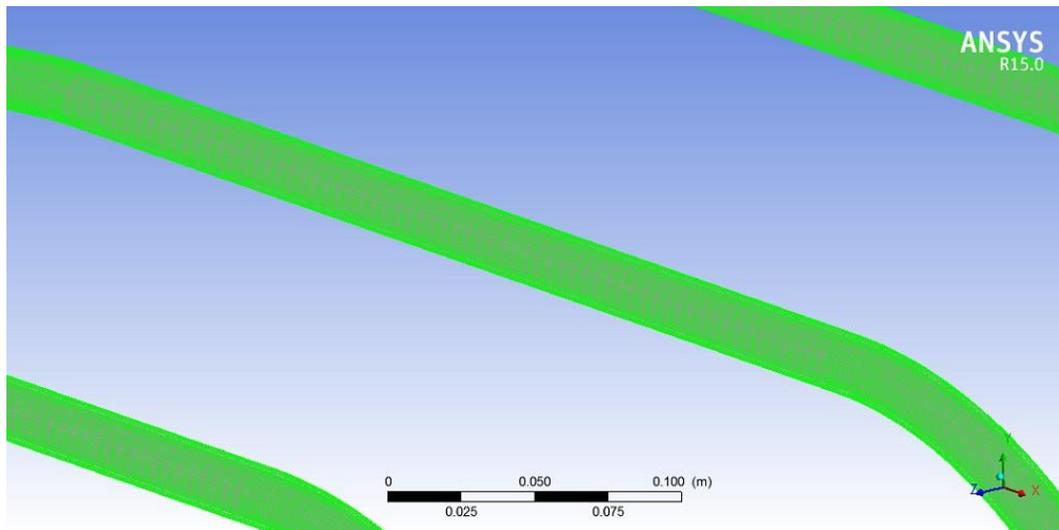


Figura 5.20. Sección del ICGH mallado en ANSYS CFX.

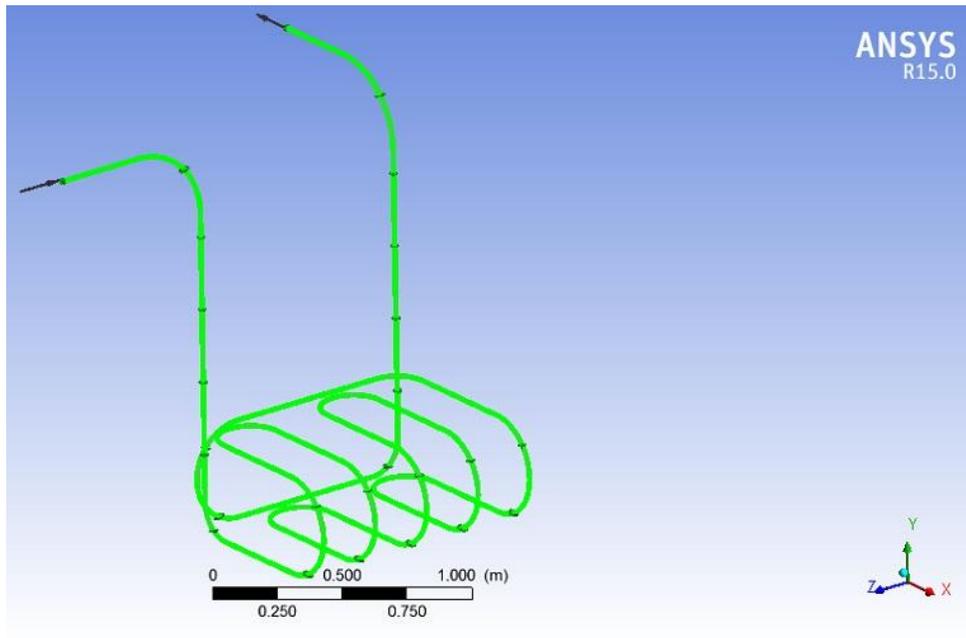


Figura 5.21. Mallado general del ICGH en ANSYS CFX.

Para esta geometría del ICGH, se utilizó para el mallado un elemento hexaédrico, con un total de 965190 elementos y un total de 799200 nodos, con una calidad de malla igual a 0.4.

El análisis de la distribución de la temperatura a lo largo de la geometría del ICGH, se llevó a cabo en ANSYS CFX, la Figura número 5.22 y 5.23, indican las distribuciones transversales de las temperaturas, después de la entrada y antes de la salida del ICGH.

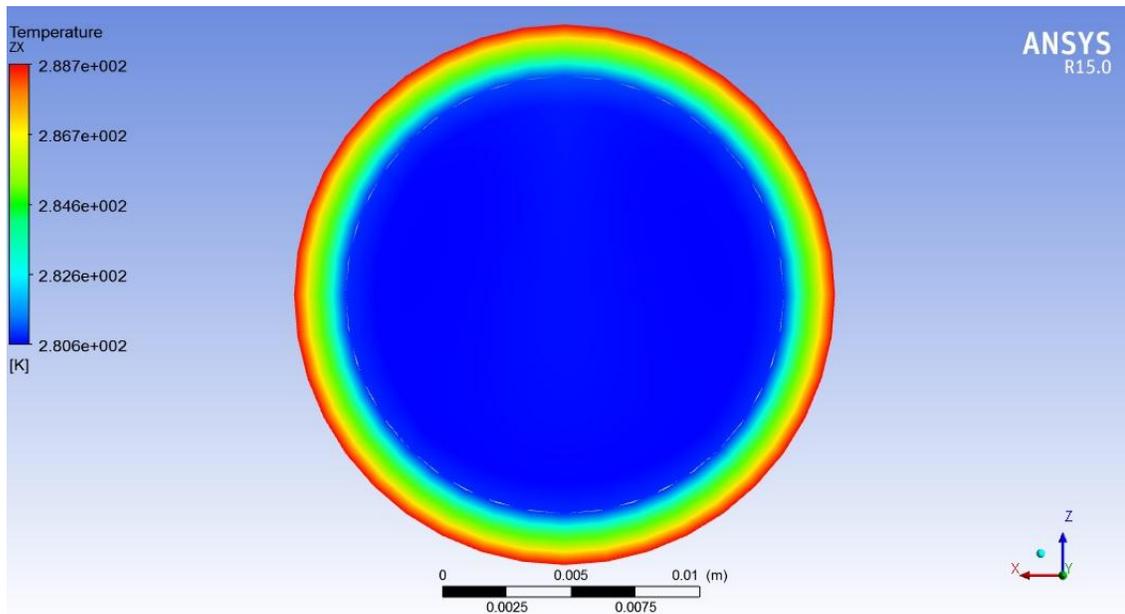


Figura 5.22. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGH.

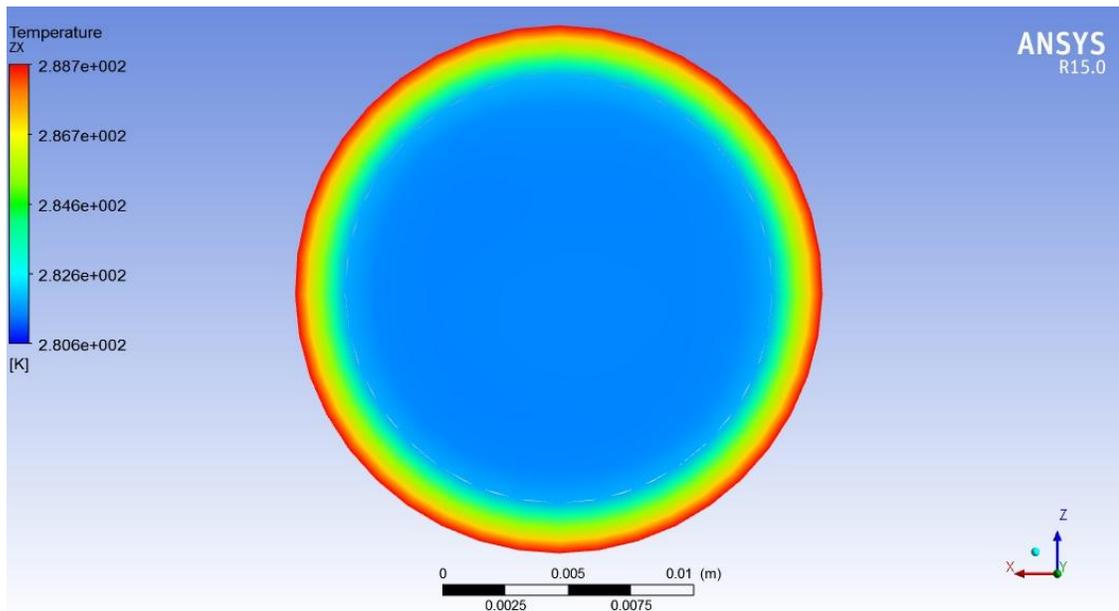


Figura 5.23. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGH.

