



Universitat
de les Illes Balears

Dimensionamiento de la instalación geotérmica para la climatización de un hotel de 4 estrellas

Tao Miguel Vallespir Marques

Memoria del Trabajo de Fin de Máster

Máster Universitario en Ingeniería Industrial
de la
UNIVERSITAT DE LES ILLES BALEARS

Curso Académico 2018-2019

Fecha 16/09/2019

Tutor del Trabajo: Vicente José Canals Guinand

Índice

ACRÓNIMOS.....	5
ÍNDICE DE TABLAS	6
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	7
RESUMEN	8
1. Introducción	9
1.1. Objetivo	9
1.2. Antecedentes	9
1.3. Instalaciones Térmicas en edificios	10
1.4. Estructura del documento.....	10
2. Objeto de estudio.....	11
2.1. Descripción del hotel.....	11
2.2. Ubicación y emplazamiento	11
2.3. Normativa y reglamentación aplicable	12
2.4. Tipología de instalación geotérmica	13
2.4.1. Fuentes de energía y generadores térmicos.....	13
2.4.2. Tipología empleada	15
2.5. Descripción de los elementos de la instalación	16
2.5.1. Bomba de calor geotérmica	16
2.5.2. Intercambiador exterior o geotérmico.....	20
3. Desarrollo de la herramienta geotérmica	22
3.1. Dimensionamiento del intercambiador de calor vertical con el terreno.....	22
3.1.1. Método ASHRAE de dimensionado del intercambiador geotérmico.....	24
3.2. Herramienta MATLAB	35
3.2.1. Cálculo de intercambio de calor anual “q_anual”	38
3.2.2. Cálculo de la resistividad térmica del terreno “resistiv_terreno_v02”	38
3.2.3. Cálculo de la resistividad térmica de los pozos “resiv_borehole”	39
3.2.4. Cálculo de la longitud del intercambiador	40
3.2.5. Cálculo de la distancia máxima de separación entre perforaciones “radio_maximo_v01”	41
3.2.6. Creación del gráfico con la distribución de las perforaciones” creador_matrices_v2”	42
3.2.7. Proceso de optimización de resultados	43
4. Caso práctico para el hotel de 4 estrellas objeto de estudio	44

4.1.	Selección de la Bomba de Calor Geotérmica	44
4.2.	Determinación de las horas de funcionamiento a máxima carga (<i>EFLH</i>)	45
4.3.	Determinación de la temperatura media del suelo	46
4.4.	Discusión de los resultados obtenidos para el caso práctico	47
4.5.	Dimensionamiento grupo de presión complementario	48
4.6.	Estudio de impacto ambiental	51
5.	Presupuesto	53
5.1.	Presupuesto del intercambiador geotérmico	53
5.1.1.	Sonda geotérmica	53
5.1.2.	Captador geotérmico horizontal	55
5.1.3.	Arquetas colectoras	56
5.1.4.	Canalización arqueta colectora – sonda geotérmica	57
5.2.	Presupuesto de la bomba de calor geotérmica	58
5.3.	Presupuesto del grupo de presión	59
5.4.	Presupuesto total	61
	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO	63
	BIBLIOGRAFÍA	64
	ANEXO I. CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA EN EL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO	
	ANEXO II. CÓDIGO DE LA HERRAMIENTA MATLAB	
	ANEXO III. PLANOS Y FICHA TÉCNICA DE LA BOMBA DE CALOR GEOTÉRMICA	
	ANEXO IV. CÁLCULO DE EFLH	

ACRÓNIMOS

ACS: Agua Caliente Sanitaria

RITE: Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios

IDAE: Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 - Clasificación de los yacimientos geotérmicos	14
Tabla 2 - Valores de cálculo y resultados para la transmisión de calor anual con el terreno aplicados en el caso práctico del presente proyecto	38
Tabla 3 - Valores de cálculo y resultados para la resistividad térmica del terreno aplicados en el caso práctico del presente proyecto	39
Tabla 4 - Valores de cálculo y resultados para la resistividad térmica del pozo aplicados en el caso práctico del presente proyecto	39
Tabla 5 – Valores y resultados para el cálculo de la longitud del intercambiador aplicado en el caso práctico del presente proyecto	41
Tabla 6 - Histórico de temperatura del mar en Mallorca, fuente: balearsmeteo.com	47
Tabla 7 - Presupuesto intercambiador de calor	55
Tabla 8 - Presupuesto captador geotérmico horizontal.....	56
Tabla 9 - Presupuesto arquetas colectoras	57
Tabla 10 - Presupuesto de la bomba de calor geotérmica.....	59
Tabla 11 - Presupuesto grupo de presión	60
Tabla 12 - Presupuesto global	61
Tabla 13 - Factura final instalación geotérmica	62

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1 - Ubicación Hotel	12
Ilustración 2 - Evolución de la temperatura con la profundidad [2].	15
Ilustración 3 - Esquema de BC simple [3]	17
Ilustración 4 - Esquema BC [4].....	17
Ilustración 5 - Bomba de calor geotérmica en régimen de calefacción [5].....	18
Ilustración 6 - Bomba de calor geotérmica en régimen de refrigeración [5].....	18
Ilustración 7 - Distribuciones de sondas verticales	21
Ilustración 8 - Desglose de resistividades térmicas.....	26
Ilustración 9 - Factor de forma para la ubicación de los tubos en el pozo	32
Ilustración 10 - Relación Número de Fourier / G-factor	34
Ilustración 11 - Factor de acoplamiento térmico	35
Ilustración 12 - Diagrama de flujo de la herramienta MATLAB.....	37
Ilustración 13 - Distribución de las perforaciones en el área disponible	43
Ilustración 14 - Esquema de pérdidas de carga del bucle cerrado del intercambiador geotérmico	49
Ilustración 15 - Parques naturales al sur de Mallorca [13].	52
Ilustración 16 - Sonda geotérmica vertical con pie en V [14]	54
Ilustración 17 - Tubo de inyección [14]	54
Ilustración 18 – Distanciator [14]	55
Ilustración 19 - Bomba de calor geotérmica. Fuente: ficha técnica de la bomba de calor.....	58
Ilustración 20 - Grupo de presión [15]	60

RESUMEN

Este trabajo de Final de Máster se redacta como proyecto académico para dar por finalizados los estudios del Máster en Ingeniería Industrial cursados en la Universidad de las Islas Baleares.

El objeto del proyecto consiste en dimensionar una instalación geotérmica para la climatización de un hotel situado cerca de la costa del sur de Mallorca. Para el diseño y optimización de la instalación geotérmica se ha desarrollado una herramienta sobre MATLAB encargada de calcular la instalación y optimizar las diferentes configuraciones. A partir de dicha herramienta se ha dimensionado una instalación real a partir de las características de la parcela, realizando su correspondiente proyecto de instalación.

La parte práctica del presente proyecto se ha realizado en colaboración con una empresa de ingeniería especializada en el dimensionamiento de instalaciones eléctricas, clima y contraincendios. Concretamente se aborda un proyecto de un hotel real, no obstante, por cuestiones de privacidad se obviarán datos identificativos de la empresa, así como de la ubicación y nombre real del hotel.

1. Introducción

1.1. Objetivo

El objetivo del presente proyecto consiste en el desarrollo de una herramienta sobre MATLAB que permita de una forma intuitiva el diseño y optimización de una instalación geotérmica. Los resultados obtenidos mediante esta herramienta se aplicarán para el dimensionado de la generación en primario del sistema de climatización geotérmica de un hotel de 4 estrellas ubicado en las Islas Baleares.

Un análisis inicial de la literatura técnica en el campo de la climatización mediante geotermia condujo a la metodología propuesta por el Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía, en adelante IDEA. El cual propone un método de cálculo para estas instalaciones, no obstante, dicho método es poco intuitivo, lo conforman ecuaciones cuyo desarrollo es difícil de interpretar. Al no poder demostrar el origen de estas ecuaciones se decidió intentar dimensionar el sistema mediante un intercambiador de calor genérico entre dos tubos concéntricos, donde el tubo exterior tuviese diámetro infinito. No obstante, el modelo de un intercambiador geotérmico real es mucho más complejo, donde en cada perforación existe un tubo de entrada y uno de salida, existe un autoacoplamiento térmico entre los dos tubos, la temperatura del fluido va cambiando a medida que circula por el intercambiador, las propiedades térmicas del terreno varían con la profundidad, etc.

Por todo ello se ha descartado la metodología propuesta por el IDAE y se han analizado diferentes métodos de dimensionamiento existentes. Finalmente se ha optado por implementar en MATLAB el método propuesto por la Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (“American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers”), en adelante ASHRAE. Dicha metodología se basa en modelar el intercambio de calor geotérmico como un intercambiador de calor convencional al que se incorporan algunos parámetros empíricos y experimentales.

Finalmente, la herramienta desarrollada se ha aplicado para el diseño de una instalación geotérmica de un hotel de 4 estrellas cuya demanda energética es el resultado de otro proyecto de final de máster. Para el cálculo de las cargas térmicas se han dimensionado las instalaciones de calefacción y refrigeración para el abastecimiento de una de las plantas del hotel. Teniéndose en cuenta que la distribución arquitectónica, el número de habitaciones y el mobiliario es el mismo para todas las plantas del hotel, por lo tanto, las cargas térmicas totales resultaran de la multiplicación de las cargas térmicas de una planta por el número total de plantas.

A partir de dichas cargas térmicas y con la herramienta desarrollada se ha dimensionado el intercambiador geotérmico para posteriormente diseñar la instalación hidráulica necesaria.

1.2. Antecedentes

Debido al auge del turismo vacacional en Mallorca, la competencia entre empresas hoteleras cada vez es más exigente. Esto implica que los hoteles deben tratar de sobresalir entre el resto ofreciendo a sus clientes recursos de los que otros no disponen.

La sensación de confort dentro del hotel es esencial para el bienestar del cliente, no obstante, tanto el sistema de climatización como la energía que este consume y el mantenimiento que supone son un rompecabezas para muchas empresas hoteleras. Por esto de cada vez se acentúa más la importancia de diseñar sistemas de climatización más eficientes y menos costosos.

Si esta mejora de las prestaciones del sistema de climatización se realiza mediante la

implementación de fuentes de energía renovables, se consigue no solo un ahorro económico, sino que, a nivel empresarial, los posibles nuevos inversores ven con buenos ojos la transición renovable de las empresas, al igual ocurre con los clientes, que de cada vez más optan por empresas que son respetuosas con el medioambiente frente a otras que no lo son.

Dentro de este marco económico queda más que demostrado la importancia de implantar sistemas operantes con energías renovables, ya no solo a nivel económico sino ecológico a gran y a pequeña escala.

1.3. Instalaciones Térmicas en edificios

Las instalaciones térmicas en los edificios y viviendas tienen la función de cubrir una serie de necesidades básicas para las personas, como son la climatización (calefacción, refrigeración y ventilación) y la producción de agua caliente sanitaria, en adelante ACS.

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, en adelante RITE, tiene por objeto establecer las exigencias de eficiencia energética y seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas en los edificios destinadas a atender la demanda de bienestar e higiene de las personas, durante su diseño y dimensionado, ejecución, mantenimiento y uso, así como determinar los procedimientos que permitan acreditar su cumplimiento.

En una vivienda, o en los edificios destinados a albergar personas, la mayor parte del consumo energético se destina a la climatización de las diferentes superficies y estancias que pueda haber. El correcto diseño de la instalación puede conllevar no solamente a una menor emisión de gases contaminantes sino también un importante ahorro económico.

1.4. Estructura del documento

El presente Proyecto de Fin de Máster se articula alrededor de 5 capítulos, incluyendo esta primera introducción.

En el capítulo 2, en primer lugar, se realiza una descripción del hotel objeto de estudio. En segundo lugar, se introduce el término de energía geotérmica y se analizan los diferentes tipos de yacimientos geotérmicos. Por último, se expone el tipo de instalación geotérmica utilizada en el presente proyecto y se describen los diferentes elementos que conforman la instalación.

En el capítulo 3 se presenta la metodología de cálculo reseguída para implementar la herramienta de diseño y optimización de instalaciones geotérmicas. Luego se expone la adaptación a MATLAB del modelo de cálculo escogido y se analiza paso a paso su procedimiento operacional.

En el capítulo 4 se aplica la metodología desarrollada a un caso práctico y se diseña la correspondiente instalación hidráulica acorde con los resultados obtenidos mediante la herramienta de MATBAL. Concretamente el cálculo se aplica para un hotel de cuatro estrellas ubicado en la isla de Mallorca. Finalmente se analiza el impacto ambiental según la Ley 12/2016 mediante la cual se determina la necesidad de llevar a cabo medidas para evitar el impacto medioambiental causado por la instalación diseñada.

En el capítulo 5 se realiza un presupuesto de la instalación dimensionada. Para el cálculo del presupuesto se analiza individualmente el coste de la mano de obra y el precio de los materiales usados para cada elemento de la instalación. Finalmente se expone el presupuesto total de la instalación y se le aplican los diferentes impuestos relacionados con los costes indirectos del proyecto.

