



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

**EVALUACIÓN DEL USO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA PARA  
CALEFACCIONAR EL HOTEL NOTHOFAGUS EN LA RESERVA HUILO  
HUILO**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**ÍTALO ANDRÉS SALAZAR DÍAZ**

PROFESOR GUÍA:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBRO DE LA COMISIÓN:  
DIEGO MORATA CÉSPEDES  
AQUILES SEPÚLVEDA OSSES

SANTIAGO DE CHILE  
2022

## EVALUACIÓN DEL USO DE ENERGÍA GEOTÉRMICA PARA CALEFACCIONAR EL HOTEL NOTHOFAGUS EN LA RESERVA HUILO HUILO

En este informe se realiza una evaluación del uso directo de energía geotérmica de muy baja entalpía, para producir agua caliente sanitaria y calefaccionar un hotel ubicado en la Reserva Huilo Huilo, Panguipulli, Región de los Ríos, Chile. Inicialmente se da un contexto sobre lo que es la energía geotérmica, que en un sentido muy amplio, es la energía calorífica contenida en el interior de la Tierra. Se habla a grandes rasgos del contexto geológico de Chile. Para luego, detallar los distintos usos de esta energía y sus aplicaciones. Dentro del informe se habla acerca de la ubicación del lugar en donde se estudiará la evaluación, también acerca de la geología de este lugar, de la cual se asume, que hay un gran potencial de energía geotermal en el sector.

La climatización y producción de agua caliente sanitaria se realiza utilizando bombas de calor geotérmicas, la BCG es una máquina que transfiere calor desde un foco frío a otro caliente utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña. Esta BCG está en un sistema cerrado con intercambiadores de calor enterrados verticalmente. En estos intercambiadores el medio de transmisión de calor es agua que circula en circuito cerrado por el interior de unos tubos de polietileno de alta densidad, de bajo diámetro. La profundidad de los sondeos suele oscilar entre 100 y 300 [m], por lo que las condiciones meteorológicas superficiales son insignificantes debido a que la temperatura del subsuelo es constante, aunque a muy grandes profundidades aumenta la temperatura respecto al gradiente geotérmico.

Mediante el sistema mencionado de intercambiadores de calor verticales, se realizan evaluaciones técnicas y económicas, con el fin de poder ver si el proyecto es factible y/o bajo que condiciones lo puede ser. Con respecto a la evaluación técnica del proyecto, se realiza un sistema compuesto por captadores de calor de subsuelo, cuyo fluido de captación de calor es agua que fluye dentro de tubos de polietileno de alta densidad  $PE_{100}$ , de diámetro interior 166,8 [mm], conectados en paralelo entre perforaciones de aproximadamente 150 [m]. El agua del sistema de captación, intercambia calor con el refrigerante que fluye dentro de la bomba de calor, posterior a esto, mediante la evaporación del refrigerante en el evaporador y el aumento de temperatura y presión del refrigerante luego del compresor, se calienta un fluido portador destinado a intercambiar calor en acumuladores de calor para ACS, radiadores y losa radiante.

Con respecto a la evaluación económica del proyecto, para los 3 primeros casos evaluados (457,45 [kW]) se obtienen inversiones iniciales entre los 1.100 y 1.570 millones de pesos aproximadamente, recuperando la inversión entre 7,9 y 11,4 años. Para los últimos 3 casos evaluados (660 [kW]), se necesitan inversiones entre 1.565 y 2.233 millones de pesos aproximadamente, recuperando la inversión entre 7,98 y 11,56 años. Estos valores de inversiones iniciales y tiempo de recuperación en años, dependen de la conductividad térmica del suelo, a medida que la conductividad térmica es menor, las variables antes nombradas aumentan.

*Este trabajo está dedicado a mi madre Karina Díaz.  
Mi mayor bendición fue haber nacido de una madre como tú.  
Fuiste y serás la persona más importante en mi vida.  
Siempre te amaré mami.*

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	3
1.2.1. Objetivo general . . . . .	3
1.2.2. Objetivos específicos . . . . .	3
1.3. Alcances . . . . .	3
<b>2. Antecedentes</b>	<b>4</b>
2.1. Energía geotérmica . . . . .	4
2.1.1. Uso directo de energía geotérmica . . . . .	5
2.2. Ubicación y contexto geológico . . . . .	6
2.2.1. Favorabilidad geotérmica . . . . .	8
2.3. Bombas de calor geotérmicas BCG . . . . .	8
2.4. Intercambiadores de calor verticales . . . . .	10
2.5. Sondeos geotérmicos . . . . .	12
2.5.1. Número y profundidad de pozos . . . . .	13
2.6. Agua caliente sanitaria por uso de bomba de calor geotérmica . . . . .	14
<b>3. Metodología</b>	<b>15</b>
<b>4. Bases de diseño</b>	<b>16</b>
4.1. Fundamentos térmicos del terreno . . . . .	16
4.1.1. Método para calcular la evolución de temperatura del terreno . . . . .	16
4.1.1.1. Temperatura máxima y mínima del terreno . . . . .	17
4.1.2. Propiedades térmicas del terreno . . . . .	17
4.1.2.1. Conductividad . . . . .	17
4.1.2.2. Capacidad térmica . . . . .	18
4.1.2.3. Difusividad . . . . .	18
4.2. Gestión Energética en el Sector Hotelero . . . . .	18
4.2.1. ACS . . . . .	19
4.2.1.1. Selección de la potencia necesaria . . . . .	19
4.2.2. Calefacción . . . . .	20
4.3. Diseño del intercambiador de calor enterrado . . . . .	21
4.3.1. Elección de la bomba de calor . . . . .	21
4.3.2. Elección del fluido . . . . .	21
4.3.3. Elección de la configuración a emplear . . . . .	22
4.3.4. Elección de los tubos . . . . .	22
4.3.5. Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado . . . . .	23

4.3.5.1.	Temperaturas máximas y mínimas de entrada del fluido a la bomba de calor . . . . .	24
4.3.5.2.	Diferencia de temperatura entre el terreno y el circuito . . . . .	24
4.3.5.3.	Resistencia de los tubos al flujo de calor . . . . .	25
4.3.5.4.	Factor de utilización (fracciones de enfriamiento y calefacción) . . . . .	25
4.3.5.5.	Resistencia térmica de los intercambiadores ( $R_s$ ) . . . . .	26
4.3.5.6.	Longitud del intercambiador enterrado . . . . .	26
4.3.6.	Selección bomba de circulación . . . . .	26
4.4.	Tuberías, bombas e hidráulica del sistema de circuito cerrado . . . . .	26
4.4.1.	Resistencia hidráulica de las tuberías . . . . .	28
4.4.2.	Resistencias hidráulicas en serie y en paralelo . . . . .	29
4.4.3.	Resistencia en accesorios . . . . .	29
<b>5.</b>	<b>Resultados</b>	<b>31</b>
5.1.	Ubicación, temperatura y propiedades térmicas del terreno . . . . .	31
5.1.1.	Propiedades térmicas del terreno . . . . .	32
5.2.	Diseño del intercambiador de calor enterrado . . . . .	33
5.2.1.	Elección bomba de calor . . . . .	33
5.2.1.1.	Bomba de calor EcoGeo 25-100 . . . . .	33
5.2.2.	Elección del fluido del intercambiador de calor enterrado . . . . .	37
5.2.3.	Elección tubos de polietileno . . . . .	37
5.2.3.1.	Polietileno de alta densidad $PE_{100}$ . . . . .	37
5.2.4.	Estudio de las temperaturas . . . . .	38
5.2.4.1.	Casos 1, 2 y 3 . . . . .	39
5.2.4.2.	Casos 4, 5 y 6 . . . . .	40
5.2.5.	Resistencia de los tubos del intercambiador al flujo de calor . . . . .	40
5.3.	Longitudes de intercambiadores verticales . . . . .	41
5.3.1.	Caso 1 . . . . .	42
5.3.2.	Caso 2 . . . . .	42
5.3.3.	Caso 3 . . . . .	43
5.3.4.	Caso 4 . . . . .	43
5.3.5.	Caso 5 . . . . .	44
5.3.6.	Caso 6 . . . . .	44
5.4.	Selección de bombas de agua . . . . .	45
5.4.1.	Caso 1 . . . . .	46
5.4.2.	Caso 2 . . . . .	50
5.4.3.	Caso 3 . . . . .	51
5.4.4.	Caso 4 . . . . .	52
5.4.5.	Caso 5 . . . . .	53
5.4.6.	Caso 6 . . . . .	54
<b>6.</b>	<b>Evaluación económica</b>	<b>55</b>
6.1.	Instalación y Mantenimiento Proyectos de Geotermia . . . . .	56
6.1.1.	G-2. Precio BC geotérmica reversible para clima y ACS . . . . .	56
6.1.2.	G-7. % Costo de instalación BC geotérmica de circuito cerrado . . . . .	57
6.1.3.	G-9. Precio por metro lineal de cañería enterrada de circuito cerrado vertical . . . . .	58

6.1.3.1.	Caso 1 . . . . .	58
6.1.3.2.	Caso 2 . . . . .	59
6.1.3.3.	Caso 3 . . . . .	59
6.1.3.4.	Caso 4 . . . . .	59
6.1.3.5.	Caso 5 . . . . .	59
6.1.3.6.	Caso 6 . . . . .	59
6.1.4.	G-10. Precio mantención preventiva BC geotérmica . . . . .	59
6.2.	Precio final de proyecto . . . . .	60
6.2.1.	Caso 1 . . . . .	60
6.2.2.	Caso 2 . . . . .	61
6.2.3.	Caso 3 . . . . .	61
6.2.4.	Caso 4 . . . . .	61
6.2.5.	Caso 5 . . . . .	62
6.2.6.	Caso 6 . . . . .	62
6.3.	Flujo Económico . . . . .	63
<b>7.</b>	<b>Análisis de resultados y discusión</b>	<b>65</b>
<b>8.</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>70</b>
8.1.	Trabajo a futuro . . . . .	71
	<b>Bibliografía</b>	<b>72</b>
<b>A.</b>	<b>Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios</b>	<b>74</b>
A.1.	Diseño . . . . .	74
A.1.1.	Condiciones interiores . . . . .	74
A.1.2.	Condiciones exteriores . . . . .	75
A.1.3.	Empleo de la energía eléctrica . . . . .	75
A.1.4.	Producción centralizada de agua caliente sanitaria . . . . .	75
A.1.5.	Aislamiento térmico . . . . .	75
A.1.6.	Instalaciones colectivas para edificios . . . . .	75
A.1.7.	Proyecto de remodelación . . . . .	76
A.2.	Cálculo . . . . .	76
A.2.1.	Condiciones interiores . . . . .	76
A.2.2.	Condiciones exteriores . . . . .	76
A.2.3.	Cargas térmicas . . . . .	76

# Índice de Tablas

2.1.	Tabla con distintos usos de energía geotérmica de uso directo a nivel mundial [13].	5
4.1.	Propiedades físicas de los fluidos [2].	22
5.1.	Temperatura media en la ubicación a estudiar (Enero-Junio).	31
5.2.	Temperatura media en la ubicación a estudiar (Julio-Diciembre).	31
5.3.	Ubicación exacta y temperatura media del sitio seleccionado.	32
5.4.	Propiedades térmicas basalto.	32
5.5.	Valores capacidades térmicas y potencia eléctrica consumida para calefacción y ACS de los primeros casos.	36
5.6.	Valores capacidades térmicas y potencia eléctrica consumida para calefacción y ACS en los últimos casos.	37
5.7.	Propiedades físicas del agua.	37
5.8.	Propiedades polietileno de alta densidad $PE_{100}$ Ferroterm.	38
5.9.	Caudales para bomba EcoGeo HP1 25-100.	39
5.10.	Resumen longitudes de intercambiadores de calor para cada caso.	45
5.11.	Términos constantes para todos los casos a evaluar.	46
5.12.	Resumen de valores de variables para el cálculo de la potencia de bombas de agua para el caso 1.	49
5.13.	Cálculo potencia de bomba de agua caso 2.	50
5.14.	Cálculo potencia de bomba de agua caso 3.	51
5.15.	Cálculo potencia de bomba de agua caso 4.	52
5.16.	Cálculo potencia de bomba de agua caso 5.	53
5.17.	Cálculo potencia de bomba de agua caso 6.	54
6.1.	Resumen índices de precios e inversión inicial del proyecto para casos 1, 2 y 3.	63
6.2.	Resumen índices de precios e inversión inicial del proyecto para casos 3, 4 y 5.	63
6.3.	Resumen flujo económico de los casos 1, 2 y 3.	64
6.4.	Resumen flujo económico de los casos 4, 5 y 6.	64
7.1.	Resumen comparación casos 2 y caso especial.	69
A.1.	Condiciones interiores de diseño	74

# Índice de Ilustraciones

1.1.	Hotel Nothofagus y su diseño sustentable. . . . .	2
2.1.	Geología de la Región de los Ríos [10]. . . . .	6
2.2.	Complejo Volcánico Mocho-Choshuenco. . . . .	7
2.3.	Mapa de favorabilidad geotérmica, Región de los Ríos [10]. . . . .	8
2.4.	Esquema de funcionamiento de bomba de calor geotérmica modificado [2]. . . . .	9
2.5.	Esquema sistema de BCG de circuito cerrado de circulación indirecta [4]. . . . .	10
2.6.	Ejemplos de secciones de intercambio vertical [2]. . . . .	11
2.7.	Perforadora de pozo XSL7/360. . . . .	12
2.8.	Relación entre el número de perforaciones de esquema de circuito cerrado y la capacidad instalada de la bomba en [kW] [4]. . . . .	13
4.1.	Radiadores en zonas comunes del hotel Nothofagus. . . . .	20
4.2.	Dos pozos conectados en serie con una válvula de desaireación instalada en lo alto del circuito. [4]. . . . .	30
5.1.	Especificaciones bomba de calor EcoGeo 25-100 kW [6]. . . . .	33
5.2.	Curvas de potencia bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo calefacción [6]. . . . .	34
5.3.	Curvas de potencia eléctrica consumida por la bomba de calor EcoGeo 25-100 en calefacción [6]. . . . .	34
5.4.	Curvas de COP bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo calefacción [6]. . . . .	35
5.5.	Curvas de potencia bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo ACS [6]. . . . .	35
5.6.	Curvas de potencia eléctrica consumida por la bomba de calor EcoGeo 25-100 en ACS [6]. . . . .	35
5.7.	Curvas de COP bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo ACS [6]. . . . .	36
6.1.	Precios indicador G-2 [7]. . . . .	56
6.2.	Precios indicador G-7 [7]. . . . .	57
6.3.	Precios indicador G-9 [7]. . . . .	58
6.4.	Precios indicador G-10 [7]. . . . .	60
7.1.	Número de perforaciones por kW instalados. . . . .	66
7.2.	Gráfico tiempo de recuperación de inversión inicial en relación a la conductividad térmica del suelo para cada caso. . . . .	67
7.3.	Gráfico largo total perforaciones en relación a la inversión total. . . . .	68

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Motivación

La geotermia tiene múltiples ventajas, entre las cuales se encuentran que no depende de condiciones climáticas, requiere relativamente poco espacio, es amigable con el medio ambiente, tiene baja contaminación atmosférica, es una energía eficiente, con bajos costos de operación y mantenimiento a largo plazo. Cuando se habla de aprovechamiento geotérmico, es necesario diferenciar los diferentes potenciales de entalpía de los diferentes yacimientos, que van desde muy alta entalpía (asociada al vulcanismo y a la producción eléctrica), pasando por las de alta y media entalpía (asociadas a termas y a los sistemas de calefacción de distrito) y finalmente el aprovechamiento de la geotermia de baja entalpía o baja temperatura, que requiere la intervención de bombas de calor. En el rango de temperaturas más bajas, el aprovechamiento geotérmico mediante bomba de calor geotérmica (BCG), no requiere de condiciones extraordinarias del terreno, siendo amplia su disponibilidad como fuente de energía renovable y sostenible para un sinnúmero de aplicaciones [3].

Considerando que en Chile hay un gran potencial para la geotermia, hasta el 2020, en el total de 88 países que utilizan el uso directo de la energía geotérmica se utilizan 107.727 [MWt]. Sin embargo, en Chile, para el mismo uso se utilizan 22,6 [MWt], de donde sólo 7,9 [MWt] corresponden a 61 sitios que usan BCG y el resto proviene de 29 ubicaciones en donde se utiliza para bañarse y nadar [13]. Es notorio un escaso desarrollo, situación poco acorde con el potencial para la geotermia que hay en el país.

Las ventajas de las BCG son múltiples, ya que tienen facilidad de mantenimiento y escasez de ruido, son sistemas basados en tecnologías bien conocidas, la BCG destaca por su capacidad de integrarse con otras fuentes de energía renovables, complementando y ayudando en su desarrollo, tales como los paneles solares térmicos. La BCG es simplemente una bomba de calor que transfiere calor a o desde la aplicación (en este caso el hotel) al terreno. Ello posibilita una menor demanda de energía primaria por parte del compresor de la BCG debido a que, en muchos momentos, el suelo posee condiciones de temperatura más favorables que el aire.

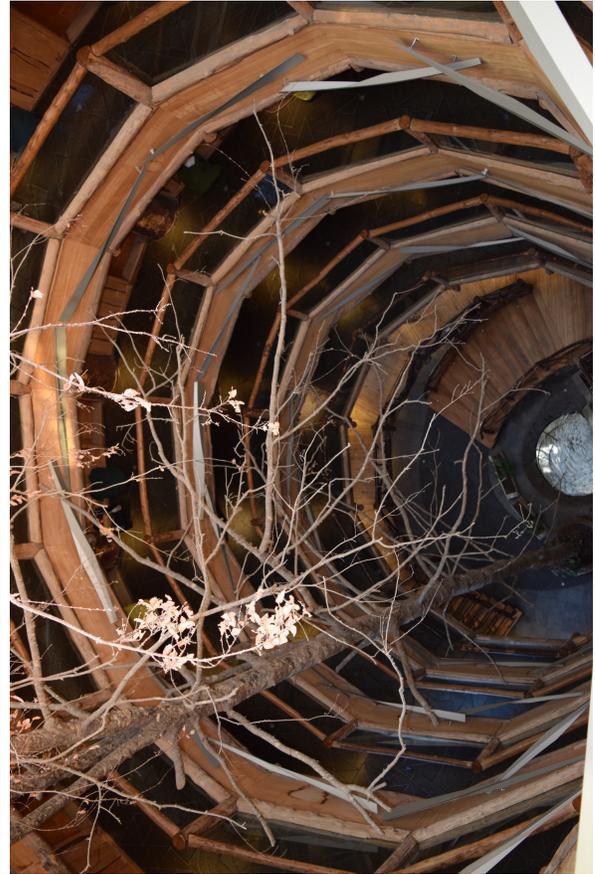
El mejor rendimiento de este tipo de bombas se basa no tanto en una diferencia en su tecnología o componentes, sino en el aprovechamiento de un principio de la termodinámica mediante la gestión energética sostenible y eficiente del terreno como foco térmico. Por otro lado, dicha gestión sostenible y eficiente implica un mayor grado de dificultad que en el caso del aire, puesto que el terreno posee características térmicas más complejas y, con frecuencia,

poco conocidas.

Como el hotel Nothofagus (figura 1.1(a)), en donde se realizará el estudio, se encuentra ubicado en el bosque nativo de la Patagonia, tiene un diseño sustentable, como se puede observar en la figura 1.1(b), que apunta a complementarse con el entorno. Entonces, un sistema de climatización mediante energías renovables es una gran opción para evitar el uso de combustibles fósiles, con esto evitando contaminación en la Reserva Biológica Huilo Huilo.



(a) Hotel Nothofagus.



(b) Diseño sustentable hotel.

Figura 1.1: Hotel Nothofagus y su diseño sustentable.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo general**

Determinar la viabilidad técnica y económica de implementar un sistema de calefacción y de agua caliente sanitaria, a través de bombas de calor geotérmicas, para el hotel Nothofagus en la Reserva Huilo Huilo.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

1. Caracterizar un sistema de baja entalpía y el funcionamiento de bombas de calor geotérmicas en un circuito cerrado con intercambiadores de calor verticales.
2. Analizar las condiciones geológicas del terreno en donde se encuentra ubicado el hotel.
3. Estimar la necesidad térmica del hotel y el tipo de climatización que se tomará en cuenta para el estudio.
4. Determinar analíticamente las dimensiones de la bomba de calor y estimar la profundidad del sondaje para los intercambiadores verticales de subsuelo.
5. Realizar una evaluación económica, que incluya los costos de equipos, su instalación y consumo. Esta evaluación se realiza modificando algunas variables, para poder realizar comparaciones para distintos casos.

## **1.3. Alcances**

- Este informe no cuenta con un estudio geológico de la zona, se utilizarán datos del Servicio Nacional de Geología y Minería.
- No se consideran equipos de refrigeración para el hotel, por lo tanto, sólo se hará el cálculo del sistema para su uso en calefacción, con los equipos existentes en el hotel.
- El hotel no compartió sus datos de cargas térmicas, entonces, se realiza un cálculo aproximado para obtener la demanda de energía que se proporcionará al edificio.
- Se abarcará sólo un tipo de intercambiadores de calor, que son los verticales de subsuelo. Esto con el fin de tener un ahorro de espacio en la instalación de todo el sistema, y además, permite adentrarse en el estudio de las perforaciones verticales.
- No se cuenta con la información de cómo se obtiene la energía de calefacción y ACS en el hotel (caldera a gas, equipos eléctricos, etc). Es por eso que para términos de cálculos de costos, se asume el uso de equipo de eléctricos, con el fin de obtener un análisis de costos más simple.

# Capítulo 2

## Antecedentes

### 2.1. Energía geotérmica

En un sentido muy amplio se conoce como energía geotérmica a la energía calorífica contenida en el interior de la Tierra. Simplificadamente, son tres las partes en que se divide el globo terrestre: núcleo, manto y corteza. El núcleo, la parte más interna de la Tierra, se piensa que está formado fundamentalmente por hierro fundido y su temperatura supera los 4.000 [°C]. El manto, es la zona intermedia de aproximadamente 2.900 [km] de espesor, está formado principalmente por silicatos de hierro y magnesio y su temperatura varía entre los 800 - 1.000 [°C] en su parte exterior y los 4.000 [°C] en el contacto con el núcleo. Finalmente, la zona más externa de la Tierra, la corteza, a la que tenemos acceso directamente y en donde se trabaja para el uso de energía geotérmica de cualquier tipo, de espesor variable entre 5 y 35 [km] aproximadamente, está formada fundamentalmente por silicatos aluminicos y magnésicos. Su temperatura varía desde los 15 - 20 [°C] de la superficie, hasta los 600 - 800 [°C] en el contacto con el manto [3].

Debido a estas diferencias en temperaturas a las distintas profundidades de la Tierra, se origina un gradiente térmico, es decir, un continuo flujo de calor desde el interior a la superficie. En determinados puntos del planeta el flujo de calor es anormalmente elevado, estas zonas coinciden con la existencia de fenómenos geológicos tales como actividad sísmica elevada, cordilleras formadas en épocas geológicas recientes y existencia de actividad volcánica también reciente. Como Chile se encuentra en una zona de choque de placas, en donde se produce una subducción de la placa de Nazca bajo la placa Sudamericana, se genera fusión de corteza y generación de magma. Esto provoca que Chile sea un país con más de 2.000 volcanes, de los cuales, sólo 92 volcanes aproximadamente se encuentran activos.

Se conoce como geotermia el conjunto de técnicas utilizadas para la exploración, evaluación y explotación de la energía geotérmica. Para dar una definición más práctica, se dice que la energía geotérmica es la energía calorífica contenida en las rocas del subsuelo y que puede ser extraída por el hombre en términos económicos [3]. Cuando en un área geográfica, se cumplen las condiciones necesarias para que se pueda explotar económicamente la energía geotérmica existente en el subsuelo, se dice que allí existe un yacimiento geotérmico. Estas condiciones no son las mismas si se trata de un yacimiento de alta temperatura (más de 150 [°C], uso indirecto de la energía geotérmica), que si se trata de un yacimiento de baja temperatura (uso directo de la energía geotérmica).

### 2.1.1. Uso directo de energía geotérmica

En los yacimientos de baja temperatura, entre 10 y 90 [°C], el valor del flujo calorífico es el normal en la corteza terrestre, por lo que es innecesaria la existencia de un foco de calor activo y aislamiento del reservorio. Sólo es necesaria la presencia de un reservorio a la profundidad adecuada para que, con el gradiente geotérmico existente en dicha zona, se tengan temperaturas que hagan económica su explotación [3].

El uso directo de la energía geotérmica, puede tener variados usos, los cuales se nombran en la Tabla 2.1 y se detalla su utilización por año.

Tabla 2.1: Tabla con distintos usos de energía geotérmica de uso directo a nivel mundial [13].

<b>Categorías de uso directo</b>	<b>Utilización [<math>\frac{TJ}{año}</math>]</b>
Bombas de calor geotérmicas	599.981
Calefacción de espacios	162.979
Invernaderos geotérmicos	35.826
Calentamiento de estanques y canales de acuicultura	13.573
Secado de cultivos agrícolas	3.529
Calor de proceso industrial	16.390
Bañarse y nadar	184.070
Derretimiento de nieve y enfriamiento de espacios	2.589
Otros usos	1.950
Total	1.020.887

En el caso del uso directo en América del Sur hay 8 países que en conjunto utilizan 621 [MWt] ( $8.709 \frac{TJ}{año}$ ), y en el total de 88 países en el mundo se utilizan 107.727 [MWt] ( $1.020.887 \frac{TJ}{año}$ ). Como en el resto de los países andinos, los recursos geotérmicos chilenos han sido tradicionalmente utilizados con fines recreativos y turísticos. El uso de bombas de calor geotérmicas en Chile comenzó en 1996. La fuente de agua (agua de pozo o lago) y los sistemas horizontales de circuito cerrado son las instalaciones predominantes, pero también se informaron algunos sistemas verticales y de circuito cerrado. Finalmente, diferentes usos industriales en acuicultura, invernaderos, y la industria vitivinícola han incluido el uso de bombas de calor geotérmicas, principalmente por su alta eficiencia. En resumen, en Chile, la energía geotérmica de uso directo se utiliza para bañarse y nadar en 29 ubicaciones con 14,68 [MWt], 61 sitios informan el uso de bombas de calor geotérmicas para 7,93 [MWt]. Esto da un total para el país de 22,61 [MWt]. Varios países se destacan como principales productores y consumidores de fluidos geotérmicos para uso directo (China, EE.UU., Suecia, Turquía, Japón, Alemania, Islandia, Finlandia, Francia y Canadá) [13].