Este perfil en su temperatura muestra un incremento menor, en comparación al ICGHI, este comportamiento cumple lo propuesto en la hipótesis de esta investigación.

La Figura número 5.24 indica la distribución general de la temperatura a lo largo de la longitud del ICGH.

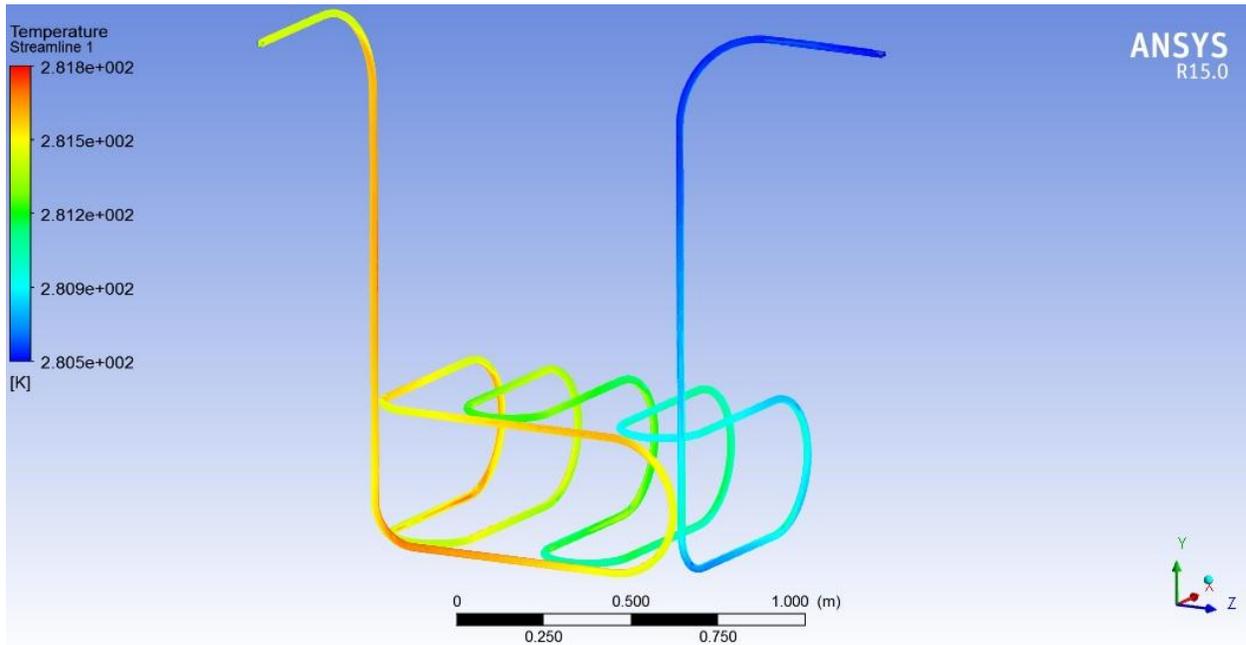


Figura 5.24. Distribución general de la temperatura en el ICGH.

La temperatura del fluido refrigerante en la entrada del ICGH se monitoreó y registró con un valor igual a 7.4 °C, este valor de la temperatura fue integrado en el análisis simulado en ANSYS CFX, obteniendo en la salida una temperatura igual a 8.22 °C, registrando un $\Delta T = 0.82$ °C, con respecto a la entrada.

5.4 ANÁLISIS TÉRMICO DEL FLUIDO A ALTA TEMPERATURA ENTRADA - SALIDA EN EL ICGH MEDIANTE ANSYS CFX

La distribución de las temperaturas en el ICGH entrada vs salida, a una temperatura de entrada igual a 60.4 °C fue realizada mediante ANSYS CFX, la Figura número 5.25 muestra una sección premallada de la geometría del ICGH en ICEM CFD.

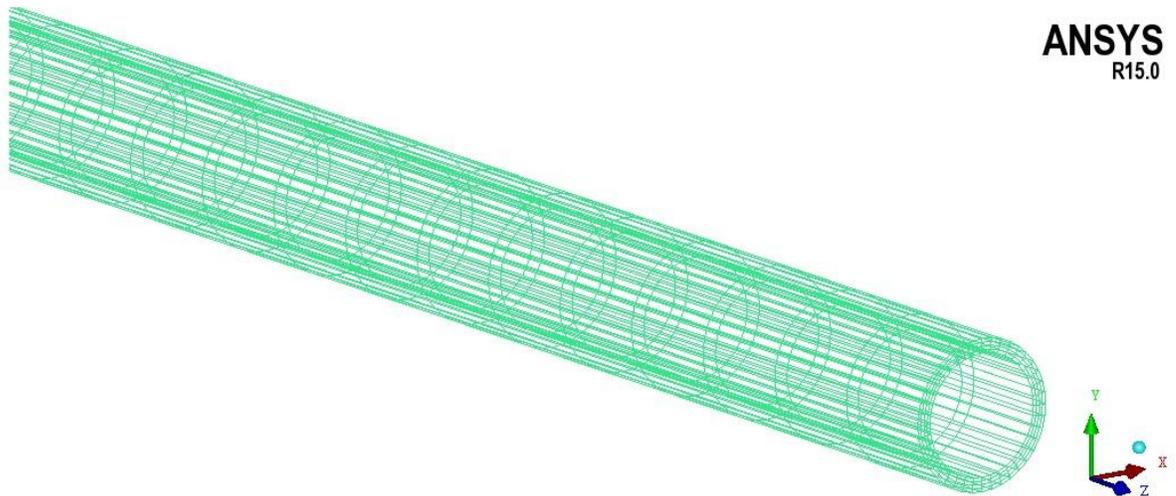


Figura 5.25. Sección premallada del ICGH en ICEM CFD.

La Figura número 5.26 muestra el premallado general del total de la geometría del ICGH en ICEM CFD.

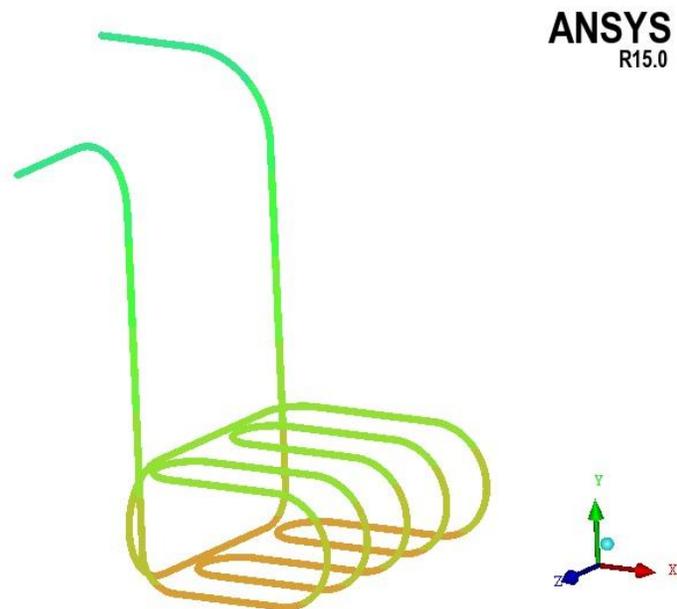


Figura 5.26. Premallado general de la geometría del ICGH en ICEM CFD.

La figura número 5.27 indica las condiciones de frontera de la geometría del ICGH en ANSYS CFX, entrada-salida, del fluido dentro del intercambiador de calor geotérmico horizontal.

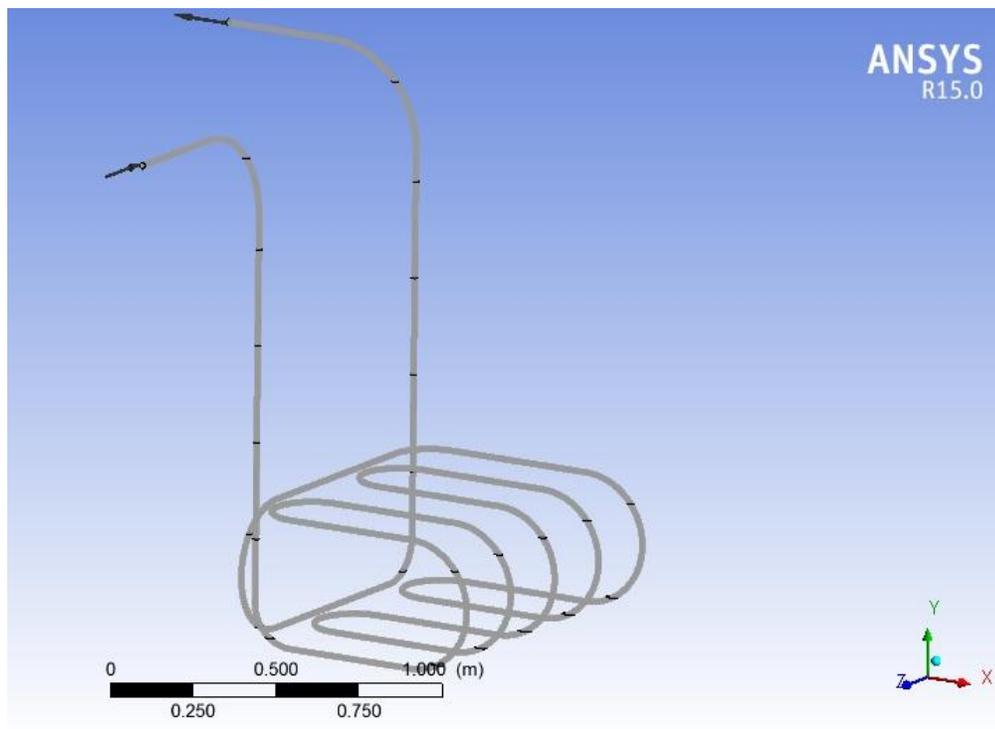


Figura 5.27. Condiciones de frontera del ICGH, entrada-salida del fluido refrigerante.