2. Objeto de estudio

Un primer análisis del entorno en el cual se dimensiona la instalación objeto de estudio de este proyecto es necesario para determinar el tipo de instalación a diseñar para. Existen diferentes configuraciones de intercambiadores geotérmicos que vienen condicionadas por las condiciones climatológicas, la superficie disponible para realizar las excavaciones, las propiedades térmicas del terreno, etc. Diseñadas para adaptarse a diferentes entornos, por otra parte, para aplicar la herramienta de MATLAB en el caso práctico, es necesario realizar un previo análisis de los datos que van a intervenir en el dimensionamiento del intercambiador geotérmico relacionados con las características de dicho hotel, así como estudiar el marco legal dentro del cual se proyecta la instalación.

Para ello en primer lugar se describe brevemente el hotel objeto de estudio del presente proyecto. Luego se realiza un análisis de las diferentes tipologías existentes de intercambiadores geotérmicos para seleccionar la que más se ajuste a las condiciones impuestas por el hotel.

2.1. Descripción del hotel

El hotel dispone de dos plantas completamente simétricas con 27 habitaciones en cada una y una serie de salas comunes destinadas a diferentes usos: recepción, comedor, lavandería, cocinas, sala de máquinas, etc.

Para el cálculo de las cargas térmicas del edificio solo se ha considerado la climatización de las salas comunes de clientes y las habitaciones, los habitáculos destinados a servicios y pasillos no se han climatizado.

La parcela catastral consta de una superficie total de 16851 m², de los cuales 1722 m² están construidos. Se construyó en el 1998 y desde entonces no se ha realizado ninguna reforma objeto de proyecto.

Se trata de un hotel para uso vacacional de temporada, por lo que solo permanece abierto durante la temporada de verano. Las primeras reservas se pueden realizar a partir del primer lunes del mes de mayo, mientras que cierra el último domingo del mes de octubre.

2.2. Ubicación y emplazamiento

El hotel se encuentra situado en Cala d'Or en el término municipal de Felanitx, Mallorca. Está construido en un desnivel rocoso a pie de playa y cuenta con un terreno en desuso en la parte trasera, donde se realizará la excavación para el intercambiador geotérmico.



Ilustración 1 - Ubicación Hotel

2.3. Normativa y reglamentación aplicable

- Reglamento de Actividades Molestas, Insalubres, Nocivas y Peligrosas, Decreto 2414/1961.
- Código Técnico de la Edificación. Real decreto 314/2006 de 17 de marzo.
- Ley 7/2013, de 26 de noviembre, de régimen jurídico de instalación, acceso y ejercicio de actividades en las Illes Balears.
- Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios y sus instrucciones Técnicas complementarias (Real Decreto 1027/2007).
- Real Decreto 842/2002, de 2 de agosto de 2002, por el que se aprueba el Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión.
- Ordenanzas Municipales.
- Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios - RITE.
- Real Decreto 140/2003 de 7 de febrero por el que se establecen los criterios sanitarios de la calidad del agua de consumo humano.
- Real Decreto 865/2003 de 4 de Julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis (BOE núm. 171 viernes 18 Julio 2003).

2.4. Tipología de instalación geotérmica

Existen diferentes tipologías de instalaciones geotérmicas dependiendo de la cantidad de energía térmica que desprende el terreno en el cual se edifican. Para lugares con mayor actividad sísmica i con temperaturas del subsuelo elevadas se puede aprovechar la energía geotérmica para la generación de energía eléctrica, mientras que en lugares donde no existe actividad sísmica y la temperatura del subsuelo no supera los 25°C se puede aprovechar la temperatura del terreno para la generación de frío o calor utilizando el terreno como un punto a temperatura constante.

En el presente proyecto, al tratarse de una instalación ubicada en las Islas Baleares solo se podrá utilizar el terreno como foco de temperatura constante para la climatización, ya que no se dispone de temperaturas del subsuelo superiores a los 25°C. Así pues, como se expone a continuación, el tipo de instalación geotérmica dimensionada en el presente proyecto se trata de una instalación geotérmica de muy baja entalpía, también conocida como “*somera*”. A partir de aquí se realizará un análisis de los diferentes elementos que conformaran la instalación a diseñar, exponiendo sus diferentes partes, las diferentes configuraciones para cada parte y justificando la selección de cada configuración.

2.4.1. Fuentes de energía y generadores térmicos

La energía térmica, concretamente geotérmica, es la que se extrae del calor acumulado en la corteza terrestre. Esta se trata de una energía renovable, ya que es limpia, no genera emisiones de ningún gas contaminante en su producción, y es teóricamente inagotable.

Existen diferentes tipos de energía geotérmica en función de la entalpía del yacimiento geotérmico aprovechado. Así se pueden clasificar en [1]:

- Muy baja entalpía
- Baja entalpía
- Media entalpía
- Alta entalpía

2.4.1.1. Yacimiento geotérmico de muy baja entalpía

Se trata del grupo más comúnmente usado ya que engloba la mayor parte del planeta, concretamente, los lugares donde la temperatura del subsuelo (seco o húmedo) oscila entre los 5°C y los 25°C, lugares con circulación de agua subterránea a temperaturas entre los 10°C y los 22°C o lugares cercanos al mar, lagos ríos, etc.

En este caso realmente no se aprovecha la energía térmica del terreno, sino que se aprovecha su alta inercia térmica para obtener un punto a temperatura constante durante las diferentes estaciones del año.

Sus principales usos climatización y producción de ACS. En este proyecto se tratará un sistema de aprovechamiento geotérmico de muy baja entalpía.

2.4.1.2. Yacimiento geotérmico de baja entalpía

Este grupo comprende los terrenos sujetos a actividad volcánica, como por ejemplo aguas termales, zonas volcánicas o almacenes sedimentarios profundos. Comprende yacimientos con

temperaturas del terreno inferiores a los 100°C, así como lugares con circulación de agua a temperaturas entre los 22°C y los 50°C.

Al contrario que el caso de la muy baja entalpía, en los yacimientos de baja entalpía se extrae calor del terreno para la producción de ACS o climatización sin ser necesaria la intervención de bombas de calor o para aumentar el rendimiento de estas considerablemente.

En los últimos años se ha desarrollado un método de climatización para estos lugares con actividad volcánica conocido como el “District Heating”, este método consiste en distribuir agua, calentada mediante el intercambio de calor con el terreno, por una ciudad o comunidad mediante tuberías para producir ACS o climatizar.

Los principales usos para el agua del subsuelo son balnearios o acuicultura ya que al contener azufre y sulfuros disueltos en ellas no se pueden usar para la producción de ACS.

2.4.1.3. Yacimiento geotérmico de media entalpía

Este grupo incluye lugares con temperatura del subsuelo comprendida entre los 100°C y los 150°C. En este caso al superar la temperatura de ebullición del agua, se aprovecha este calor para generar vapor de agua y con este alimentar turbinas de estaciones de generación eléctrica o ciclos combinados.

2.4.1.4. Yacimiento geotérmico de alta entalpía

Este grupo incluye lugares con temperatura del subsuelo superiores a los 150°C. Al igual que en el caso anterior se aprovecha la temperatura del terreno para la generación eléctrica mediante turbina de vapor.

En la siguiente tabla se resume la clasificación de los yacimientos geotérmicos:

Tabla 1 - Clasificación de los yacimientos geotérmicos

		Rango de temperaturas	Uso
MUY BAJA ENTALPÍA	Seco o húmedo	5°C<T<25°C	Calefacción, ACS
	Aguas subterráneas	10°C<T<22°C	
BAJA ENTALPÍA	Aguas termales	22°C<T<50°C	Balnearios, acuicultura
	Zonas volcánicas	T<100°C	
	Almacenes sedimentarios profundos	T<100°C	District Heating
MEDIA ENTALPÍA		100°C<T<150°C	Generación eléctrica, ciclos combinados
ALTA ENTALPÍA		T<150°C	Generación eléctrica

2.4.2. Tipología empleada

La tipología empleada viene condicionada por las condiciones geológicas de la ubicación donde se va a proyectar la instalación. Para el caso de Mallorca la instalación se encuentra dentro del grupo de los yacimientos geotérmicos de muy baja entalpía, ya que la temperatura del subsuelo no supera los 25°C. Este tipo de instalaciones basan su funcionamiento en la alta inercia térmica del terreno.

La inercia térmica consiste en la facilidad que tiene un cuerpo/fluido para cambiar de temperatura, de esta forma, alta inercia térmica significa que es necesario un gran aporte de energía para variar la temperatura de dicho cuerpo/fluido.

La inercia térmica depende de la masa, la densidad y el calor específico del material. En este caso al tratarse del suelo se puede considerar que la masa es infinita, por lo tanto, a su vez lo es la inercia térmica. Esto implica que la temperatura del terreno es constante a partir de una determinada profundidad, como se observa en la siguiente ilustración:

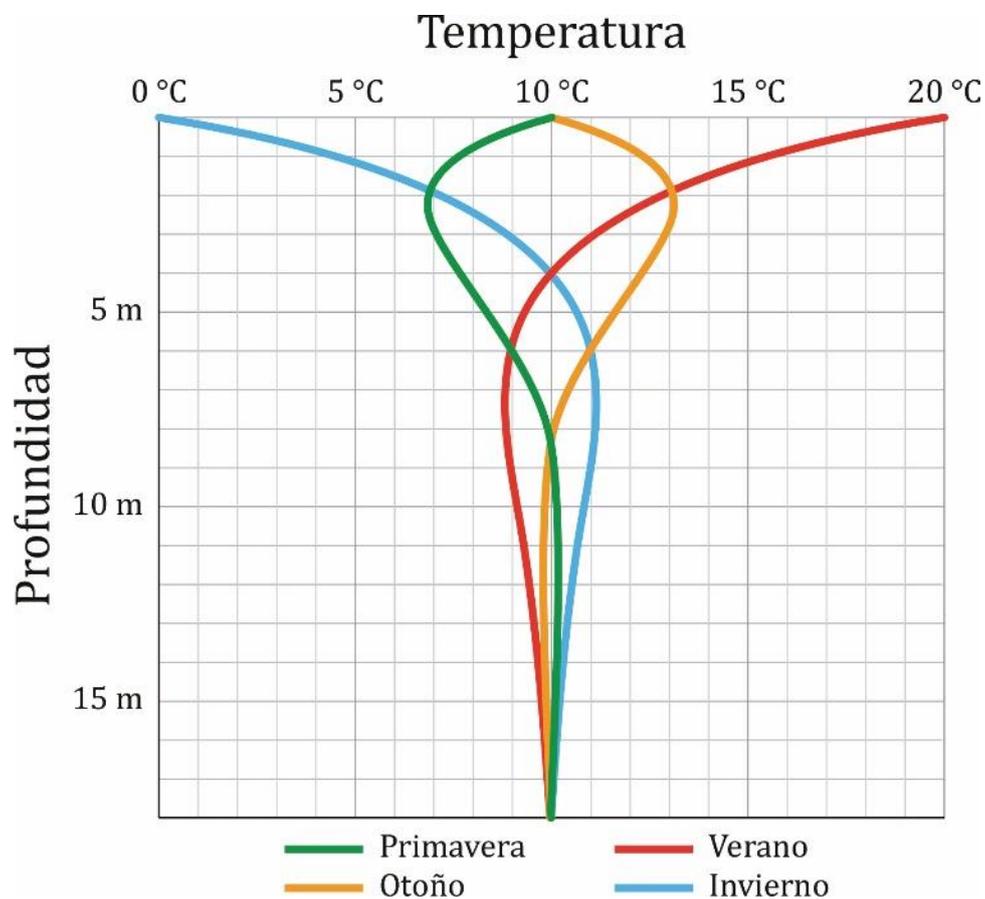


Ilustración 2 - Evolución de la temperatura con la profundidad [2].

A partir de los 15 metros la temperatura del subsuelo se mantiene constante durante todas las estaciones del año, esto permite a la instalación aprovechar el subsuelo como foco caliente en invierno (climatización) y como foco frío en verano (refrigeración).

No debe confundirse la climatización geotérmica con la geotermia. La geotermia consiste en aprovechar el calor de la tierra para generar electricidad, climatizar, etc. Para ello se requiere de una alta temperatura en el subsuelo.

2.5. Descripción de los elementos de la instalación

Las instalaciones de climatización geotérmica mediante yacimientos de muy baja temperatura están formadas por tres sistemas diferenciados: el intercambiador interior o secundario, la bomba de calor geotérmica y el intercambiador exterior o primario (geotérmico).

En intercambiador interior o secundario no será objeto de estudio en el presente trabajo debido a que el cálculo de las cargas térmicas y el dimensionamiento de toda la instalación de climatización interior del hotel se han realizado en otro proyecto de final de máster.

En la bomba de calor geotérmica tiene lugar la transferencia de calor entre el circuito primario y el secundario, su funcionamiento se basa en un ciclo de compresión mecánica de un gas refrigerante para la generación de calor y frío.

En el intercambiador exterior o geotérmico es donde se realiza la transferencia de calor con el terreno necesaria para cumplir con las exigencias de climatización de la instalación interior.