Con el creciente interés en las bombas de calor geotérmicas (de fuente terrestre), ahora es evidente que la energía geotérmica se puede desarrollar en cualquier lugar para calentar y enfriar. Ahora representan el 72 % de la capacidad instalada (MWt) y el 58,8 % de la energía anual [ $\frac{TJ}{año}$ ]. Como los suministros de petróleo y gas disminuyen y el precio aumenta, la energía geotérmica se convertirá en una fuente alternativa de energía aún más económicamente viable. Aunque el costo inicial de desarrollar un recurso geotérmico es alto (exploración, perforación de pozos, equipos y construcción de tuberías), el costo a largo plazo es bajo [13].

## 2.2. Ubicación y contexto geológico

El lugar que se estudiará para la evaluación del uso directo de energía geotérmica se encuentra en la comuna de Panguipulli, Región de Los Ríos, Chile. Entre la localidad de Neltume y Puerto Fuy, específicamente, se puede ver en las figuras 2.1 en la estrella azul y 2.3, entre el Río Fuy y la carretera internacional CH 203.

Este lugar está ubicado en la cordillera principal, en la Figura 2.1 se indica una geología  $H_v$ , o sea, depósitos volcánicos holocenos (época geológica Holoceno). Cercano al lugar de estudio se encuentra el volcán Mocho-Choshuenco, que comprende lavas andesítico-basálticas de augita-olivino y de augita hiperstena intercalada con depósitos de flujo piroclástico [10].

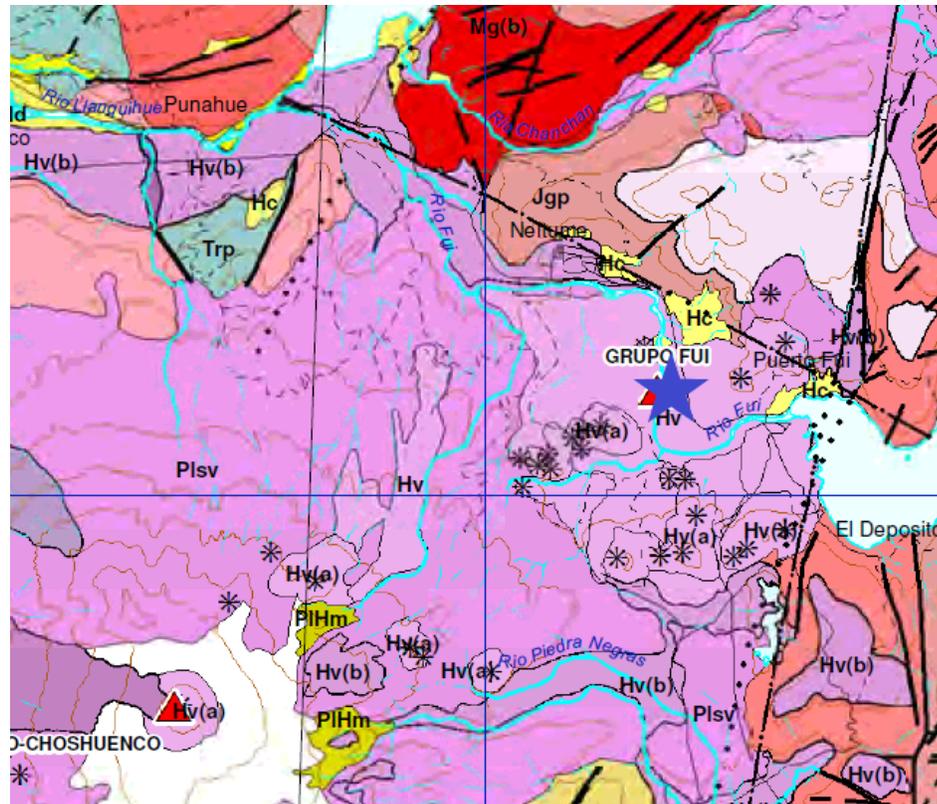


Figura 2.1: Geología de la Región de los Ríos [10].

En la figura 2.1 se pueden observar distintos colores, que diferencian la geología respecto a cada ubicación, en esta figura, se encuentran las siguientes geologías [10]:

- $H_v$ : Depósitos volcánicos del Holoceno. El volcán el Mocho comprende lavas andesítico-basálticas de augita-olivino y de augita hiperstena intercalada con depósitos de flujo piroclástico.
- $H_v(a)$ : Conos piroclásticos.
- $H_v(b)$ : Depósitos de flujo piroclásticos.
- $Jgp$ : Batolito Panguipulli (Jurásico Medio). Corresponde principalmente a granitos de biotita, subordinadamente a tonalitas de hornblenda y biotita y granodioritas y hornblenda.

- Mg(b): Batolito Norpatagónico (Mioceno). Conjunto de dioritas de piroxeno y anfíbola expuestas en la zona norte del área de estudio, en las cercanías del sector de Liquiñe y al oeste de la traza principal de la Falla Liquiñe Ofqui.
- Plsv: Depósitos volcánicos del Plesitoceno Superior. Corresponden a lavas andesítico-basálticas de augita-olivino, andesitas de augita, dacitas, brechas andesíticas y aglomerados asociados a la caldera Choshuencho.
- PIHm: Depósitos morrénicos (Plesitoceno Superior-Holoceno).
- Trp: Formación Panguipulli (Triásico Medio-Triásico Superior). Secuencia rítmica de areniscas, lutitas y conglomerados cuarcíferos.

Según el “Informe de Evaluación de los Recursos Geotérmicos de la Región de Los Ríos”, el sector específicamente estudiado se encuentra en una unidad de rocas volcánicas de lavas basáltica y andesítica-basáltica. Esta unidad corresponde a un acuífero libre en roca fisurada y/o en depósitos no consolidados, con variable permeabilidad. Las rocas volcánicas pueden presentar desde una estructura masiva, con escasa o nula porosidad primaria, hasta una estructura de bloques fracturados, muy permeables, dispuestos en la forma de mantos o estratos de espesor variable, con alta porosidad secundaria, a través de fracturas abiertas, sin relleno y diaclasas. El flujo de agua subterránea por porosidad primaria se produce en menor cantidad, ya que estaría controlado por la presencia de vesículas interconectadas. Sin embargo, se infiere que el flujo de agua subterránea, se producen mayormente a través de fracturas, fallas principales y planos de contacto entre la unidad volcánica y sedimentaria [10].

El lugar elegido para el estudio, se encuentra ubicado entre el volcán Mocho-Choshuencho (Figura 2.2) y Liquiñe, que es la localidad en donde comienza la falla Liquiñe-Ofqui. Esta falla es en realidad, un conjunto de fallas geológicas que se extiende por 1.200 [km] (desde Liquiñe hasta el istmo de Ofqui) en la zona sur de Chile cercano a la cordillera de los Andes, la cual controla la ocurrencia y distribución espacial de la mayoría de los volcanes presentes en la zona. Por lo tanto, se puede asumir, que este lugar elegido para el estudio posee un gran potencial de energía geotermal.

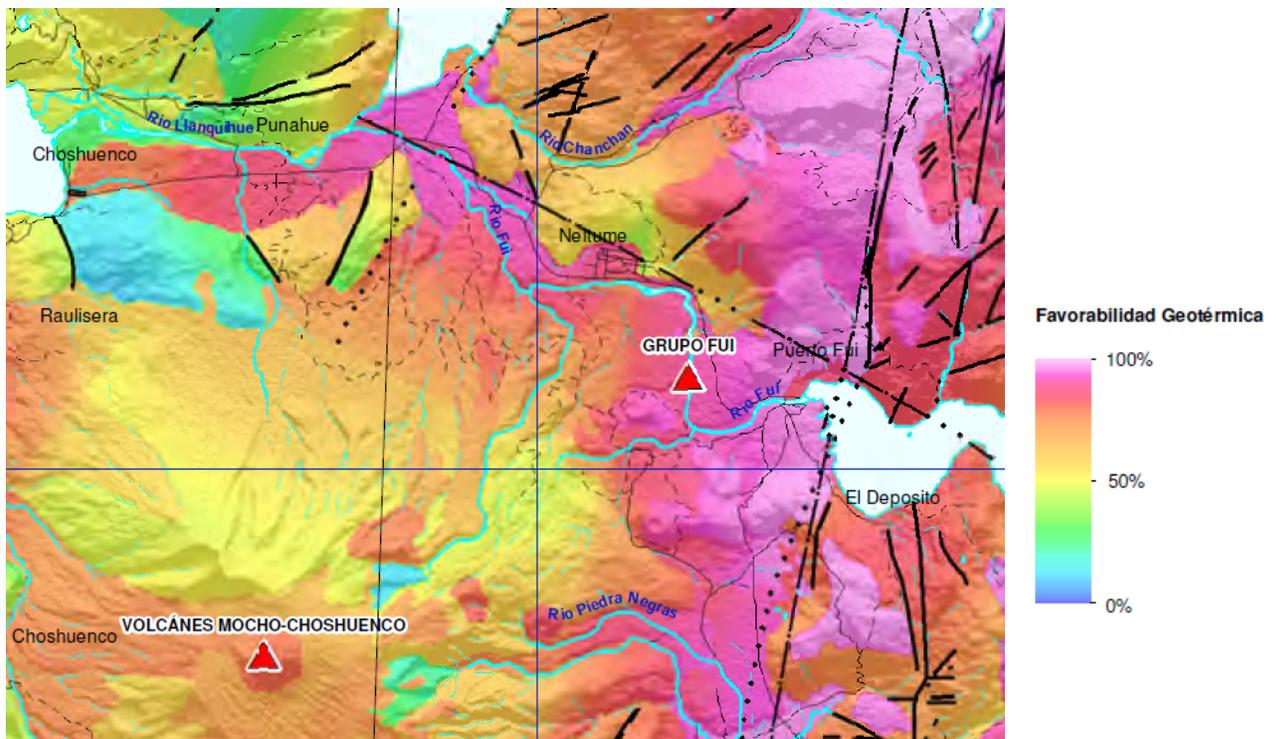


Figura 2.2: Complejo Volcánico Mocho-Choshuencho.

### 2.2.1. Favorabilidad geotérmica

Como se puede observar en la Figura 2.3, el sector a estudiar presenta una favorabilidad geotérmica cercana a 90 %, lo que implica que hay condiciones favorables para el uso de energía geotérmica. La favorabilidad geotérmica es una medida cualitativa de la posible existencia de recursos geotermales, sobre la base de integración ponderada de los parámetros espaciales considerados relevantes en el control del fenómeno geotérmico. En el caso de la Cordillera Principal, los sistemas geotérmicos están asociados a sistemas volcánicos y rasgos estructurales de carácter regional [10].

De esta manera, se ha definido que los parámetros relevantes y sus ponderaciones que controlan la favorabilidad geotérmica en la Cordillera Principal son; 40 % patrón estructural a nivel regional y distribución de fallas y lineamientos, 30 % temperatura profunda de los fluidos emitidos desde manifestaciones superficiales, 20 % distribución y edad de los depósitos asociados a centros eruptivos y 10 % distribución de las unidades litológicas permeables.



(a) Mapa favorabilidad geotérmica en sector de estudio.

Figura 2.3: Mapa de favorabilidad geotérmica, Región de los Ríos [10].

### 2.3. Bombas de calor geotérmicas BCG

Una bomba de calor es un aparato cuyo funcionamiento se basa en el ciclo de Carnot, podemos resumir su funcionamiento diciendo que son equipos que transportan energía de un ambiente a otro. Este proceso se genera a través del cambio de estado de gas a líquido de un fluido refrigerante por medio de la temperatura ambiente y con ayuda de un compresor. Las bombas de calor son empleadas en equipos de climatización para aportar calor, calentar agua sanitaria o, si se realiza el ciclo inverso, aportar frío al edificio, como se puede observar en la

figura 2.4. En este caso hablamos de una bomba de calor reversible. La BCG no extrae calor de un combustible, sino que extrae la energía necesaria de la naturaleza, ya sea del aire, de las aguas subterráneas o del suelo.

Las bombas de calor geotérmicas (de fuente terrestre) tienen el mayor uso geotérmico en todo el mundo, representando el 71,6% de la capacidad instalada y el 59,2% del consumo energético anual. La capacidad instalada de 77,547 [MWt] y el uso de energía es de 599,981 [ $\frac{TJ}{año}$ ], con un factor de capacidad de 0,245 en el modo de calefacción. El tamaño de las unidades individuales, va desde 5,5 [kW] para uso residencial hasta unidades grandes de más de 150 [kW] para instalaciones comerciales e institucionales [13].

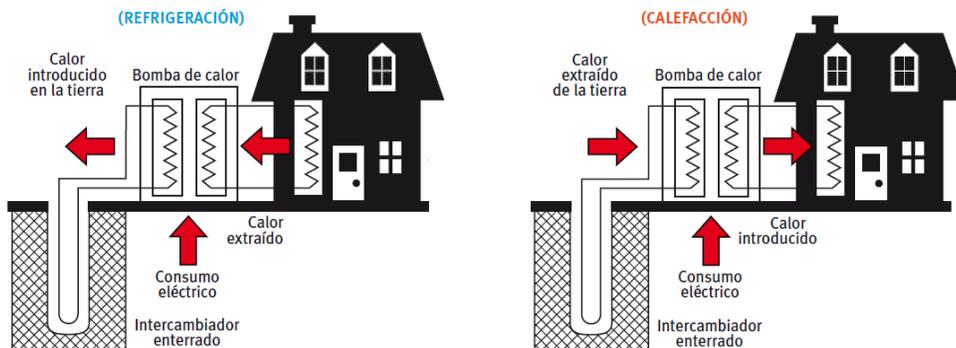


Figura 2.4: Esquema de funcionamiento de bomba de calor geotérmica modificado [2].

La principal ventaja de usar la bomba de calor reside en su capacidad de suministrar más energía útil (en forma de calor) de la que utiliza para su funcionamiento (energía eléctrica). Las ventajas derivadas del uso de la BCG, se relacionan directamente con aspectos de índole medioambiental, tales como la eficiencia energética, el uso de energías renovables, contribución a la reducción de emisiones de  $CO_2$ , uso de refrigerantes respetuosos con el medio ambiente. Tiene la capacidad de capturar energía de fuentes externas y gratuitas. Tiene mayor seguridad que otros tipos de calefacción, debido a que no hay combustión, fuego o productos inflamables. Las BCG tienen gran funcionalidad, pueden proporcionar calefacción, refrigeración y agua caliente mediante un solo equipo.

Existen diversos sistemas de intercambio de calor asociados a la BCG. En primer lugar, cabe distinguir entre los sistemas de circuito abierto y los sistemas de circuito cerrado. En los circuitos abiertos, se realiza la captación de un recurso hídrico para intercambiar calor devolviéndose posteriormente a su origen. En los circuitos cerrados es un fluido dentro de una tubería el que realiza el intercambio, generalmente con el suelo. En este informe se contempla el diseño de los sistemas geotérmicos de bucle cerrado enterrados en el subsuelo y que emplean como fluido agua o agua con anticongelante, que son los sistemas más empleados. Se fijarán las condiciones técnicas mínimas que deben cumplir las instalaciones de bomba de calor geotérmica de circuito cerrado para climatización y producción de agua caliente sanitaria, especificando los requisitos de diseño.

La BCG es un sistema cerrado con los componentes evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión, como se puede observar en la figura 2.5. Detrás de este sistema hay un simple principio, el cambio de estado de una sustancia líquida a gaseosa requiere energía (evaporador), mientras que el cambio de estado de una sustancia gaseosa a líquida libera

energía (condensador). En el sistema de tuberías de la bomba de calor, circula un refrigerante especial, que hace posible el proceso de recuperación de calor. El refrigerante líquido fluye hacia el evaporador, allí recoge energía de la naturaleza, es decir, del suelo, calentándose y convirtiéndose en gaseoso. En el compresor, este gas es comprimido mediante un aporte de energía eléctrica, por lo que se calienta. Al liberar esta energía del refrigerante gaseoso en el condensador, el agua del circuito de calefacción se calienta, pudiendo así calentar el lugar deseado. El agua de retorno de la calefacción, enfría a su vez el refrigerante gaseoso, de modo que este condensa, convirtiéndose de nuevo en líquido. La válvula de expansión reduce la presión del refrigerante, para que éste vuelva a tener más espacio en la tubería, expandiéndose y enfriándose. Para luego ingresar nuevamente al evaporador, en donde el refrigerante vuelve a convertirse en gaseoso, tras absorber nuevamente energía de la naturaleza.

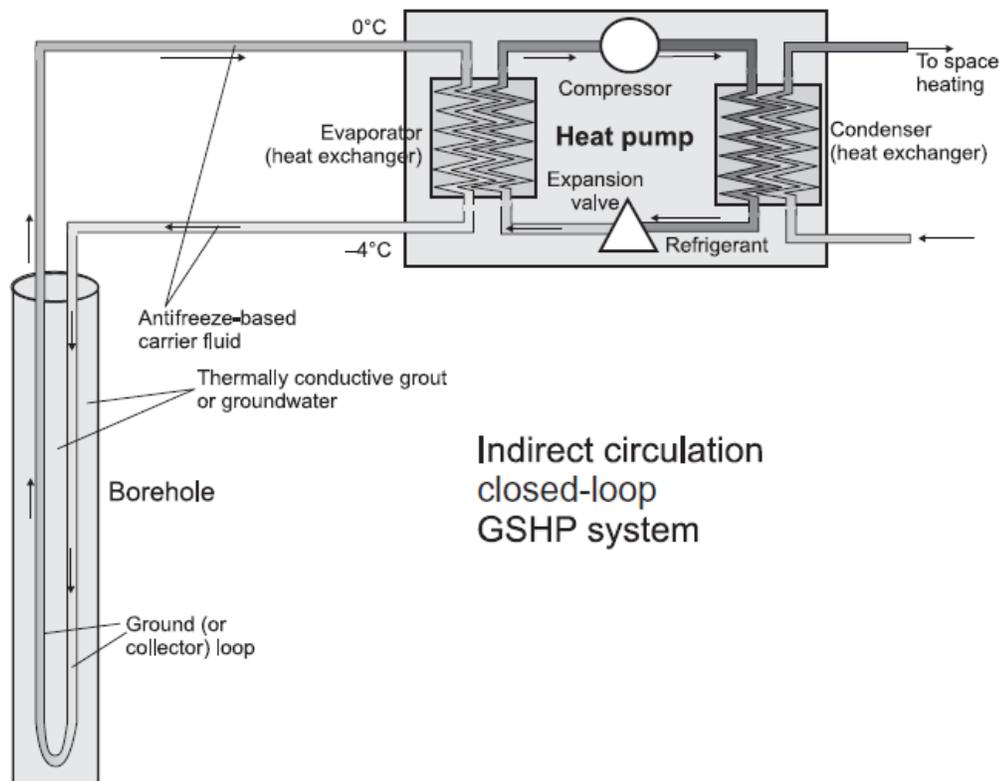


Figura 2.5: Esquema sistema de BCG de circuito cerrado de circulación indirecta [4].

Dependiendo del diseño de la bomba de calor, ésta genera entre 4 - 6 [kWh] de calor, por cada 1 [kWh] de electricidad consumido. Un dato técnico muy importante en las bombas de calor, es el valor COP (Coefficient of Performance), que es la razón entre la potencia calorífica generada y la potencia eléctrica consumida, según las condiciones dadas como base [2].

## 2.4. Intercambiadores de calor verticales

El acoplamiento, o conexión al terreno, se realiza por medio de intercambiadores de calor subterráneos y, para este trabajo se estudiarán los intercambiadores verticales o sondas

geotérmicas. Los intercambiadores de calor verticales presentan múltiples ventajas frente a los intercambiadores horizontales, como que no es necesario tener un gran terreno para extender los intercambiadores en él, presenta mejores condiciones de captación de temperatura en el terreno y los costos de mantenimiento de intercambiadores verticales son muy bajos. A escasos metros de profundidad se aprovecha la inercia térmica estacional, luego, a partir de aproximadamente 20 [m] de profundidad, los niveles de temperatura son constantes durante todo el año, creciendo con la profundidad, como consecuencia del gradiente geotérmico.

En los intercambiadores de calor en sistema cerrado el medio de transmisión de calor es agua, o agua con anticongelante, que circula en un circuito cerrado por el interior de unos tubos de pequeño diámetro, generalmente de polietileno de alta densidad, que tiene una conductividad térmica más baja que el cobre (otro material usado en intercambiadores de calor), pero el polietileno es mucho más barato, duradero y resistente a la corrosión.

Estos intercambiadores, consisten en dos tubos, unidos en sus extremos inferiores por una pieza en U del mismo material (figura 2.6), también, se pueden utilizar cuatro tubos, unidos de a dos mediante piezas en U. Constituyendo así, sondas geotérmicas simples o dobles, que se alojan en el interior de sondeos verticales [11].

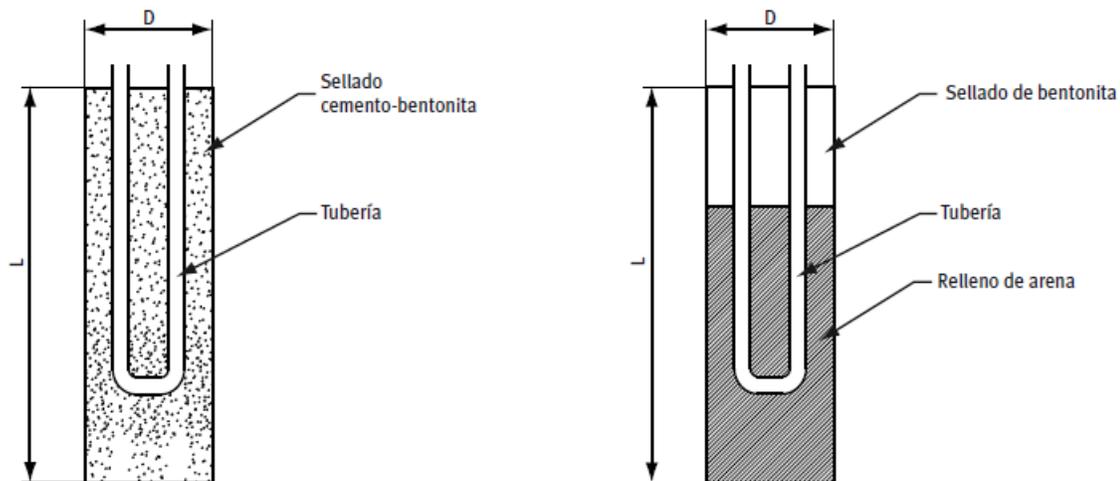


Figura 2.6: Ejemplos de secciones de intercambio vertical [2].

Es fundamental utilizar tubos diseñados y homologados destinados específicamente a la geotermia ya que, de esta manera, se garantizan unas características físicas y mecánicas que confirman un perfecto y seguro funcionamiento del sistema y un elevado grado de intercambio térmico. El sondeo tiene que ser relleno con algún material que permita una fluida transmisión de calor a los tubos captadores que están en su interior.

Puede existir el caso en el que haya presencia de agua dentro del sondeo, en tal caso, es conveniente que los tubos sean introducidos ya rellenos de agua con una presión tal que contrarreste la presión existente en el fondo del sondeo. La presencia de agua aumenta notablemente la capacidad de transmitir calor geotérmico, incrementando el rendimiento de la bomba de calor. En caso de que no haya presencia de agua en el sondeo, un relleno de gravas o arenas permeables es lo más aconsejable para incrementar la conductividad térmica. Un relleno de hormigón con bentonita (arcilla blanca de gran conductividad térmica) o algún material de similares características también puede ser empleado [12].

## 2.5. Sondeos geotérmicos

La profundidad de los sondeos suele oscilar entre 100 y 200 [m], por lo que la influencia de la radiación solar y demás circunstancias meteorológicas superficiales sobre la temperatura del terreno, es insignificante comparada con el flujo de calor geotérmico. Por término medio se precisa, aproximadamente, 1 [m] de sondeo, por cada  $m^2$  de superficie habitante a climatizar. El diámetro de un sondeo geotérmico depende del diámetro de los tubos de la sonda y de su número, dos o cuatro. Normalmente está comprendido entre 150 y 180 [mm]. Las profundidades que pueden alcanzar están condicionadas por las capacidades de los equipos de perforación que se utilizan y por las disposiciones en materia de legislación minera y de protección de aguas subterráneas [11].

Se encuentran disponibles varias técnicas de perforación diferentes para perforar pozos en circuito cerrado. El método de perforación elegido dependerá de la litología. Se puede utilizar en casi todas las circunstancias un método de perforadoras con martillo de fondo (Down the Hole, DTH), es esencialmente una broca de perforación, incrustada con tungsteno, montado en un martillo de aire comprimido que gira lentamente. El método es bueno para muchos tipos diferentes de rocas y es capaz de perforar una perforación de 100 [m] en granito en menos de 1 - 2 [días]. Aunque no es especialmente bueno en arcilla pesada, estratos que contienen grandes rocas. Para este proyecto, se considera una perforadora de pozo china XSL7/360 2.7, la cual tiene un diámetro de perforación de 508 [mm] o 20 [in] y profundidad de perforación de 700 [m]. Se utiliza para perforaciones de concreto y anclajes en áreas de agua, pozos geotérmicos, pozos de monitoreo y obras de cimentación.



Figura 2.7: Perforadora de pozo XSL7/360.

### 2.5.1. Número y profundidad de pozos

Se puede intuir que la cantidad de pozos perforados en esquemas verticales de circuito cerrado, es proporcional con la carga de calefacción entregada. En la figura 2.8 se muestra la demostración de la relación del número de pozos perforados y el total de metros perforados para una variedad de esquemas verticales de circuito cerrado (y una pequeña cantidad de esquemas de circuito abierto), relacionados con el calor instalado por la bomba en [kW]. La mayoría de los esquemas están dominados por calefacción, aunque algunos de los más grandes ( $> 60$  [kW]) están dominados por refrigeración o proporcionan tanto refrigeración como calefacción. Estos datos provienen de estudios de casos documentados por GeoWarmth Ltd. Earth Energy Ltd., Kensa Engineering Ltd., Holymoore Consultancy Ltd. y Drage (2006).