La Figura número 5.28 muestra una sección de la geometría del ICGH mallada en ANSYS CFX, la Figura número 5.29 muestra el mallado general del ICGH en ANSYS CFX.

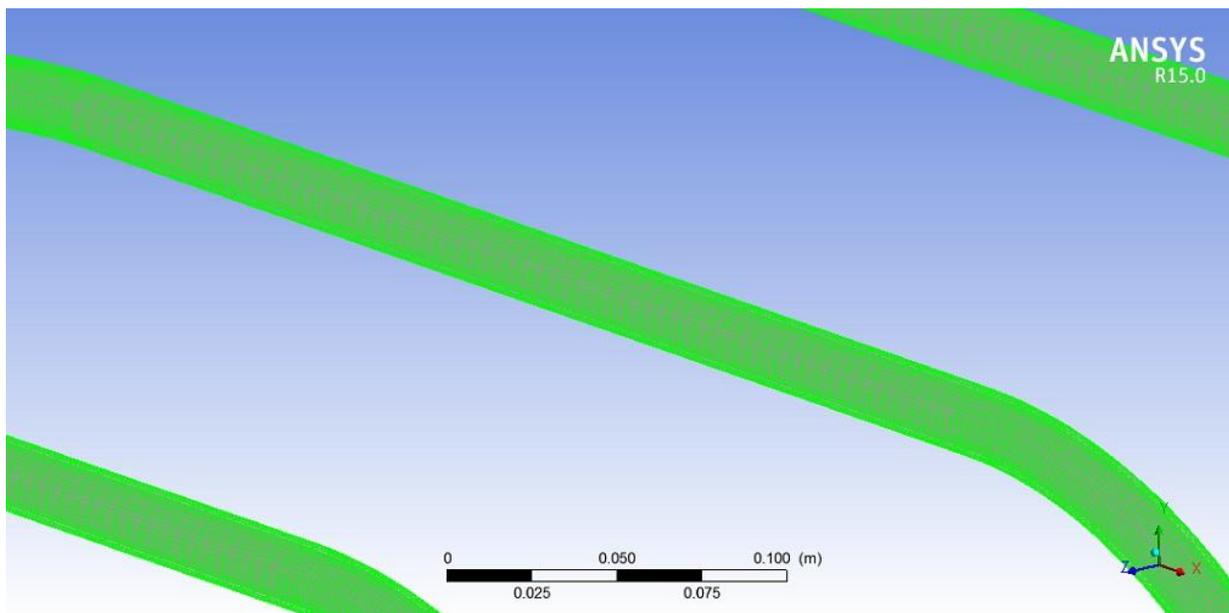


Figura 5.28. Sección del ICGH mallado en ANSYS CFX.

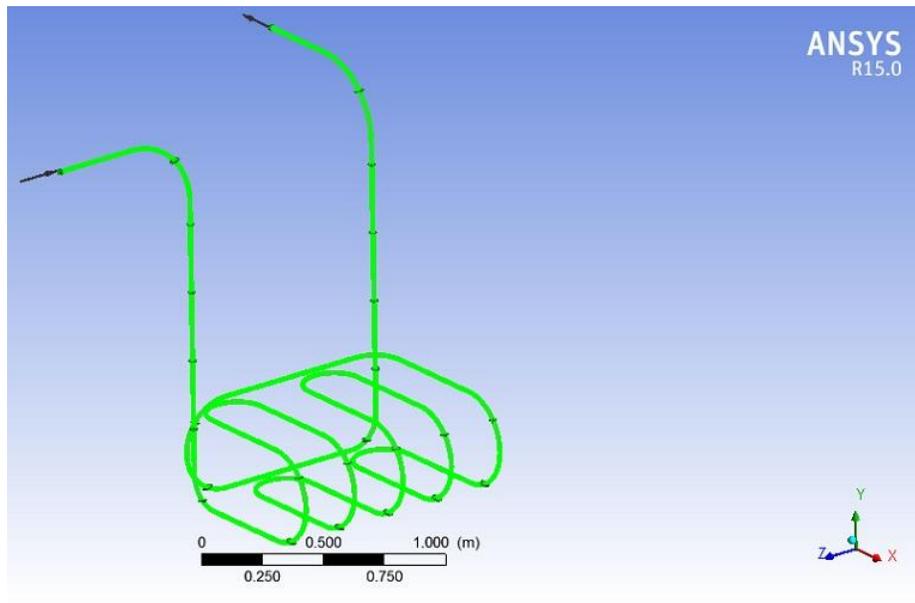


Figura 5.29. Mallado general del ICGH en ANSYS CFX.

Para esta geometría del ICGH, se utilizó para el mallado un elemento hexaédrico, con un total de 965190 elementos y un total de 799200 nodos, con una calidad de malla igual a 0.4.

El análisis de la distribución de la temperatura a lo largo de la geometría del ICGH, se llevó a cabo en ANSYS CFX, la Figura número 5.30 y 5.31, indican las distribuciones transversales de las temperaturas, después de la entrada y antes de la salida del ICGH.

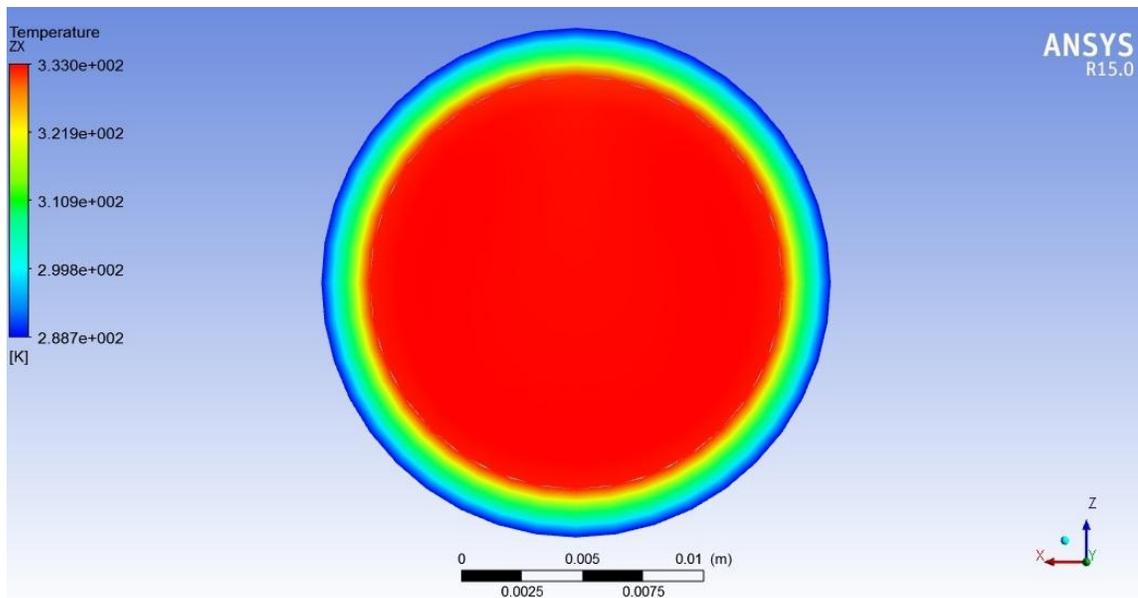


Figura 5.30. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm después de la entrada en el plano ZX del ICGH.