A continuación, se expone detalladamente el funcionamiento de cada sistema y se clasifica en función de las diferentes configuraciones que puede adoptar. Finalmente se escoge una tipología de cada sistema para el diseño de la instalación del presente proyecto, justificando cada decisión.

2.5.1. Bomba de calor geotérmica

La bomba de calor geotérmica es la encargada de aportar energía al sistema para que produzca el intercambio de calor entre los diferentes intercambiadores.

La bomba de calor geotérmica es un tipo concreto de bomba de calor, por lo tanto, se explicará el funcionamiento genérico de las bombas de calor y luego se extrapolará a las bombas de calor geotérmicas.

Las bombas de calor funcionan utilizando el método de la compresión mecánica para la generación de frío/calor. Este método consiste en forzar mecánicamente la condensación de un fluido refrigerante (aumentando su presión) mediante un compresor, para después evaporarlo de nuevo mediante una válvula de expansión (disminuyendo su presión). De esta forma, el fluido refrigerante al condensarse cede calor al entorno, es decir, calienta, mientras que al evaporarse absorbe calor del entorno, es decir, enfría.

El serpentín donde se produce la condensación es conocido como condensador, mientras que donde se evapora, es conocido como evaporador.

En la siguiente figura se puede observar el esquema básico de una bomba de calor:

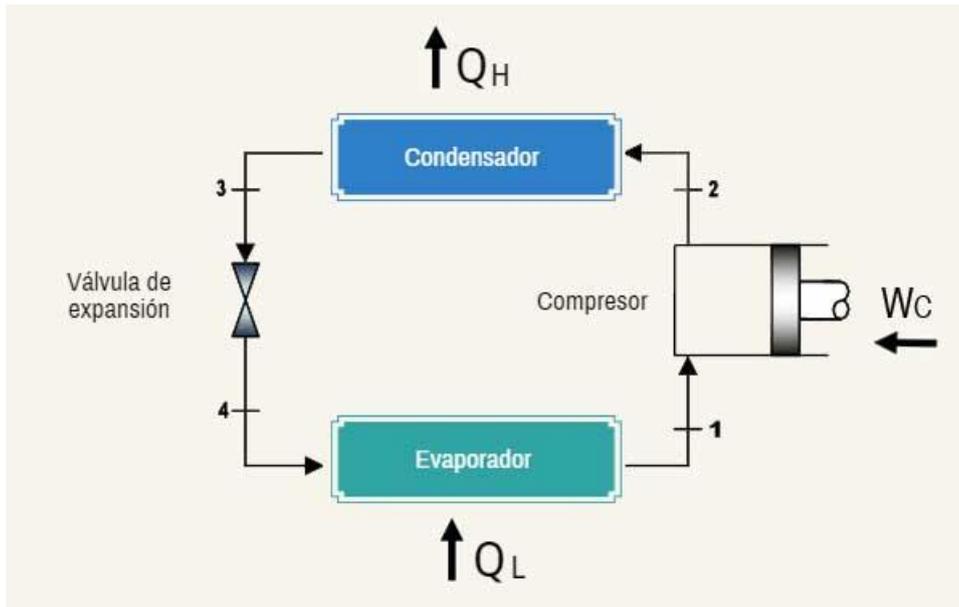


Ilustración 3 - Esquema de BC simple [3]

Mediante intercambiadores de calor, tanto en el condensador como en el evaporador, se cede o absorbe calor del entorno a climatizar.

No obstante, en climatización es necesario poder enfriar y calentar de forma alterna, es decir, invertir las posiciones del evaporador y el condensador. Para ello al esquema anterior se le debe añadir una válvula de 4 vías para que se pueda invertir el sentido de circulación del líquido refrigerante. Como se observa en la siguiente ilustración:

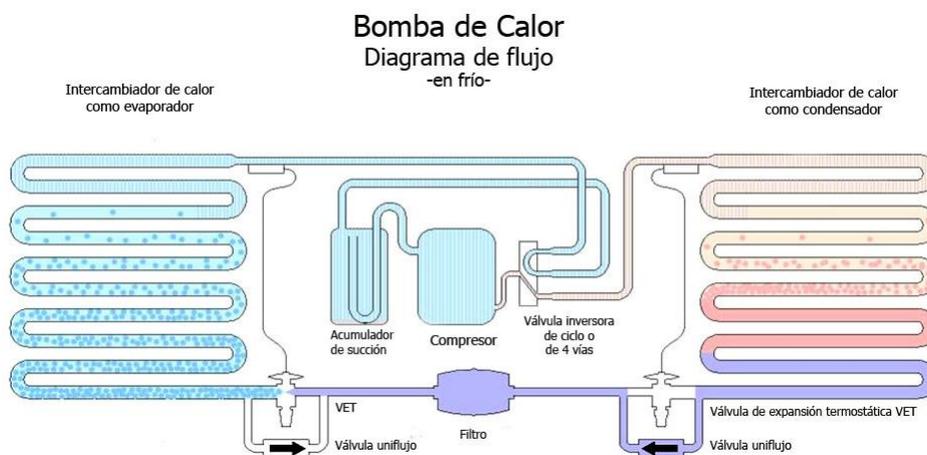


Ilustración 4 - Esquema BC [4]

La diferencia entre las bombas calor genéricas y las geotérmicas erradica en que estas últimas tienen un foco a temperatura constante, mientras que las genéricas disponen de dos focos, uno caliente y uno frío. A este foco a temperatura constante se le llama foco geotérmico, el terreno. De esta forma, para el caso de climatización en invierno, donde se desea incrementar la temperatura interior, el foco geotérmico lleva cabo la función de evaporador, mientras que, en el caso de verano, cuando se desea refrigerar, el terreno hace la función de condensador.

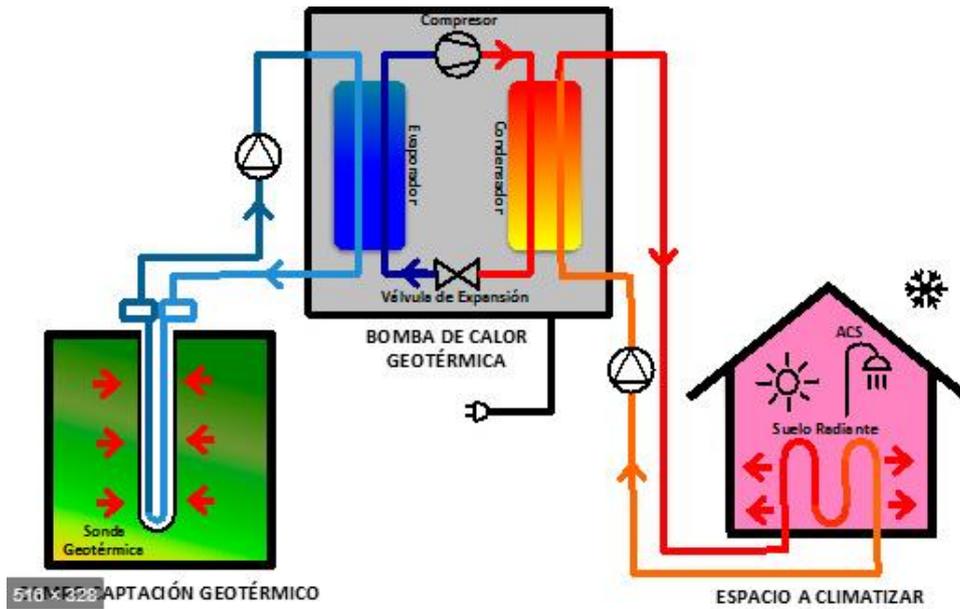


Ilustración 5 - Bomba de calor geotérmica en régimen de calefacción [5]

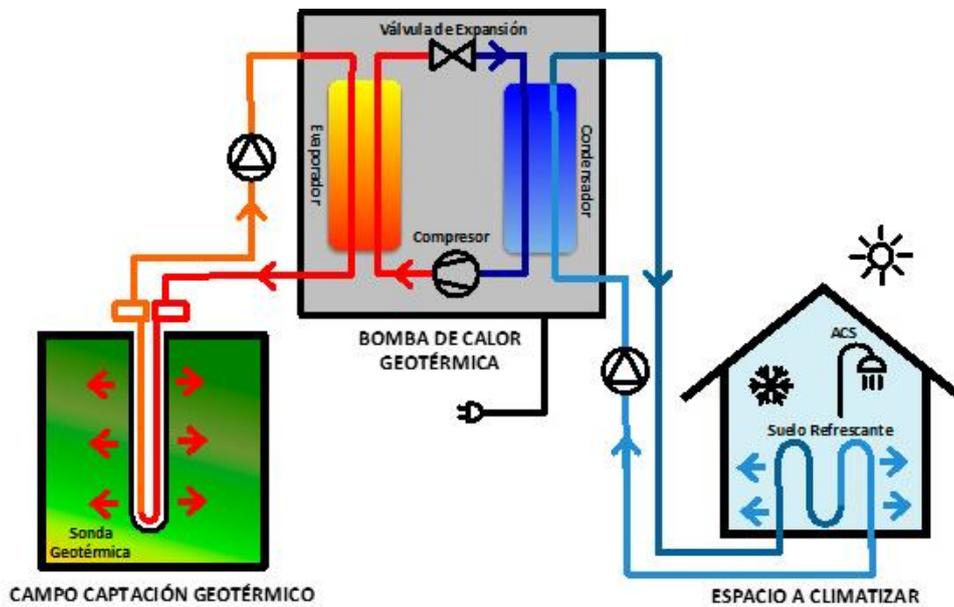


Ilustración 6 - Bomba de calor geotérmica en régimen de refrigeración [5]

El hecho de tener un foco a temperatura constante solventa el problema de la dependencia de las bombas de calor con las condiciones climáticas. La eficiencia de una bomba de calor depende directamente del gradiente de temperatura entre la temperatura exterior y la del fluido que circula por el intercambiador exterior, a mayor gradiente, menor es la eficiencia de la bomba calor. Este efecto se hace notable en países nórdicos donde la temperatura exterior es inferior a 0°C, esto hace que la eficiencia de las bombas de calor utilizadas para climatizar se reduzca considerablemente. En el caso opuesto en los países cercanos al ecuador donde las temperaturas medias son de 35°C, el elevado gradiente térmico entre el condensador y la temperatura exterior supone un problema a la hora de refrigerar mediante bombas de calor convencionales.

A nivel higiénico-sanitario, las bombas de calor geotérmicas no necesitan torretas de

condensado para su funcionamiento. Estas torretas son una de las principales fuentes de la aparición de la bacteria legionela en el agua de los hoteles. La legionela es una bacteria que surge en aguas estancadas a temperaturas entre 25°C y 45°C, con la aparición de la bacteria, esta se distribuye por todo el sistema de distribución de agua sanitaria del hotel, pudiendo llegar a infectar a los clientes. Para solventar este problema se deben limpiar las conducciones de los hoteles con cloro periódicamente para evitar la generación de la bacteria. Mediante las bombas de calor geotérmicas se elimina la posibilidad de la aparición de legionela y se evitan todos los costes relacionados con la prevención de su aparición.

El principal inconveniente de las bombas de calor geotérmicas consiste en la alteración del ecosistema en el cual se construye la instalación. Al intercambiar calor con el subsuelo se puede llegar a modificar la temperatura de este de forma permanente, si existe una diferencia significativa entre el calor que se absorbe en invierno y el calor que se cede en verano. En el presente proyecto solo se desea climatizar durante la época de verano, esto implica un claro desnivel en el balance de energía cedida/absorbida con el terreno, no obstante, dicha diferencia se verá paliada por la cercanía del hotel con el mar. Al estar ubicado cerca del mar se podrá considerar que la temperatura del terreno es la misma que la del mar y al tratarse de un terreno poroso se puede considerar que existe una filtración de agua que renueva constantemente la temperatura del terreno devolviéndola a su estado original. Otro inconveniente respecto a las bombas de calor convencionales erradica en la complejidad de su dimensionamiento y la necesidad de realizar importantes perforaciones para su instalación.

Las bombas de calor se clasifican en función del fluido/material mediante el cual realizan la transferencia de calor en los circuitos primario y secundario. Para especificar el medio con el que realizan la transferencia de energía, las bombas de calor se denominan como aire-agua o aire-aire, por ejemplo. En esta nomenclatura el primer término hace referencia al medio con el que se realiza la transferencia de calor en el circuito primario (el que se encuentra fuera de la instalación a climatizar). El segundo término hacer referencia al medio en el que se realiza la transferencia de calor en el circuito secundario, donde se desea climatizar. De esta forma, las bombas de calor se clasifican en:

- **Aerotérmicas:** utilizan el aire como medio para la transferencia de calor, estas proporcionan aire caliente o frío dependiendo de las necesidades de climatización. Pueden ser de tipo aire-aire y agua-aire.
- **Hidráulicas:** climatizan mediante agua caliente o fría distribuida por tuberías alrededor de toda la instalación a climatizar. Pueden ser de tipo agua-agua o aire-agua.
- **Geotérmicas:** utilizan la inercia térmica del terreno para climatizar, pueden ser de tipo tierra- aire si la climatización se realiza mediante aire o tierra-agua si la climatización se realiza mediante canalizaciones con agua.