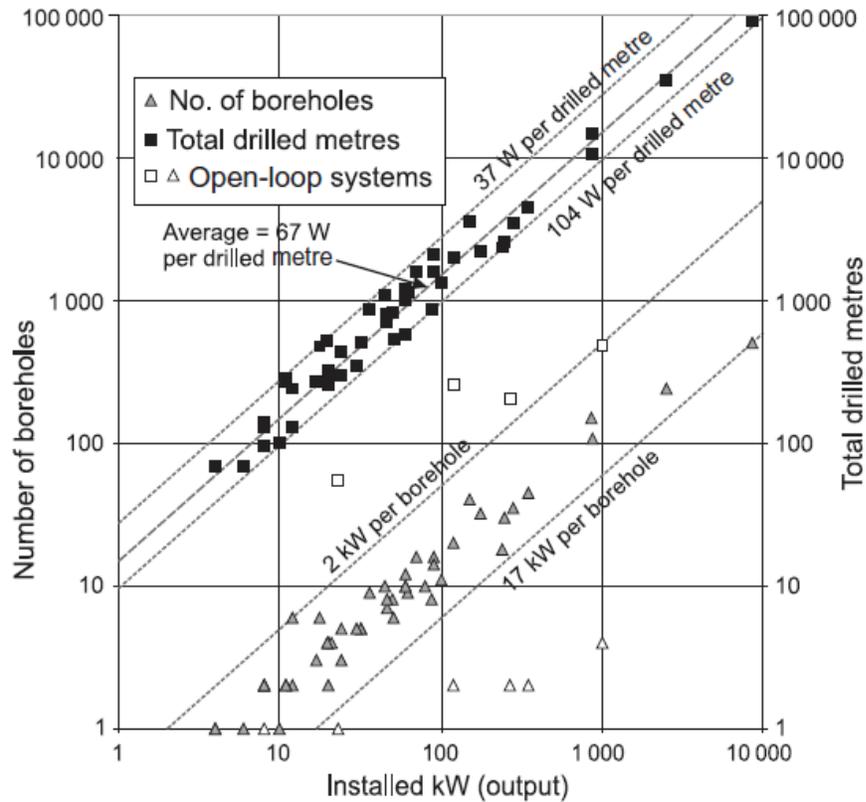


Figura 2.8: Relación entre el número de perforaciones de esquema de circuito cerrado y la capacidad instalada de la bomba en [kW] [4].

## 2.6. Agua caliente sanitaria por uso de bomba de calor geotérmica

Las bombas de calor geotérmicas son particularmente buenas para producir fluidos calientes (agua o aire) a temperaturas de hasta 60 [°C], que se puede utilizar para calentar espacios. También se pueden producir temperaturas más altas que esto, pero la eficiencia de la bomba de calor disminuye significativamente al aumentar la temperatura de entrega.

Por el riesgo de legionelosis (infección pulmonar), provocada por la proliferación de la bacteria *Legionella* en sistemas de agua caliente (20 - 45 [°C]). Las personas pueden correr un riesgo cuando las concentraciones altas se transmiten en forma de aerosol, las que posteriormente son inhaladas. Por lo tanto, los tipos de instalación pueden llevar un riesgo de legionelosis en los que se incluyen los sistemas de almacenamiento y distribución de agua caliente. Por lo general, la enfermedad se puede controlar con antibióticos.

A menudo se recomienda una combinación de varias estrategias para controlar el riesgo de legionelosis, incluido el mantenimiento del sistema, la desinfección y limpieza o sustitución periódica de filtros o coladores. Como la *Legionella* no puede sobrevivir en agua a temperaturas superiores a 55 [°C], un elemento de un programa de control de riesgos es asegurar que cualquier depósito de agua caliente sanitaria deben ser mantenidos o esterilizados regularmente a una temperatura superior a este valor. La bacteria muere en menos de 30 minutos a temperaturas superiores a 60 [°C]. En muchos países, incluso hay requisitos legales para evaluar los riesgos y hacer cumplir una política de control de *Legionella* (HSE Health Safety Executive, 2000; Makin, 2009).

No es necesario que el ACS (Agua Caliente Sanitaria) esté a 60 [°C] todo el tiempo, debido a que se tendrá un sistema bastante ineficiente. Una temperatura de 45 [°C] es suficiente para la mayoría de los propósitos, temperaturas sobre 50[°C] se vuelve incómodo para tocar y bañarse. Para fines de evitar el riesgo de *Legionella*, puede resultar satisfactorio elevar la temperatura del tanque por encima de 60 [°C] durante un cierto período a intervalos regulares (Makin, 2009, sugiere un período mayor a 1 hora a 60 [°C] todos los días). Esto podría realizarse con un calentador de inmersión adicional o un calentador de respaldo, se debe tener en cuenta que todo el sistema de almacenamiento debe estar a la temperatura adecuada, por lo que se necesita una forma de recirculación.

# Capítulo 3

## Metodología

A continuación se da una descripción de los métodos y técnicas a emplear, para cumplir con los objetivos del informe:

1. Para realizar los antecedentes se realiza una búsqueda bibliográfica sobre todos los temas que tengan relación con el proyecto a evaluar, para así, entregar información proveniente de libros o artículos científicos.
2. Para analizar las condiciones geológicas del terreno, se estudia el “Informe de Evaluación de los Recursos Geotérmicos de la Región de Los Ríos”, un documento del Servicio Nacional de Geología y Minería [10].
3. Se deben realizar las bases de diseño, basándose en referencias bibliográficas confiables, de forma que se muestran las variables a utilizar y las ecuaciones para el dimensionamiento del sistema.
4. Se deben calcular aproximadamente los datos de la necesidad térmica del hotel, con información sobre los equipos que se implementarán para el estudio.
5. Se debe realizar una memoria de cálculo, con resultados de estimaciones analíticas de las dimensiones de la bomba de calor y la profundidad del sondaje, para distintos casos que se darán al cambiar algunas variables. Además de calcular las potencias necesarias por las bombas de agua para el circuito de captación de calor.
6. Finalmente se debe realizar una evaluación económica, que incluirá los costos de equipos, de instalación y consumo. Algunas variables tendrán distintos valores para poder comparar los resultados obtenidos, utilizando las distintas configuraciones posibles.

# Capítulo 4

## Bases de diseño

Las bases de diseño se basan en la Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado [2], sin embargo, hay partes que no están basadas en esta referencia, en esos casos se mencionará su respectiva bibliografía utilizada.

### 4.1. Fundamentos térmicos del terreno

La energía aportada por la radiación solar, precipitaciones y otros efectos atmosféricos se transfiere a la superficie de la tierra, en donde se produce un equilibrio térmico. La temperatura por debajo de ciertas profundidades cercano a 10 [m] se mantiene constante y se aproxima a la temperatura media anual del aire ambiente en esa determinada zona. La temperatura de la tierra varía dependiendo de la profundidad y las características del suelo, por ejemplo, conductividad, difusividad, calor específico, etc.

El gradiente geotérmico se define como la variación de temperatura con la profundidad, en unidades de  $[\frac{^{\circ}C}{km}]$ . Exceptuando en zonas con actividad geotérmica inusual, se pueden diferenciar tres profundidades típicas. Hasta una profundidad de unos 10 - 12 [m], la temperatura del terreno está básicamente determinada por el intercambio térmico con la atmósfera y el sol. Bajo esta zona, hasta profundidades de 60 - 80 [m] existe una zona neutra en la que la temperatura se mantiene prácticamente constante. Por debajo de esta profundidad, se establece un claro gradiente geotérmico y generalmente la temperatura incrementa con la profundidad, aunque puede haber alteraciones zonales. Se suele estimar que el gradiente geotérmico a partir de dichas profundidades puede oscilar entre 15 - 30  $[\frac{^{\circ}C}{km}]$ . Para el diseño y dimensionado de intercambiadores geotérmicos para aplicaciones de muy baja entalpía, el gradiente geotérmico es un factor a tener en cuenta únicamente en sistemas verticales cuya profundidad exceda los 100 [m].

#### 4.1.1. Método para calcular la evolución de temperatura del terreno

Suponiendo un suelo homogéneo con propiedades térmicas constantes, la temperatura a una profundidad  $z$  puede calcularse utilizando la siguiente expresión [2]:

$$T(z, t) = T_m - A_s \cdot e^{-z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}}} \cdot \cos\left[\frac{2 \cdot \pi}{365}(t - t_0 - \frac{z}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot \alpha}})\right] \quad (4.1)$$

Donde:

- $T(z, t)$  es la temperatura en [°C] del suelo en el tiempo  $t$  a una profundidad  $z$ .
- $T_m$  es la temperatura media anual del suelo en [°C] (a una profundidad en donde no son perceptibles las variaciones de temperatura). Se puede asumir como constante hasta profundidades de 100 metros.
- $A_s$  es la oscilación de la temperatura superficial en [°C]. Este valor de la oscilación anual depende de la localización, del tipo de suelo y del contenido de agua.
- $t$  es el tiempo [días].
- $t_0$  es el desfase [días]. Se refiere al desplazamiento de la temperatura superficial con la profundidad. Un valor típico de este parámetro es  $35 \pm 10$  [días].
- $\alpha$  es la difusividad térmica del suelo, depende del tipo de terreno y del contenido de agua [ $\frac{m^2}{día}$ ].

#### 4.1.1.1. Temperatura máxima y mínima del terreno

A partir de la ecuación 4.1 se calculan las temperaturas máximas ( $T_{máx,terreno}$ ) y mínimas del terreno ( $T_{mín,terreno}$ ) que ocurren durante el ciclo anual para cualquier profundidad ( $z$ ). Las ecuaciones analíticas son las siguientes [2]:

$$T_{mín,terreno}(z) = T_m - A_s \cdot e^{(-z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}})} \quad (4.2)$$

$$T_{máx,terreno}(z) = T_m + A_s \cdot e^{(-z \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot \alpha}})} \quad (4.3)$$

La temperatura media del terreno ( $T_m$ ) se puede asumir como la temperatura seca media anual del lugar, la amplitud anual de la temperatura media diaria ( $A_s$ ) se puede determinar a partir de datos tabulares para localizaciones geográficas específicas, en los sistemas verticales se puede considerar igual a 0 [°C]. Por lo tanto, en este caso de estudio al ser un sistema vertical se tiene la siguiente condición:

$$T_{máx,terreno}(z) = T_{mín,terreno}(z) = T_m \quad (4.4)$$

Cabe destacar que a esta temperatura media del terreno, se le debe sumar la temperatura debido al gradiente geotérmico si es que fuera necesario.

#### 4.1.2. Propiedades térmicas del terreno

##### 4.1.2.1. Conductividad

La conductividad térmica es una propiedad característica de cada material, indica su capacidad para conducir calor. Según la ley de Fourier, la conductividad se puede expresar como el calor que atraviesa en la dirección  $x$  un espesor de 1 [m] del material como consecuencia de una diferencia de 1 grado entre los extremos opuestos. Se expresa en [ $\frac{W}{m \cdot °C}$ ] o [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ] [2].

$$Q_x = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dx} \quad (4.5)$$

Donde:

- $k$  es la conductividad térmica.
- $Q_x$  es el calor difundido por unidad de tiempo.
- $A$  el área de la superficie a través de la cual tiene lugar la transmisión de calor.
- $\frac{dT}{dx}$  representa el gradiente de temperatura.

El cálculo de la conductividad térmica para el diseño de un sistema de bomba de calor geotérmica se puede estimar a partir de tablas, medir en laboratorio mediante pruebas de conductividad sobre parte de terreno recogido o determinar realizando un test de respuesta térmica del terreno.

#### 4.1.2.2. Capacidad térmica

Se denomina capacidad térmica o calorífica al cociente entre el calor que se suministra a un sistema y la variación provocada [2].

$$C = \frac{dQ}{dT} \quad (4.6)$$

Donde:

- $C$  es la capacidad térmica o calorífica  $[\frac{J}{m^3 \cdot K}]$ . La capacidad térmica del terreno expresa el calor que es capaz de almacenar un volumen de terreno al incrementarse su temperatura, en cuanto mayor sea la capacidad térmica mayor habrá de ser el calor suministrado para lograr la misma variación de temperatura pudiendo hablar de “inercia térmica”.
- $dQ$  el calor necesario suministrar para incrementar la temperatura en  $dT$ .

#### 4.1.2.3. Difusividad

La difusividad térmica se define como el ratio entre la capacidad de conducción del terreno y la capacidad térmica del terreno. Se mide en  $[\frac{m^2}{s}]$  [2].

## 4.2. Gestión Energética en el Sector Hotelero

Esta sección está basada en la Guía de Gestión Energética en el Sector Hotelero [8].

Las aplicaciones que más consumo de energía concentran son: electricidad, iluminación, climatización y ACS. La distribución del consumo energético, entre energía eléctrica y energía térmica, demandada por una instalación del sector depende de varios factores, como el tipo de hotel, su situación, categoría, tamaño, etc. A la hora de realizar la distribución del consumo energético en el sector hotelero se observa que, debido a la gran variedad de tipos de establecimientos hoteleros, situación geográfica, etc., es difícil hacer una distribución estándar del consumo de energía, ya que existe una gran variedad en los porcentajes de consumo. Un aproximado para los valores en la distribución del consumo en los hoteles es la siguiente:

- Climatización 40 %.
- Iluminación 20 %.

- Lavandería y cocina 20 %.
- ACS 15 %.
- Otros 5 %.

#### 4.2.1. ACS

La variable fundamental cuando se plantea el diseño de una instalación de agua caliente sanitaria, es satisfacer las necesidades de demanda de agua caliente en los períodos punta de los clientes. Se puede plantear un proceso de cálculo formado por cuatro fases:

- Fase inicial de análisis del posible comportamiento de la instalación, intentando definir una curva de consumo de la instalación.
- Fase de dimensionamiento y cálculo de las necesidades de agua en el período punta, así como definición de la duración del mismo.
- Selección del sistema de acumulación adecuado a las necesidades del período punta.
- Selección de la potencia necesaria a partir de la acumulación escogida.

Para cuantificar los períodos y caudales punta de consumo, habrá que calcular y definir las siguientes variables:

- Consumo total de agua caliente a lo largo del día.
- Consumo de agua caliente durante el período punta.
- Consumo de agua máximo instantáneo durante los primeros 10 - 15 [min] de la punta.

Para definir cuánta agua caliente se va a consumir en el hotel a lo largo del día, se puede utilizar como criterio de cálculo el Código Técnico de la Edificación CTE DB-HE 4, 2013, donde a partir del número de usuarios y el consumo unitario por uso tendremos la demanda total diaria a 60 [°C].

Se considera al hotel Nothofagus como un hotel de 5 estrellas, por lo tanto, su demanda de agua caliente por persona es de  $69 \frac{\text{litros}}{\text{día}}$ . Luego, como el hotel Nothofagus cuenta con 55 habitaciones, que se asumen de uso doble para este cálculo, considerando 110 personas en el hotel, se tendrá un consumo diario de 7.590 [litros] a 60 [°C].

##### 4.2.1.1. Selección de la potencia necesaria

No existe un criterio de cálculo válido para todas las tipologías de hoteles que se pueden encontrar. En este caso hay que definir dos variables fundamentales:

- Porcentaje de agua caliente consumido en el período punta respecto al total diario.
- Duración del período punta en horas.

Considerando el consumo diario de 7.590 [litros] a 60 [°C], para el consumo en hora punta se considera el 50 % del consumo diario que se utiliza en el período punta matutino de una hora. Luego, se tiene un período punta de 1 [hora] en el que se consumen 3.795 [litros] de agua a 60 [°C].

Para el hotel, se plantea un consumo crítico de 15 [min], en donde se utiliza el 50 % del agua considerada para el período punta. Entonces, en ese período se consumen 1.897,5 [litros] de agua a 60 [°C]. Adaptando esta necesidad a volúmenes de acumulación estándar de mercado, se podrían plantear 2.000 [litros] de acumulación (repartida en dos acumuladores de 1.000 [litros] para una mayor seguridad y disponibilidad del sistema).

Finalmente, una vez seleccionado el tipo y tamaño de acumulación para la instalación, la selección de la potencia necesaria es un proceso de cálculo relativamente sencillo. Teniendo en cuenta la energía ya disponible en los acumuladores escogidos, la diferencia para poder satisfacer el consumo de agua durante el período punta más la compensación de las pérdidas energéticas de la instalación, se calcula de la siguiente forma:

Partiendo de los 2.000 [litros] de acumulación, se requieren 104,3 [kW] para cubrir los 1.795 [litros] a 60 [°C] durante los 60 [min] del período punta. Teniendo en cuenta unas pérdidas en el intercambiador del 12 % y unas pérdidas de distribución y acumulación del orden del 5 %, tendremos que la potencia necesaria a instalar en la instalación sería de unos 124,76 [kW]. Por lo tanto, se seleccionarían dos bombas de calor con potencias unitarias de 62,38 [kW].

#### 4.2.2. Calefacción

Se debería obtener un valor de la energía necesaria para calefaccionar un metro cuadrado del hotel (sólo se sabe que la calefacción se realiza mediante losa radiante y radiadores de calor (figura 4.1)). Sin embargo, al no tener este valor, y no contar con las dimensiones a calefaccionar del hotel, se trabajará con un dato aproximado. Si se quisiera calcular el valor de la calefacción más detalladamente, se debería consultar el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios en Chile (RITICH), del cual se encuentra un resumen de lo necesario para este proyecto en el Anexo A, además de necesitar distintos datos de las dimensiones del hotel. Al no tener estos datos, se calculará un aproximado, considerando el consumo de calefacción como el 40 % del total del consumo energético del hotel, y el consumo de ACS como el 15 % del total del hotel. Se tendría un consumo de calefacción de 332,69 [kW], que se divide en 4 bombas de calor con potencias unitarias de 83,17 [kW].

Obteniendo un total de 457,45 [kW] de potencia necesaria para la suma entre calefacción y ACS para el hotel Nothofagus, cabe destacar que, como se mencionó anteriormente, estos valores son aproximados.



(a) Radiador.

(b) Radiador.

Figura 4.1: Radiadores en zonas comunes del hotel Nothofagus.

### 4.3. Diseño del intercambiador de calor enterrado

Se desarrollará la metodología de diseño de la International Ground Source Heat Pump Association (IGSHPA), metodología válida para una primera aproximación al diseño de sistemas geotérmicos. El método IGSHPA para el diseño de intercambiadores de calor enterrados, se basa en la teoría que la fuente de calor tiene forma de una línea infinita (Kevin Line Source Theory). Según esta teoría un intercambiador de calor que cede calor al terreno se comporta como una fuente de calor con un espesor pequeño y una longitud infinita, por lo tanto, sólo cede calor en el sentido radial. Este método de cálculo asume que el sistema funciona durante un tiempo determinado a una carga constante y con el terreno a la temperatura más desfavorable, es decir, el mes de enero para refrigeración y el mes de julio para calefacción, y con una temperatura de agua fría. Durante los meses restantes la temperatura del aire será más moderada y la carga calorífica o frigorífica será menor. Además el suelo la mayor parte del tiempo no estará a las temperaturas más extremas, lo que hará que la temperatura del agua sea más moderada y el sistema funcionará con un mayor rendimiento.

#### 4.3.1. Elección de la bomba de calor

Las especificaciones de la bomba de calor son de importancia para el diseño del intercambiador de calor enterrado, ya que determinan el calor intercambiado con el suelo y el caudal que circula por el intercambiador de calor.

El Coefficient of Performance o COP de una bomba de calor representa la relación entre la capacidad térmica de la bomba ( $Q$ ) y la potencia eléctrica consumida para suministrarla ( $W$ ). A continuación se muestran las definiciones para los modos de calefacción y refrigeración, además, de la relación entre el calor absorbido o inyectado al terreno [2].

$$COP_{calefacción} = \frac{Q_{calefacción}}{W_{calefacción}} \quad (4.7)$$

$$Q_{absorbido} = Q_{calefacción} - W_{calefacción} \quad (4.8)$$

$$COP_{refrigeración} = \frac{Q_{refrigeración}}{W_{refrigeración}} \quad (4.9)$$

$$Q_{inyectado} = Q_{refrigeración} + W_{refrigeración} \quad (4.10)$$

#### 4.3.2. Elección del fluido

El fluido que circula por el intercambiador de calor enterrado (agua o agua con anticongelante), cuya elección está condicionada por las temperaturas límite de diseño. Se empleará anticongelante en caso de que el intercambiador geotérmico pueda tener riesgo de congelación. Generalmente se utiliza anticongelante cuando se estima que la temperatura mínima de salida del evaporador va a ser menor de 5 [°C].

La elección del fluido depende de distintos factores como sus propiedades de transferencia de calor (conductividad térmica, viscosidad), punto de congelación, requerimientos de presión y caídas de presión por rozamiento, corrosividad, toxicidad e inflamabilidad, finalmente la elección también se basa en el coste del fluido. A continuación se muestra la tabla 4.1 con propiedades físicas de los fluidos más usados.

Tabla 4.1: Propiedades físicas de los fluidos [2].

Variable	Agua	Etilenglicol	Propilenglicol
Densidad a 20 °C [ $\frac{g}{cm^3}$ ]	1	0,9259	0,8630
Punto congelación [°C]	0	-13	-12
Punto ebullición [°C]	100	197	187
Calor específico a 15 °C [ $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ ]	4,187	2,185	2,50371
Viscosidad a 0 °C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	1,79	57,4	243
Viscosidad a 20 °C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	1,01	20,9	60,5
Viscosidad a 40 °C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	0,655	9,5	18,0
Conductividad térmica a 20 °C [ $\frac{kW}{m \cdot K}$ ] · 10 <sup>-3</sup>	0.60	0,26	0,20

### 4.3.3. Elección de la configuración a emplear

Los tipos de configuraciones más usuales para los intercambiadores verticales tienen los siguientes criterios de clasificación:

- Según el tipo de tubería instalada: Simple U, Doble U y Coaxial.
- Según la trayectoria del fluido: Serie y Paralelo (en las instalaciones en serie hay solamente una trayectoria para el fluido, mientras que en un sistema en paralelo el fluido puede tomar dos o más trayectorias en alguna parte del circuito).

Para diseñar el intercambiador de calor enterrado hay que tener en cuenta la profundidad de cada perforación, el número de perforaciones, la distancia entre perforaciones (se recomienda que esta distancia no sea menor a 6 [m] para evitar interferencias térmicas). Es recomendable simular mediante un programa de diseño adecuado para el campo de captación de sondeos verticales.

El diseño que se seleccionará se debe realizar teniendo en cuenta las ventajas e inconvenientes que se mencionan a continuación:

- Ventajas del sistema en serie: La trayectoria del fluido está perfectamente definida, el aire atrapado puede ser eliminado con facilidad, funcionamiento térmico más alto por metro lineal de tubo debido a que se requiere un diámetro superior.
- Desventajas del sistema en serie: Se necesita un diámetro mayor para el tubo, lo que implica más fluido y anticongelante, por lo que aumenta el costo de instalación, otro inconveniente es que el sistema tiene longitud limitada debido a la caída de presión del fluido.
- Ventajas del sistema en paralelo: Coste de instalación más bajo, ya que se disminuyen los diámetros y la cantidad de fluido.
- Desventajas del sistema en paralelo: Es de mayor dificultad el eliminar el aire que pueda quedar atrapado, problemas para equilibrar el flujo en los distintos bucles.

### 4.3.4. Elección de los tubos

El polietileno (PE) y polibutileno (PB) son los materiales más comunes en los intercambiadores de calor enterrados. Ambos son flexibles y resistentes y pueden unirse mediante

fusión por calor para formar empalmes más fuertes que el mismo tubo.

Para la selección del diámetro de las tuberías se debe llegar a un equilibrio entre la caída de presión y el funcionamiento térmico. Debe ser lo suficientemente grande para producir una pérdida de carga pequeña y así necesitar menor potencia de bombeo. Además, debe ser lo suficientemente pequeño para asegurar altas velocidades y así garantizar turbulencia del fluido dentro del tubo, para que se favorezca el traspaso térmico entre el fluido y la pared interior.

En una tubería circular, el flujo de fluido es laminar por debajo de un número de Reynolds de alrededor de 2300. En algún punto entre  $Re = 2.300$  y  $2.500$ , el flujo de fluido comienza a adquirir una tendencia a ser turbulento. Entre  $Re = 2.500$  y  $4.000$ , el régimen de flujo se describe como turbulento de transición. Por encima de  $Re = 4.000$ , el flujo se vuelve completamente turbulento. Con el fin de obtener una transferencia de calor razonablemente eficiente en un intercambiador de calor de circuito cerrado, generalmente buscamos un número de Reynolds superior a  $2.500$  e idealmente alrededor de  $3.000$ . Si el número de Reynolds se vuelve demasiado grande, las pérdidas de presión hidráulica pueden volverse excesivas, por lo tanto, la condición que se asume para obtener una buena transferencia de calor, sin tener tan grandes pérdidas de presión es la siguiente [4]:

$$Re = \frac{4 \cdot Q_{(caudal)}}{\pi \cdot \nu \cdot D} > 3.000 \quad (4.11)$$

Donde:

- $Re$  es el número de Reynolds que caracteriza si un flujo es turbulento o laminar.
- $Q_{(caudal)}$  es el caudal [ $\frac{m^3}{s}$ ].
- $D$  es el diámetro del tubo [m].
- $\nu$  es la viscosidad cinemática [ $\frac{m^2}{s}$ ].

Tanto el polietileno normal (PE) y reticulado ( $PE_x$ ) como el polibutileno (PB) se comportan bien con las temperaturas de trabajo del intercambiador de calor, fijadas por la bomba de calor. Cuando la bomba de calor está en modo calefacción (produciendo en el condensador agua caliente entre  $45 - 55$  [°C] para suministrar al lugar a calefaccionar, en el evaporador se produce agua fría entre  $5 - 15$  [°C] que circula por las tuberías del intercambiador de calor. En refrigeración la bomba de calor produce frío en el evaporador a una temperatura entre  $7 - 12$  [°C], por las tuberías del intercambiador circula agua de intercambio de calor con el condensador a unos  $25 - 35$  [°C]. Para estas temperaturas de trabajo el material más aceptado es el  $PE_{100}$ , empleándose el  $PE_x$  y el PB para temperaturas superiores a los  $40 - 50$  [°C] debido a su mayor costo.