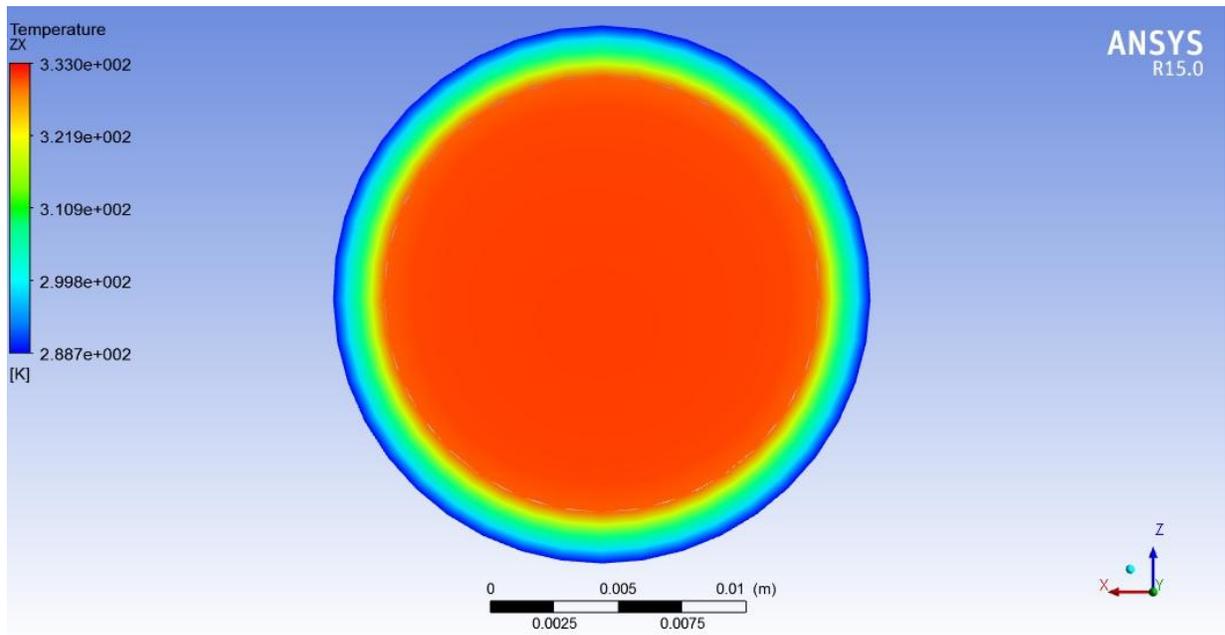


Figura 5.31. Distribución transversal de la temperatura a 45 cm antes de la salida en el plano ZX del ICGH.

El perfil de la temperatura en el corte transversal a la salida, refleja un decremento menor en la temperatura del fluido dentro del ICGH, en relación al decremento de la temperatura del ICGHI, de lo que se puede concluir que el ICGHI, tiene un rendimiento mayor en su transferencia de calor, en relación al ICGH.

La Figura número 5.32 indica la distribución general de la temperatura a lo largo de la longitud del ICGH.

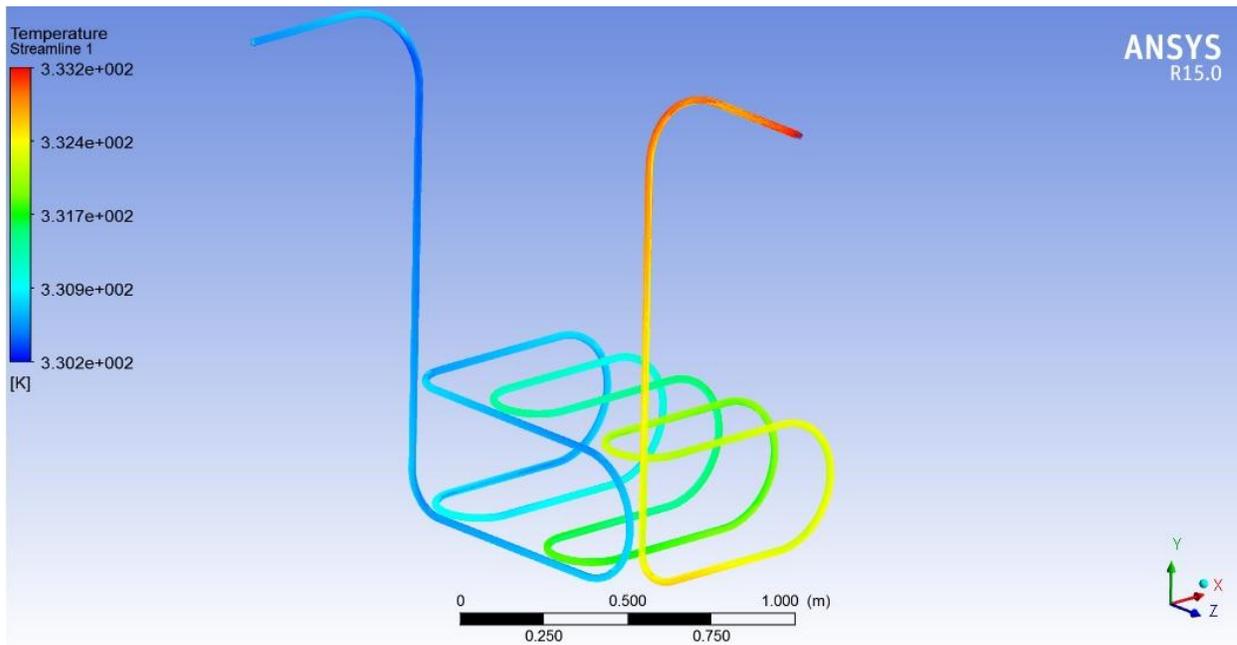


Figura 5.32. Distribución general de la temperatura en el ICGH.

La temperatura del fluido refrigerante en la entrada del ICGH se monitoreó y registró con un valor igual a 60.4 °C, este valor de la temperatura fue integrado en el análisis simulado en ANSYS CFX, obteniendo en la salida una temperatura igual a 58.06 °C, registrando un $\Delta T = 2.34$ °C, con respecto a la entrada.

CAPÍTULO 6
COMPARACIÓN DE RESULTADOS &
CONCLUSIONES

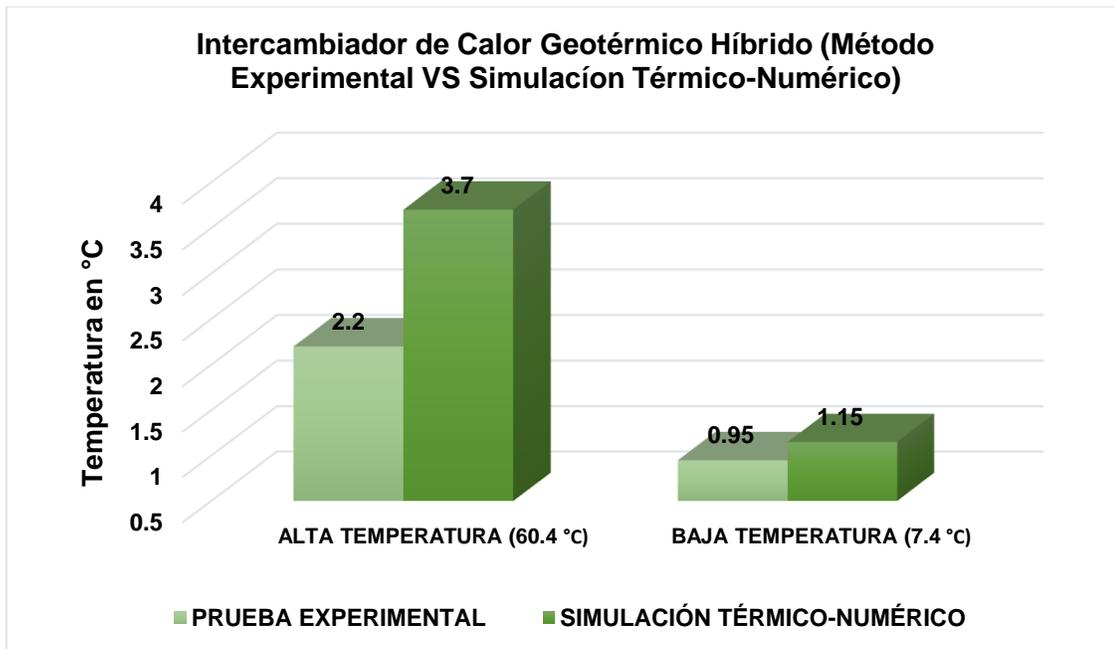
6.1 COMPARACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA DEL ICGHI

Los resultados obtenidos en las diferentes pruebas experimentales realizadas en el ICGHI, utilizando agua como fluido refrigerante a baja temperatura (7.4 °C) y a alta temperatura (60.4 °C) y, a la par llevando acabo la validación en ANSYS CFX, arrojaron los siguientes ΔT de la temperatura entrada-salida en el ICGHI. Para este caso en particular se eligieron dos pruebas en específico, una a baja temperatura (7.4 °C) y una a alta temperatura (60.4 °C), estos resultados se describen en la Tabla número 6.1.