Para el caso de estudio se escogerá una bomba de calor geotérmica tierra-agua, ya que el intercambio de calor mediante canalizaciones de agua tanto en el circuito primario como en el secundario es el más comúnmente usado, del que se dispone de más proveedores y del que se dispone de más herramientas de cálculo.

Otro factor a tener en cuenta la hora de seleccionar la bomba de calor es el régimen de funcionamiento que admite. Como se ha comentado anteriormente hay bombas de calor que funcionan solo para producir calor o frío, mientras que otras tienen la capacidad de funcionar en ambos regímenes. De esta forma, la que son capaces de trabajar en calefacción y refrigeración de forma alterna se llaman reversibles, mientras que las que solo son capaces de

trabajar en un régimen se conocen como no reversibles.

El hotel objeto de este proyecto solo abre en verano, por lo tanto, el sistema solo debe refrigerar, esto implica que con una bomba de calor no reversible sería suficiente para cumplir con las exigencias de climatización. No obstante, debido a la importancia de la obra a realizar no se descarta que en los próximos años el hotel comience a operar también en invierno, de forma que el sistema de climatización debe ser capaz de poder generar calor y frío. Por lo tanto, se ha escogido un modelo de bomba de calor geotérmica tierra-agua reversible.

2.5.2. Intercambiador exterior o geotérmico

El intercambiador exterior o geotérmico es el encargado de intercambiar calor con el terreno. Las diferentes partes que lo conforman son: el grupo de presión, los captadores geotérmicos horizontales, las arquetas colectoras, las canalizaciones arqueta-sonda y las sondas geotérmicas.

El grupo de presión se encuentra situado a la salida de la bomba de calor geotérmica, se encarga de aportar al sistema la presión necesaria para asegurar la circulación del agua por todo el circuito.

A continuación del grupo de presión se distribuye el agua a las diferentes arquetas colectoras mediante los captadores geotérmicos horizontales. Los captadores son tuberías de sección superior a la de las sondas unidas a las arquetas colectoras mediante uniones en T, hay uno situado a la entrada del intercambiador y otro situado a la salida.

Las arquetas colectoras distribuyen el agua entre el captador geotérmico horizontal y las canalizaciones arqueta-sonda. Dichas arquetas incluyen de fábrica un colector de agua con 1 entrada y n salidas.

Las canalizaciones arqueta-sonda son unos tubos idénticos a los de la sonda geotérmica que se encargan de hacer circular el agua desde las arquetas al intercambiador.

Finalmente, las sondas geotérmicas son las canalizaciones encargadas de introducirse dentro de las perforaciones y de realizar la transferencia de calor con el terreno. Estas canalizaciones están formadas por tubos de polietileno y una serie de complementos que se detallaran posteriormente, necesarios para su correcto funcionamiento.

Existen diferentes configuraciones de intercambiadores geotérmicos en función de la distribución de las sondas geotérmicas, la tipología de las perforaciones, etc.

En primer lugar, se clasifican en sistemas abiertos o cerrados. En los sistemas abiertos se bombea agua de un acuífero para hacerla pasar por el intercambiador y luego se devuelve al acuífero en un punto diferente al que se ha extraído siguiendo el sentido del flujo del agua subterránea [2]. En los sistemas cerrados el agua circula por dentro de tubos que intercambian calor con el terreno, agua de mar o lagos, etc. En el presente proyecto se ha escogido un circuito de lazo cerrado al no disponer de acuíferos de donde extraer el agua, es cierto que se puede utilizar el agua de mar para el intercambio de calor pero es necesario un proceso de filtración muy complejo para evitar que las sales que contiene el agua perjudiquen las canalizaciones, también se consideró la posibilidad de dimensionar un circuito de lazo cerrado que intercambiase calor con el agua de mar en lugar de con el terreno, esta opción es problemática debido al movimiento mareomotriz y a la cantidad de barcos que fondean por estas costas, a pesar de tener peores propiedades térmicas se ha optado por enterrar el intercambiador de lazo cerrado para solventar todos estos problemas.

En segundo lugar, se clasifican en función del tipo de perforación que se realiza para introducir las sondas geotérmicas. Principalmente hay dos grandes grupos, perforación horizontal y

vertical. Para los intercambiadores geotérmicos horizontales se excavan zanjas de profundidades entre 1.2 y 1.5 y con poca pendiente. Los intercambiadores geotérmicos verticales consisten en perforaciones que generalmente varían entre los 80m y los 150m de profundidad, en función del terreno y las cargas térmicas. Dentro de estas perforaciones se colocan los tubos, generalmente de polietileno, por los que fluiría el agua encargada de realizar el intercambio de calor.

En comparativa, las distribuciones verticales requieren menos superficie para dimensionar el intercambiador que las horizontales, además al trabajar a mayores profundidades se paliar los efectos climatológicos que puedan afectar a la temperatura del terreno, no obstante, son instalaciones más costosas y con mayor dificultad de construcción. Debido a que el hotel objeto de este proyecto no dispone de mucha superficie libre para el sondeo se ha escogido la perforación vertical como metodología de excavación.



Ilustración 7 - Distribuciones de sondas verticales

Por último, los intercambiadores geotérmicos verticales se clasifican en diferentes grupos en función de la distribución de las sondas que recorren la perforación. Las distribuciones más comunes son:

- Distribución en U.
- Distribución en doble U.
- Distribución Concéntrica.

Cada distribución tiene sus ventajas e inconvenientes, la distribución en U es la más simple a nivel constructivo y es la que menor factor de autoacoplamiento térmico tiene (más adelante se explicará en que consiste el factor de autoacoplamiento térmico). La distribución en doble U permite un mayor intercambio de calor con el terreno y, por lo tanto, permite disminuir la superficie utilizada para el intercambiador y su longitud, pero aumenta considerablemente el factor de autoacoplamiento térmico. Finalmente, la distribución concéntrica es la que permite un mayor intercambio con el terreno al tener más superficie de contacto, no obstante, sus defectos son muy notables al tener un mayor coste de instalación y al tener un factor de autoacoplamiento térmico mucho mayor al resto de opciones.

Para el presente proyecto se ha escogido la distribución en U por motivos de eficiencia, bien es cierto que esta distribución es la que realiza un menor intercambio de calor con el terreno al ser la que dispone de menor superficie de contacto, esto implica que el intercambiador dimensionado con sondas en U será el de mayor longitud. No obstante, mediante una distribución en U se reduce el factor de autoacoplamiento térmico que mina la eficiencia del sistema, se reducen los costes en material y mano de obra, se dispone de un abanico más amplio de proveedores y se reduce considerablemente la complejidad del modelo de intercambiador geotérmico a implementar.

3. Desarrollo de la herramienta geotérmica

La herramienta geotérmica desarrollada se basa en el método del intercambiador geotérmico propuesto por la ASHRAE, para diseñar dicha herramienta en primer lugar se debe estudiar el método propuesto para comprender el origen de las ecuaciones utilizadas. El modelo se basa en un intercambiador de calor formado por los cilindros lineales concéntricos donde el exterior tiene un radio semi-infinito. A partir de aquí se van añadiendo variables a la ecuación a modo de conseguir reflejar con la máxima precisión posible el comportamiento real del intercambiador.

Una vez estudiado el modelo se procede a elaborar una herramienta mediante el software MATLAB. En los primeros pasos la herramienta realiza los cálculos del modelo. Una vez obtenidos unos resultados iniciales, la herramienta realiza una serie de modificaciones para plasmar los datos obtenidos del cálculo dentro de las dimensiones disponibles y finalmente itera el proceso hasta encontrar la solución óptima. Se ha considerado como solución óptima aquella con el menor número de perforaciones y mayor separación entre las sondas.

Para mostrar el funcionamiento de la herramienta geotérmica se ha utilizado como caso de estudio el caso práctico objeto de este proyecto.

3.1. Dimensionamiento del intercambiador de calor vertical con el terreno

El diseño de intercambiadores verticales con el terreno es complicado a causa de la gran variedad de formaciones geológicas que afectan al comportamiento térmico. La identificación de las diferentes formaciones, contenido en humedad y movimiento de agua involucrados en el proceso no puede ser determinados para cada proyecto por motivos económicos. Esto implica que, en la mayoría de los casos, la información necesaria para realizar el análisis y los respectivos cálculos de dimensionamiento no están disponibles.

Es por ello por lo que, a la hora de realizar estos cálculos se acude a diseños más conservadores que utilizan los datos empíricos a la hora de dimensionar las tuberías que intercambian calor con el suelo. Estas propiedades térmicas probadas empíricamente permiten obtener resultados bastante cercanos a la realidad, se recomiendan a la hora de dimensionar instalaciones de uso comercial.

Para proyectos pequeños o residenciales, donde el coste de la excavación para obtener las propiedades térmicas del terreno es difícil de amortizar, valores más conservadores se pueden estimar a partir de los datos genéricos del terreno proporcionados por las respectivas delegaciones gubernamentales encargadas de servicios geológicos. Los diseños iniciales se pueden mejorar mediante procesos iterativos basándose en los resultados de instalaciones anteriores, si estas se monitorizan.

Para edificios comerciales e institucionales, el coste de los análisis de propiedades del terreno es amortizable al comparar el precio del dimensionamiento de la instalación utilizando valores conservadores al precio de la instalación realizando los respectivos sondeos y sin sobredimensionarlo. Además, la realización de un sondeo del terreno provee a las empresas excavadoras de un amplio abanico de información. Por lo general, si la empresa excavadora dispone de esta caracterización geológica podrá ajustar más el precio al conocer los recursos necesarios para realizar la obra con exactitud. En conclusión, el análisis de propiedades térmicas facilita el trabajo a los ingenieros y a la empresa excavadora, pero solo es rentable en el caso de instalaciones grandes y costosas.

Como se ha comentado, otro factor que afecta de una manera incierta al rendimiento del sistema es la posibilidad de producir cambios permanentes en la temperatura local del terreno,

a causa de la diferencia de calor extraído y cedido al terreno durante las épocas de calefacción y refrigeración.

La variación de la humedad del terreno puede producir un efecto de enfriamiento que puede mitigar el aumento de la temperatura del suelo a lo largo del tiempo. La energía térmica necesaria para disminuir la humedad del terreno en un 1% es equivalente a un aumento de 17 °C de su temperatura. Por eso es interesante el estudio del movimiento de aguas subterráneas, ya que estas pueden aportar la recarga de humedad necesaria en épocas de calefacción para evitar el incremento de la temperatura del terreno. En los climas muy fríos, donde los intercambiadores trabajan a temperaturas inferiores los 0°C, el calor latente del proceso de congelación-descongelación de la humedad cercana al intercambiador mitiga el indeseable efecto del cambio de la temperatura del terreno [6].

No solo el fenómeno del cambio de fase de la humedad complica las predicciones a largo término del rendimiento de la instalación, sino que la información necesaria para formular estas predicciones reside en una mezcla compleja de arenas, rocas, humedad y otros datos desconocidos situados bajo la superficie de la tierra. Los métodos para obtener toda esta información no están disponibles actual y probablemente nunca se podrán desarrollar a precios razonables. No obstante, es posible definir mejor el rango de incertidumbre usando una combinación de buenos registros, caracterizaciones geológicas y mediciones de la temperatura del terreno en edificaciones ya construidas.

No obstante, el comportamiento del terreno sugiere que el cambio de temperatura del terreno a largo término no es la razón del descenso de la eficiencia del sistema cuando el enfriamiento es método de operación dominante. Sino que hay otros factores que pueden afectar de forma más cuantiosa al rendimiento de la instalación.

Es esencial estudiar la tendencia de las temperaturas de entrada del líquido en el intercambiador, así como las de salida para los 5 o 10 primeros años de funcionamiento. Esta información servirá para determinar si el intercambiador produce una variación significativa de la temperatura del terreno. Esta información es muy necesaria a la hora de dimensionar nuevos intercambiadores geotérmicos para mejorar su eficiencia y ajustar su dimensionamiento.

El método descrito a continuación se basa en la solución de la ecuación para transferencia de calor de un cilindro enterrado desarrollada y evaluada por Carslaw y Jaeger [7]. Este método fue propuesto por Ingersoll [8] como el más preciso a la hora de dimensionar intercambiadores cilíndricos con el terreno a largo plazo, ya que hay otros métodos como por ejemplo el de la ecuación del intercambiador lineal simple, que obtiene resultados más precisos, pero solo en intercambiadores con periodos de funcionamiento inferiores a las 5 horas.

Se ha demostrado que el rendimiento térmico de un intercambiador geotérmico está fuertemente relacionado con la cantidad de calor que se ha extraído y cedido al terreno. Las temperaturas mínimas y máximas pueden alcanzarse transcurridos los años. Este efecto se agrava si hay un gran número de pozos situados uno cerca del otro, es por ello que, el peor caso de dimensionamiento será el de unos cuantos años después de la instalación. Por ello, el diseño del intercambiador geotérmico considerará un funcionamiento del sistema por un periodo extendido de tiempo. Sin embargo, las simulaciones detalladas y completas para periodos de tiempo superiores a 10 años son innecesarias ya que la información necesaria para realizarlos no está disponible. Así pues, para el desarrollo del método se han usado modelos simples de transferencia de calor que usan datos empíricos como herramientas de diseño que son más precisos que modelos más sofisticados que no tienen en cuenta mediciones sobre el rendimiento del intercambiador.