Finalmente, para comprobar la velocidad mínima del fluido para asegurar flujo turbulento basta con comprobar el caudal mínimo que circula por la tubería.

### 4.3.5. Dimensionamiento del intercambiador de calor enterrado

El intercambio de calor se produce por la diferencia de temperaturas entre el terreno y el fluido que circule por el intercambiador, por lo tanto, para dimensionar el intercambiador de calor, primero, hay que determinar estas temperaturas.

#### 4.3.5.1. Temperaturas máximas y mínimas de entrada del fluido a la bomba de calor

Esta temperatura es un parámetro clave a considerar para el diseño del sistema, utilizando las curvas de temperatura de la bomba de calor, se deben fijar las temperaturas máximas y mínimas de trabajo ( $T_{máx,bomba}; T_{mín,bomba}$ ).

Para realizar estos cálculos, se deben conocer las siguientes características de la bomba de calor:

- Potencia bomba de calor calefacción ( $Q_{calefacción}$ ) [kW].
- Potencia consumida calefacción ( $W_{calefacción}$ ) [kW].
- Potencia bomba de calor refrigeración ( $Q_{refrigeración}$ ) [kW].
- Potencia consumida refrigeración ( $W_{refrigeración}$ ) [kW].
- Caudal captación ( $Q_{captación}$ ) [ $\frac{L}{h}$ ].
- Rango de temperatura para calefacción  $T_{entrada,c}$  [ $T_{mín,c}$  °C -  $T_{máx,c}$ ] [°C].
- Rango de temperatura para refrigeración  $T_{entrada,r}$  [ $T_{mín,r}$  -  $T_{máx,r}$ ] [°C].
- $C_p$  calor específico del fluido de la bomba de calor a 15 °C [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ].

Las temperaturas de salida del agua en los modos frío y de calor, se pueden determinar con las siguientes ecuaciones [2]:

$$T_{salida,c} = T_{máx,c} - \frac{1000 \cdot Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{calefacción}-1}{COP_{calefacción}}}{C_p \cdot \frac{Q_{captación}}{3600}} \quad (4.12)$$

$$T_{salida,r} = T_{mín,r} + \frac{1000 \cdot Q_{refrigeración} \cdot \frac{COP_{refrigeración}+1}{COP_{refrigeración}}}{C_p \cdot \frac{Q_{captación}}{3600}} \quad (4.13)$$

Con esto se puede calcular las temperatura máximas y mínimas de entrada [2].

$$T_{mín,entrada} = \frac{T_{máx,c} + T_{salida,c}}{2} \quad (4.14)$$

$$T_{máx,entrada} = \frac{T_{mín,r} + T_{salida,r}}{2} \quad (4.15)$$

#### 4.3.5.2. Diferencia de temperatura entre el terreno y el circuito

Hay que calcular la diferencia de temperatura entre el mínimo de la temperatura del terreno ( $T_{mín,terreno}$ ) y la temperatura mínima del agua de la bomba de calor ( $T_{mín,entrada}$ ) para los ciclos de calefacción. En ciclos de refrigeración, hay que calcular la diferencia de temperatura máxima del agua de la bomba de calor ( $T_{máx,bomba}$ ) y la temperatura máxima del terreno ( $T_{máx,terreno}$ ).

#### 4.3.5.3. Resistencia de los tubos al flujo de calor

La siguiente expresión determina la resistencia térmica de las tuberías del intercambiador de calor enterrado [2]:

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_t} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \quad (4.16)$$

Donde:

- $D_{ext}$  = Diámetro exterior del tubo [m].
- $D_{int}$  = Diámetro interior del tubo [m].
- $K_t$  = Conductividad térmica del material del tubo [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ].

#### 4.3.5.4. Factor de utilización (fracciones de enfriamiento y calefacción)

En el diseño de la bomba de calor geotérmica hay que tener en cuenta la potencia pico y la demanda energética a proporcionar, se puede distinguir entre los siguientes conceptos:

- Cargas de diseño: Son usadas para dimensionar y seleccionar la bomba de calor. Las cargas de diseño están basadas en estándares o condiciones aceptadas para una localización dada en el día más desfavorable de funcionamiento.
- Demanda de energía: Determina la energía necesaria que debe proporcionar el sistema al edificio durante un periodo determinado (diario, mensual, anual, etc).
- Demanda del terreno: Representa el calor aportado por el terreno (en modo calefacción) o disipado en él (en modo refrigeración).

El procedimiento de cálculo de cargas para dimensionar un sistema de climatización es perfectamente conocido por los diseñadores y existen varios métodos para ello. Se debe fijar las condiciones interiores y exteriores que marca el Reglamento de Instalaciones Térmicas A, hay que determinar el calor que debe aportar el sistema de calefacción para suplir la pérdida de calor del edificio en invierno y calcular la ganancia de calor del edificio en verano que deberá evacuarse mediante el sistema de refrigeración para mantener una temperatura confortable. Los cálculos deben realizarse en los meses de julio y febrero, ya que son los meses con las condiciones críticas para calefacción y refrigeración, respectivamente.

Luego para el cálculo de la energía, además de la potencia de la bomba de calor, en el diseño de los sistemas geotérmicos hay que conocer la demanda energética del edificio, ya que únicamente cuando la bomba de calor esté en funcionamiento el intercambiador de calor cederá o absorberá calor. Como la bomba de calor se dimensiona para las condiciones de funcionamiento más desfavorables, cuando la carga térmica del edificio sea inferior a la potencia de la bomba de calor, ésta funcionará intermitentemente.

Lo anterior afecta a la resistencia térmica del suelo, ya que para el cálculo de la resistencia térmica de los intercambiadores  $R_s$ , se tiene que saber la cantidad total de calor que llega a inyectarse o extraerse durante toda una estación. Para considerar este efecto se debe determinar tanto en calefacción como refrigeración, la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor, que se multiplicará por la resistencia térmica del suelo, a esta fracción se le llama factor de utilización (F) y es el cociente entre la demanda térmica del edificio durante una estación (calefacción o refrigeración) dividido por la potencia de la bomba de calor.

#### 4.3.5.5. Resistencia térmica de los intercambiadores ( $R_s$ )

El cálculo de la resistencia térmica de los intercambiadores es una de las partes más delicadas de todo el proceso de diseño. La resistencia térmica del intercambiador depende del tipo de tubería, del tipo de suelo, del tipo de configuración del intercambiador de calor enterrado y del tiempo de funcionamiento de éste.

Para intercambiadores verticales, las distancias entre tubos se consideran con respecto a una sección horizontal paralela al suelo.

#### 4.3.5.6. Longitud del intercambiador enterrado

A partir de todos los parámetros determinados anteriormente, la longitud del intercambiador enterrado se puede determinar para calefacción y refrigeración mediante las ecuaciones 4.17 y 4.18 [2]. Estas expresiones son válidas para intercambiadores verticales y horizontales, las características de la configuración empleada se reflejan en el valor de la resistencia térmica de la tierra ( $R_s$ ).

$$L_{calefacción} = \frac{Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{calefacción} - 1}{COP_{calefacción}} \cdot (R_p + R_s \cdot F_{calefacción})}{T_{mín,terreno} - T_{mín,entrada}} \quad (4.17)$$

$$L_{refrigeración} = \frac{Q_{refrigeración} \cdot \frac{COP_{refrigeración} + 1}{COP_{refrigeración}} \cdot (R_p + R_s \cdot F_{refrigeración})}{T_{máx,entrada} - T_{máx,terreno}} \quad (4.18)$$

En intercambiadores de calor que funcionen en ambos modos se tomará la longitud más desfavorable.

#### 4.3.6. Selección bomba de circulación

Para la selección de la bomba de circulación del intercambiador de calor enterrado se tendrá en cuenta el caudal fijado por la bomba de calor seleccionada y la caída de presión del ramal del intercambiador más desfavorable. Muchos modelos de bombas de calor para estas aplicaciones llevan ya incorporada una bomba de circulación para el bucle enterrado, sin embargo, a continuación se muestra la forma de realizar el cálculo en caso de no tener la bomba de circulación del fluido captador predeterminada para la bomba de calor.

### 4.4. Tuberías, bombas e hidráulica del sistema de circuito cerrado

Se necesita bombear un fluido portador alrededor del circuito cerrado para superar las resistencias hidráulicas en el sistema hidráulico, además, se quiere minimizar el gasto de energía en bombeo, ya que este uso de energía disminuye la eficiencia energética del sistema. Las resistencias hidráulicas surgen de lo siguiente:

- Fricción interna en el fluido, relacionada con la viscosidad y los factores del fluido como la turbulencia.
- Fricción y arrastre contra las paredes de las secciones de tuberías.

- La resistencia causada por las curvas (ángulos) en el bucle del subsuelo.
- La resistencia causada por las constricciones en el circuito bajo la tierra (válvulas, caudalímetros, colectores, otros accesorios).
- La resistencia causada por las bolsas de aire atrapadas en el circuito de tierra.

Cada una de estas resistencias hidráulicas representa una caída de presión, que debe superarse utilizando la bomba de agua. Cuando mayor sea la pérdida de presión, mayor será la bomba necesaria para hacer circular el fluido y mayor será la potencia de bombeo. Para agua pura, a menudo se habla de pérdidas de presión en términos de metros de altura de agua ( $\Delta h$ ). Sin embargo, como los fluidos que se consideran en sistemas de circuito cerrado a menudo son soluciones de anticongelante, se debe hablar de pérdidas de carga ( $\Delta P$ ) en pascales (Pa) o (kPa) [4].

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{g \cdot \rho_{fp}} \quad (4.19)$$

Donde:

- $g$  = Aceleración de gravedad =  $9,80665 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$ .
- $\rho_{fp}$  = Densidad del fluido portador  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ .

Para tener una noción de los valores de las pérdidas de carga, cuando se toma en cuenta el agua pura, 10 [kPa] es equivalente a 1,02 [m] de pérdida de carga o 1,02 metros de columna de agua [mca]. Para otros fluidos, la equivalencia depende de la densidad del fluido, por ejemplo, para una solución de anticongelante de densidad 1052  $\left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ , 10 [kPa] es equivalente a 0,97 [m] de columna del fluido.

$$1[bar] = 100[kPa] = 100.000 \left[ \frac{N}{m^2} \right] \quad (4.20)$$

Podemos calcular la energía teórica  $E_{bomba}$  [W] requerida por una bomba 100 % eficiente (por supuesto, ninguna bomba es 100 % eficiente para convertir la energía eléctrica en energía mecánica de bombeo), para superar una presión dada  $\Delta P$ , al mover una cantidad de agua  $F$   $\left[ \frac{m^3}{s} \right]$  [4]:

$$E_{bomba} = F \cdot \Delta P \quad (4.21)$$

La ecuación de Darcy-Weisbach es una ecuación general para la caída de presión  $\Delta P$  [Pa] a lo largo de una longitud  $L$  de tubería [m], resultante del flujo estacionario ( $F$ ) de un líquido incompresible en una tubería circular hidráulicamente lisa de radio  $r$  [4]:

$$\Delta P = \frac{\rho \cdot F^2 \cdot L}{4 \cdot \pi^2 \cdot r^5} \cdot C_{DW} \quad (4.22)$$

Donde:

- $C_{DW}$  = Constante de Darcy-Weisbach (adimensional), que depende de la turbulencia del fluido, por lo tanto, de la viscosidad y rugosidad.
- $\rho$  = Densidad del fluido.

Para un flujo laminar, la ecuación de la constante de Darcy-Weisbach se calcula de la siguiente manera [4]:

$$C_{DW} = \frac{64}{Re} \quad (4.23)$$

Para flujo turbulento, se pueden usar soluciones aproximadas como la ecuación de Blasius para flujo turbulento en tuberías lisas [4]:

$$C_{DW} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (4.24)$$

#### 4.4.1. Resistencia hidráulica de las tuberías

La caída de presión que ocurrirá durante el flujo de fluido dentro de una tubería circular recta dependerá de varios factores:

- La rugosidad de las paredes interiores de la tubería, la viscosidad y densidad del fluido, las cuales variarán con el tipo de anticongelante, la concentración y la temperatura.
- La naturaleza del flujo, es decir, turbulento o laminar.
- El diámetro de la tubería.

En general, los siguientes factores mejoran la resistencia hidráulica:

- Tubería lisa.
- Baja viscosidad del fluido.
- Número de Reynolds bajo.
- Gran diámetro de tubería.

Inmediatamente veremos que existe un problema potencial con los sistemas de calefacción geotérmica que funcionan por debajo de 0 [°C]. Se necesita agregar una solución anticongelante, que en sí misma aumenta la viscosidad del fluido. Además de esto, las bajas temperaturas también aumentan la viscosidad. Los sistemas de temperatura más alta, especialmente en climas más cálidos, no enfrentan los mismo desafíos para tener mejor eficiencia hidráulica, ya que las viscosidades suelen ser más bajas y es posible que no se necesite anticongelante si los sistemas están diseñados para que las temperaturas promedio de los fluidos no caigan por debajo de 5 [°C].

La caída de presión ( $\Delta P$  [Pa]) durante el flujo de un líquido en una tubería circular hidráulicamente lisa suele estar dada por la siguiente forma para un flujo laminar, usando la ecuación 4.23 se obtiene la siguiente aproximación [4]:

$$\Delta P = \frac{16 \cdot \rho \cdot F^2 \cdot L}{Re \cdot \pi^2 \cdot r^5} \quad (4.25)$$

Para un flujo turbulento, usando la ecuación 4.24 se obtiene la aproximación de Blasius [4]:

$$\Delta P = \frac{0,0791 \cdot \rho \cdot F^2 \cdot L}{\sqrt[4]{Re} \cdot \pi^2 \cdot r^5} \quad (4.26)$$

Donde:

- $r$  es el radio hidráulico de la tubería [m].
- $F$  es el caudal de fluido [ $\frac{m^3}{s}$ ].

- $\rho$  es la densidad del fluido  $\frac{kg}{m^3}$ .
- L es la longitud de la tubería.
- Re es el número de Reynolds.

En la mayoría de los sistemas de calor de fuente terrestre, podemos suponer que la tubería de polietileno nueva de fábrica está cerca de ser hidráulicamente suave, por lo tanto, la rugosidad de la tubería no figura en las ecuaciones anteriores. Hay que tener en cuenta que la ecuación de Blasius es sólo una aproximación, pero es una ecuación explícita razonablemente simple para el flujo turbulento en una tubería hidráulicamente lisa. En esquemas de calefacción que se trabaje con flujo transitorio a turbulento ( $2.500 < Re < 3.500$ ) se debe hacer un cálculo intermedio entre la caída de presión de un flujo laminar y turbulento. Se debe notar que las ecuaciones anteriores solo dan las pérdidas hidráulicas en secciones de tubería recta. Cada codo y válvula provocará una resistencia hidráulica adicional en el circuito, que debe ser considerada.

#### 4.4.2. Resistencias hidráulicas en serie y en paralelo

Los circuitos hidráulicos funcionan de manera análoga a los circuitos eléctricos en la forma en que las resistencias se combinan entre sí:

- Las resistencias hidráulicas en serie son aditivas, la resistencia hidráulica total de un circuito es igual a la suma de las resistencias hidráulicas de la bomba de calor, los accesorios, los colectores y el intercambiador del suelo.
- La resistencia hidráulica total de varias resistencias en paralelo viene dada por el recíproco de la suma de los recíprocos.

#### 4.4.3. Resistencia en accesorios

En este punto, se indican las pérdidas de energía del flujo por codos y curvas dentro del recorrido, además de pérdidas en válvulas.

Para el cálculo de las pérdidas, se denota  $A_s$  como la pérdida singular, basado en la velocidad promedio de la sección  $v$  y la gravedad  $g$  [15]:

$$A_s = K \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (4.27)$$

Los coeficientes de pérdidas singulares (K) asociados a cada una de estas singularidades se obtienen de tablas de cálculo. Las relaciones de cálculo para cuantificar K se obtuvieron de Blevin R.D., (1984). Applied Fluid Dynamics Handbook, van Nostrand Reinhold Co. Inc. A continuación se muestran los casos usados para este proyecto (cabe destacar que para los cálculos de pérdidas se evaluarán todos los casos como de flujo turbulento y curvas cerradas).

Para el cálculo de las bombas de agua en los distintos casos, es necesario saber la velocidad promedio a la que fluye el agua por los captadores de calor. La ecuación utilizada para el

cálculo de la velocidad es la siguiente [15]:

$$v\left[\frac{m}{s}\right] = \frac{Q\left[\frac{m^3}{h}\right] \cdot \left(\frac{1}{3600}\right)}{\pi \cdot \left(\frac{D[mm]}{2000}\right)^2} \quad (4.28)$$

Se evaluarán curvas de 90° con una relación de radio de curvatura sobre diámetro de tubería  $\frac{R}{D} = 2$ . Y curvas de 180° con una relación de radio de curvatura sobre diámetro de tubería de  $\frac{R}{D} = 2$ .

Para curvas cerradas ( $\frac{R}{D} \leq 2$ ) y  $Re < 5 \cdot 10^5$ , donde K se calcula con las ecuaciones 4.29 y 4.30 [15]:

$$K_{90^\circ} = 0,16 \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^5}{Re}\right)^{0,17} \quad (4.29)$$

$$K_{180^\circ} = 0,19 \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^5}{Re}\right)^{0,17} \quad (4.30)$$

Para los sistemas conectados en serie, se necesita una válvula de desaireación, la cual debe ser instalada en lo alto del circuito del fluido portador para evitar bolsas de aire atrapadas que obstruyan el flujo del fluido. A continuación se muestra un ejemplo de la ubicación que tiene esta válvula en el sistema.

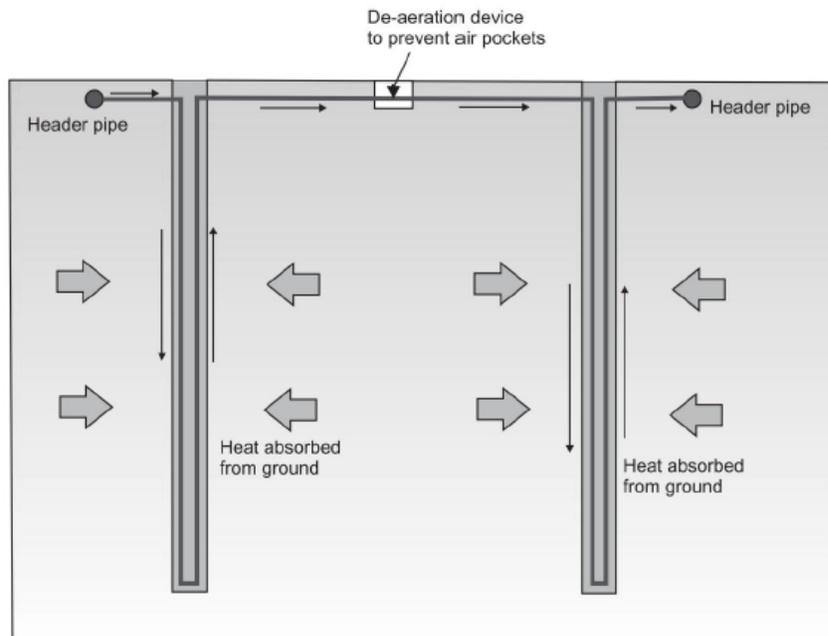


Figura 4.2: Dos pozos conectados en serie con una válvula de desaireación instalada en lo alto del circuito. [4].

Como no se tiene el valor de las pérdidas singulares para este tipo de válvulas, se aproxima el valor al de una válvula convencional completamente abierta, para un diámetro de 166,8 [mm], obteniendo un  $K_{válvula} = 1,3$  [15].

Finalmente, para realizar el cálculo final de la pérdida de carga del sistema completo, se debe realizar la suma debido a la fricción durante el largo de la tubería y las pérdidas singulares.

# Capítulo 5

## Resultados

A continuación se presentan los valores de las variables necesarias para realizar los cálculos del dimensionamiento del sistema, se utilizarán las ecuaciones de las bases de diseño.

### 5.1. Ubicación, temperatura y propiedades térmicas del terreno

En las bases de diseño se mencionó que la temperatura en profundidades hasta 100 metros, se puede asumir constante. Además, en la ecuación 4.1 para el cálculo de la temperatura del terreno, el parámetro  $A_s$  que es la oscilación de la temperatura superficial, se puede considerar nulo para perforaciones verticales. Para el diseño de intercambiadores geotérmicos de baja entalpía, el gradiente geotérmico es un factor a tener en cuenta únicamente en sistemas verticales cuya profundidad exceda los 100 [m]. El gradiente geotérmico a partir de dichas profundidades puede oscilar entre 15 - 30 [ $\frac{^{\circ}C}{km}$ ]. Luego, para efectos de cálculos, se considerará el efecto del gradiente geotérmico de 30 [ $\frac{^{\circ}C}{km}$ ]. Por lo tanto, considerando las condiciones dadas, de la ecuación 4.1 se obtiene que la temperatura del terreno será igual a la temperatura media anual del suelo añadiendo el aumento debido al gradiente geotérmico en [ $^{\circ}C$ ].

Según datos de un Reporte de Recursos Meteorológicos, las estimaciones de temperatura se basan en los resultados del Explorador Eólico, los cuales se basan en las simulaciones hechas con el modelo meteorológico WRF a 1 [km] de resolución para el año 2010. De donde se obtiene las tablas 5.1 y 5.2 para las temperaturas medias de cada mes, de donde se obtiene la temperatura media anual como el promedio de estas temperaturas, resultando  $T_m = 9,9867$  [ $^{\circ}C$ ]  $\approx 10$  [ $^{\circ}C$ ].

Tabla 5.1: Temperatura media en la ubicación a estudiar (Enero-Junio).

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun
$^{\circ}C$	15,81	15,55	13,16	10,11	7,61	5,53

Tabla 5.2: Temperatura media en la ubicación a estudiar (Julio-Diciembre).

Mes	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$^{\circ}C$	4,85	5,53	7,56	9,18	11,43	13,52

Considerando una perforación de 150 [m], en donde en los primeros 75 [m] se mantiene la temperatura media anual del suelo 10 [°C], y en los últimos 75 [m] se muestra un efecto del gradiente geotérmico (lineal), de donde se asume que a la profundidad de 150 [m] hay una temperatura de 12,25 [°C]. Por lo tanto se puede asumir una temperatura promedio del terreno de 10,5625 [°C].

Según datos del reporte obtenido de la plataforma Explorador Solar, se obtienen los siguientes datos:

Tabla 5.3: Ubicación exacta y temperatura media del sitio seleccionado.

<b>Nombre</b>	Hotel Nothofagus
<b>Latitud</b>	39,869 °S
<b>Longitud</b>	71,9142 °O
<b>Elevación</b>	595 [m]
<b>Temperatura media</b>	10 [°C]
<b>Temperatura promedio terreno</b>	10,5625 [°C]

### 5.1.1. Propiedades térmicas del terreno

Se han realizado estudios previos, como el modelamiento numérico bidimensional entre tubos en el suelo para hasta tres tubos horizontales, considerando secciones transversales del sistema. De donde se concluye, que la resistencia térmica del suelo es dominante en estos sistemas y que la distancia entre tubos es trascendental, con coeficientes globales de transferencia muy bajos, lo que implica grandes distancias de tuberías [16].

La variable que más influye sobre la transferencia de calor es la conductividad térmica del suelo, la difusividad térmica tiene una relevancia menos importante, pero no despreciable. Estas propiedades termofísicas deben ser conocidas con precisión al momento de realizar el diseño de un sistema de captación geotérmico. Para ello, es indispensable realizar sondeos que permitan medir directamente las propiedades térmicas del terreno que se va a utilizar [16].

De la sección 2.2, se tiene que según el “Informe de Evaluación de los Recursos Geotérmicos de la Región de Los Ríos”, el sector específicamente estudiado se encuentra en una unidad de rocas volcánicas de lavas basáltica y andesítica-basáltica. Por lo tanto, para el terreno en el que se encuentra ubicado el hotel, se asume un tipo de roca magmática de tipo basalto. El basalto es la roca volcánica más común y supera en cuanto a superficie cubierta de la Tierra a cualquier otra roca ígnea, incluso juntas, ya que forma la mayor parte de los fondos oceánicos.

Se obtienen valores orientativos de conductividad y capacidad térmica para distintos tipos de materiales en donde se incluye el basalto (Paud, D. 2002. Geothermal energy and heat storage) [2].

Tabla 5.4: Propiedades térmicas basalto.

<b>Tipo de suelo: Basalto</b>	Mínimo	Valor típico	Máximo
<b>Conductividad térmica</b> $[\frac{W}{m \cdot K}]$	1,3	1,7	2,3
<b>Capacidad térmica</b> $[\frac{MJ}{m^3 \cdot K}]$	2,3	2,42	2,6

Además, al no tener los valores de conductividad reales del terreno, se realizarán cálculos usando tres valores distintos para la conductividad térmica del terreno, el valor mínimo, típico y máximo. Esto con el fin de poder realizar un análisis de sensibilidad respecto a la variable conductividad térmica del terreno, que se menciona en estudios anteriores, es de las variables más influyentes al momento de diseñar un sistema de captación geotérmico.

## 5.2. Diseño del intercambiador de calor enterrado

Como se mencionó en las bases de diseño, se realizará una primera aproximación al diseño del sistema geotérmico.

### 5.2.1. Elección bomba de calor

Para este proyecto se utilizará una bomba de calor geotérmica EcoGeo HP1 25-100 [kW], esto debido a que esta bomba fue instalada en un proyecto realizado en Chile, por la empresa Voher, con una potencia eléctrica instalada de 700 [kW] (similar a lo que se requiere en este proyecto), para un captador vertical en la Forestal Arauco Vivero Horcones [1].