Número de Prueba	Método Experimental			Método Térmico - Numérico		
	Temperatura de Entrada (ICGHI)	Temperatura de Salida (ICGHI)	ΔT ; °C (ICGHI)	Temperatura de Entrada (ICGHI)	Temperatura de Salida (ICGHI)	ΔT ; °C (ICGHI)
1	7.4 °C	8.35 °C	$\Delta T = 0.95$ °C	7.4 °C	8.55 °C	$\Delta T = 1.15$ °C
2	60.4 °C	58.2 °C	$\Delta T = 2.2$ °C	60.4 °C	56.7 °C	$\Delta T = 3.7$ °C

Tabla 6.1. Comparación del ΔT obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGHI.

A continuación en la Gráfica número 6.1, se visualizan los datos de las pruebas 1 y 2 realizadas experimentalmente y además los datos obtenidos en la validación numérica, obtenidos en ANSYS CFX, en esta Gráfica se refleja el comportamiento del ΔT de la temperatura obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGHI.



Gráfica 6.1. Comparación del ΔT obtenido, experimentalmente VS térmico-numérico en el ICGHI.

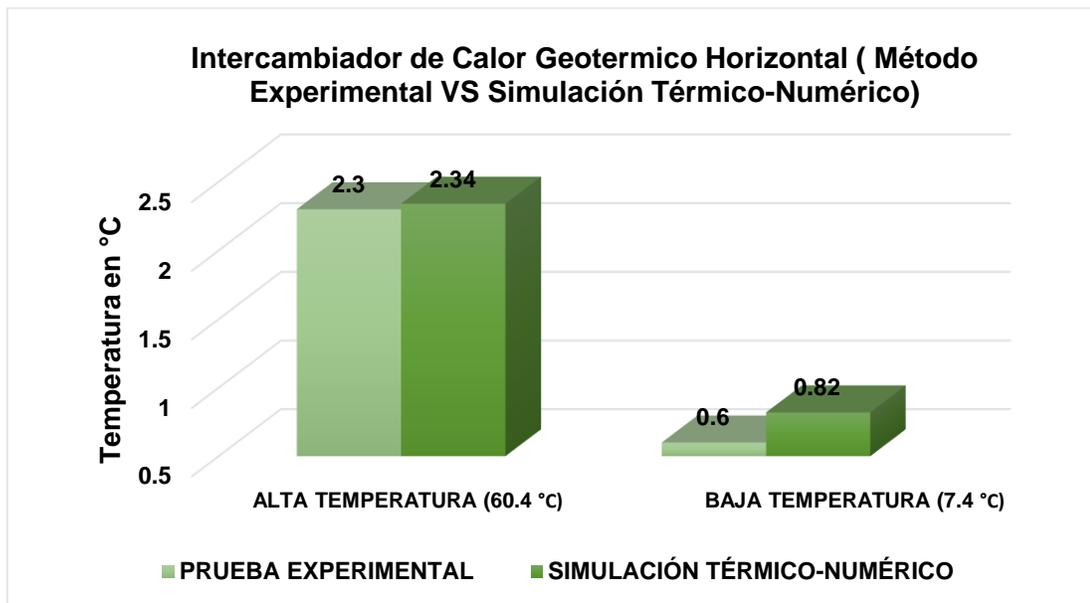
6.2 COMPARACIÓN EXPERIMENTAL Y NUMÉRICA DE LA TEMPERATURA ENTRADA-SALIDA DEL ICGH

Los resultados obtenidos en las diferentes pruebas experimentales realizadas en el ICGH, utilizando agua como fluido refrigerante a baja temperatura (7.4 °C) y a alta temperatura (60.4 °C) y, a la par llevando acabo la validación en ANSYS CFX, arrojaron los siguientes ΔT de la temperatura entrada-salida del ICGH. Para este caso en particular se eligieron dos pruebas en específico, una a baja temperatura (7.4 °C) y una a alta temperatura (60.4 °C), estos resultados se describen en la Tabla número 6.2.

Número de Prueba	Método Experimental			Método Térmico - Numérico		
	Temperatura de Entrada (ICGH)	Temperatura de Salida (ICGH)	ΔT : °C (ICGH)	Temperatura de Entrada (ICGH)	Temperatura de Salida (ICGH)	ΔT ; °C (ICGH)
1	7.4 °C	8.0 °C	$\Delta T = 0.6$ °C	7.4 °C	8.22 °C	$\Delta T = 0.82$ °C
2	60.4 °C	58.1 °C	$\Delta T = 2.3$ °C	60.4 °C	58.06 °C	$\Delta T = 2.34$ °C

Tabla 6.2. Comparación del ΔT obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGH.

A continuación en la Gráfica número 6.2, se visualizan los datos de las pruebas 1 y 2 realizadas experimentalmente y además los datos obtenidos en la validación numérica en ANSYS CFX, la Gráfica refleja el comportamiento del ΔT de la temperatura obtenido experimentalmente y numéricamente en el ICGH.



Gráfica 6.2. Comparación del ΔT obtenido experimentalmente VS térmico-numérico en el ICGH.

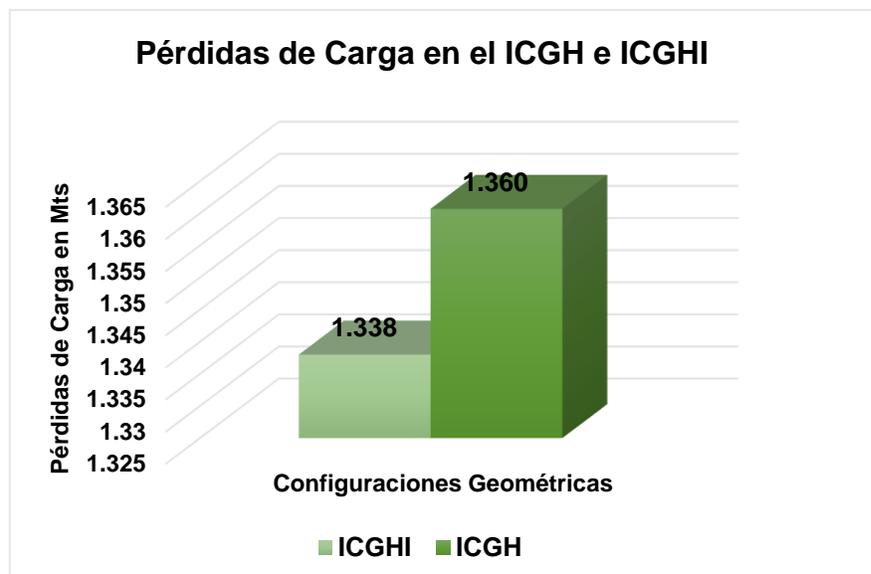
6.3 ANÁLISIS COMPARATIVO DE LAS PÉRDIDAS DE CARGA EN ICGH VS ICGHI

Las pérdidas de carga totales ocasionadas por los tramos rectos, cambios de geometría de cada intercambiador de calor geotérmico, horizontal e híbrido registradas a lo largo de las dos diferentes configuraciones geométricas, horizontal e híbrido, fueron calculadas en el capítulo número 4, a continuación en la Tabla número 6.3 se tabulan las pérdidas de carga registradas en el ICGH e ICGHI.

Modelo de ICG	Pérdidas de Carga
ICGHI	1.338 metros
ICGH	1.360 metros

Tabla 6.3. Comparación de las pérdidas de carga en el ICGH e ICGHI.

La Gráfica número 6.3 muestra el análisis comparativo entre las pérdidas de carga registradas a lo largo de las geometrías del ICGH e ICGHI.



Gráfica 6.3. Análisis comparativo de las pérdidas de carga en el ICGH e ICGHI.

6.4 ANÁLISIS COMPARATIVO SISTEMA HÍBRIDO VS SISTEMA HORIZONTAL

De acuerdo al análisis llevado a cabo en ANSYS CFX referente a la distribución de la temperatura a lo largo de la longitud en el ICGH e ICGHI, se procedió a monitorear la temperatura en determinadas coordenadas a lo largo de las geometrías horizontal e híbrido, con la finalidad de determinar en qué punto de la geometrías, el fluido refrigerante dentro de los intercambiadores de calor geotérmicos continuaba transfiriendo calor al

medio en el que está instalado (subsuelo), o por el contrario, cada configuración geométrica de los intercambiadores de calor geotérmicos, horizontal e híbridos se comportaban de una manera conservativa.

La Tabla número 6.4 y 6.5 muestran las temperaturas monitoreadas en determinadas coordenadas a lo largo de cada una de las configuraciones geométricas de los intercambiadores de calor geotérmicos, horizontal e híbrido a una temperatura igual a 7.4 °C.