3.1.1. Método ASHRAE de dimensionado del intercambiador geotérmico

El método desarrollado por la ASHRAE se aplica al diseño de intercambiadores con el terreno en bucles cerrados. Este método es una modificación de la ecuación simple de intercambio de calor:

$$\frac{Q}{\Delta t} = \frac{kA}{x}(T1 - T2) \quad (1)$$

Donde:

- $\frac{Q}{\Delta t}$: Calor transmitido por unidad de tiempo [W]
- k : Conductancia térmica [W/m·]
- A : Área de superficie de contacto [m²]
- $(T1 - T2)$: diferencia de temperatura entre foco caliente y foco frío [°C]
- x : espesor del material [m]

A partir de aquí Ingersoll desarrolla la ecuación para calcular la transferencia de calor mediante la resistividad térmica, la longitud del intercambiador y el gradiente de temperatura, obteniendo así:

$$q = \frac{L_{bore}(t_g - t_w)}{R_{ov}} \quad (2)$$

Donde:

- q : calor intercambiado con el terreno [W]
- L_{bore} : Longitud del intercambiador de calor [m]
- t_g : temperatura del terreno [°C]
- t_w : temperatura del agua del intercambiador [°C]
- R_{ov} : resistividad térmica global [m·°C /W]

El cálculo del calor transferido al terreno se hace partir del cálculo de las cargas térmicas del edificio, una vez dimensionadas estas cargas, la energía eléctrica necesaria para alimentar el compresor, ventiladores y bombas se debe convertir en calor que será el intercambiado con el terreno. Por ejemplo, para una bomba de calor en refrigeración con un EER (coeficiente entre potencia frigorífica generada y la potencia eléctrica consumida) de 4, cuatro unidades de calor se absorben del edificio, una unidad de potencia eléctrica se convierte en calor, y estas cinco combinadas, son las unidades de calor que se deben transferir al suelo, esto significa que el calor que se debe ceder al terreno es un 125% de la carga térmica de refrigeración edificio. Por otra parte, en calefacción, las potencias del ventilador, las bombas y el compresor se convierten en calor útil que será cedido al edificio. Para un COP (coeficiente entre potencia calorífica generada y la potencia eléctrica consumida) de 4, cuatro unidades de calor se ceden al edificio, una unidad de potencia eléctrica se convierte en calor, por lo tanto, solo 3 unidades de calor deben ser absorbidas del terreno, esto significa que el calor extraído del terreno es un 75% de la carga de calefacción del edificio.

En conclusión, el calor intercambiado con el terreno (q) se calculará en función de las cargas térmicas del edificio y la eficiencia térmica de la bomba de calor, se diferencia entre dos casos, calor de condensación para el caso de refrigeración (q_{cond}) y calor de evaporación para el caso de calefacción (q_{evap}), calculados a partir de las siguientes ecuaciones:

$$q_{cond} = \frac{EER + 1}{EER} \cdot q_{lc} \quad (3)$$

$$q_{evap} = \frac{COP - 1}{COP} \cdot q_{lh} \quad (4)$$

Donde:

- q_{cond} : calor cedido al terreno cuando el intercambiador actúa como condensador [W]
- q_{evap} : calor absorbido del terreno cuando el intercambiador actúa como evaporador [W]
- q_{lc} : cargas térmicas de refrigeración del edificio [W]
- q_{lh} : cargas térmicas de calefacción del edificio [W]
- EER : “Energy Efficiency Ratio” (rendimiento de la bomba de calor en refrigeración)
- COP : “Coefficient Of Performance” (rendimiento de la bomba de calor en calefacción)

La transferencia de calor neta anual (q_a) se calculará a partir del valor equivalente de horas a las que trabaja a máxima carga el sistema en calefacción ($EFLH_h$) y en refrigeración ($EFLH_c$). En el punto 4.3. del presente proyecto se desarrolla el método de cálculo para el $EFLH$

Finalmente se obtiene la ecuación (5) a partir de la cual se calcula transferencia de calor anual:

$$q_a = \frac{q_{cond} \cdot EFLH_c + q_{evap} \cdot EFLH_h}{8760} \quad (5)$$

Donde:

- $EFLH_c$: “Equivalent Full Load Hours cooling” número de horas equivalentes de funcionamiento a carga máxima en refrigeración [h]
- $EFLH_h$: “Equivalent Full Load Hours heating” número de horas equivalentes de funcionamiento a carga máxima en calefacción [h]

Volviendo a la ecuación (2), despejando la longitud del intercambiador se obtendrá la ecuación de cálculo de dimensionamiento, obteniendo:

$$L_{bore} = \frac{q \cdot R_{ov}}{(t_g - t_w)} \quad (6)$$

El calor intercambiado (q) viene fijado por las cargas térmicas del edificio, la temperatura del

terreno (t_g) viene fijada por el suelo y la resistividad térmica del terreno (R_{ov}) viene fijada por las propiedades del subsuelo y los materiales que componen los pozos y tubos. Por lo tanto, la optimización del sistema erradica en la temperatura del agua del intercambiador (t_w), la longitud del intercambiador y sus costes. En modo de refrigeración, valores inferiores de t_w resultan en un aumento de eficiencia de la bomba de calor, pero requieren un intercambiador más largo y caro. En modo de calefacción, valores más altos para t_w suponen aumento de eficiencia de la bomba de calor, pero también un aumento del coste del intercambiador.

La ecuación (5) es una ecuación de equilibrio que puede ser transformada para representar la ratio variable de transferencia de calor. Tradicionalmente para dimensionar instalaciones de clima se basan los cálculos en las peores condiciones de contorno posible, día más caluroso del año para refrigeración y día más frío del año para calefacción. EL modelo estudiado sugiere utilizar una serie de pulsos de calor, en lugar del caso más desfavorable, para tener en cuenta cómo actúa el sistema a corto, medio y largo plazo. Para ello se desglosa la resistividad térmica global en: resistividad térmica del terreno (R_g) y resistividad térmica del pozo (R_b).

La resistividad térmica del terreno por unidad de longitud se calcula en función del tiempo, que corresponde al tiempo entre los cuales tienen lugar los diferentes pulsos. Como se muestra a continuación en las ecuaciones (4) y (5), en el método final se incluyen un mínimo de 3 pulsos de calor: un pulso medio anual, un pulso mensual precediendo al día de diseño y un pulso a corto plazo que es normalmente el máximo consumo de diseño en un día en el intervalo de entre 1 y 6 horas.

La resistividad térmica del pozo se calcula a partir de la resistividad térmica del tubo (convección de agua dentro del tubo y la conducción a través del tubo) (R_p) y la resistividad térmica del relleno del pozo (R_{grt}).

En la siguiente ilustración se puede observar el desglose de la resistividad global.

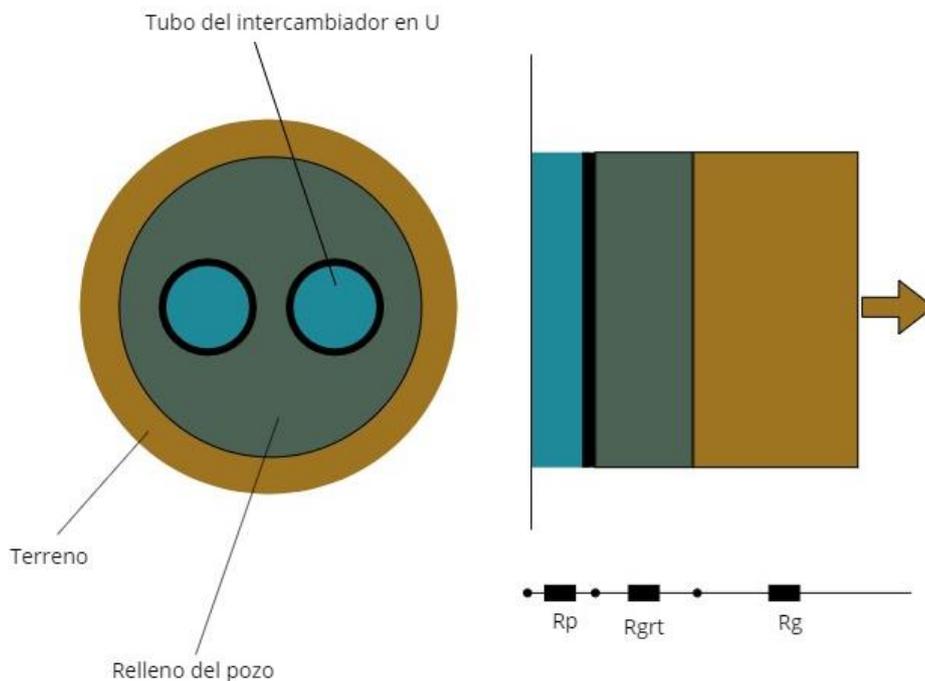


Ilustración 8 - Desglose de resistividades térmicas

De esta forma la ecuación usada para calcular la longitud equivalente para el modo de refrigeración es:

$$L_c = \frac{q_a R_{ga} + q_{cond}(R_b + PLF_m R_{gm} + F_{sc} R_{gst})}{t_g - \frac{ELT + LLT}{2} + t_p} \quad (7)$$

De forma análoga, para el cálculo de la longitud del intercambiador para el modo de calefacción:

$$L_h = \frac{q_a R_{ga} + q_{evap}(R_b + PLF_m R_{gm} + F_{sc} R_{gst})}{t_g - \frac{ELT + LLT}{2} + t_p} \quad (8)$$

Donde:

- F_{sc} : Factor de acoplamiento térmico entre el tubo de bajada y el de subida
- L_c : Longitud del intercambiador en modo refrigeración [m]
- L_h : Longitud del intercambiador en modo calefacción [m]
- PLF_m : Part Load Factor
- q_a : Media anual de calor transferido al terreno [W]
- R_{ga} : Resistividad térmica del terreno para el pulso anual [$m \cdot ^\circ C/W$]
- R_{gst} : Resistividad térmica del terreno para el pulso a corto plazo [$m \cdot ^\circ C/W$]
- R_{gm} : Resistividad térmica del terreno para el pulso mensual [$m \cdot ^\circ C/W$]
- R_b : Resistividad térmica del conjunto "pozo" [$m \cdot ^\circ C/W$]
- t_g : temperatura media del terreno [$^\circ C$]
- t_p : penalización sobre la temperatura del terreno a largo plazo a causa del desequilibrio entre el calor cedido y absorbido del terreno [$^\circ C$]
- ELT : Temperatura de entrada del líquido en el intercambiador [$^\circ C$]
- LLT : temperatura de salida del líquido del intercambiador [$^\circ C$]

Las ecuaciones (7) y (8) se aplican en un cilindro lineal situado dentro de otro cilindro semi-infinito sin interferencia de otras fuentes de calor. El convenio de signos para las ecuaciones (7) y (8) asume que el balance de energía se hace en la bomba de calor, por lo tanto, el q_{evap} es positivo, q_{cond} es negativo, q_a es positivo si la cantidad de calor anual extraído del terreno en calefacción es mayor al calor cedido al terreno en refrigeración y t_p es positivo para un aumento a largo plazo de la temperatura del terreno.

El equilibrio óptimo entre la longitud del intercambiador y la eficiencia del sistema se obtiene cuando el valor máximo de la temperatura de entrada al intercambiador (ELT) en el modo de refrigeración se encuentra entre los $11^\circ C$ y los $17^\circ C$ superiores a la temperatura del terreno (t_p). El valor óptimo tiende a estar en el extremo inferior del intervalo en climas cálidos y en el extremo superior para climas fríos.

Para calefacción, el valor óptimo del ELT se encuentra entre los $5^\circ C$ y los $8^\circ C$ inferiores a la temperatura del terreno. Edificios en climas cálidos con cargas internas de refrigeración altas suelen situar su temperatura ELT óptima en el extremo inferior del intervalo y viceversa con los edificios ubicados en climas fríos.

La longitud definitiva del intercambiador será la más larga entre L_c y L_h . Se puede dar el caso donde la longitud de uno de los regímenes sea mucho superior a la otra, de esta forma existen alternativas para evitar sobredimensionar el sistema en el caso más desfavorable, evitando así costes adicionales para la instalación.

Por ejemplo, en los casos donde la longitud para la refrigeración es mucho superior a la de calefacción, una opción consiste en instalar la longitud corta de calefacción e instalar una torre de refrigeración con un intercambiador de calor aislado, colocado en paralelo con el intercambiador con el terreno para compensar la longitud de intercambiador más pequeña. Este sistema se diseñó para remediar las bajas eficiencias de intercambiadores geotérmicos que han perdido considerablemente su eficiencia a causa del incremento de la temperatura del terreno. Actualmente se usa como primera opción en los casos donde las cargas por refrigeración son muchos superiores a las de calefacción, aunque también se utiliza en situaciones donde este sistema híbrido presenta costes inferiores o si el área de excavación disponible no es suficiente.