#### 5.2.1.1. Bomba de calor EcoGeo 25-100

ESPECIFICACIONES ECOGEO HP 25-100		UDS.	HP1	HP3
APLICACIÓN	Lugar instalación	-	Interior	
	Tipo sistema captación <sup>1</sup>	-	Geotérmico / Aerotérmico / Híbrido	
	Calefacción, ACS con acumulador externo y piscina	-	✓	
	Refrigeración activa integrada	-	✓*	✓**
	Control Refrigeración pasiva externa	-	✓	
PRESTACIONES	Rango modulación compresor	%	25 a 100	
	Potencia calefacción <sup>2</sup> , B0W35	kW	21,1 a 86,7	
	COP <sup>2</sup> , B0W35	-	4,5	
	Potencia refrigeración activa <sup>2</sup> , B35W7	kW	-	22,3 a 90,3
	EER <sup>2</sup> , B35W7	-	-	4,6
	Temperatura ACS máxima sin apoyo	°C	60	
	Temperatura ACS máxima con apoyo	°C	70	
	Nivel emisión sonora <sup>3</sup>	db	45 a 62	
	Etiqueta energética / r/s con control clima medio	-	-	
	LÍMITES DE OPERACIÓN	Rango temperaturas calefacción / Consigna	°C	10 a 60 / 20 a 60
Rango temperaturas refrigeración / Consigna		°C	4 a 35 / 7 a 25	
Rango temperaturas captación calefacción		°C	-20 a +35	
Rango temperaturas disipación refrigeración		°C	10 a 60	
Presión circuito refrigerante mínimo / máximo		bar	2 / 45	
Presión circuito de producción		bar	0,5 a 3	
Presión circuito de captación		bar	0,5 a 3	
FLUIDOS DE TRABAJO	Carga de refrigerante R410A	kg	8,5	9,1
	Tipo de aceite del compresor/carga de aceite	kg	POE / 6,7	
DATOS ELÉCTRICOS CONTROL	1/N/PE 230 V / 50-60 Hz	-	✓	
	Protección externa máxima recomendada	A	C16A	
	Fusible circuito primario transformador	A	0,5A	
	Fusible circuito secundario transformador	A	2,5	
DATOS ELÉCTRICOS BOMBA DE CALOR TRIFÁSICA	3/N/PE 400 V / 50-60Hz	-	✓	
	Protección externa máxima recomendada <sup>4</sup>	A	C50A	
	Consumo máximo <sup>2</sup> , B0W35	kW/A	20,3 / 31,8	
	Consumo máximo <sup>2</sup> , B0W55	kW/A	29,6/ 45,1	
	Intensidad arranque	A	15,7	
	Corrección de coseno Ø	-	0,96-1	
DIMENSIONES Y PESO	Altura x ancho x profundidad	mm	1000x950x900	
	Peso en vacío (sin ensamblaje)	kg	350	355

Figura 5.1: Especificaciones bomba de calor EcoGeo 25-100 kW [6].

Con respecto a la bomba de calor, son de importancia para el diseño del intercambiador de calor enterrado, el calor intercambiado con el suelo y el caudal que circula por el intercambiador de calor. Para obtener estas especificaciones, se necesitan los valores de capacidad térmica y potencia eléctrica consumida para calefacción.

Esta bomba de calor tiene una gestión integrada de bloque de hasta 6 bombas de calor en paralelo. En la figura 5.1 se muestran las especificaciones de la bomba de calor EcoGeo 25-100. A continuación se presentan las curvas de potencias para distintas condiciones de la bomba de calor, esto en modo calefacción y ACS:

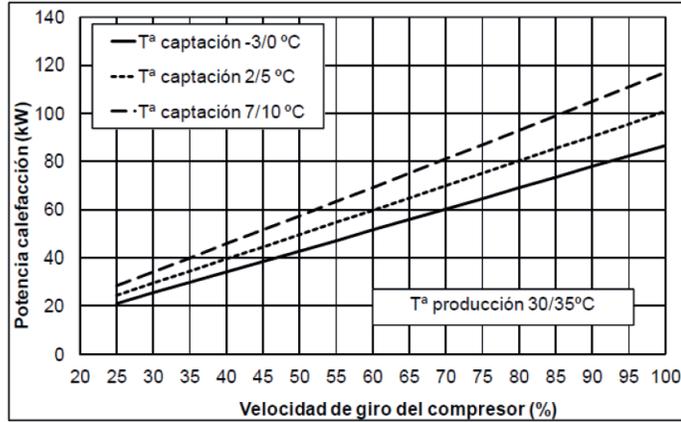


Figura 5.2: Curvas de potencia bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo calefacción [6].

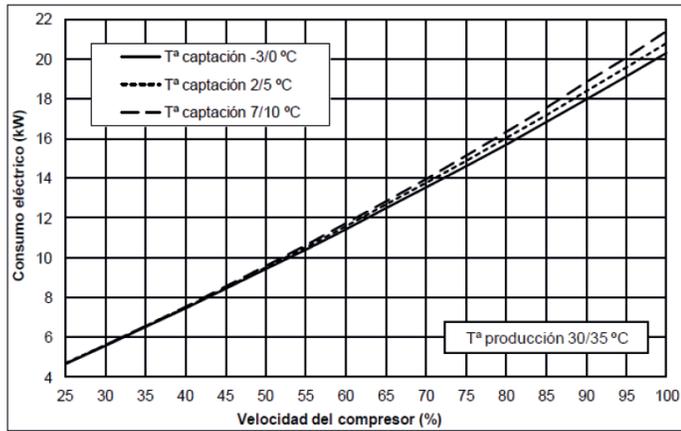


Figura 5.3: Curvas de potencia eléctrica consumida por la bomba de calor EcoGeo 25-100 en calefacción [6].

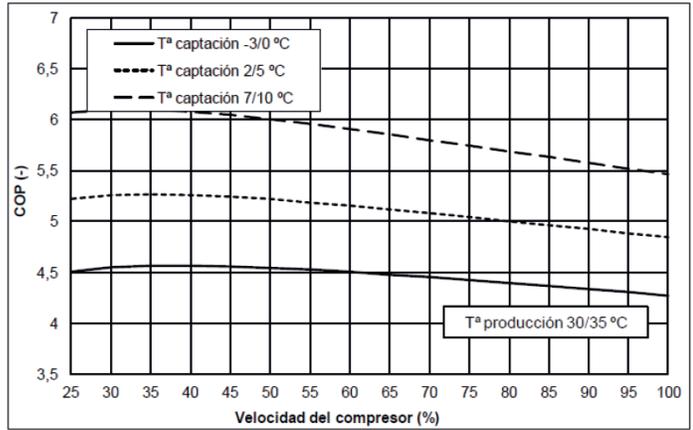


Figura 5.4: Curvas de COP bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo calefacción [6].

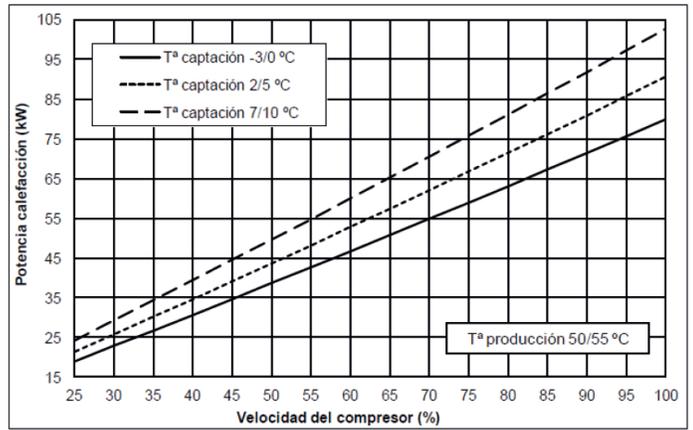


Figura 5.5: Curvas de potencia bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo ACS [6].

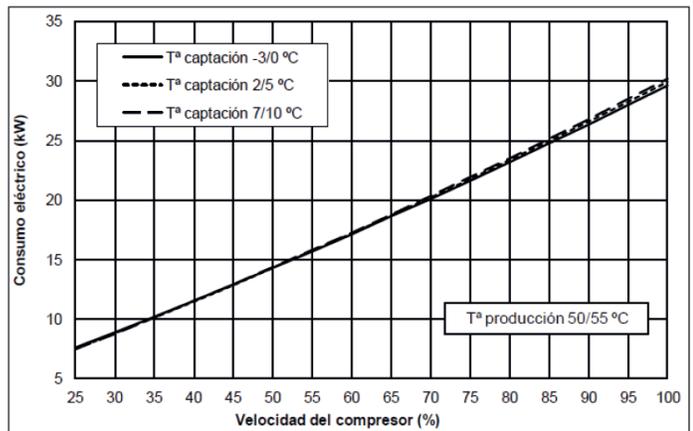


Figura 5.6: Curvas de potencia eléctrica consumida por la bomba de calor EcoGeo 25-100 en ACS [6].

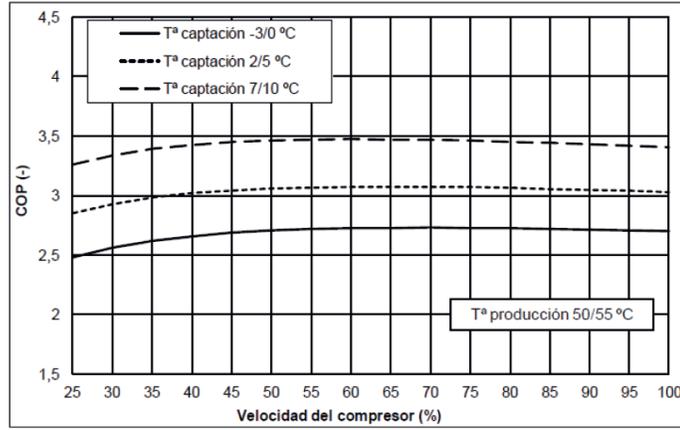


Figura 5.7: Curvas de COP bomba de calor EcoGeo 25-100 en modo ACS [6].

Se tiene una temperatura de captación del rango de 7/10 [°C]. Y se evaluarán 2 distintos valores de configuraciones de potencias.

Para los primeros casos que serán evaluados, se trabajará con los datos de potencias obtenidos en la sección 4.2, de donde se obtiene una potencia de 457,45 [kW]. Con 6 bombas distribuidas de la siguiente forma: 2 bombas de calor con potencias unitarias de 62,38 [kW] para ACS y 4 bombas de calor con potencias unitarias de 83,17 [kW] para la calefacción del hotel.

En el caso de la calefacción, con 83,17 [kW] para temperatura de captación de 7 a 10 [°C], se tiene una velocidad de giro del compresor del 71,25 %, por lo tanto, se tiene un consumo eléctrico de 14,2 [kW] y un  $COP_{calefacción}$  igual a 5,85704. Para el caso del ACS, con 62,38 [kW] para la misma temperatura de captación, se tiene una velocidad de giro del compresor del 62,5 %, entonces, según las curvas de potencias de la bomba de calor, se tiene un consumo eléctrico de 17,9 [kW] y un  $COP_{ACS}$  igual a 3,48492.

Tabla 5.5: Valores capacidades térmicas y potencia eléctrica consumida para calefacción y ACS de los primeros casos.

Potencia calefacción [kW]	$Q_{calefacción}$	83,17
Consumo eléctrico calefacción [kW]	$W_{calefacción}$	14,2
COP calefacción	$COP_{calefacción}$	5,85704
Potencia en ACS [kW]	$Q_{ACS}$	62,38
Consumo eléctrico ACS [kW]	$W_{ACS}$	17,9
COP ACS	$COP_{ACS}$	3,48492

Para los últimos casos, se trabajará con el máximo de potencias para calefacción y ACS, con la velocidad de giro del compresor del 97,5 %, por lo tanto, de las figuras anteriores se obtienen los siguientes datos:

Tabla 5.6: Valores capacidades térmicas y potencia eléctrica consumida para calefacción y ACS en los últimos casos.

Potencia calefacción [kW]	$Q_{calefacción}$	115
Consumo eléctrico calefacción [kW]	$W_{calefacción}$	20,8
COP calefacción	$COP_{calefacción}$	5,52885
Potencia en ACS [kW]	$Q_{ACS}$	100
Consumo eléctrico ACS [kW]	$W_{ACS}$	29
COP ACS	$COP_{ACS}$	3,44828

### 5.2.2. Elección del fluido del intercambiador de calor enterrado

Preliminarmente se utilizará agua como fluido del intercambiador, en caso de que la temperatura mínima a la salida del evaporador sea menor a 5 [°C], se optará por la opción de agua con anticongelante como fluido del intercambiador. Por lo tanto, las propiedades físicas del fluido serán las del agua, de la tabla 4.1.

Tabla 5.7: Propiedades físicas del agua.

Variable	Agua
Densidad a 20°C [ $\frac{g}{cm^3}$ ]	1
Punto congelación [°C]	0
Punto ebullición [°C]	100
Calor específico a 15°C [ $\frac{kJ}{kg \cdot K}$ ]	4,187
Viscosidad a 0°C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	1,79
Viscosidad a 20°C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	1,01
Viscosidad a 40°C [Pa · s] · 10 <sup>-3</sup>	0,655
Conductividad térmica a 20°C [ $\frac{kW}{m \cdot K}$ ] · 10 <sup>-3</sup>	0.60

Para los siguientes cálculos, se trabajará con un diseño con la gestión integrada de bloque de hasta 6 bombas de calor en paralelo, se usarán 4 bombas en modo calefacción y 2 bombas en modo ACS.

### 5.2.3. Elección tubos de polietileno

Estos datos se obtienen de un catálogo de tuberías HDPE PE-100 ISO 4427. Las sondas verticales son fabricadas en polietileno de alta densidad  $PE_{100}$ , con una resistencia nominal a presión interna de 16 [bar]. Poseen un excelente coeficiente de conductividad térmica y una elevada resistencia a los impactos que se puedan producir al introducirlas en las perforaciones.

Se tienen sondas simples o dobles. En el caso de las sondas dobles se incluye un tornillo para la unión de las U. Se tienen variedades de sondas de longitud de hasta 700 [m], que puede llegar una perforadora, con un diámetro máximo de 20 [pulgadas] o 508 [mm].

#### 5.2.3.1. Polietileno de alta densidad $PE_{100}$

- Soporta temperaturas habituales de trabajo de 45 [°C] y puntuales de hasta 80 [°C].

- Resistencia a presiones elevadas.
- Larga duración.
- No le afecta la corrosión ni la erosión.
- Ligereza, flexibilidad.
- Mínimas pérdidas de carga.
- No se producen adherencias e incrustaciones.
- Máxima estanqueidad e impermeabilización.

Sus propiedades son las siguientes:

Tabla 5.8: Propiedades polietileno de alta densidad  $PE_{100}$  Ferroterm.

Variable	Valor
Densidad media $[\frac{g}{cm^3}]$	> 0,95
Coefficiente de dilatación térmica lineal $[\frac{mm}{m \cdot ^\circ C}]$	0,22
Conductividad térmica $[\frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}]$	0,40
Temperatura máxima de uso $[^\circ C]$	45

Para el diseño, en primer lugar se utilizan las potencias aproximadas de la sección 4.2, en este caso, se hará el dimensionamiento para cada una de las 6 bombas, como se dijo anteriormente, se tendrán 2 bombas para ACS y 4 bombas para la calefacción del hotel, ya sea losa radiante o radiadores.

#### 5.2.4. Estudio de las temperaturas

Para el estudio de las temperaturas, se tomará el estudio de las bombas con sus respectivas potencias por separado (potencias de calefacción y ACS). Además, se estudiará cada uno de los casos de potencias (calculada y máxima con velocidad del compresor al 97,5%) y se estudiará cada uno de los 3 casos de conductividad térmica del terreno. Obteniendo un total de 6 opciones dentro de las que se podrá hacer análisis respecto a las variables. Se tienen los siguientes posibles casos:

- Caso 1: Conductividad térmica  $1,3 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 457,45 [kW].
- Caso 2: Conductividad térmica  $1,7 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 457,45 [kW].
- Caso 3: Conductividad térmica  $2,3 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 457,45 [kW].
- Caso 4: Conductividad térmica  $1,3 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 660 [kW].
- Caso 5: Conductividad térmica  $1,7 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 660 [kW].
- Caso 6: Conductividad térmica  $2,3 [\frac{W}{m \cdot K}]$  - Potencia total 660 [kW].

Entonces las temperaturas de salida del agua en modo de calefacción y ACS, se pueden determinar con las ecuación 4.12. De donde se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$T_{salida,calefacción} = T_{terreno} - \frac{1000 \cdot Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{calefacción}-1}{COP_{calefacción}}}{C_{p,agua} \cdot \frac{Q_{caudalcalefacción}}{3600}} \quad (5.1)$$

$$T_{salida,ACS} = T_{terreno} - \frac{1000 \cdot Q_{ACS} \cdot \frac{COP_{ACS}-1}{COP_{ACS}}}{C_{p,agua} \cdot \frac{Q_{caudalACS}}{3600}} \quad (5.2)$$

Para el caudal, se obtienen del catálogo de la bomba de calor geotérmica elegida EcoGeo HP1 25-100 los siguientes datos:

Tabla 5.9: Caudales para bomba EcoGeo HP1 25-100.

Variable	Valor
Caudal nominal captación [ $\frac{l}{h}$ ]	4765 a 19360
Caudal nominal producción [ $\frac{l}{h}$ ]	3625 a 14935

Se debe usar el mínimo caudal posible para el agua en el sistema de captación, para así obtener el menor Reynolds posible y disminuyendo la energía necesaria para la bomba de circulación. A continuación se evaluarán los distintos casos en detalle:

#### 5.2.4.1. Casos 1, 2 y 3

Utilizando los siguientes datos de resultados anteriores:

- $T_{terreno} = 10,5625$  [°C].
- $Q_{calefacción} = 83,17$  [kW].
- $COP_{calefacción} = 5,85704$ .
- $Q_{caudalcaptacióncalefacción} = 10.700$  [ $\frac{l}{h}$ ].
- $Q_{ACS} = 62,38$  [kW].
- $COP_{ACS} = 3,48492$ .
- $Q_{caudalcaptaciónACS} = 6.900$  [ $\frac{l}{h}$ ].
- $C_{p,agua} = 4.187$  [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ].

Obteniendo los siguientes valores:

$$T_{salida,calefacción} = 5,02038[°C]. \quad (5.3)$$

$$T_{salida,ACS} = 5,01988[°C]. \quad (5.4)$$

Luego la temperatura mínima en calefacción será la media entre  $T_{terreno}$  y  $T_{salida,calefacción}$ . Y la temperatura mínima en ACS será la media entre  $T_{terreno}$  y  $T_{salida,ACS}$ .

$$T_{mín,calefacción} = 7,79144[°C]. \quad (5.5)$$

$$T_{\text{mín},ACS} = 7,79119[{}^{\circ}C]. \quad (5.6)$$

#### 5.2.4.2. Casos 4, 5 y 6

Con los siguientes datos de resultados anteriores:

- $T_{\text{terreno}} = 10,5625 [{}^{\circ}C]$ .
- $Q_{\text{calefacción}} = 115 [\text{kW}]$ .
- $COP_{\text{calefacción}} = 5,52885$ .
- $Q_{\text{caudalcalefacción}} = 14.600 [\frac{l}{h}]$ .
- $Q_{ACS} = 100 [\text{kW}]$ .
- $COP_{ACS} = 3,44828$ .
- $Q_{\text{caudalACS}} = 11.000 [\frac{l}{h}]$ .
- $C_{p,\text{agua}} = 4.187 [\frac{J}{kg \cdot K}]$ .

Obteniendo los siguientes valores:

$$T_{\text{salida,calefacción}} = 5,015[{}^{\circ}C]. \quad (5.7)$$

$$T_{\text{salida,ACS}} = 5,01285[{}^{\circ}C]. \quad (5.8)$$

Luego la temperatura mínima en calefacción será la media entre  $T_{\text{terreno}}$  y  $T_{\text{salida,calefacción}}$ . Y la temperatura mínima en ACS será la media entre  $T_{\text{terreno}}$  y  $T_{\text{salida,ACS}}$ .

$$T_{\text{mín,calefacción}} = 7,78875[{}^{\circ}C]. \quad (5.9)$$

$$T_{\text{mín},ACS} = 7,78768[{}^{\circ}C]. \quad (5.10)$$

Es posible observar, que la temperatura de salida en todos los casos nunca es menor a 5 [°C], por lo que no habría problema con utilizar agua como fluido de captación, ya que no hay riesgo de congelamiento.

#### 5.2.5. Resistencia de los tubos del intercambiador al flujo de calor

Para este cálculo, se utilizará la ecuación 4.16. Debido a la dimensión de este proyecto, se decide utilizar para los intercambiadores de calor sondas dobles de 4 tubos de 203,2 [mm] o 8 [pulgadas] de diámetro exterior, de espesor 18,2 [mm], por lo tanto, diámetro interior de 166,8 [mm]. Además, la conductividad térmica del tubo es igual a  $K_p = 0,43 [\frac{W}{m \cdot K}]$  [14]. Entonces el valor de la resistencia de los tubos del intercambiador al flujo de calor es (se considera para todos los casos el mismo valor):

$$R_p = 0,073061[\frac{K \cdot m}{W}]. \quad (5.11)$$

La resistencia del terreno  $R_s$  [ $\frac{K \cdot m}{W}$ ] se puede calcular como la inversa de la conductividad térmica del terreno [14], entonces, como la conductividad del terreno se considera con distintos valores, se tiene lo siguiente:

Para los casos 1 y 4 (conductividad térmica 1,3 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]):

$$R_s = 0,769231 \left[ \frac{K \cdot m}{W} \right]. \quad (5.12)$$

Para los casos 2 y 5 (conductividad térmica 1,7 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]):

$$R_s = 0,588235 \left[ \frac{K \cdot m}{W} \right]. \quad (5.13)$$

Para los casos 3 y 6 (conductividad térmica 2,3 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]):

$$R_s = 0,434783 \left[ \frac{K \cdot m}{W} \right]. \quad (5.14)$$

Debido a que la bomba de calor se dimensiona para las condiciones de funcionamiento más desfavorables, la bomba funcionará intermitentemente. Se debe considerar la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor, es lo que se denomina factor de utilización  $F$ , y es el cociente entre la demanda térmica de un edificio durante un período y la potencia de la bomba.

Finalmente, para el factor de utilización en captadores verticales es posible considerar los valores de extracción de calor del terreno de la norma VDI 4640-2. Las sondas verticales deben estar al menos 3 m de las edificaciones, y los pozos deben estar separados entre sí un mínimo de 6 m. Luego, para un valor de 2.400 horas de funcionamiento por año, se obtiene el siguiente factor de utilización:

$$F = 0,273973. \quad (5.15)$$

Es necesario comentar que el factor de utilización es un dato supuesto, debido a que no se cuenta con la información real de las horas de funcionamiento por año en calefacción ni ACS del hotel. Por lo tanto, se elige un valor de 2.400 horas de funcionamiento por año, ya que en la norma VDI 4640-2 se evalúa ese valor en zonas de severidad climática, y se elige ese valor para trabajar con un valor alto, ayudando al factor de seguridad del sistema.