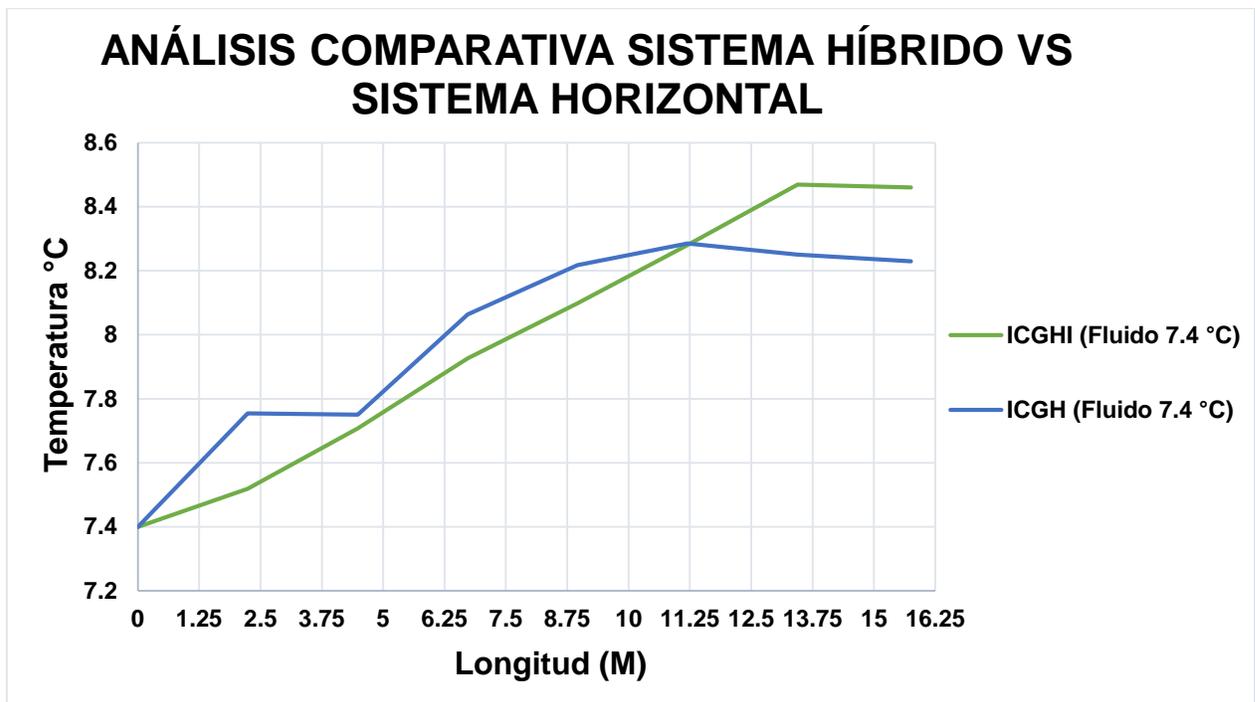
Longitud (m)	Temperatura (°C)
0.0	7.4
2.24	7.51
4.48	7.70
6.72	7.92
8.96	8.09
11.2	8.28
13.44	8.469
15.75	8.46

Tabla 6.4. Comportamiento del fluido refrigerante a 7.4 °C en el ICGHI.

Longitud (m)	Temperatura (°C)
0.0	7.4
2.24	7.754
4.48	7.751
6.72	8.06
8.96	8.21
11.2	8.28
13.44	8.25
15.75	8.23

Tabla 6.5. Comportamiento del fluido refrigerante a 7.4 °C en el ICGH.

La Gráfica número 6.4 muestra el comportamiento de los datos tabulados en las Tablas 6.4 y 6.5, referentes al análisis comparativo de transferencia de calor entre ambas configuraciones geométricas.



Gráfica 6.4 Análisis comparativo (fluido 7.4 °C) sistema híbrido VS sistema horizontal.

La Tabla número 6.6 y 6.7 muestran las temperaturas monitoreadas en determinadas coordenadas a lo largo de cada una de las configuraciones geométricas de los intercambiadores de calor geotérmicos, horizontal e híbrido a una temperatura igual a 60.4 °C.

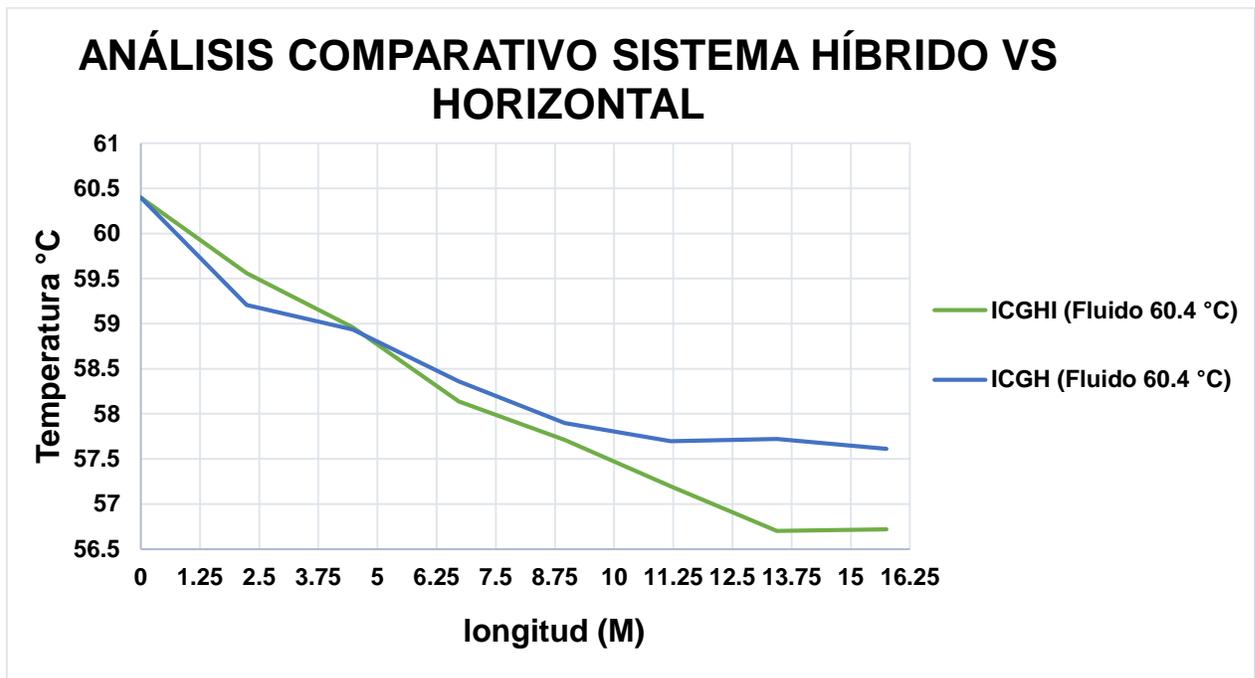
Longitud (m)	Temperatura (°C)
0.0	60.4
2.24	59.55
4.48	58.96
6.72	58.13
8.96	57.71
11.2	57.19
13.44	56.70
15.75	56.72

Tabla 6.6. Comportamiento del fluido refrigerante a 60.4 °C en el ICGHI.

Longitud (m)	Temperatura (°C)
0.0	60.4
2.24	59.20
4.48	58.93
6.72	58.36
8.96	57.89
11.2	57.69
13.44	56.72
15.75	57.61

Tabla 6.7. Comportamiento del fluido refrigerante a 60.4 °C en el ICGH.

La Gráfica número 6.5 muestra el comportamiento de los datos tabulados en las Tablas 6.6 y 6.7, referentes al análisis comparativo de transferencia de calor entre ambas configuraciones geométricas.



Gráfica 6.5 Análisis comparativo (fluido 60.4 °C) sistema híbrido VS sistema horizontal.

La Gráfica 6.4 y 6.5 reflejan la distribución de las temperaturas a lo largo de las geometrías, horizontal e híbrido. Se observa que el ICGHI en ambas pruebas a baja temperatura (7.4 °C) y a alta temperatura (60.4 °C), transfiere una cantidad mayor de calor, en relación al ICGH. Las Gráficas demuestran que el fluido que circula dentro del

ICGHI presenta un ΔT (temperatura) mayor en ambas pruebas, fluido a baja temperatura (7.4 °C) y fluido a alta temperatura (60.4 °C).

6.5 ANALISIS COMPARATIVO DEL ÁREA SUPERFICIAL DE TERRENO OCUPADA POR EL ICGH VS ICGHI

Enfatizando en las ventajas que presenta el intercambiador de calor geotérmico híbrido **VS** intercambiador de calor geotérmico horizontal, siguiendo las dimensiones establecidas por las normas para extracción de energía geotérmica mediante ICG, se diseñó en Solidworks un ICGH y un ICGHI, con una longitud de 100 metros, para hacer un análisis comparativo de área de terreno y volumen de tierra a desalojar para su instalación, la Figura número 6.1 y 6.2 muestran el diseño de ambas configuraciones geométricas.