Las ecuaciones (7) y (8) tienen un factor de penalización a causa de la modificación de la temperatura a largo plazo del terreno (t_p). Por una parte, este cambio es producto de un desequilibrio entre la cantidad de calor absorbido del terreno en calefacción frente al calor cedido en refrigeración. No obstante, el principal causante de la variación de la temperatura del terreno es la mala distribución de los pozos dentro del área disponible. El factor t_p se calcula teniendo en cuenta la cantidad de pozos de los que dispone la excavación y como están distribuidos unos respecto a los otros.

Esta modificación es necesaria para evitar las variaciones excesivas a largo plazo de la temperatura del terreno cuando estos intercambiadores se colocan en filas o cuadrículas. El problema se manifiesta más frecuentemente en el modo de refrigeración en forma de un incremento de la temperatura del terreno ya que tanto el calor generado por la bomba de calor como el calor extraído del edificio se debe ceder al terreno. En modo de calefacción, el calor generado por la bomba de calor se convierte en energía térmica efectiva para la calefacción, esto reduce proporcionalmente la cantidad de calor a absorber del terreno. Esto resulta en un desequilibrio entre calor absorbido-cedido al entorno, pese a que las cargas térmicas son idénticas para calefacción y refrigeración.

El método más obvio para solventar estos efectos negativos consiste en aumentar la longitud del intercambiador, aumentar la separación entre pozos y redistribuir la ubicación de los pozos de forma que el menor número posible de pozos este completamente rodeado de otros pozos. Esto conlleva distribuciones que pueden ser inviables económicamente a causa de la superficie necesaria para realizar la excavación.

Sin embargo, el control de la eficiencia de instalaciones en funcionamiento indica que el aumento de la temperatura a largo plazo del terreno se ve mitigada por el hecho de que el suelo no es un sólido simple cuyo comportamiento térmico se pueda predecir solo con modelos de transferencia de calor. El cambio de fase (evaporación-condensación) y la transferencia de calor por convección se deben incluir en estos modelos.

De hecho, a partir de los datos obtenidos con el control de los intercambiadores en funcionamiento no se observa un incremento en la temperatura del terreno, este incremento solo se da en los casos donde la longitud del intercambiador es corta, o la separación entre pozos es pequeña o aquellos intercambiadores situados en terreno con condiciones térmicas pobres.

En modo refrigeración, el aumento de la temperatura del terreno a largo plazo se mitiga por el efecto de la reducción del nivel de humedad. El calor necesario para reducir un 1% el valor de contenido de humedad de una formación equivale al calor necesario para incrementar la

temperatura del terreno en 17°C.

Cuando aumenta la temperatura del terreno con la del agua que circula por el intercambiador, la presión de saturación del vapor de agua aumenta, con esto aumenta la velocidad de evaporación. Este efecto de secado puede reducir la conductividad térmica si la temperatura aumenta excesivamente durante la época de refrigeración.

Cuando la longitud del intercambiador y la distancia de separación entre pozos se encuentran dentro de los valores recomendados, la humedad del agua subterránea en movimiento y el movimiento de la humedad por los tubos durante la época de calefacción paliaran el efecto del incremento de la temperatura del terreno.

3.1.1.1. *Determinación del valor de la resistividad térmica global*

El diseño de la ecuación para el intercambiador de calor con terreno contempla cuatro términos para la resistividad térmica global por unidad de longitud del intercambiador. Tres de estos hacen referencia a la resistividad del terreno. Estos aparentemente parecen hacer referencia al estado estacionario de la instalación, sin embargo, se obtienen a partir de las tasas de intercambio de calor transitorias durante los periodos con valores de cargas térmicas más críticas.

El termino restante es la resistividad térmica equivalente del pozo. Dado que el líquido que circula en el intercambiador, los tubos y el material que rellena los pozos tienen una masa mucho inferior en comparación con la del terreno que le rodea, la resistividad térmica del pozo se considerará como constante.

3.1.1.2. *Cálculo de la resistividad térmica equivalente del pozo*

La resistividad térmica equivalente del pozo del intercambiador vertical considera los efectos del tubo y los efectos del anillo de terreno que lo rodea.

$$R_b = R_p + R_{grt} \quad (9)$$

Donde:

- R_p : Resistividad térmica del tubo [$m \cdot ^\circ C/W$]
- R_{grt} : Resistividad térmica del relleno del pozo [$m \cdot ^\circ C/W$]

La resistividad térmica del tubo incluye la resistividad térmica a causa de la convección dentro del fluido del intercambiador y la resistividad térmica a causa de la conducción de calor por las paredes del tubo. Las resistividades de contacto entre las paredes del tubo y el agua que circula por el bucle son negligibles.

Para un tubo en U simple, la resistividad térmica del tubo se calcula como:

$$R_p = R_{film} + R_{tube} = \frac{1}{\pi d_i h_{conv}} + \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi k_p} \quad (10)$$

Donde:

- R_{film} : Resistividad térmica por la conductividad forzada del agua de intercambiador [$m \cdot ^\circ C/W$]
- R_{tube} : Resistividad térmica por la conducción a través de la pared del tubo [$m \cdot ^\circ C/W$]
- d_i : Diámetro interior del tubo [m]
- d_o : Diámetro exterior del tubo [m]
- h_{conv} : Coeficiente de convección del fluido [$m \cdot ^\circ C/W$]
- k_p : conductividad térmica del material del tubo [$m \cdot ^\circ C/W$]

Los diámetros interior y exterior del tubo, así como su conductividad térmica vienen dados por el fabricante. Para el cálculo del coeficiente de convección h_{conv} se deben evaluar toda una serie de parámetros adimensionales. El cálculo del coeficiente de convección empieza con el número de *Reynolds*, este aporta información sobre el régimen de flujo (laminar, transición o turbulento) dentro del tubo. Bajas velocidades en fluidos fríos y viscosos resultan en regímenes laminares y altas resistividades térmicas entre el agua y la pared del tubo. Cabe destacar que los otros materiales que conforman el pozo son plásticos, rellenos o rocas que no poseen excelentes propiedades térmicas. Esto implica que el efecto negativo del régimen laminar del fluido en comparación con el resto de los factores negativos no implica una reducción dramática del rendimiento de transferencia del calor del intercambiador.

El coeficiente conductivo se determinará mediante la siguiente ecuación:

$$h = \frac{k_w}{D_H} Nu_L \quad (11)$$

Donde:

- k_w : Conductividad térmica del fluido [$W/m \cdot ^\circ C$]
- D_H : Diámetro hidráulico ($D_H = d_i$) [m]
- Nu_L : Número de *Nusselt*

Para calcular el número de *Nusselt* se hará uso de la ecuación de *Dittus-Boelter*:

$$Nu_L = 0.023 \cdot Re_L^{4/5} \cdot Pr^n \quad (12)$$

Dicha ecuación está en función de dos números adimensionales, el número de *Reynolds* Re , el número de *Prandtl* Pr y un coeficiente n que depende del uso ($n=0.4$ para fluidos calientes y $n=0.3$ para fluidos fríos).

El número de *Prandtl* se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k_w} \quad (13)$$

Donde:

- C_p : calor específico del fluido [$J/Kg \cdot ^\circ C$]
- μ : Viscosidad dinámica del fluido [$N \cdot s/m^2$]

- k_w : Conductividad térmica del fluido [W/m·°C]

Finalmente, el número de *Reynolds* para una tubería de sección circular se calcula como:

$$Re = \frac{Q \cdot D_H}{\nu A} = \frac{Q \cdot D_H}{\frac{\mu}{\rho} A} \quad (14)$$

Donde:

- Q : Caudal de fluido que circula por el tubo [m³/s]
- D_H : Diámetro hidráulico ($D_H = d_i$)
- μ : Viscosidad dinámica del fluido [N·s/m²]
- ρ : Densidad del fluido [kg/m³]
- A : Sección del tubo por la que circula el fluido ($A = \pi \left(\frac{d_i}{2}\right)^2$) [m²]

De esta forma, para el calcula del coeficiente convectivo h_{conv} el procedimiento será:

1. Calcular el número de *Reynolds* Re
2. Calcular el número de *Prandtl* Pr
3. Calcular el número de *Nusselt* Nu_L
4. Calcular el coeficiente convectivo h_{conv}

Para el cálculo de la resistividad térmica del relleno del pozo R_{grt} en un primer momento se simplificó el cálculo suponiendo que se podría aproximar el esquema a la transferencia de calor por conducción entre dos cilindros concéntricos, el cilindro exterior representaría el pozo con su respectivo relleno, mientras que el cilindro interior representaría el tubo del intercambiador. Aplicando esta simplificación la resistividad térmica del terreno se calcularía como:

$$R_{grt} = \frac{\ln\left(\frac{d_b}{d_o}\right)}{2\pi k_{grt}} \quad (15)$$

Donde:

- d_b : Diámetro del pozo[m]
- k_{grt} : Conductividad térmica del relleno del pozo [W/m·°C]

No obstante, mediante esta simplificación se obtienen valores alejados de la realidad ya que no tiene en cuenta que el mismo tubo del intercambiador sube y baja a través del mismo pozo, así como la ubicación que tienen los tubos dentro del pozo. Para optimizar esta aproximación la ASHRAE ha desarrollado un modelo usando relaciones por factor de forma [9], a partir de mediciones realizadas en intercambiadores geotérmicos que se encuentran actualmente en funcionamiento. Obteniendo la siguiente ecuación:

$$R_{grt} = \left[\beta_0 \left(\frac{d_b}{d_o} \right)^{\beta_1} \cdot k_{grt} \right]^{-1} \quad (16)$$

Donde:

- β_0 : Factor de forma 0
- β_1 : Factor de forma 1

Estos coeficientes β_0 y β_1 varían en función de la posición que tienen los tubos dentro del intercambiador. Las diferentes posiciones contempladas son:

- Posición A: Tubos centrados en el pozo en contacto entre ellos
- Posición B: Tubos centrados en el pozo sin contacto entre ellos
- Posición C: Tubos en contacto con las paredes del pozo

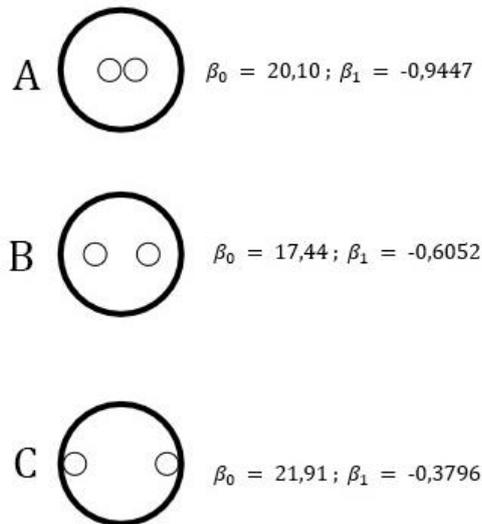


Ilustración 9 - Factor de forma para la ubicación de los tubos en el pozo

A nivel constructivo es importante tener en cuenta la importancia del material que conforma el relleno de los pozos para evitar que se infiltre el agua de la superficie en los acuíferos o en el agua subterránea. El agua de la superficie puede contener sustancias contaminantes e incluso minerales que podrían contaminar las fuentes de agua potable o de agua para el cultivo.

El problema surge debido a que los rellenos más efectivos para la estanqueización del pozo no son buenos conductores de calor. Desgraciadamente, la mayoría de los materiales con buenas propiedades de transferencia de calor no son efectivos a la hora de prevenir el movimiento del agua dentro de los pozos. En algunos países, dependiendo de la regulación, se permite el uso de rellenos porosos si los primeros 6 metros de pozo se ha rellenado con material no poroso.

Los materiales basados en cemento que han sido usados tradicionalmente para sellar cerramientos de agua no son compatibles para los pozos de los intercambiadores geotérmicos. Los rellenos compuestos por materiales basados en bentonita pueden mejorar sus propiedades térmicas añadiendo volúmenes mayores de arena de sílice o volúmenes inferiores de arena combinada con grafito. Estas recetas mantienen la capacidad de proporcionar un cierre estanco efectivo. Los costes de mano de obra al trabajar con arena aumentan el coste por unidad de

longitud del intercambiador, pero normalmente la reducción de la longitud de intercambiador necesaria compensa el coste añadido del material. El uso de grafito reduce drásticamente la cantidad de material a usar, pero su coste es muy elevado.

La resistividad térmica del tubo R_p es una combinación de la resistividad de la pared del tubo R_{tube} y la resistividad del fluido intercambiador dentro de la pared del tubo R_{film} . El cálculo de la resistividad térmica del tubo es trivial ya que esta solo depende de las dimensiones del tubo y de la conductividad térmica del material que lo conforma.