### 5.3. Longitudes de intercambiadores verticales

Con todo lo anterior se pueden determinar las longitudes de los intercambiadores verticales usando la expresión 4.17, esta ecuación será modificada para calcular el largo en modo ACS, entonces se tiene para los diferentes casos, los siguientes cálculos usando las siguientes ecuaciones:

$$L_{calefacción} = \frac{Q_{calefacción} \cdot \frac{COP_{calefacción}-1}{COP_{calefacción}} \cdot (R_p + R_s \cdot F_{calefacción})}{T_{terreno} - T_{mín,calefacción}} \quad (5.16)$$

$$L_{ACS} = \frac{Q_{ACS} \cdot \frac{COP_{ACS}-1}{COP_{ACS}} \cdot (R_p + R_s \cdot F_{ACS})}{T_{terreno} - T_{mín,ACS}} \quad (5.17)$$

### 5.3.1. Caso 1

$$L_{calefacción} = \frac{1.000 \cdot 83,17kW \cdot \frac{5,85704-1}{5,85704} \cdot (0,07306 + 0,769231 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,79144} = 7.063,86[m] \quad (5.18)$$

$$L_{ACS} = \frac{1.000 \cdot 62,38kW \cdot \frac{3,48492-1}{3,48492} \cdot (0,07306 + 0,76231 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,79119} = 4.555,2[m] \quad (5.19)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 11 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 116 [m], lo que resulta en un largo total de tubería de 7.064 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $11 \cdot 2 \cdot 6 = 132[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 7.196 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 7 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 89 [m], lo que resulta en un largo total de 4.556 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $7 \cdot 2 \cdot 6 = 84[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de ACS de 4.640 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 64 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 12 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 1.980 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 1. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso1} = 7.064[m] \cdot 4 + 4.556[m] \cdot 2 = 37.368[m] \quad (5.20)$$

### 5.3.2. Caso 2

$$L_{calefacción} = \frac{1000 \cdot 83,17kW \cdot \frac{5,85704-1}{5,85704} \cdot (0,073061 + 0,588235 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,79144} = 5.829,64[m] \quad (5.21)$$

$$L_{ACS} = \frac{1000 \cdot 62,38kW \cdot \frac{3,48492-1}{3,48492} \cdot (0,073061 + 0,588235 \cdot 0,273973)}{10,28 - 7,79119} = 3.759,3[m] \quad (5.22)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 9 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 108 [m] lo que resulta en un largo total de tubería de 5.832 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $9 \cdot 2 \cdot 6 = 108[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 5.940 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 6 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 40 [m], lo que resulta en un largo total de 3.760 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $6 \cdot 2 \cdot 6 = 72[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 3.832 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 54 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 10 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 1.620 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 2. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso2} = 5.832[m] \cdot 4 + 3.760[m] \cdot 2 = 30.848[m] \quad (5.23)$$

### 5.3.3. Caso 3

$$L_{calefacción} = \frac{1.000 \cdot 83,17kW \cdot \frac{5,85704-1}{5,85704} \cdot (0,073061 + 0,434783 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,79144} = 4.783,25[m] \quad (5.24)$$

$$L_{ACS} = \frac{1.000 \cdot 62,38kW \cdot \frac{3,48492-1}{3,48492} \cdot (0,073061 + 0,434783 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,79119} = 3.084,53[m] \quad (5.25)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 5 sondas dobles de 150 [m], lo que resulta en un largo total de tubería de 4.800 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $4 \cdot 2 \cdot 6 = 48[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 4848 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 5 sondas dobles de 155 [m], lo que resulta en un largo total de 3.100 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $4 \cdot 2 \cdot 6 = 48[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 3148 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 30 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 5 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 720 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 3. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso3} = 4.800[m] \cdot 4 + 3.100[m] \cdot 2 = 25.400[m] \quad (5.26)$$

### 5.3.4. Caso 4

$$L_{calefacción} = \frac{1000 \cdot 115kW \cdot \frac{5,52885-1}{5,52885} \cdot (0,073061 + 0,769231 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78875} = 9.638,54[m] \quad (5.27)$$

$$L_{ACS} = \frac{1000 \cdot 100kW \cdot \frac{3,44828-1}{3,44828} \cdot (0,073061 + 0,769231 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78768} = 7.261,92[m] \quad (5.28)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 16 sondas dobles de 150,6 [m], lo que resulta en un largo total de tubería de 9.638,4 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $15 \cdot 2 \cdot 6 = 180[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 9.818,4 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 12 sondas dobles de 151,29 [m], lo que resulta en un largo total de 7.261,92 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $11 \cdot 2 \cdot 6 = 132[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 7.393,92 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 88 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 16 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 2.700 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 4. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso4} = 9.638,4[m] \cdot 4 + 7.261,92[m] \cdot 2 = 53.077,4[m] \quad (5.29)$$

### 5.3.5. Caso 5

$$L_{calefacción} = \frac{1000 \cdot 115kW \cdot \frac{5,52885-1}{5,52885} \cdot (0,073061 + 0,588235 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78875} = 7.954,47[m] \quad (5.30)$$

$$L_{ACS} = \frac{1000 \cdot 100kW \cdot \frac{3,44828-1}{3,44828} \cdot (0,073061 + 0,588235 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78768} = 5.993,1[m] \quad (5.31)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 13 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 39 [m], lo que resulta en un largo total de tubería de 7.956 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $13 \cdot 2 \cdot 6 = 156[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 8.112 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 10 sondas dobles de 150 [m], lo que resulta en un largo total de 6.000 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $9 \cdot 2 \cdot 6 = 108[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 6.108 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 76 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 14 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 2.340 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 5. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso5} = 7.956[m] \cdot 4 + 6.000[m] \cdot 2 = 43.824[m] \quad (5.32)$$

### 5.3.6. Caso 6

$$L_{calefacción} = \frac{1000 \cdot 115kW \cdot \frac{5,52885-1}{5,52885} \cdot (0,073061 + 0,434783 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78875} = 6.526,68[m] \quad (5.33)$$

$$L_{ACS} = \frac{1000 \cdot 100kW \cdot \frac{3,44828-1}{3,44828} \cdot (0,073061 + 0,434783 \cdot 0,273973)}{10,5625 - 7,78768} = 4.917,37[m] \quad (5.34)$$

Para el caso de la calefacción, se usarán 10 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 131,7 [m], lo que resulta en un largo total de tubería de 6.526,8 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $10 \cdot 2 \cdot 6 = 120[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 6.646,8 [m]. Para el caso de ACS, se usarán 8 sondas dobles de 150 [m] y 1 sonda doble de 29,5 [m], lo que resulta en un largo total de 4.918 [m], a esto se le debe sumar el largo de las tuberías que unen las perforaciones distanciadas entre sí por 6 [m], en este caso resulta en  $8 \cdot 2 \cdot 6 = 96[m]$ . Por lo que se tiene un largo final de tuberías de calefacción de 5.014 [m]. Por lo tanto, serán necesarias 62 perforaciones, orientadas en un rectángulo de 6 x 11 perforaciones, con una separación de 6 [m] entre perforaciones, entonces, se necesita un terreno de 1.800 [m<sup>2</sup>] aproximadamente para el caso 6. Obteniendo finalmente un total de metros de perforación necesario de:

$$L_{total,caso6} = 6.526,8[m] \cdot 4 + 4.918[m] \cdot 2 = 35.943,2[m] \quad (5.35)$$

A continuación se muestra una tabla resumen del número y largo de las perforaciones

necesarias para cada caso, además de la cantidad de terreno necesaria aproximada para instalar los intercambiadores de calor:

Tabla 5.10: Resumen longitudes de intercambiadores de calor para cada caso.

Variable	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
Largo final [m]	37.368	30.848	25.400	53.077,4	43.824	35.943,2
Número perforaciones	64	54	30	88	76	62
Terreno necesario [ $m^2$ ]	1.980	1.620	720	2.700	2.340	1.800

## 5.4. Selección de bombas de agua

Para el cálculo de las bombas de agua, se realiza el cálculo solamente para el sistema de captación de calor, no se incluyen las bombas de agua para los sistemas de calefacción del interior del hotel, debido a que faltan dimensiones del hotel, su distribución y cantidad de equipos a utilizar.

Luego, para el cálculo en los distintos casos, es necesario saber la velocidad promedio a la que fluye el agua por los captadores de calor. La ecuación utilizada para el cálculo de la velocidad es la ecuación 4.28. El diámetro interior utilizado en los sistemas de captación es el mismo en todos los casos y es igual a  $D_{int} = 166,8$  [mm], por lo tanto, se tiene un radio interior de tubería igual a  $r = 0,0834$  [m].

Para el caudal, se tienen distintos valores definidos para obtener una temperatura mayor a 5 [°C] en todo momento en el sistema de captación, se usan 4 distintos caudales para los distintos casos a evaluar, obteniendo 4 distintas velocidades del agua.

- Calefacción casos 1, 2 y 3: Caudal  $10.700 \left[\frac{l}{h}\right] = 0,002972 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ ; Velocidad  $0,136 \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- ACS casos 1, 2 y 3: Caudal  $6.900 \left[\frac{l}{h}\right] = 0,001916 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ ; Velocidad  $0,0877 \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- Calefacción casos 4, 5 y 6: Caudal  $14.600 \left[\frac{l}{h}\right] = 0,00405 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ ; Velocidad  $0,1856 \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- ACS casos 4, 5 y 6: Caudal  $11.000 \left[\frac{l}{h}\right] = 0,00305 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ ; Velocidad  $0,1398 \left[\frac{m}{s}\right]$ .

Ahora para calcular las pérdidas, se consideran distintas bombas de agua para el caso de bombas de calor utilizadas en calefacción y ACS. Estas pérdidas dependen de la cantidad de tubería, codos y válvulas utilizadas.

Para el cálculo del número de Reynolds, se utilizará la viscosidad del agua a 8 [°C] que es un valor aproximado que puede tener el agua en este proyecto. Se tiene entonces, que la viscosidad cinemática del agua a 8 [°C] es  $1,386 \cdot 10^{-6} \left[\frac{m^2}{s}\right]$ . Todas las constantes a considerar para los siguientes cálculos se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 5.11: Términos constantes para todos los casos a evaluar.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Radio interior tubería	r	0,0834	[m]
Aceleración de la gravedad	g	9,80665	$[\frac{m}{s^2}]$
Diámetro interior tubería	$D_{interior}$	166,8	[mm]
Densidad agua	$\rho$	999,96	$[\frac{kg}{m^3}]$
Viscosidad cinemática agua a 8 [°C]	$\nu$	$1,386 \cdot 10^{-6}$	$[\frac{m^2}{s}]$

A continuación se detalla el cálculo para el caso 1, que es el mismo para el resto de los casos.

#### 5.4.1. Caso 1

El número de Reynolds para el caso de calefacción con potencia de 83,17 [kW], utilizando un caudal de 0,002972  $[\frac{m^3}{s}]$  y un diámetro interior de 0,1668 [m], es el siguiente:

$$Re_{calefacción,caso1} = \frac{4 \cdot 0,002972}{\pi \cdot 1,386 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1668} = 21.281,9 \quad (5.36)$$

El número de Reynolds para el caso de ACS con potencia de 62,38 [kW], utilizando un caudal de 0,00191667  $[\frac{m^3}{s}]$  y un diámetro interior de 0,1668 [m], es el siguiente:

$$Re_{ACS,caso1} = \frac{4 \cdot 0,00191667}{\pi \cdot 1,386 \cdot 10^{-6} \cdot 0,1668} = 10.555,9 \quad (5.37)$$

Como se trata de un régimen turbulento, se utiliza la aproximación de Blasius 4.26 para calcular la caída de presión a lo largo de la longitud de la tubería, resultante del flujo estacionario del agua en una tubería hidráulicamente lisa de radio r:

$$\Delta P = \frac{0,0791 \cdot \rho \cdot F^2 \cdot L}{\sqrt[4]{Re} \cdot \pi^2 \cdot r^5} \quad (5.38)$$

Con los siguientes valores para calefacción:

- $\rho = 999,96 [\frac{kg}{m^3}]$ .
- $F_{calefacción,caso1} = 0,002972 [\frac{m^3}{s}]$ .
- $L_{calefacción,caso1} = 7.196 [m]$ .
- $Re_{calefacción,caso1} = 21.281,9$ .
- $r = 0,0834$ .

Finalmente, la caída de presión para el caso de calefacción del caso 1 es:

$$\Delta P_{calefacción,caso1} = 10.452,4 [Pa] = 1,065848174 [m]. \quad (5.39)$$

Luego, para el caso de ACS se tienen los siguientes valores (los valores que no se nombran son iguales a los de calefacción):

- $F_{ACS,caso1} = 0,00191667 \left[\frac{m^3}{s}\right]$ .
- $L_{ACS,caso1} = 4.640[m]$ .
- $Re_{ACS,caso1} = 10.555,9$ .

Entonces, la caída de presión para el caso de ACS del caso 1 es:

$$\Delta P_{ACS,caso1} = 3.340,17[Pa] = 0,340611928152[m]. \quad (5.40)$$

Luego, a estos valores se les debe sumar el valor de la pérdida de carga por accesorios, en el caso de calefacción, por cada una de las 12 sondas dobles se tienen 3 codos en  $180^\circ$  y 2 codos en  $90^\circ$ , además si se tienen un total de 12 perforaciones, se usan un total de 11 válvulas de desaireación. Para esto se usan las ecuaciones 4.29, 4.30 y la constante  $K = 1,3$  para válvulas. Finalmente la pérdida total por accesorios tiene una ecuación de la siguiente forma:

$$A_{s,calefacción,caso1} = (24 \cdot K_{90^\circ} + 36 \cdot K_{180^\circ} + 11 \cdot 1,3) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (5.41)$$

Con los siguientes valores:

- $K_{90^\circ,calefacción,caso1} = 0,273642$ .
- $K_{180^\circ,calefacción,caso1} = 0,32495$ .
- $v_{calefacción,caso1} = 0,136 \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- $g = 9,80665 \left[\frac{m}{s^2}\right]$

Finalmente, se tiene:

$$A_{s,calefacción,caso1} = 0,03071[m] \quad (5.42)$$

En el caso de ACS, por cada una de las 8 sondas dobles se tienen 3 codos en  $180^\circ$  y 2 codos en  $90^\circ$ , además si se tienen un total de 8 perforaciones, se usan un total de 7 válvulas de desaireación. Para esto se usan las ecuaciones 4.29, 4.30 y la constante  $K = 1,3$  para válvulas. Finalmente la pérdida total por accesorios tiene una ecuación de la siguiente forma:

$$A_{s,ACS,caso1} = (16 \cdot K_{90^\circ} + 24 \cdot K_{180^\circ} + 7 \cdot 1,3) \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (5.43)$$

Con los siguientes valores:

- $K_{90^\circ,ACS,caso1} = 0,308284$ .
- $K_{180^\circ,ACS,caso1} = 0,366087$ .
- $v_{ACS,caso1} = 0,0877 \left[\frac{m}{s}\right]$ .
- $g = 9,80665 \left[\frac{m}{s^2}\right]$ .

Finalmente, se tiene:

$$A_{s,ACS,caso1} = 0,008948[m] \quad (5.44)$$

Como se tiene una baja caída de presión en calefacción debido a las pérdidas de carga, se decide agregar un factor de seguridad del 0,5 % del total del largo de la tubería, lo que resulta en:

$$FS_{calefacción,caso1} = L_{calefacción,caso1} \cdot 0,005 = 7.196 \cdot 0,005 = 35,98[m] \quad (5.45)$$

Finalmente, se obtiene un resultado para la calcular el total de la caída de presión incluyendo el factor de seguridad, que es el siguiente:

$$\Delta P_{calefacción,total,caso1} + FS_{calefacción,caso1} = 37,0766[m] = 363,587[kPa] \quad (5.46)$$

Y la potencia teórica requerida por una bomba 100 % eficiente para superar dicha presión al mover una cantidad de agua de  $0,002972 \left[\frac{m^3}{s}\right]$  es  $1,08058$  [kW]. Como una bomba no es 100 % eficiente, considerando una bomba con 50 % de eficiencia, es necesaria una bomba de mínimo  $2,16116$  [kW], para superar la pérdida de carga en los captadores para calefacción.

$$P_{bomba,calefacción,caso1} = 2,16116[kW] \quad (5.47)$$

Luego para el caso de ACS, al igual que para el caso de calefacción, se incluye un factor de seguridad del 0,5 % del total del largo de la tubería, lo que resulta en:

$$FS_{ACS,caso1} = L_{ACS,caso1} \cdot 0,005 = 4.640 \cdot 0,005 = 23,2[m] \quad (5.48)$$

Finalmente, la caída de presión incluyendo el factor de seguridad es la siguiente:

$$\Delta P_{ACS,total,caso1} + FS_{ACS,caso1} = 23,5496[m] = 230,936[kPa] \quad (5.49)$$

Y la potencia teórica requerida por una bomba 100 % eficiente para superar dicha presión al mover una cantidad de agua de  $0,00191667 \left[\frac{m^3}{s}\right]$  es  $0,442628$  [kW]. Como una bomba no es 100 % eficiente, considerando una bomba con 50 % de eficiencia, es necesaria una bomba de mínimo  $0,885256$  [kW], para superar la pérdida de carga en los captadores para ACS.

$$P_{bomba,ACS,caso1} = 0,885256[kW] \quad (5.50)$$

Tabla 5.12: Resumen de valores de variables para el cálculo de la potencia de bombas de agua para el caso 1.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción,caso1}$	21.281,9	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS,caso1}$	10.555,9	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción,caso1}$	0,002972	$[\frac{m^3}{s}]$
Caudal ACS	$F_{ACS,caso1}$	0,00191667	$[\frac{m^3}{s}]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción,caso1}$	0,136	$[\frac{m}{s}]$
Velocidad ACS	$v_{ACS,caso1}$	0,0877	$[\frac{m}{s}]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción,caso1}$	7.196	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS,caso1}$	4.640	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso1}$	10.452,4   1,0658	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS,caso1}$	3.340,17   0,3406	[Pa]   [m]
Coefficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula,caso1}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90°,calefacción,caso1}$	0,273642	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180°,calefacción,caso1}$	0,32495	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s,calefacción,caso1}$	0,03071	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90°,ACS,caso1}$	0,308284	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180°,ACS,caso1}$	0,366087	-
Pérdida singular ACS	$A_{s,ACS,caso1}$	0,008948	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción,caso1}$	35,98	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS,caso1}$	23,2	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso1}$	37,0766   363,587	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS,caso1}$	23,5496   230,936	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba,calefacción,caso1}$	2,16116	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba,ACS,caso1}$	0,88256	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 10,4098 [kW].

## 5.4.2. Caso 2

Para este caso, como se trabaja con las mismas potencias de bombas de calor para calefacción y ACS que en el caso 1, se tienen los mismos números de Reynolds que en ese caso. Para el cálculo de las potencias de las bombas de agua, se realiza el mismo procedimiento que en el caso anterior. Para no extender demasiado el trabajo, se mostrarán en una tabla los valores utilizados para realizar los cálculos y sus resultados.

Tabla 5.13: Cálculo potencia de bomba de agua caso 2.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción, caso2}$	21.281,9	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS, caso2}$	10.555,9	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción, caso2}$	0,002972	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Caudal ACS	$F_{ACS, caso2}$	0,00191667	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción, caso2}$	0,136	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Velocidad ACS	$v_{ACS, caso2}$	0,0877	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción, caso2}$	5.940	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS, caso2}$	3.832	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción, caso2}$	8.628,01   0,8798	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS, caso2}$	2.758,52   0,2813	[Pa]   [m]
Coefficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula, caso2}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90^\circ, calefacción, caso2}$	0,273642	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180^\circ, calefacción, caso2}$	0,32495	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s, calefacción, caso2}$	0,025388	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90^\circ, ACS, caso2}$	0,308284	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180^\circ, ACS, caso2}$	0,366087	-
Pérdida singular ACS	$A_{s, ACS, caso2}$	0,007766	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción, caso2}$	29,7	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS, caso2}$	19,16	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción, caso2}$	30,6052   300,126	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS, caso2}$	19,3492   189,745	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba, calefacción, caso2}$	1,78395	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba, ACS, caso2}$	0,727357	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 8,59051 [kW].

### 5.4.3. Caso 3

Para este caso, como se trabaja con las mismas potencias de bombas de calor para calefacción y ACS que en el caso 1, se tienen los mismos números de Reynolds que en ese caso. En la siguiente tabla se muestran los valores utilizados para realizar los cálculos sobre la potencia de las bombas de agua y sus resultados.

Tabla 5.14: Cálculo potencia de bomba de agua caso 3.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción, caso3}$	21.281,9	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS, caso3}$	10.555,9	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción, caso3}$	0,002972	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Caudal ACS	$F_{ACS, caso3}$	0,00191667	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción, caso3}$	0,136	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Velocidad ACS	$v_{ACS, caso3}$	0,0877	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción, caso3}$	4.848	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS, caso3}$	3.148	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción, caso3}$	7.041,85   0,718089	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS, caso3}$	2.266,13   0,231087	[Pa]   [m]
Coeficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula, caso3}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90^\circ, calefacción, caso3}$	0,273642	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180^\circ, calefacción, caso3}$	0,32495	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s, calefacción, caso3}$	0,012081	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90^\circ, ACS, caso3}$	0,308284	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180^\circ, ACS, caso3}$	0,366087	-
Pérdida singular ACS	$A_{s, ACS, caso3}$	0,005401	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción, caso3}$	24,24	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS, caso3}$	15,74	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción, caso3}$	24,9702   244,867	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS, caso3}$	15,9765   156,672	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba, calefacción, caso3}$	1,45549	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba, ACS, caso3}$	0,600577	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 7,02311 [kW].

#### 5.4.4. Caso 4

Para el caso de potencia de bombas de calor de calefacción de 115 [kW] y potencia de bombas de calor de ACS de 100 [kW], en la siguiente tabla se muestran los valores utilizados para realizar los cálculos sobre la potencia de las bombas de agua y sus resultados.

Tabla 5.15: Cálculo potencia de bomba de agua caso 4.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción,caso4}$	22.305,2	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS,caso4}$	16.797,7	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción,caso4}$	0,00405	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Caudal ACS	$F_{ACS,caso4}$	0,00305	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción,caso4}$	0,1856	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Velocidad ACS	$v_{ACS,caso4}$	0,1398	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción,caso4}$	9.818,4	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS,caso4}$	7.393,92	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso4}$	26.174,5   2,66913	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS,caso4}$	12.000,3   1,22372	[Pa]   [m]
Coefficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula,caso4}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90°,calefacción,caso4}$	0,271466	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180°,calefacción,caso4}$	0,322366	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s,calefacción,caso4}$	0,076682	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90°,ACS,caso4}$	0,284874	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180°,ACS,caso4}$	0,338288	-
Pérdida singular ACS	$A_{s,ACS,caso4}$	0,033198	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción,caso4}$	49,092	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS,caso4}$	36,9696	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso4}$	51,8378   508,341	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS,caso4}$	38,2265   374,864	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba,calefacción,caso4}$	4,11756	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba,ACS,caso4}$	2,28667	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 21,0436 [kW].

## 5.4.5. Caso 5

Para el caso de potencia de bombas de calor de calefacción de 115 [kW] y potencia de bombas de calor de ACS de 100 [kW], en la siguiente tabla se muestran los valores utilizados para realizar los cálculos sobre la potencia de las bombas de agua y sus resultados.

Tabla 5.16: Cálculo potencia de bomba de agua caso 5.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción,caso5}$	22.305,2	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS,caso5}$	16.797,7	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción,caso5}$	0,00405	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Caudal ACS	$F_{ACS,caso5}$	0,00305	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción,caso5}$	0,1856	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Velocidad ACS	$v_{ACS,caso5}$	0,1398	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción,caso5}$	8.112	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS,caso5}$	6.108	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso5}$	21.625,5   2,20525	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS,caso5}$	9.913,23   1,0109	[Pa]   [m]
Coefficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula,caso5}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90°,calefacción,caso5}$	0,271466	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180°,calefacción,caso5}$	0,322366	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s,calefacción,caso5}$	0,066811	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90°,ACS,caso5}$	0,284874	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180°,ACS,caso5}$	0,338288	-
Pérdida singular ACS	$A_{s,ACS,caso5}$	0,027449	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción,caso5}$	40,56	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS,caso5}$	30,54	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso5}$	42,8321   420,028	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS,caso5}$	31,5783   309,669	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba,calefacción,caso5}$	3,40233	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba,ACS,caso5}$	1,88898	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 17,3873 [kW].

## 5.4.6. Caso 6

Para el caso de potencia de bombas de calor de calefacción de 115 [kW] y potencia de bombas de calor de ACS de 100 [kW], en la siguiente tabla se muestran los valores utilizados para realizar los cálculos sobre la potencia de las bombas de agua y sus resultados.

Tabla 5.17: Cálculo potencia de bomba de agua caso 6.

Concepto	Símbolo	Valor	Unidad
Reynolds para calefacción	$Re_{calefacción,caso6}$	22.305,2	-
Reynolds para ACS	$Re_{ACS,caso6}$	16.797,7	-
Caudal calefacción	$F_{calefacción,caso6}$	0,00405	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Caudal ACS	$F_{ACS,caso6}$	0,00305	$\left[\frac{m^3}{s}\right]$
Velocidad calefacción	$v_{calefacción,caso6}$	0,1856	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Velocidad ACS	$v_{ACS,caso6}$	0,1398	$\left[\frac{m}{s}\right]$
Largo tuberías calefacción	$L_{calefacción,caso6}$	6.646,8	[m]
Largo tuberías ACS	$L_{ACS,caso6}$	5.014	[m]
Pérdida por fricción calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso6}$	17.719,5   1,80694	[Pa]   [m]
Pérdida por fricción ACS	$\Delta P_{ACS,caso6}$	8.137,68   0,829835	[Pa]   [m]
Coefficiente de pérdida por válvulas	$K_{válvula,caso6}$	1,3	-
Coef. de pérdida por curva 90° calef.	$K_{90°,calefacción,caso6}$	0,271466	-
Coef. de pérdida por curva 180° calef.	$K_{180°,calefacción,caso6}$	0,322366	-
Pérdida singular calefacción	$A_{s,calefacción,caso6}$	0,052005	[m]
Coef. de pérdida por curva 90° ACS	$K_{90°,ACS,caso6}$	0,284874	-
Coef. de pérdida por curva 180° ACS	$K_{180°,ACS,caso6}$	0,338288	-
Pérdida singular ACS	$A_{s,ACS,caso6}$	0,024574	[m]
Factor de seguridad calefacción	$FS_{calefacción,caso6}$	33,234	[m]
Factor de seguridad ACS	$FS_{ACS,caso6}$	25,07	[m]
Caída de presión total calefacción	$\Delta P_{calefacción,caso6}$	35,0929   344,134	[m]   [kPa]
Caída de presión total ACS	$\Delta P_{ACS,caso6}$	25,9244   254,225	[m]   [kPa]
Potencia mínima bomba calefacción	$P_{bomba,calefacción,caso6}$	2,78749	[kW]
Potencia mínima bomba ACS	$P_{bomba,ACS,caso6}$	1,55077	[kW]

Como en el proyecto se trabaja con 4 bombas para calefacción y 2 bombas para ACS, la potencia necesaria para estas 6 bombas en el caso 1, suma un total de 14,2515 [kW].

# Capítulo 6

## Evaluación económica

Para este capítulo se utiliza información de la publicación Índice de precios: “Bombas de calor geotérmicas y aerotérmicas en Chile”. Esta publicación ha sido preparada por encargo del proyecto “NAMA: Energías Renovables para Autoconsumo en Chile” implementado por el Ministerio de Energía y la Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH [7]. Este estudio de índices de precios representa a un 39 % de las empresas del mercado nacional.

En la publicación se definen 10 indicadores de precio en geotermia y 3 indicadores para los sistemas emisores. En este proyecto no es necesaria la información respecto a sistemas emisores, debido a que se trata de un proyecto de remodelación del sistema actual, en el que ya existen los equipos de calefacción. En caso de necesitar, la información se encuentra en la misma bibliografía [7].

- G-1: Precio de bombas de calor geotérmicas reversibles para clima.
- G-2: Precio de bombas de calor geotérmicas reversibles para clima y ACS.
- G-3: Precio de bombas de calor geotérmicas de frío y calor simultáneo.
- G-4: Precio de bombas de calor geotérmicas industriales para generación de calor.
- G-5: % Costo instalación BCG circuito abierto.
- G-6: Precio por metro lineal de la construcción de pozos de agua para circuitos de captación abiertos.
- G-7: % Costo instalación BCG circuito cerrado.
- G-8: Precio por metro cuadrado de cañería enterrada en instalaciones geotérmicas con circuito cerrado horizontal.
- G-9: Precio por metro lineal de cañería enterrada en instalaciones geotérmicas con circuito cerrado vertical.
- G-10: Precio por kWt de realizar mantención preventiva.

Estos índices de precios permiten caracterizar por una parte el precio esperado de una instalación, así como los costos de mantención preventiva esperados para su futura operación.

## 6.1. Instalación y Mantenimiento Proyectos de Geotermia

Para determinar el costo o precio final de un proyecto de bombas de calor geotérmicas se deben considerar 4 indicadores de precios diferentes los cuales deben ser sumados. Se tienen los 4 grupos de índices de precio a buscar y seleccionar:

- Precios de equipo por tecnología: G-1, G-2, G-3 y G-4.
- Precio de instalación de bomba de calor: G-5 y G-7.
- Precio de instalación sistema de captación: G-6, G-8 y G-9.
- Equipo e instalación de sistema de emisión: No se considera el costo debido a que se utilizan los equipos ya existentes en el hotel.