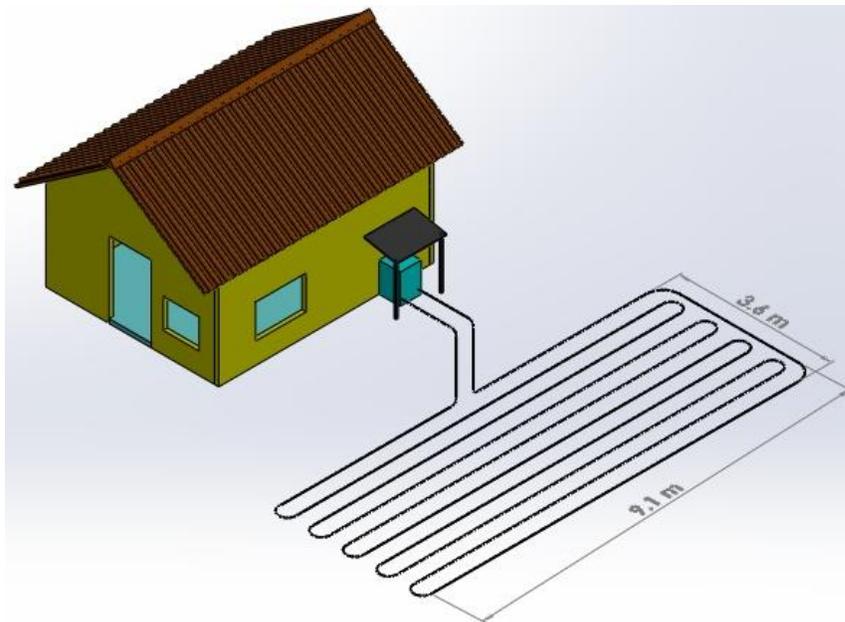


Figura 6.1. ICGH instalado en el subsuelo.

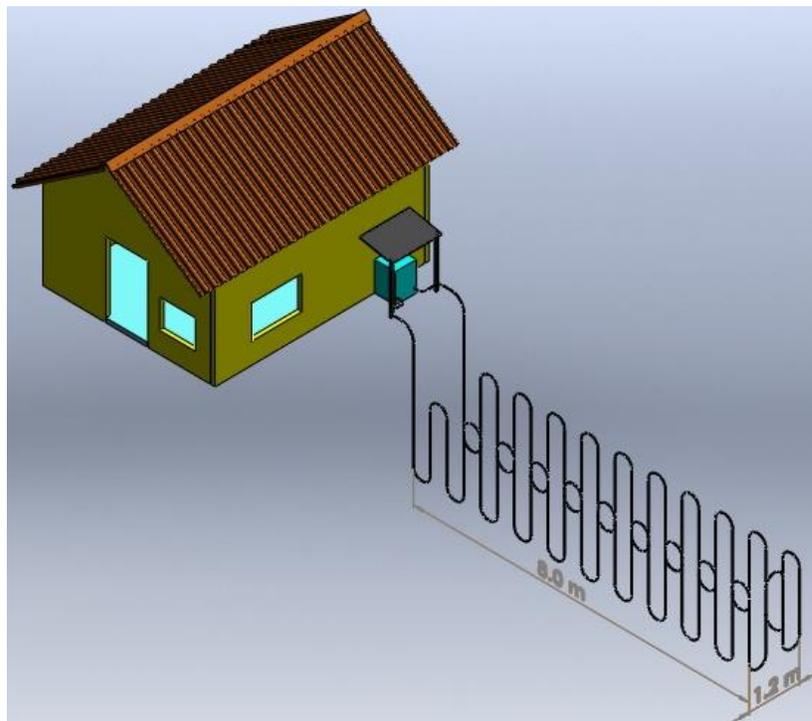


Figura 6.2. ICGHI instalado en el subsuelo.

Se tiene que el ICGH con una longitud de 100 metros, requiere un área de instalación de 32.76 m^2 de terreno y se requiere desalojar 39.3 m^3 de tierra para su instalación, en contraparte, el ICGHI con una longitud de 100 metros, requiere un área de instalación de 9.6 m^2 de terreno y se requiere desalojar 28.8 m^3 de tierra para su instalación.

CONCLUSIONES

1. Se logró diseñar y construir un intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI), el ICGHI, combinó la geometría de un intercambiador de calor geotérmico vertical (ICGV) y las profundidades de instalación de un intercambiador de calor geotérmico horizontal (ICGH).
2. El ICGHI se logró instalar en un volumen de control superficial al subsuelo, con dimensiones igual a 3.25 m^3 de tierra y, a la par fue instalado un ICGH, cumpliendo con esto uno de los objetivos específicos planteados al inicio de este trabajo de investigación.
3. La temperatura interna del volumen de control donde se instaló el ICGH e ICGHI, fue monitoreada por medio de una interfaz LM35-DAQ-ORDENADOR, dicha temperatura fue determinante en la validación numérica realizada en el software comercial ANSYS CFX.
4. El intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI) que se diseñó y construyó, cumplió con las expectativas, con respecto a rendimiento en la transferencia de calor, en comparación de un intercambiador de calor geotérmico horizontal (ICGH).
5. El intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI), cumplió con la expectativa de ahorrar área de terreno para su instalación, se tiene que el ICGHI, requiere 3.4 veces menos área de terreno para su instalación, en relación a un ICGH. Con respecto al volumen de tierra a desalojar para la instalación del ICGHI, se tiene que el ICGHI, requiere 1.36 veces menos volumen de tierra a desalojar para su instalación, en relación a un ICGH.

Con la construcción e instalación del intercambiador de calor geotérmico híbrido, fueron llevadas a cabo una serie de pruebas experimentales y a su vez se realizó la validación numérica en el software comercial ANSYS CFX, obteniendo así lo siguiente:

- En las diferentes pruebas llevadas a cabo experimentalmente en el intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI) que se construyó, utilizando agua a baja temperatura ($7.4\text{ }^{\circ}\text{C}$), se obtuvo un $\Delta T = 0.95\text{ }^{\circ}\text{C}$, con respecto a la salida. En contraparte, en la validación numérica realizada en ANSYS CFX, arrojó un $\Delta T = 1.15\text{ }^{\circ}\text{C}$, obteniendo una diferencia entre las pruebas experimentales y la validación numérica igual a $0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- En las pruebas realizadas experimentalmente en el intercambiador de calor geotérmico híbrido (ICGHI) que se construyó, utilizando agua a alta temperatura ($60.4\text{ }^{\circ}\text{C}$), se obtuvo un $\Delta T = 2.2\text{ }^{\circ}\text{C}$ con respecto a la salida. En contraparte en la validación numérica realizada en ANSYS CFX, se obtuvo un $\Delta T = 3.7\text{ }^{\circ}\text{C}$, obteniendo así una diferencia entre ambos métodos experimental **VS** numérico igual a $1.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- En las pruebas realizadas experimentalmente en el intercambiador de calor geotérmico horizontal (ICGH), utilizando agua a baja temperatura ($7.4\text{ }^{\circ}\text{C}$), se obtuvo un $\Delta T = 0.6\text{ }^{\circ}\text{C}$ con respecto a la salida. Por el contrario en la validación numérica realizada en ANSYS CFX, arrojó un $\Delta T = 0.826\text{ }^{\circ}\text{C}$, obteniendo una diferencia entre las pruebas experimentales y la validación numérica igual a $0.226\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- En las pruebas llevadas a cabo experimentalmente en el intercambiador de calor geotérmico horizontal (ICGH), utilizando agua a alta temperatura ($60.4\text{ }^{\circ}\text{C}$), se obtuvo un $\Delta T = 2.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ con respecto a la salida. En contraparte, en la validación numérica realizada en ANSYS CFX, arrojo un $\Delta T = 2.34\text{ }^{\circ}\text{C}$, obteniendo así una diferencia entre ambos métodos experimental **VS** numérico igual a $0.04\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- De acuerdo a las pruebas realizadas experimentalmente y al igual que a la simulación térmica –numérica realizada en ANSYS CFX, se logró comprobar lo propuesto en la hipótesis de este trabajo de investigación, de acuerdo a la nueva

geometría diseñada y construida (intercambiador de calor geotérmico híbrido), el ICGHI presenta una mayor transferencia de calor con el medio en el que está instalado, tanto en las pruebas con fluido a baja temperatura (7.4 °C), como a alta temperatura (60.4 °C).

- Los resultados obtenidos referentes a las pérdidas de carga totales registradas en la geometría del ICGH e ICGHI, arrojaron que el ICGHI presenta una pérdida de carga total igual a $H_{total} = 1.33 m$, por el contrario, el ICGH presentó una pérdida de carga total igual a $H_{total} = 1.360 m$.

El análisis de la temperatura a lo largo de la geometría del intercambiador de calor geotérmico, horizontal e híbrido, mediante coordenadas distribuidas a lo largo de la geometría, cumplió con lo planteado en uno de los objetivos específicos de este trabajo de investigación.