Sin embargo, el cálculo de la resistividad térmica por la convección en el agua es mucho menos trivial, las ecuaciones usadas para determinar el coeficiente de convección son complejas y en ocasiones inciertas. Afortunadamente, esta resistividad normalmente es mucho inferior a las resistividades del terreno, del relleno y de la pared del tubo. Esto implica que errores en el cálculo de esta resistividad no resultan en grandes errores a la hora de calcular la resistividad global del intercambiador de calor.

3.1.1.3. *Determinación de la resistividad térmica del terreno*

En las ecuaciones (7) y (8) los parámetros más difíciles de evaluar son las resistividades térmicas del terreno. La solución que se aplica en el método propuesto por la ASHRAE supone que el tiempo de operación, el diámetro exterior del pozo y la difusividad térmica del terreno se relacionan en un número adimensional de Fourier F_0 . Expresado mediante la siguiente ecuación:

$$F_0 = \frac{4\alpha_g\tau}{d^2} \quad (17)$$

Donde:

- α_g : Difusividad térmica del terreno [m²/día]
- τ : Tiempo de duración del pulso de calor [día]
- d : Diámetro exterior del pozo [m]

La solución del intercambiador de calor cilíndrico se modifica para permitir el cálculo de las diferentes resistividades térmicas para pulsos de calor variables. Considera un sistema que se puede modelar mediante tres pulsos de calor, un pulso de 10 años (3650 días) con un valor de q_a , Un pulso mensual (30 días) con un valor de q_m y un pulso de 4 horas (0.167 días) con un valor de q_d . estos tres tiempos se definen como:

$$\tau_1 = 3650 \text{ días}$$

$$\tau_2 = 3650 + 30 = 3680 \text{ días}$$

$$\tau_f = 3650 + 30 + 0,167 = 3680,167 \text{ días}$$

El número de Fourier se calcula usando las siguientes igualdades:

$$F_{0f} = \frac{4\alpha_g \tau_f}{d^2}$$

$$F_{01} = \frac{4\alpha_g(\tau_f - \tau_1)}{d^2} \quad (18)$$

$$F_{02} = \frac{4\alpha_g(\tau_f - \tau_2)}{d^2}$$

El G-factor para cada valor de Fourier se calcula gráficamente a partir de la Ilustración 10 que grafica el valor del G-factor en función del valor de Fourier. Finalmente, las 3 resistividades térmicas del terreno referenciadas para cada pulso de calor se calculan como:

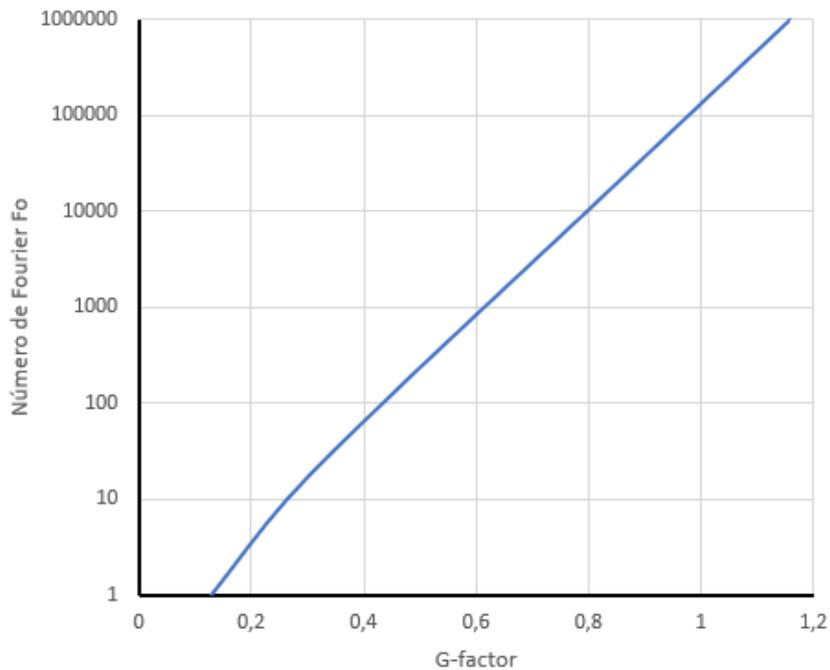
$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{k_g}$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{k_g}$$

$$R_{gst} = \frac{G_2}{k_g}$$

Donde:

- G_f, G_1, G_2 : Valores de G-factor obtenidos a partir de la Ilustración 10
- k_g : conductividad térmica del terreno [W/m·°C]



(19)

Ilustración 10 - Relación Número de Fourier / G-factor

3.1.1.4. Factor de autoacoplamiento térmico

Hay una degradación del rendimiento del intercambiador debido al acoplamiento térmico que existe entre la rama por donde baja el fluido y la rama por donde sube el fluido en cualquier tipo de intercambiador geotérmico. En intercambiadores verticales en U la pérdida es aproximadamente del 4% cuando el gradiente de temperaturas entra la entrada y la salida del intercambiador es de 6°C [6].

Estas pérdidas se pueden contabilizar multiplicando la resistividad térmica del terreno a corto plazo R_{gst} por el factor F_{sc} , que dependerá de la distribución de los tubos del intercambiador y del gradiente de temperaturas entre la entrada y la salida del intercambiador. Estas pérdidas se reducen considerablemente si se sitúan los tubos de las perforaciones en serie en lugar de en paralelo. Esta distribución no es una práctica estándar, pero en muchas situaciones donde las profundidades de perforación máximas permitidas por causas medioambientales o formaciones rocosas no son suficientes, la distribución en serie es una solución válida.

En la siguiente ilustración se muestran los valores que debe tener el factor de acoplamiento en función de la distribución de los tubos del intercambiador, estos datos se han formulado empíricamente mediante el control de instalaciones ya existentes.

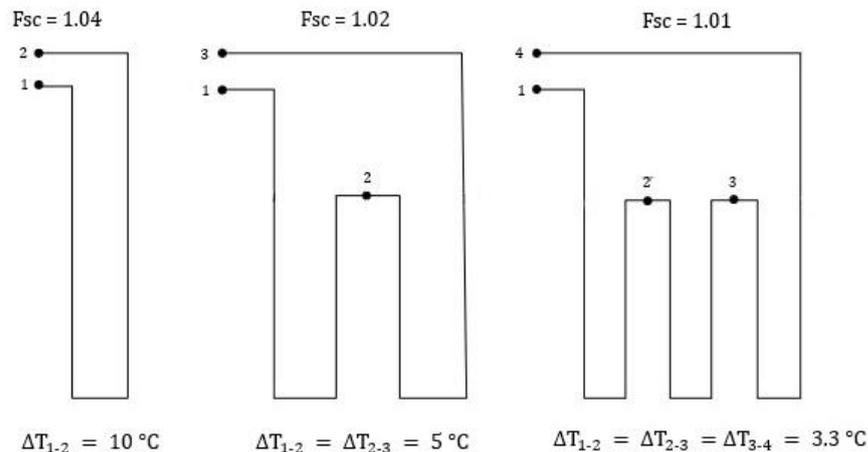


Ilustración 11 - Factor de acoplamiento térmico

3.2. Herramienta MATLAB

A partir del método de cálculo proporcionado por la ASHRAE se ha diseñado una herramienta de cálculo en MATLAB. En esta herramienta en primer lugar se deben establecer todas las condiciones de contorno necesarias para realizar todos los cálculos, estas condiciones de contorno se engloban en diferentes grupos: las condiciones térmicas del terreno y del fluido intercambiador, las cargas térmicas del edificio, las prestaciones de la bomba de calor empleada y las dimensiones de la parcela disponible para realizar las perforaciones.

A partir del método de la ASHRAE, una vez establecidas todas las propiedades del sistema, la herramienta de MATLAB ejecuta el programa aplicando todas las ecuaciones expuestas anteriormente obteniendo como resultado la longitud del intercambiador necesaria. A continuación, el programa diseña la distribución de las perforaciones, la longitud del intercambiador es un número invariable ya que viene directamente fijada por constantes, pero la forma de distribuir esta longitud en perforaciones da juego a un gran rango de configuraciones

diferentes. Como se ha comentado anteriormente el efecto del autoacoplamiento térmico entre las sondas es el que puede reducir la eficiencia del sistema a mayor escala en el futuro, este efecto disminuye al aumentar la distancia entre perforaciones, por lo tanto, el valor a maximizar será el radio de separación entre los sondeos.

La distancia de separación entre pozos se asigna como la variable *“radio_maximo”* en la herramienta de MATLAB, se calcula en función del número de perforaciones y de las dimensiones de la parcela disponible. A su vez, el número de perforaciones se calcula en función de la longitud del intercambiador y la profundidad de cada perforación. La profundidad de perforación depende de la longitud del intercambiador y el número de perforaciones. Esto implica que el cálculo de *“radio_maximo”* es un bucle ya que todas las variables de las que depende a su vez son dependientes entre sí. Para solucionar este sistema indefinido en la herramienta desarrollada se fija un valor de profundidad y a partir de este se realizan iteraciones probando diferentes profundidades hasta obtener el valor con la mayor distancia entre perforaciones máxima, la menor profundidad y el número de perforaciones.

La resistividad térmica por la convección de calor en los tubos del intercambiador depende del caudal que circula dentro de estos. Este caudal depende del número de sondas del que dispone la instalación, ya que el caudal que circula por cada sonda equivale al caudal total que sale de la bomba de calor entre el número de sondas. Este valor no conoce en un primer cálculo ya que el número de perforaciones es un resultado del procedimiento. A partir de aquí se realiza la optimización de los resultados obtenidos. La herramienta MATLAB almacena los datos obtenidos mediante la primera iteración y ejecuta el programa aplicando el nuevo valor de caudal que circula por las sondas hasta que la diferencia entre resultados obtenido en diferentes iteraciones es igual a cero.

A nivel de usuario la herramienta MATLAB dispone de una pantalla de visualización que se ejecuta accionando el botón *“Calcular”* y muestra como resultados la longitud del intercambiador, el número de perforaciones, la profundidad de las perforaciones y el presupuesto de la instalación. En la siguiente ilustración se muestra un diagrama de bloques esquematizado el procedimiento de ejecución de la herramienta de MATLAB.

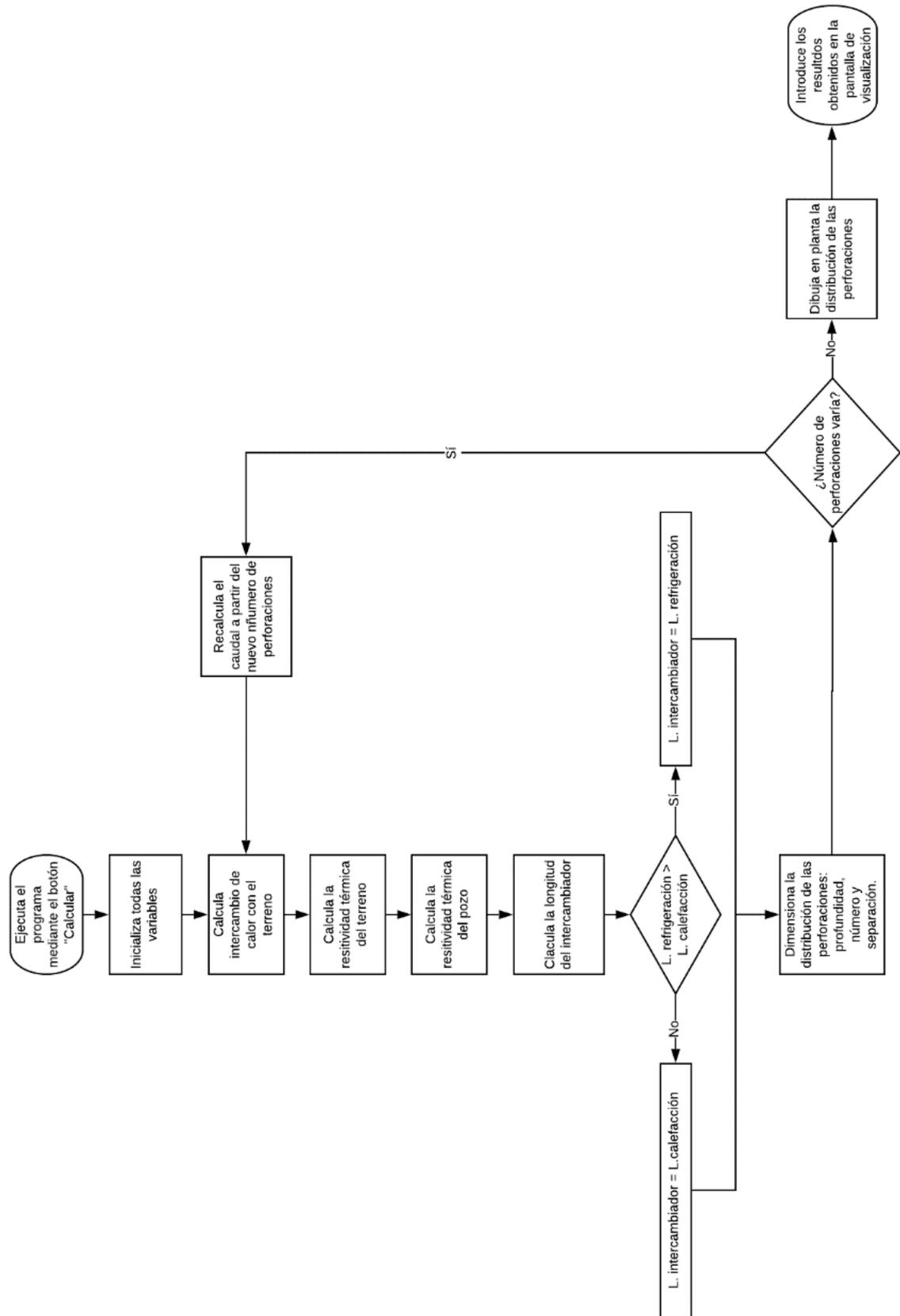


Ilustración 12 - Diagrama de flujo de la herramienta MATLAB

A continuación, se analizan una a una las funciones que forman la herramienta de MATLAB y se aplican al caso práctico objeto de este proyecto.