Para este proyecto es necesario utilizar una bomba de calor geotérmica reversible para calefacción y ACS, de ciclo cerrado. Los índices a utilizar para calcular los costos son G-2, G-7 y G-9.

### 6.1.1. G-2. Precio BC geotérmica reversible para clima y ACS

El presente indicador hace referencia al precio de venta de bombas de calor geotérmicas reversibles cuya función es climatizar y producir agua caliente sanitaria. Luego de una encuesta realizada en el informe de referencia, se determina un precio unitario de la bomba de calor por kWt, sin incluir IVA. Fueron 13 las empresas que registraron al menos un valor, siendo 77 el número de precios registrados. Los resultados se grafican en la siguiente figura:

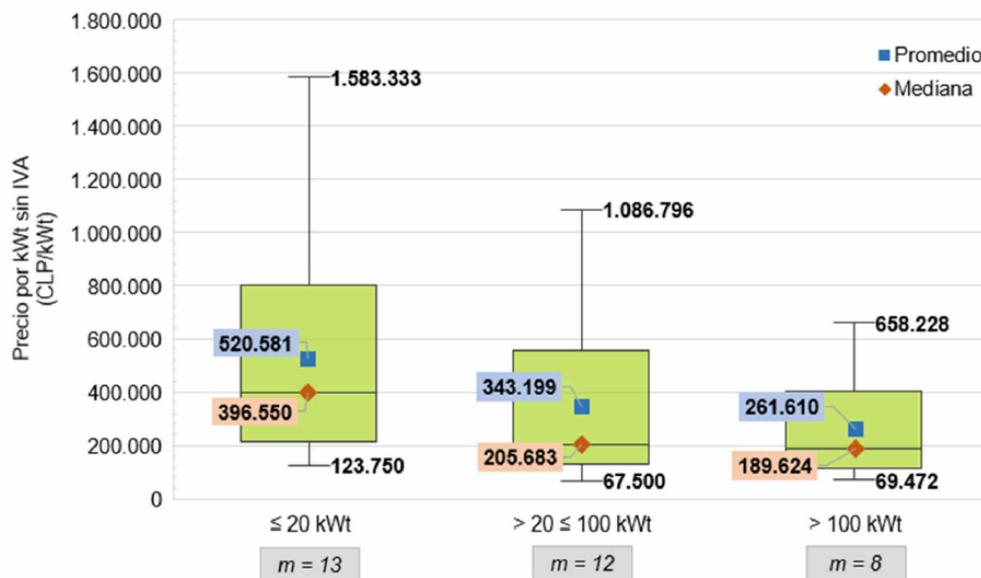


Figura 6.1: Precios indicador G-2 [7].

Se observa una tendencia a la reducción del precio por kWt cuando la potencia de diseño incrementa, puede reflejarse al comparar los promedios del primer y tercer rango cuya magnitud se reduce aproximadamente a un 50%.

Como las bombas de calor elegidas para el proyecto pueden superar los 100 [kWt], se utilizarán los precios de la columna > 100 [kWt], además, para realizar el cálculo se utilizará el valor de la mediana de los precios encuestados. Por lo tanto, el valor estimado del total de bombas de calor utilizadas, para los distintos casos es:

Casos 1, 2 y 3:

$$PG_2 = 189.624 \cdot 83,17 \cdot 4 + 189.624 \cdot 62,38 \cdot 2 = 86.741.603CLP \quad (6.1)$$

Casos 4, 5 y 6:

$$PG_2 = 189.624 \cdot 115 \cdot 4 + 189.624 \cdot 100 \cdot 2 = 125.151.840CLP \quad (6.2)$$

El total de inversión para las bombas de calor es de aproximadamente 87 millones de pesos para los 3 primeros casos y 125 millones de pesos chilenos para los casos 4, 5 y 6.

### 6.1.2. G-7. % Costo de instalación BC geotérmica de circuito cerrado

El presente indicador hace referencia al porcentaje del costo total de un proyecto atribuible a la instalación de una bomba de calor geotérmica, considerando un circuito de captación cerrado. Este valor porcentual considera el costo por mano de obra y suministro de equipos hidráulicos (bombas de agua), cañerías, válvulas y otros subsistemas que se requieran para la instalación del equipo de bomba de calor. Por otro lado, éste excluye el costo por el suministro de la bomba de calor, el sistema de captación y el suministro e instalación de sistemas de distribución y fuentes emisoras. El valor consultado corresponde a un valor porcentual menor a 100 %. El número de empresas que registraron al menos un valor corresponde a 8, siendo 9 el número de respuestas registradas. Los resultados obtenidos se representan en la siguiente figura:

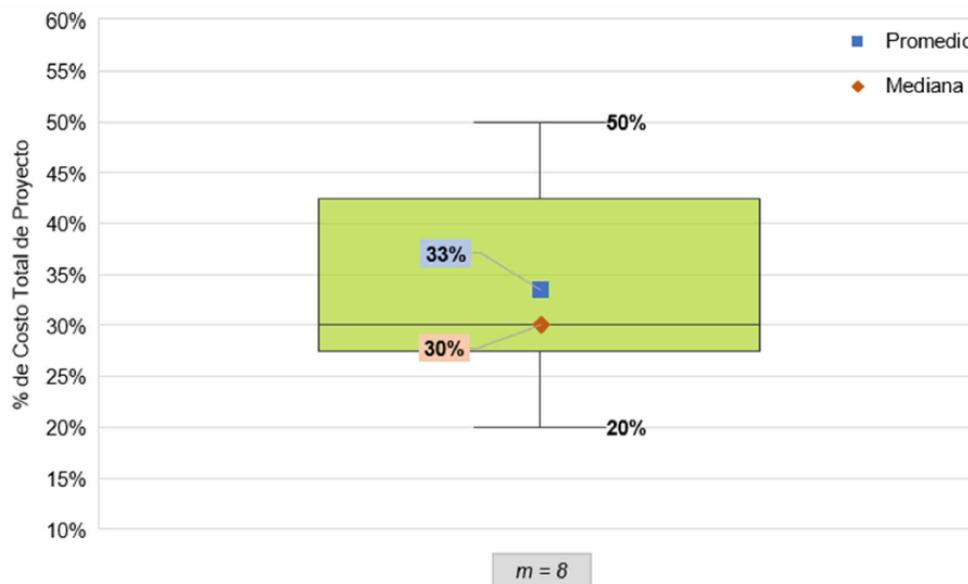


Figura 6.2: Precios indicador G-7 [7].

En este caso, se utilizará la mediana, por lo tanto, el costo de instalación de las bombas de calor geotérmicas de circuito cerrado es del 30 % del costo total del proyecto.

### 6.1.3. G-9. Precio por metro lineal de cañería enterrada de circuito cerrado vertical

El presente indicador hace referencia al precio por metro lineal del suministro e instalación de un sistema de captación vertical contemplado en un proyecto geotérmico de baja entalpía. Se considera el costo por mano de obra, el suministro de cañerías y el costo de la perforación y relleno del terreno. Dentro de la encuesta se consideran 4 rangos de profundidad. El número de empresas que registraron al menos un valor corresponde a 5. Los resultados obtenidos referentes a este indicador se representan en la siguiente figura:

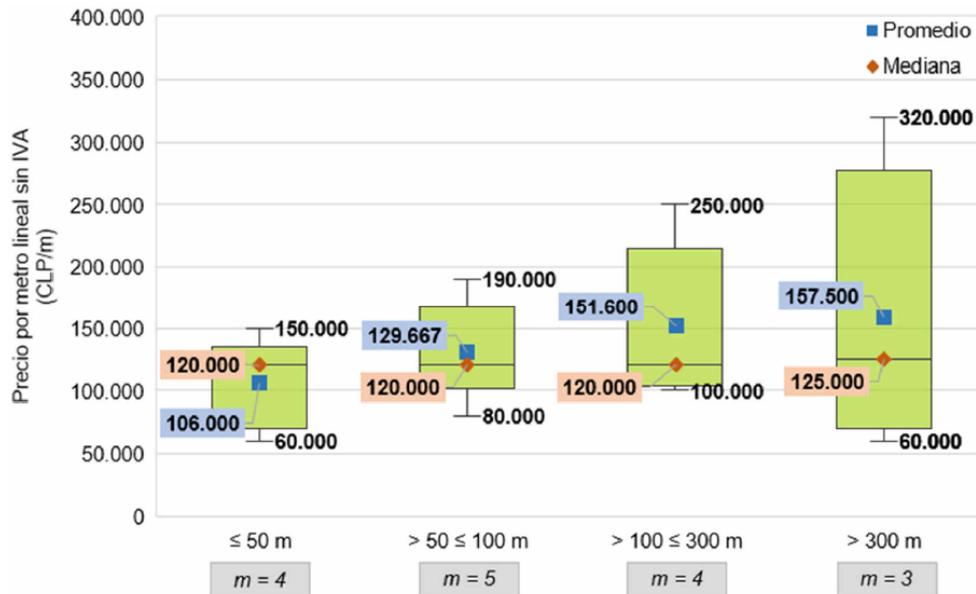


Figura 6.3: Precios indicador G-9 [7].

Se puede observar una importante dispersión que crece a medida que la profundidad de perforación aumenta. Cabe notar que el número de empresas que registraron precios para profundidades mayores a 100 [m] lineales es comparativamente menor, lo que puede explicarse por la baja frecuencia con la que se solicitan proyectos de esta envergadura. A medida que incrementa la profundidad del pozo, el costo por metro lineal tiende a crecer, lo cual podría explicarse por el aumento de la complejidad técnica de una perforación a mayores profundidades.

Para este cálculo, como se hizo anteriormente se utilizará la mediana, en este caso, para la columna de perforaciones entre 100 y 300 [m]. Se utilizará el valor del largo de las perforaciones totales entre las 4 de calefacción y las 2 de ACS de cada caso. Obteniendo los valores que se muestran a continuación para los distintos casos:

#### 6.1.3.1. Caso 1

$$PG_9 = 120.000 \cdot 9.342 = 1.121.040.000CLP \quad (6.3)$$

Se obtiene un precio de 1.121 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

#### 6.1.3.2. Caso 2

$$PG_9 = 120.000 \cdot 7.712 = 925.440.000CLP \quad (6.4)$$

Se obtiene un precio de 926 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

#### 6.1.3.3. Caso 3

$$PG_9 = 120.000 \cdot 4.550 = 546.000.000CLP \quad (6.5)$$

Se obtiene un precio de 546 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

#### 6.1.3.4. Caso 4

$$PG_9 = 120.000 \cdot 13.269,4 = 1.592.323.200CLP \quad (6.6)$$

Se obtiene un precio de 1.592 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

#### 6.1.3.5. Caso 5

$$PG_9 = 120.000 \cdot 10.956 = 1.314.720.000CLP \quad (6.7)$$

Se obtiene un precio de 1.315 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

#### 6.1.3.6. Caso 6

$$PG_9 = 120.000 \cdot 8.985,8 = 1.078.296.000CLP \quad (6.8)$$

Se obtiene un precio de 1.078 millones de pesos chilenos aproximadamente para el total de metros de cañería enterrada para un circuito cerrado vertical.

### 6.1.4. G-10. Precio mantención preventiva BC geotérmica

El presente indicador corresponde al precio por kWt asociado al servicio de mantención preventiva de bombas de calor geotérmicas y su sistema de captación, excluyendo los sistemas de distribución y fuentes emisoras. Este indicador está asociado a la mantención preventiva por evento. Se consideran 3 rangos de potencia térmica instalada. El número de empresas que registraron al menos un valor para este indicador corresponde a 11. En la siguiente figura se muestran los resultados:

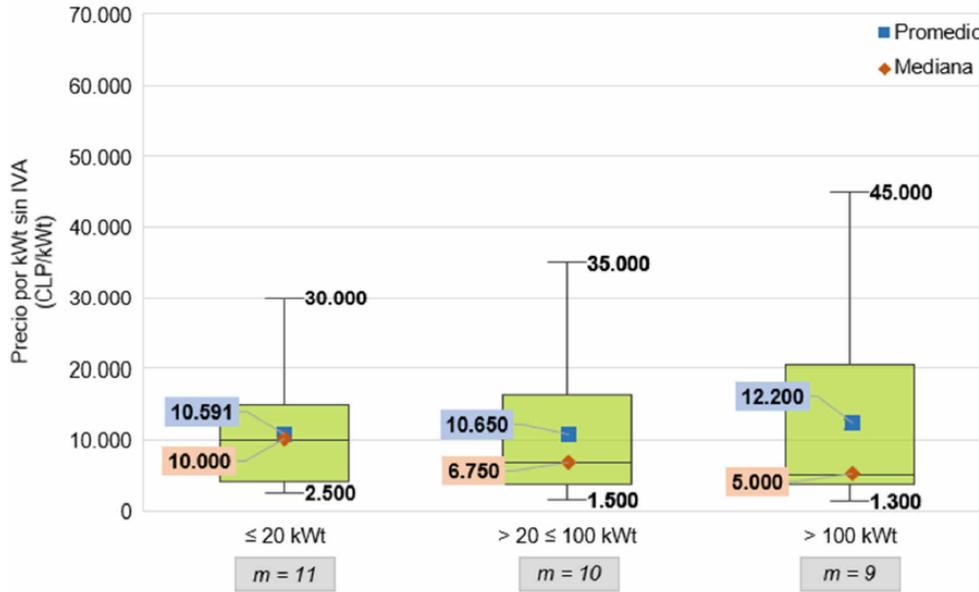


Figura 6.4: Precios indicador G-10 [7].

En términos de promedios, se observa que el precio unitario del servicio de mantenimiento preventiva de bombas de calor geotérmicas tiende a aumentar ligeramente a medida que aumenta la potencia térmica de la instalación.

Finalmente, para la mantención preventiva, se utiliza la mediana para potencias sobre 100 [kWt], entonces se tiene el siguiente precio para un evento de mantenimiento preventivo de las bombas de calor geotérmicas para los diferentes casos.

Casos 1, 2 y 3:

$$PG_{10} = 5.000 \cdot 457,44 = 2.287.200CLP \quad (6.9)$$

Casos 4, 5 y 6:

$$PG_{10} = 5.000 \cdot 660 = 3.300.000CLP \quad (6.10)$$

## 6.2. Precio final de proyecto

### 6.2.1. Caso 1

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 86.741.603 CLP.
- Índice G-9: 1.121.040.000 CLP.
- Subtotal: 1.207.781.603 CLP.
- Costo instalación (G-7): 362.334.481 CLP.
- **Total:** 1.570.116.084 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 2.287.200 CLP.

### 6.2.2. Caso 2

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 86.741.603 CLP.
- Índice G-9: 925.440.000 CLP.
- Subtotal: 1.012.181.603 CLP.
- Costo instalación (G-7): 303.654.481 CLP.
- **Total:** 1.315.836.084 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 2.287.200 CLP.

### 6.2.3. Caso 3

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 86.741.603 CLP.
- Índice G-9: 546.000.000 CLP.
- Subtotal: 632.741.603 CLP.
- Costo instalación (G-7): 189.822.481 CLP.
- **Total:** 822.564.084 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 2.287.200 CLP.

### 6.2.4. Caso 4

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 125.151.840 CLP.
- Índice G-9: 1.592.323.200 CLP.
- Subtotal: 1.717.475.040 CLP.
- Costo instalación (G-7): 515.242.512 CLP.

- **Total:** 2.232.717.552 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 3.300.000 CLP.

### 6.2.5. Caso 5

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 125.151.840 CLP.
- Índice G-9: 1.314.720.000 CLP.
- Subtotal: 1.439.871.840 CLP.
- Costo instalación (G-7): 431.961.552 CLP.
- **Total:** 1.871.833.392 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 3.300.000 CLP.

### 6.2.6. Caso 6

Para determinar el costo global del proyecto consideraremos las medianas de los 4 índices de precio:

- Índice G-2: 125.151.840 CLP.
- Índice G-9: 1.078.296.000 CLP.
- Subtotal: 1.203.447.840 CLP.
- Costo instalación (G-7): 361.034.352 CLP.
- **Total:** 1.564.482.192 CLP.

Para determinar el costo de mantención preventiva de un proyecto de bombas de calor se deben considerar los indicadores de precios específicos de mantención:

- Índice G-10: 3.300.000 CLP.

A continuación se muestra una tabla resumen para los distintos indicadores utilizados para cada caso y del costo de la inversión inicial para el proyecto:

Tabla 6.1: Resumen índices de precios e inversión inicial del proyecto para casos 1, 2 y 3.

Índice	Caso 1	Caso 2	Caso 3
G-2 [CLP]	86.741.603	86.741.603	86.741.603
G-9 [CLP]	1.121.040.000	925.440.000	822.564.084
G-7 [CLP]	362.334.481	303.654.481	189.822.481
G-10 [CLP]	2.287.200	2.287.200	2.287.200
Inversión [CLP]	1.570.116.084	1.315.836.084	1.099.128.168

Tabla 6.2: Resumen índices de precios e inversión inicial del proyecto para casos 3, 4 y 5.

Índice	Caso 4	Caso 5	Caso 6
G-2 [CLP]	125.151.840	125.151.840	125.151.840
G-9 [CLP]	1.592.323.200	1.314.720.000	1.078.296.000
G-7 [CLP]	515.242.512	431.961.552	361.034.352
G-10 [CLP]	3.300.000	3.300.000	3.300.000
Inversión [CLP]	2.232.717.552	1.871.833.392	1.564.482.192

### 6.3. Flujo Económico

Para continuar con la evaluación económica, es necesario destacar que el fundador y dueño de la Reserva Biológica Huilo Huilo es Víctor Petermann, un Ingeniero Civil de Minas de la Universidad de Chile dedicado por más de 40 años a la empresa privada en diversas áreas relacionadas con la minería nacional e internacional. Al ser una persona con la capacidad de costear proyectos de este tipo, se asume un flujo económico para el estudio del proyecto, o sea, un flujo con capital del inversionista.

Para el flujo que se realizará para todos los casos, se considera el costo de la energía en la comuna de Panguipulli, energía obtenida de la empresa Saesa (Sociedad Austral de Energía Sociedad Anónima). En esta comuna se tienen los siguientes costos con IVA incluido [9]:

- Transporte de electricidad: 20,887  $[\frac{CLP}{kWh}]$ .
- Electricidad base consumida: 137,956  $[\frac{CLP}{kWh}]$ .
- Consumo por sobre el límite en invierno: 194,561  $[\frac{CLP}{kWh}]$ .

Luego, para obtener un valor anual aproximado del costo de electricidad por kWh, se asume el costo del consumo por sobre el límite en invierno para los tres meses de invierno y el costo de electricidad base consumida para el resto de los meses, obteniendo así, un costo promedio por kWh (incluyendo el transporte) de 172,994  $[\frac{CLP}{kWh}]$ .

Como no se tiene información sobre el tipo de radiadores y tipo de calefacción de agua caliente sanitaria, para efectos del flujo económico se asumen radiadores y acumuladores de calor eléctricos, de los cuales se asume de igual forma, que consumen 1 [kWh] eléctrico para producir 1 [kWt].

Otro supuesto para el cálculo del flujo económico es que, los equipos BCG tienen una vida útil de 10 años, este valor se supone con el fin de obtener una depreciación de los equipos en el flujo.

El ingreso para este flujo es el ahorro por el costo de la energía que otorga el uso de bombas de calor geotérmicas. Y los costos anuales son el gasto de energía de las BCG y la mantención anual, de las que se consideran mantenciones cada 3 meses con un total de 4 al año.

El fin de realizar este flujo económico, es obtener la cantidad de años en la que se recupera la inversión inicial del proyecto, usando las condiciones antes nombradas. Luego de estos años, el proyecto trae beneficios económicos para el hotel. Este flujo económico es la ganancia anual considerando los ingresos, costos, depreciación e impuestos.

A continuación se muestra una tabla resumen con los datos obtenidos, la inversión inicial se considera en el año 0, los demás valores son para los años del 1 en adelante:

Tabla 6.3: Resumen flujo económico de los casos 1, 2 y 3.

Variable	Caso 1	Caso 2	Caso 3
<b>Inversión inicial [CLP]</b>	1.570.116.084	1.315.836.084	1.099.128.168
<b>Ingresos anuales [CLP]</b>	189.922.501	189.922.501	189.922.501
<b>Costo fijo anual [CLP]</b>	42.809.704	42.012.843	41.403.599
<b>Mantención anual [CLP]</b>	9.148.800	9.148.800	9.148.800
<b>Depreciación anual [CLP]</b>	8.674.160	8.674.160	8.674.160
<b>Impuestos [CLP]</b>	245.651	247.165	248.322
<b>Flujo económico [CLP]</b>	137.718.346	138.513.694	139.121.779
<b>Tiempo recuperación [años]</b>	11,4	9,5	7,9

Tabla 6.4: Resumen flujo económico de los casos 4, 5 y 6.

Variable	Caso 4	Caso 5	Caso 6
<b>Inversión inicial [CLP]</b>	2.232.717.552	1.871.833.392	1.564.482.192
<b>Ingresos anuales [CLP]</b>	274.022.496	274.022.496	274.022.496
<b>Costo fijo anual [CLP]</b>	67.361.206	65.843.163	64.541.224
<b>Mantención anual [CLP]</b>	13.200.000	13.200.000	13.200.000
<b>Depreciación equipos [CLP]</b>	12.515.184	12.515.184	12.515.184
<b>Impuestos [CLP]</b>	343.798	346.682	349.156
<b>Flujo económico [CLP]</b>	193.117.492	194.632.651	195.932.116
<b>Tiempo recuperación [años]</b>	11,56	9,62	7,98

# Capítulo 7

## Análisis de resultados y discusión

En este capítulo se profundizará en los resultados obtenidos, su sentido con respecto a variables físicas del problema y en discutir sobre de qué forma se obtiene un proyecto más factible.

Para iniciar el análisis, es necesario notar que se realizaron distintas opciones técnicas para distintos casos (distintas conductividades térmicas, distintas potencias de calefacción y ACS), sin embargo, lo mejor sería realizar el procedimiento para un caso con datos reales. De las distintas opciones técnicas propuestas, se realizan cálculos sobre las inversiones para iniciar el proyecto y el tiempo de recuperación de éstas.

Hay variables que afectan mucho más que otras en factores técnicos y/o económicos del proyecto. Uno de los resultados del trabajo realizado, es obtener información sobre esas variables, para saber en qué afectan y de qué forma. Por ejemplo, la conductividad térmica del suelo afecta en la transferencia de calor hacia el fluido de captación que es agua, que a medida que aumenta la conductividad térmica del suelo, disminuyen los metros necesarios de perforación (a su vez, disminuye número de perforaciones y cantidad de terreno necesario [m<sup>2</sup>]). Como se pensaba inicialmente, el lugar elegido para el estudio posee un gran potencial de energía geotérmica, lo que más influye en este potencial es el tipo de suelo de rocas volcánicas de lavas basálticas en el que se encuentra el hotel. Para este suelo, se realiza la evaluación en sus valores mínimos, típicos y máximos. Se obtienen altos valores de la conductividad térmica del tipo de suelo basalto, esta variable es la que más influye sobre la transferencia de calor.

Se diseña el caudal del sistema para cumplir con una temperatura mínima de salida del evaporador mayor a 5 [°C] en el sistema de captación de calor, esto con el fin de poder trabajar con agua como fluido de captación, que tiene mejores propiedades. Con esto se soluciona una de las desventajas de trabajar en sistema en serie en los captadores de calor de subsuelo, de tener un mayor costo por la cantidad de fluido de captación a utilizar, ya que el agua es mucho más económica que el agua con anticongelante. Además, se toma un diámetro interno de tubería de 166,8 [mm] con el fin de tener bajar pérdidas (en caso de obtener altas pérdidas, esto afecta al costo fijo mensual de energía eléctrica por las bombas de agua) y velocidad en las tuberías de subsuelo. Otro punto a favor de elegir un alto diámetro de tubería es que, se necesitan menos metros lineales de perforación que en sistemas con diámetros de tuberías pequeños. Y la perforación es el proceso más caro del proyecto, por lo que se debe buscar el proyecto más eficiente con el fin de tener ahorros en la inversión del proyecto.

Hay que tener en cuenta, que el diámetro de tubería utilizado, se puede aplicar en este caso

debido a que la perforación se basa en datos de la perforadora de pozo china XSL7/360, la cual tiene un diámetro de perforación de 508 [mm] o 20 [in] y profundidad de perforación de 700 [m]. En caso de contar con una perforadora de menores tamaños de perforación, se debe disminuir el diámetro interno de la tubería, teniendo cuidado con no aumentar excesivamente las pérdidas en tuberías. En caso de contar con una perforadora con menor profundidad de perforación, se deben disminuir los largos de cada perforación. Además, al disminuir el diámetro interno de la tubería, también se aumentan los metros necesarios de perforación, lo que ya se mencionó, aumenta linealmente la inversión inicial del proyecto, como se puede observar en la figura 7.3.

En la tabla 5.10, se puede observar una notoria diferencia en las cantidades de perforaciones de cada caso, esto se puede observar de mejor forma en la figura 7.1 de número de perforaciones por kW instalado. De donde se asume que, a mayor conductividad térmica del suelo, menor es el número de perforaciones. Luego, para casos con misma conductividad térmica del suelo, como los casos 1 y 4, se genera una ecuación lineal en función de los kW instalados, esta ecuación es relativamente paralela a la ecuación que se forma entre los casos 2 y 5, y a la que se forma entre los casos 3 y 6, esto es debido a que en las ecuaciones formadas se tienen puntos con igual conductividad térmica del suelo.