1. En las pruebas a baja temperatura (7.4 °C), demostraron que el ICGHI, presentó un $\Delta T = 1.06$ °C, en comparación al ICGH, que en la misma prueba presentó un $\Delta T = 0.83$ °C, los resultados demuestran que el ICGHI, presenta mayor rendimiento en cuanto a transferencia de calor, con respecto a un ICGH.
2. En las pruebas a alta temperatura (60.4 °C), demostraron que el ICGHI, presentó un $\Delta T = 3.68$ °C, en comparación al ICGH, que en la misma prueba presenta un $\Delta T = 2.79$ °C, los resultados demuestran que el ICGHI, presenta mayor rendimiento en cuanto a transferencia de calor, con respecto a un ICGH.

La BCG en modo de calefacción (invierno), que es cuando el ICGHI está en contacto con el evaporador de la BCG, se puede observar que el ICGHI propuesto, se comportó de una manera favorable, ya que en las pruebas realizadas con agua a baja temperatura (7.4 °C), y agua a alta temperatura (60.4 °C), el ICGHI registra un ΔT mayor en ambas pruebas (Fluido frío y Fluido caliente), en comparación del ΔT registrado en el ICGH (Fluido frío y Fluido caliente), lo que conlleva a concluir que el ICGHI transfiere mayor cantidad de calor que el ICGH, lo que significa que el fluido refrigerante dentro del

evaporador de la BCG llegara más rápido al punto de evaporación, lo que representa que se formara a mayor velocidad un vapor saturado seco, que va a proporcionar un buen funcionamiento en el compresor de la BCG.

La BCG en modo de refrigeración (verano), que es cuando el ICGHI está en contacto con el condensador de la BCG, se puede observar que el ICGHI, se comporta de una manera más eficiente, en relación al ICGH, ya que el ICGHI presenta un ΔT mayor, en comparación al ΔT registrado en el ICGH, tanto en las pruebas a baja temperatura (7.4 °C), como en las pruebas a alta temperatura (60.4 °C), de lo que se puede concluir que el condensador de la BCG transferirá mayor cantidad de calor hacia el ICGHI, lo que representa una mayor velocidad de condensación del fluido refrigerante dentro del condensador, lo que representa una cantidad mayor de refrigerante en estado líquido en el evaporador, incrementando con esto el efecto frigorífico dentro del local a climatizar.

6.6 FUTUROS TRABAJOS

El presente trabajo de investigación abarca un área de estudio y experimentación muy extensa, el cual tiene diversas áreas de oportunidades para su estudio, análisis y explotación, a continuación se hace mención de cada una de ellas:

- Los efectos del perfil del suelo y sus propiedades térmicas juegan un papel determinante en el rendimiento de los intercambiadores de calor geotérmicos, por lo que al variar estos dos parámetros en una futura investigación, utilizando la geometría del ICGHI, sería de gran utilidad para poder cuantificar su rendimiento en transferencia de calor.
- Futuros trabajos referentes a la refrigeración y calefacción por medio del aprovechamiento de la energía geotérmica pueden tomar las bases de este trabajo de investigación.
- La implementación de nuevas configuraciones geométricas en ICG que ayuden al máximo aprovechamiento de la energía geotérmica.
- Realizar una investigación intensiva de los refrigerantes y materiales utilizados en ICG, que pudieran presentar una mayor transferencia de calor con el subsuelo, con la finalidad de tener un mayor ahorro energético en el compresor.
- Al haberse comprobado que nuevas y desconocidas geometrías de ICG presentan una mayor eficiencia térmica, al ser comparadas con las geometrías existentes, se puede dejar a decisión de los interesados su mejoramiento u optimización.
- Un trabajo complementario de esta investigación, podría incluir, experimentar con diferentes tipos de suelos, suelos húmedos, suelos secos y suelos semisecos, en la instalación del ICGHI, con la finalidad observar el efecto que estos suelos tienen en su rendimiento de transferencia de calor.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Norma alemana VDI 4640.
- [2] <http://www.unioviado.es/catedraahunosa/archivos/Isaac%20Pola.pdf>.
- [3] J. Rodríguez, D. Blanco y M. Iglesias, La bomba de calor geotérmica: pasado, presente y acciones futuras, Área de Climatización de EnergyLab, Agosto 2009.
- [4] Guillermo Llopis Trillo, Vicente Rodrigo Angulo, Guía de la Energía Geotérmica, 2008.
- [5] Muñoz Rius, Geotermia, S.A, 2004.
- [6] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Clasificación de BCG según la ASHRAE. 1999.
- [7] Abdeen Mustafa Omer, Ground-source heat pumps systems and applications, 2008.
- [8] Institute of Applied Geosciences, Justus-Liebig-University; Burkhard Sanner, 2012.
- [9] Guía de la Energía Geotérmica, Dirección General de Industria, Energía y Minas, Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid.
- [10] Vaillant; Bombas de Calor Geotérmicas, Diciembre, 2009.
- [11] CIATESA, en colaboración de la Comisión Federal de Electricidad (CFE), 2010.
- [12] Guía Técnica de Diseño de Sistemas de Bombas de Calor Geotérmicas, Madrid, 2010.
- [13] IGSHPA, INTERNATIONAL GROUND SOURCE HEAT PUMP, 1988.
- [14] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración, ATECYR, 2010.
- [15] Yunus A Cengel & Michael A. Boles, Termodinámica. Sexta edición, 2008.
- [16] CRISTINA LÁZARO LOZANO, "Calefacción por bomba de calor geotérmica utilizando los refrigerantes de nueva generación", DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA 2009.
- [17] Francisco Javier Rey Martínez, Eloy Velazco Gómez, Bombas de Calor y Energías Renovables en Edificios, 2011.
- [18] Geothermal Heat Pump Consortium.
- [19] Instituto Nacional de Estadística Geográfica e Informática, INEGI, Marco Geo estadístico Municipal, conjunto de datos vectorial edafológico, información topográfica digital.
- [20] Yunus A Cengel, Transferencia de calor y Masa, tercera edición, 2006.
- [21] J. P. Holman, Octava Edición, Transferencia de calor, 1998.

- [22] RedCIAQ, Centro de Investigación del Agua Querétaro, 2014.
- [23] Dr. Rolando García Daguer, Biol. Armando Bayona, Centro de Querétaro de Recursos Naturales, Uso Actual y Potencial del Suelo en los Municipios conurbados de Querétaro, tomo 3, Octubre de 2001.
- [24] Li Qiang and Sun Youhong, "Heat Transfer Model of Vertical Geothermal Heat Exchanger and Calculation Process", College of Construction Engineering, Jilin University, Changchun, China.
- [25] Ing. Delia Cohenca, *MSc.*¹ Ing. David *Schvartzman*², INVESTIGACIÓN ANALÍTICA Y NUMÉRICA DE LAS CARACTERÍSTICAS DEL SUELO PARA DISEÑO DE SISTEMAS DE VENTILACIÓN BASADOS EN INTERCAMBIADORES DE CALOR, 2012.
- [26] Teresa Magraner Benedicto, Validación Experimental de los Métodos de Diseño de Instalaciones de Bomba de Calor Acoplada al Terreno, Valencia, marzo de 2010.
- [27] T.R.H. *Holmes*,¹ M. *Owe*,²R.A.M *De Jeu*,¹ H.*Kooi*¹, "Estimating the soil temperature profile from a single depth observation: A simple empirical heatflow solution".
- [28] *Zhiqiu Gao*¹, *Donald H. Lenschow*², *Robert Horton*³, *Mingyu Zhou*^{1,4}, *Linlin Wong*¹, and *Jun Wen*⁵, Comparison of two soil temperature algorithms for a bare ground site on the Loess Plateau in China, 2008.
- [29] Kusuda T., Achenbach P.R. "Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States". ASHRAE Transactions, vol. 71, p. 61-75, 1965.
- [30] Texas Instruments Incorporated, Compendio de publicaciones periódicas, 1999-2013.
- [31] Rafael Pérez García, Pedro L. Iglesias Rey, Vicente S. Fuertes Miquel, Flujo estacionario de fluidos incompresibles en tuberías, Editorial Universidad Politécnica de Valencia.
- [32] Manual técnico de Cobre, nacobre, S.A. de C.V. 2013.
- [33] J. P. Holman, Transferencia de calor, Décima Edición, 1999.
- [34] CORZAN, Manual Técnico de CPVC, Julio de 2011.
- [35] Empresa, Ferro-Plast, Catalogo, FERROTERM, 2012.
- [36] Kwang Ho Lee & Richard K. Strand, "El potencial de calentamiento y enfriamiento en un sistema de tuberías en tierra en edificios", 2006.
- [37] Chemical Sistem, Editorial, Reverte, S.A., 1968.
- [38] PERRY, Manual del ingeniero químico, tomo 2, Sexta edición, 2001.
- [39] Robert L. Mott, Mecánica de fluidos, Prentice Hall, cuarta edición, 2006.
- [40] Claudio Mataix, Mecánica de fluidos y Máquinas hidráulicas, Segunda edición, 1986.
- [41] Octavio Armas Frio industrial y aire acondicionado, 1992.

Cinco minutos bastan para soñar toda una vida, asi de relativo es el tiempo.

Mario Benedetti