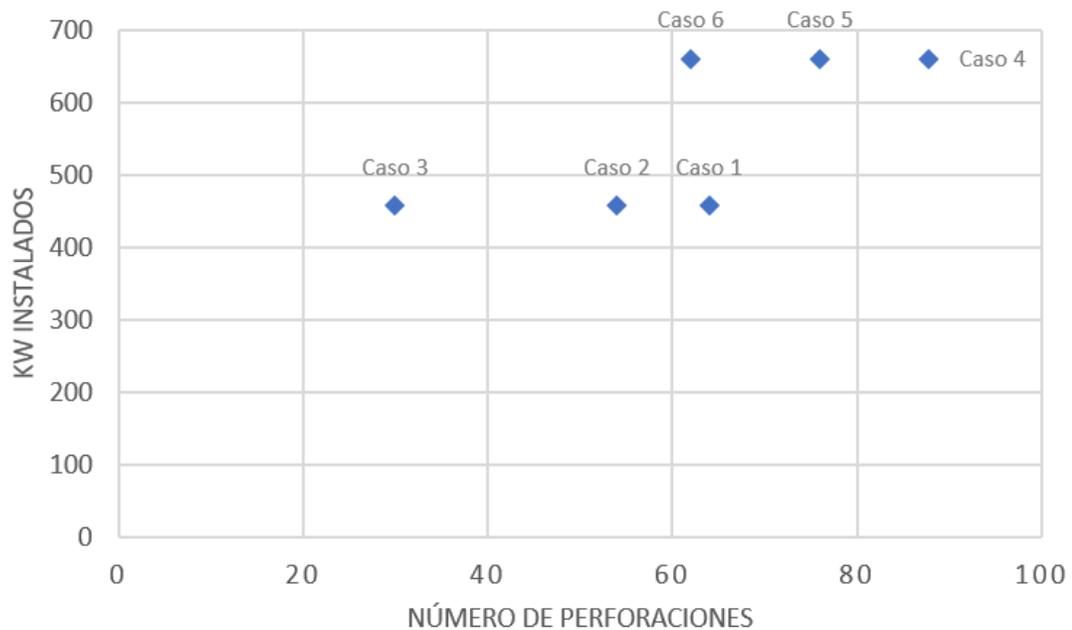


Figura 7.1: Número de perforaciones por kW instalados.

La cantidad de perforaciones van de la mano con el costo por cañerías enterradas, que lo que más lo afecta es la cantidad de metros lineales de perforación. Y este costo, como se vio en la sección 6.1.3, afecta directamente a la inversión final del proyecto. Siendo incluso, el costo con mayor influencia económica del proyecto.

Como dato, que se puede observar de la figura 7.2, comparando los casos 1 y 3, que tienen la misma capacidad instalada, pero tienen valores totalmente distintos de la conductividad térmica del suelo, que es  $1,3 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$  y  $2,3 \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right]$ , respectivamente. Estos valores afectan directamente en la cantidad de metros perforados y la inversión final del proyecto. Finalmente,

se tiene una inversión en el caso 1 de 1.570.116.084 [CLP] y en el caso 3 una inversión de 1.099.128.168 [CLP], que es el 70 % del caso 1. Este valor porcentual se mantiene al comparar los tiempos de recuperaciones de capitales para los casos 1 y 3, en el caso 1 se tiene un tiempo de recuperación de 11,4 [años] y para el caso 3, considerando un 70 % del valor del caso 1, se tiene un tiempo de recuperación de 7,98 [años], que es muy cercano al valor real de tiempo de recuperación de del caso 3 de 7,9 [años].

Para los casos 4 y 6, que tienen la misma capacidad instalada, y valores de conductividad térmica del suelo de  $1,3 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$  y  $2,3 \left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$ , respectivamente, como se puede observar en la figura 7.2. Con una inversión en el caso 4 de 2.232.717.552 [CLP] y en el caso 6 de 1.564.482.192 [CLP], que es el 70 % del caso 4. Este valor porcentual, al igual que con los casos 1 y 3, se mantiene al comparar los tiempos de recuperaciones de la inversión para los casos 4 y 6. En el caso 4 se tiene un tiempo de recuperación de 11,56 [años], considerando un 70 % del valor del caso 4, se tiene un tiempo de recuperación de 8,1 años, que es muy cercano al valor real de tiempo de recuperación del caso 6 de 7,98 [años].

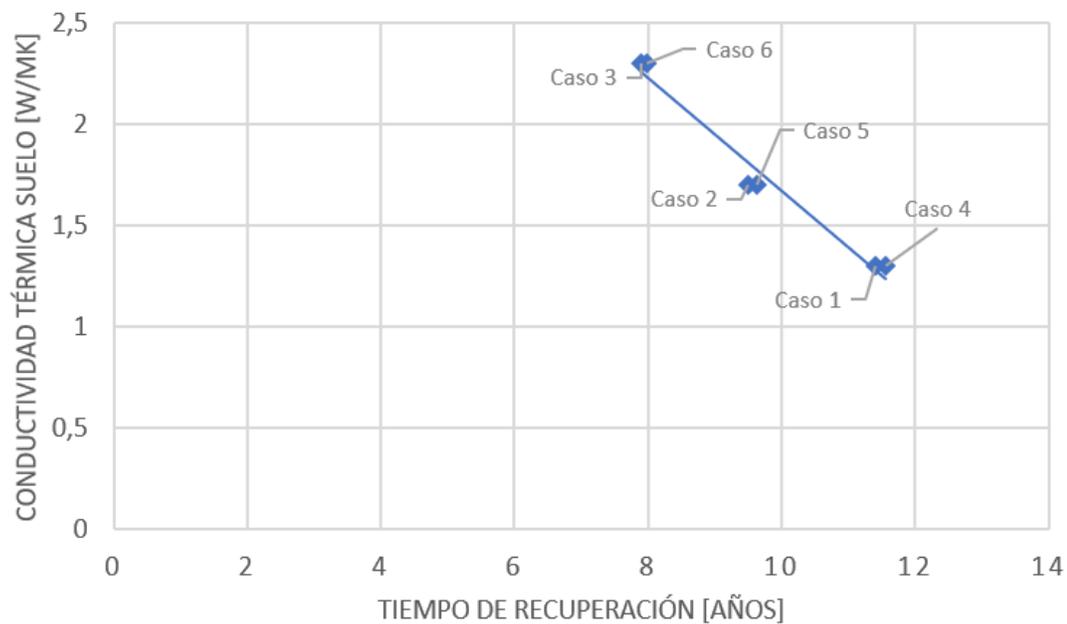


Figura 7.2: Gráfico tiempo de recuperación de inversión inicial en relación a la conductividad térmica del suelo para cada caso.

Es necesario mencionar, que para que el proyecto sea factible técnicamente, se tiene que contar con un terreno con los  $m^2$  necesarios para que quepa el sistema de captación de calor. En caso de contar con un menor terreno, se debe aumentar el largo de cada perforación, ajustándose al largo de profundidad de perforación de la perforadora utilizada para el proyecto.

Para obtener más análisis sobre la inversión total, se realiza la figura 7.3 de metros perforados [m] en función de la inversión total [CLP], variables que tienen una relación lineal.

## INVERSIÓN FINAL

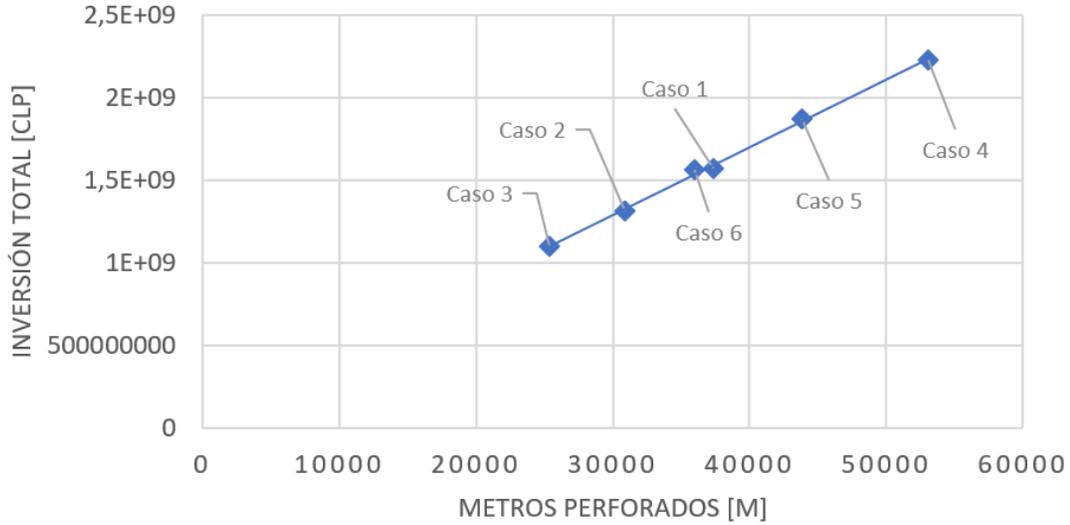


Figura 7.3: Gráfico largo total perforaciones en relación a la inversión total.

En la figura 7.3, se observa un fenómeno particular, en los casos 1 (457,45 [kW] instalados, conductividad térmica suelo 1,3 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]) y caso 6 (660 [kW] instalados, conductividad térmica suelo 2,3 [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]), casos con diferencias bastante grandes en capacidad instalada y conductividad térmica del suelo. Pasa que ambos casos 1 y 6, tienen una inversión inicial muy similar, 1.570.116.084 [CLP] y 1.564.482.192 [CLP], respectivamente, además, en los casos 1 y 6, se tienen metros totales de perforación también muy similares, 37.368 [m] y 35.943 [m]. Este fenómeno se debe a que el caso 1 tiene menor potencia instalada y menor conductividad térmica del suelo, comparado al caso 6. Se obtiene una inversión inicial muy similar, debido a que en el caso 1 se tiene un 69,3% de la potencia instalada en el caso 6, y en el caso 1 se tiene un 56,5% de la conductividad térmica del suelo del caso 6.

Como las cargas de calefacción del hotel fueron estimadas en la sección 4.2.2, sin datos, entonces, se pueden analizar casos especiales, que serían usando las potencias de los casos 1, 2 y 3, aumentando el valor de la potencia de calefacción (agregando un 38,27% al valor original), y pasa de 332,68 [kW] a 460 [kW], potencia que se divide en 4 bombas de calor para calefacción. Por lo que sólo sería necesario utilizar los datos de ACS de los casos 1, 2 y 3 y los datos de calefacción de los casos 4, 5 y 6. Para no extenderse mucho en este análisis, se verá la comparación del caso 2 cambiando su potencia de calefacción. Luego, comparando el caso 2, con el nuevo caso, que usará datos de metros de perforación para ACS del caso 2 y datos de metros de perforación de calefacción del caso 5, que tienen la misma conductividad térmica del suelo. Se tienen los siguientes valores de la tabla 7.1.

Tabla 7.1: Resumen comparación casos 2 y caso especial.

<b>Variable</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso especial</b>	<b>% de aumento</b>
<b>Metros perforados [m]</b>	7.712	9.836	27,54 %
<b>Inversión inicial [CLP]</b>	1.315.836.084	1.678.565.889	27,56 %
<b>Ingresos anuales [CLP]</b>	189.922.501	242.783.931	27,83 %
<b>Costo fijo anual [CLP]</b>	42.012.843	55.661.442	32,48 %
<b>Mantenimiento anual [CLP]</b>	9.148.800	11.695.200	27,83 %
<b>Depreciación anual [CLP]</b>	8.674.160	11.088.453	27,83 %
<b>Impuestos [CLP]</b>	247.165	312.244	26,33 %
<b>Flujo económico [CLP]</b>	138.513.694	175.115.045	26,42 %
<b>Tiempo recuperación [años]</b>	9,5	9,59	0,95 %

De la tabla 7.1, se puede observar que los porcentajes de aumento de metros perforados, inversión inicial e ingresos anuales, son prácticamente iguales, por lo tanto, se observa una gran dependencia de los metros perforados en los demás resultados. Además, el flujo económico en ambos casos, mantiene el mismo porcentaje de aumento que los casos anteriores, sin embargo el tiempo de recuperación en años es muy similar para ambos casos, en el caso 2 se tiene un tiempo de recuperación de 9,5 [años] y en el caso especial de 9,59 [años], mostrando un porcentaje de aumento del 0,95 % solamente, por lo tanto se puede comentar, que el tiempo de recuperación es similar debido a que la relación de inversión inicial sobre flujo económico, es similar en ambos casos.

Como comentario general, se observa que son muchas las variables que afectan en el proyecto tanto técnica como económicamente, por lo tanto, para obtener valores confiables para determinar la viabilidad del proyecto, es necesario contar con algunos datos (los cuales se asumen para este proyecto). Datos como el terreno disponible para disponer el sistema de captación de calor, el diámetro y profundidad de perforación de la perforadora que se utilizará, la conductividad térmica del suelo en donde se ubica el sistema de captación de calor, los valores reales de potencias necesarias para calefacción y ACS. Teniendo estos datos se podría realizar una propuesta técnica más aterrizada a la realidad, obteniendo la inversión final y tiempo de recuperación de esta propuesta.

# Capítulo 8

## Conclusiones

En este trabajo se llevaron a cabo exitosamente evaluaciones técnicas y económicas, sobre el uso directo de energía geotérmica de baja temperatura para el hotel Nothofagus en la Reserva Huilo Huilo. Considerando 6 casos con distintas potencias de bombas de calor y distintas conductividades térmicas del suelo.

Con respecto a la evaluación técnica del proyecto, se realiza un sistema compuesto por captadores de calor de subsuelo, cuyo fluido de captación de calor es agua que fluye dentro de tubos de polietileno de alta densidad  $PE_{100}$ , de diámetro interior 166,8 [mm], conectados en paralelo entre perforaciones de aproximadamente 150 [m]. El agua del sistema de captación, intercambia calor con el refrigerante que fluye dentro de la bomba de calor, posterior a esto, mediante la evaporación del refrigerante en el evaporador y el aumento de temperatura y presión del refrigerante luego del compresor, se calienta un fluido portador destinado a intercambiar calor en acumuladores de calor (para ACS), radiadores y losa radiante.

Con respecto a la evaluación económica del proyecto, para los 3 primeros casos evaluados (457,45 [kW]) se obtienen inversiones iniciales entre los 1.100 y 1.570 millones de pesos aproximadamente, recuperando la inversión entre 7,9 y 11,4 años. Para los últimos 3 casos evaluados (660 [kW]), se necesitan inversiones entre 1.565 y 2.233 millones de pesos aproximadamente, recuperando la inversión entre 7,98 y 11,56 años. Estos valores de inversiones iniciales y tiempo de recuperación en años, dependen de la conductividad térmica del suelo, a medida que la conductividad térmica es menor, las variables antes nombradas aumentan.

Considerando el proyecto de remodelación que se llevaría a cabo, de incluir las bombas de calor geotérmicas a la generación de calefacción y ACS para el hotel, se obtiene una mucho mejor eficiencia de energía eléctrica que en los casos de usar calefacciones de tipo eléctrica.

Uno de los aspectos que más se destacan del análisis de resultados, es que para obtener un proyecto lo más económico posible, se debe tener idealmente una conductividad térmica del suelo lo más grande posible (valor que no se puede regular), y se debe tener un costo por cañerías enterradas bajo, el cual se obtiene con un diámetro grande en las tuberías de captación de calor (similar al utilizado de 166,8 [mm]), para que los metros de perforación sean lo más bajo posibles, para esto se debe contar con una perforadora de un gran diámetro de perforación, igual o mayor a 508 [mm] o 20 [in], ya que el costo por cañerías enterradas afecta directamente la inversión final, siendo el costo con mayor influencia económica del proyecto.

## 8.1. Trabajo a futuro

Basándose en la tesis presentada, es posible definir algunos lineamientos con el fin de conducir el trabajo futuro:

- Para obtener un valor más cercano a la realidad, se debe realizar un estudio de la conductividad térmica del suelo específico del lugar donde se instalarán los captadores de calor. Esto se realiza mediante un registro de las propiedades térmicas, utilizando un equipo de adquisición de datos (como por ejemplo, KD2 Pro, Decagon Devices), del cual se obtienen datos como conductividad, difusividad y resistividad térmica, capacidad calórica y temperatura de la muestra del suelo [5].
- Entre los datos reales que se deben tener para realizar una mejor evaluación técnica y económica, se debe consultar el terreno disponible para la instalación del sistema de captación de calor de tubos enterrados, en caso de ser muy pequeño, se debe aumentar la profundidad de las perforaciones. También, se debe contar con las potencias reales de calefacción y ACS de las bombas de calor, para poder calefaccionar el hotel.
- Luego de realizar los cálculos para las bombas de agua, se debe buscar un modelo que cumpla con los requisitos necesarios, en estos casos, como no afecta mucho en la evaluación técnica y económica, no se buscaron modelos para las distintas bombas de agua necesarias.
- Para trabajar con datos más confiables sobre la temperatura en las profundidades del terreno, se recomienda realizar un estudio del gradiente geotérmico del terreno, debido a que al encontrarse en una zona de alta favorabilidad geotérmica, un alto gradiente geotérmico puede afectar en que el proyecto sea mucho más económico y viable.

# Bibliografía

- [1] AIGUASOL (2016). Quién es quién en sistemas geotérmicos con bomba de calor. *Estado de desarrollo de proyectos de bombas de calor geotérmicas instalados en Chile*.
- [2] Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) (2012). Guía técnica de diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado. *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE)*.
- [3] Azcarate, J. (s. f.). La energía geotérmica. *Instituto Geológico y Minero de España*.
- [4] Banks, D. (2012). An Introduction to Thermogeology: Ground Source Heating and cooling.
- [5] Decagon Devices, Inc. (2016). KD2 Pro Thermal Properties Analyzer.
- [6] Ecoforest (2018). Ficha técnica bomba de calor: EcoGeo 25-100.
- [7] Fuchs, D. & Jofré, I. (2020). Índice de Precios de Bombas de Calor. *NAMA: Energías Renovables para Autoconsumo en Chile*.
- [8] Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid (2017). Guía de Gestión Energética en el Sector Hotelero. *Comunidad de Madrid*.
- [9] Grupo SAESA (2021). Tarifas de suministro eléctrico, desde julio de 2021. *Publicación SAP SAESA*.
- [10] Lemus, M., C. Honores, F. Aguilera, Y. Pérez, D. Morales, D. Cáceres & H. Neira (2015). Evaluación de los recursos geotérmicos de la Región de Los Ríos. *Servicio Nacional de Geología y Minería*.
- [11] Llopis, G. & López, C. (2009). Intercambiadores geotérmicos verticales. *Ingeniería Civil 156/2009*.
- [12] Llopis, G. & Rodrigo, V. (s. f.). Guía de la Energía Geotérmica. *Industria, Energía y*

*Minas, Madrid.*

- [13] Lund, J., & Toth, A. (2020). Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review. *Proceedings World Geothermal Congress 2020*.
- [14] Plásticos Ferro (s. f.). Sistema de geotermia. *Ferroterm*.
- [15] Tamburrino, A., Niño, Y., & De la Fuente, A. (2014). Apuntes del curso CI4101: Hidráulica. *Departamento de Ingeniería Civil, Universidad de Chile*.
- [16] Zenteno, A. (2013). Modelación térmica del suelo alrededor de tubos enterrados en sistemas de colección de energía geotérmica de baja entalpía.

# Anexo A

## Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios

La Cámara Chilena de Refrigeración y Climatización (C.CH.R y Cl) en conjunto con la División Técnica de Aire Acondicionado y Refrigeración (DITAR) ha elaborado para la comunidad en general una versión adaptada a la realidad chilena, del Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios, el cual se complementó con algunas Normas UNE (Normas de la Comunidad Europea).

### A.1. Diseño

El diseño de las instalaciones se basa en un conjunto de condiciones interiores a complementar, de las condicionantes exteriores, así como de criterios y normas que permitan estimar adecuadamente el comportamiento respecto a la funcionalidad perseguida de bienestar, seguridad y uso racional de la energía.

#### A.1.1. Condiciones interiores

El ambiente térmico se define por aquellas características que condicionan los intercambios del cuerpo humano con el ambiente, que afectan a la sensación de bienestar de los ocupantes. Estas características son la temperatura del aire, la temperatura radiante media del recinto, la velocidad media del aire en la zona ocupada y, por último, la presión parcial del vapor de agua o humedad relativa. Las condiciones interiores de diseño se fijarán en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, estarán comprendidas entre los siguientes límites:

Tabla A.1: Condiciones interiores de diseño

Estación	Temperatura operativa [°C]	Velocidad media del aire [ $\frac{m}{s}$ ]	Humedad relativa [%]
Verano	23 - 25	0,18 - 0,24	40 - 60
Invierno	20 - 22	0,15 - 0,20	40 - 60

Las condiciones indicadas se pueden variar dependiendo del uso de los recintos. Los valores anteriores deben mantenerse en la zona ocupada, definida a cierta distancia de lugares en los que puedan darse importantes variaciones de temperatura con respecto a la media y pueda haber presencia de corrientes de aire como son las zonas de tránsito, próximas a puertas de

uso frecuente, cualquier unidad que impulse aire y aparatos con fuerte producción de calor.

### **A.1.2. Condiciones exteriores**

La elección de las condiciones exteriores de temperatura de bulbo seco, y en su caso, de temperatura de bulbo húmedo simultánea del lugar, que son necesarias para el cálculo de carga térmica máxima instantánea y, en consecuencia, para dimensionado de equipos y aparatos, se hará en base a datos estadísticos del Anuario Meteorológico editado por la Dirección Meteorológica de Chile.

Se deberá tener en cuenta la dirección e intensidad de los vientos dominantes, la altitud sobre el nivel del mar y, para la radiación solar, la latitud del lugar de emplazamiento del edificio y su entorno inmediato. Para el cálculo del consumo energético del edificio a lo largo de una temporada se tendrán en cuenta los datos del año típico del lugar (temperatura seca, temperatura húmeda coincidente y radiación solar).

### **A.1.3. Empleo de la energía eléctrica**

En los edificios residenciales e institucionales se podrá utilizar la energía eléctrica directa para calefacción en las instalaciones con bomba de calor, cuando la relación entre la potencia eléctrica en calefactores eléctricos de apoyo y potencia eléctrica en bornes del motor del compresor sea igual o inferior a 1,2.

### **A.1.4. Producción centralizada de agua caliente sanitaria**

### **A.1.5. Aislamiento térmico**

Los aparatos, equipos y conducciones de las instalaciones de climatización y agua caliente para usos sanitarios deben estar aislados térmicamente con el fin de evitar consumos energéticos excesivos y conseguir que los fluidos portadores lleguen a las unidades terminales con temperaturas próximas a las de salida de los equipos de producción, así como para poder cumplir las condiciones de seguridad para evitar contactos accidentales con superficies calientes.

Las pérdidas térmicas de cada subsistema serán calculadas y tenidas en cuenta para el dimensionado de los equipos de mantenimiento de los fluidos portadores, intercambiadores de calor y equipos de producción de energía térmica.

### **A.1.6. Instalaciones colectivas para edificios**

En instalaciones de climatización y/o calefacción del tipo todo-agua, (radiadores, piso radiante, convectores, etc.) debe:

- Para agua fría y caliente disponerse de temperatura fija del fluido portador.
- Se recomienda para tener ahorro significativo de energía utilizar regulación de la temperatura del fluido portador en función a la temperatura exterior.

### **A.1.7. Proyecto de remodelación**

Se entiende por remodelación de una instalación a todo cambio que se ejecute en ella y que implique una modificación de la instalación existente. Serán consideradas como remodelaciones las que impliquen la inclusión de nuevos servicios de climatización o de agua caliente sanitaria, así como la modificación de los existentes o la sustitución o modificación de los generadores de calor o frío, o la sustitución de fuentes de energía.

Toda remodelación de una instalación requerirá, cuando proceda, la realización previa de un proyecto en el que se justifique la misma. Cuando la remodelación implique cambio de la fuente de energía, el proyecto debe justificar la adaptabilidad de los equipos no sustituidos y sus nuevos rendimientos energéticos, así como las medidas de seguridad complementarias que la nueva fuente de energía demande de acuerdo con la legislación vigente y este reglamento.

## **A.2. Cálculo**

Las instalaciones térmicas serán calculadas por un método adecuado que la buena práctica haya contrastado, siendo de la responsabilidad del proyectista el método utilizado y los cálculos efectuados, teniendo en cuenta las exigencias de este reglamento.

### **A.2.1. Condiciones interiores**

Las condiciones interiores de cálculo se establecerán de acuerdo a lo indicado en la sección A.1.1.

### **A.2.2. Condiciones exteriores**

Las condiciones exteriores de cálculo (latitud, altitud sobre el nivel del mar, temperaturas de bulbo seco y húmedo, oscilación media diaria, dirección e intensidad de los vientos dominantes) se establecerán en base a datos procedentes de fuentes de reconocida solvencia (Dirección Meteorológica de Chile).

Los datos de la intensidad de la radiación solar máxima sobre las superficies se tomarán, una vez determinada la latitud y en función de la orientación y de la hora del día, de tablas de reconocida solvencia y se manipularán adecuadamente para tener en cuenta los efectos de reducción producidos por la atmósfera.

La calidad del aire exterior será definida considerando el emplazamiento del edificio.

### **A.2.3. Cargas térmicas**

Para realizar el cálculo de las cargas térmicas de los sistemas de calefacción o climatización de un edificio o parte de un edificio, una vez fijadas las condiciones de diseño, se tendrán en cuenta los siguientes factores:

- Características constructivas y orientaciones de fachadas.
- Factor solar y protección de las ventanas.
- Horarios de funcionamiento de los distintos subsistemas.

- Ganancias internas de calor.
- Ocupación y su variación en el tiempo y espacio.
- Tasa de ventilación y extracción de aire.

El cálculo se efectuará independientemente para cada recinto, teniendo en cuenta su orientación, ocupación, uso, ganancias internas, etc.

En régimen de refrigeración, la máxima carga total se obtiene como suma de las cargas simultáneas de cada local, considerando las variaciones, en el espacio y en el tiempo, de las ganancias de calor debidas a radiación solar y cargas térmicas interiores. En calefacción, la máxima carga sensible se obtendrá como suma de las cargas de cada local.

En ambos casos se estudiarán distintas situaciones de carga térmica del sistema al variar la hora del día y el mes del año. Esta búsqueda, además de determinar la carga térmica simultánea máxima, permitirá efectuar una correcta selección del fraccionamiento de capacidad térmica de los equipos en cuanto se refiere al tamaño de las unidades.

Cuando se utilicen sistemas de acumulación de energía térmica, el cálculo de cargas se efectuará para cada hora a lo largo del tiempo de funcionamiento establecido para el sistema, en el día de máxima demanda térmica, determinando la capacidad necesaria de acumulación para satisfacer en estas condiciones los niveles de bienestar fijados.