3.2.1. Cálculo de intercambio de calor anual “q_anual”

La función “q_anual” se encarga de calcular la transferencia de calor anual con el terreno q_a mediante la ecuación (5). Previamente calcula el calor cedido/absorbido del terreno cuando el intercambiador geotérmico funciona como evaporador o condensador q_{evap} y q_{cond} mediante las ecuaciones (3) y (4).

La función se inicializa con una struct “cond_termicas” donde se especifican el COP, el EER de la bomba de calor, las cargas térmicas del edificio y las horas de funcionamiento equivalentes a carga máxima ($EFLH_h$ y $EFLH_c$). Devuelve otra struct “cond_termicas” con q_a , q_{evap} y q_{cond} .

Los valores de cálculo aplicados al caso práctico del presente proyecto y los resultados obtenidos son:

Tabla 2 - Valores de cálculo y resultados para la transmisión de calor anual con el terreno aplicados en el caso práctico del presente proyecto

Variable	Valor	Unidades	Fuente
q_{lc}	-154,22	kW	Cargas térmicas del edificio
q_{lh}	0	kW	Cargas térmicas del edificio
EER	4,8	--	Datasheet bomba de calor
COP	4,42	--	Datasheet bomba de calor
$EFLH_c$	1.082	h	Hoja de cálculo EFLH del Anexo
$EFLH_h$	0	h	Hoja de cálculo EFLH del Anexo
q_a	-32,58	kW	Resultado
q_{evap}	0	kW	Resultado
q_{cond}	-263,84	kW	Resultado

3.2.2. Cálculo de la resistividad térmica del terreno “resistiv_terreno_v02”

La función “resistiv_terreno_v02” se encarga de hacer las transformadas G-función G_f , G_1 y G_2 de los números de Fourier F_{0f} , F_{01} y F_{02} , obtenidos mediante el tiempo transcurrido en los diferentes pulsos de calor utilizando las ecuaciones (18). A partir de esta transformada obtiene las diferentes resistividades del terreno R_{ga} , R_{gm} y R_{gst} , mediante las ecuaciones (19).

Para realizar la transformada de los números de Fourier F_{0f} , F_{01} y F_{02} utiliza la función “g_functions_fit_v01”. Esta función ajusta la curva de la Ilustración 10 a una función de la forma $a \cdot x^b + c$. Una vez obtenidos los valores de a, b y c la función se encarga de buscar los valores de F_{0f} , F_{01} y F_{02} y devolver sus correspondientes imágenes G_f , G_1 y G_2 .

Finalmente, mediante las ecuaciones (19) se obtienen los diferentes valores de las resistividades térmicas del terreno. El input de esta función es una struc con la difusividad térmica del terreno, los valores de los pulsos temporales de calor, el diámetro de los pozos y la conductividad térmica del terreno. La salida es una struc con las tres resistividades térmicas del terreno.

Los valores de cálculo aplicados al caso práctico del presente proyecto y los resultados obtenidos son:

Tabla 3 - Valores de cálculo y resultados para la resistividad térmica del terreno aplicados en el caso práctico del presente proyecto

Variable	Valor	Unidades	Fuente
α_g	0,08	m ² /día	[6]
τ_1	7.300	días	[10]
τ_2	30	días	[10]
τ_2	0,167	días	[10]
d_b	0,125	m	[6]
k_g	2	W/m·°C	[6]
R_{ga}	0,216	m·°C / W	Resultado
R_{gm}	0,1868	m·°C / W	Resultado
R_{gst}	0,1006	m·°C / W	Resultado

3.2.3. Cálculo de la resistividad térmica de los pozos “resiv_borehole”

La función “resiv_boreholes” se encarga de calcular R_b mediante la ecuación (9). Esta función se compone de otras tres.

“resiv_pipe” que calcula la conductividad térmica de tubo R_p mediante la ecuación (10).

“conv_pipe” se encarga de calcular el valor del coeficiente de convección del agua que circula dentro del tubo h_{conv} . Utiliza las ecuaciones (11), (12), (13) y (14) para calcular el número de Reynolds, Prandtl, Nusselt y el coeficiente de convección.

“resiv_grout” calcula el valor de R_{grt} mediante la ecuación (16).

La función se inicializa con una struc que contiene las dimensiones del pozo y el tubo; las propiedades térmicas de los materiales que conforman el pozo y el tubo; el caudal de agua que pasa por el tubo, así como sus propiedades y los factores de forma por la colocación de los tubos dentro del pozo. Devuelve el valor de la resistividad térmica del pozo R_b .

Los valores de cálculo aplicados al caso práctico del presente proyecto y los resultados obtenidos son:

Tabla 4 - Valores de cálculo y resultados para la resistividad térmica del pozo aplicados en el caso práctico del

Variable	Valor	Unidades	Fuente
d_i	0,032	m	Especificaciones sonda geotérmica
d_o	0,038	m	Especificaciones sonda geotérmica
k_p	1,2	W/m·°C	[10]
k_w	2	W/m·°C	[10]
Q	0,0095	m ³ /s	Ficha técnica bomba de calor
μ	0,001002	N·s/m ²	[6]
ρ	1.000	kg/m ³	[6]
C_p	4178	J/Kg·°C	[6]
n	0,33	--	[6]
β_0	17,44	--	[11]
β_1	-0,9447	--	[11]
d_b	0,125	m	[6]
k_{grt}	1,4	W/m·°C	[6]
R_b	0,2409	m·°C / W	Resultado
R_p	0,1147	m·°C / W	Resultado
h_{conv}	2.214,9	m·°C / W	Resultado
R_{grt}	0,1261	m·°C / W	Resultado

3.2.4. Cálculo de la longitud del intercambiador

Para el cálculo de la longitud del intercambiador se usan las funciones “*length_pipe_cooling*” y “*length_pipe_heating*” para luego mediante un condicionante “*if*” elegir la mayor de las dos.

Las funciones utilizan las ecuaciones (7) y (8) respectivamente, sus inputs de entrada son los resultados de las funciones anteriores y la struc entorno. Cada función devuelve una de las longitudes y finalmente el programa principal elige la más grande de las 2.

Los valores de cálculo aplicados al caso práctico del presente proyecto y los resultados obtenido

son:

Tabla 5 – Valores y resultados para el cálculo de la longitud del intercambiador aplicado en el caso práctico del presente proyecto

Variable	Valor	Unidades	Fuente
PLF_m	0,31	--	[6]
F_{sc}	1,01	--	[6]
t_g	18,1	°C	Tabla 6
t_p	-0,5	°C	[6]
ELT	12	°C	Ficha técnica bomba de calor
LLT	7	°C	Ficha técnica bomba de calor
L_c	12.326,31	m	Resultado
L_h	0	m	Resultado

3.2.5. Cálculo de la distancia máxima de separación entre perforaciones "radio_maximo_v01"

Esta función busca minimizar la profundidad de los pozos y a su vez maximizar la distancia de separación entre ellos. También determina el número de perforaciones a realizar. Para el cálculo de la distancia máxima se realiza una iteración probando diferentes profundidades de excavación y se determina el valor de separación máxima que pueden tener las perforaciones dentro del área disponible.

Para realizar esta iteración el programa crea una matriz de 3 columnas y n filas donde la primera columna es la profundidad de las excavaciones, la segunda es el número de perforaciones y la tercera es el radio de separación entre perforaciones. Una vez generada la matriz busca dentro de ella el valor óptimo. El rango de profundidades dentro del cual se opera es entre 80 y 150 metros. Para cada valor de profundidad se calcula el número de excavaciones a realizar, dividiendo la longitud del intercambiador entre la profundidad multiplicada por 2, ya que el tubo sube y baja dentro del pozo. A continuación, se genera otro bucle donde se va disminuyendo el valor del radio de separación hasta obtener el primer valor que permite no exceder el área disponible dibujando todas las perforaciones. El área de excavación de ha determinado a partir de las propiedades de la parcela disponible, estableciendo así el área disponible como un rectángulo de longitud 130 metros frente a 55 de amplitud.

Para realizar la iteración se determina el radio máximo como el mínimo entre la longitud o la amplitud disponibles divididos entre 2 y a partir de aquí se disminuye su valor restándole 1 metro en cada iteración. Una vez obtenido dicho radio se almacena en la matriz en una fila con su respectivo número de perforaciones y profundidad.

El bucle secundario se acaba cuando se encuentra el valor óptimo o cuando el radio necesario es inferior a 4 metros, ya que no se recomienda que la separación entre pozos sea inferior a 8 metros debido al acoplamiento térmico que se puede generar entre ellos.

Finalmente, se busca la fila de la matriz con un valor de radio máximo y que permita realizar todas las perforaciones necesarias en el área disponible.

Por una parte, el objetivo de esta función consiste en minimizar la profundidad de las excavaciones. A mayor profundidad mayor es el coste de ejecución, mayor dificultad de perforación y mayor incertidumbre sobre las propiedades del terreno.

Por otra parte, se busca maximizar la distancia de separación entre los pozos para paliar el efecto de incremento de temperatura del terreno a largo plazo y acoplamiento térmico comentado anteriormente.

El resultado obtenido es una profundidad de perforación de 115 metros, un total de 54 pozos y un radio de separación de 5,5 metros.

3.2.6. Creación del gráfico con la distribución de las perforaciones” creador_matrices_v2”

La manera de distribuir las perforaciones dentro del área disponible es esencial a la hora de aprovechar al máximo dicha superficie. No obstante, el problema de empaquetar círculos dentro de un cuadrado o rectángulos no es trivial, ya que encontrar una fórmula universal que permita definir el número máximo de círculos de radio r que caben dentro de un rectángulo es muy difícil de elaborar. La hexagonal es la distribución que permite un factor de empaquetamiento más elevado para los círculos, no obstante, esta no es compatible con los recipientes rectangulares. Debido a la dificultad del problema y como es evidente por razones constructivas se ha decidido colocar los círculos en forma de cuadrícula.

Esta función es la encargada de dibujar la planta de la distribución final de las perforaciones. Para ello crea una matriz de dos columnas y n filas donde la primera columna son las coordenadas en el eje x del centro del pozo y la segunda columna son las coordenadas del eje y del centro del pozo.

Para dibujar la distribución va colocando puntos en el eje x separados una distancia el doble del radio máximo calculado anteriormente, hasta que la posición supera el valor máximo establecido. Una vez superada esta posición la función vuelve a posicionar la coordenada x en 0, pero esta vez con un valor de la coordenada y al que se le va sumado una distancia igual al doble del radio.

Así la función va dibujando los pozos uno a uno hasta que se han plasmado todos o hasta que se supera la superficie disponible, en este caso a forma de error la función dibuja un solo círculo colocado en el centro de la cuadrícula.

En la siguiente ilustración se observa la distribución en planta de las perforaciones a realizar. En rojo se indica el área disponible para realizar las perforaciones, en verde las circunferencias de separación entre los pozos y en azul se ilustran los sondeos.

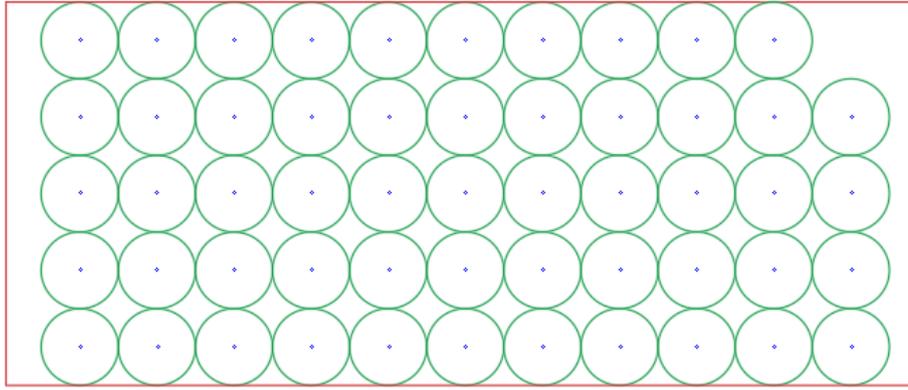


Ilustración 13 - Distribución de las perforaciones en el área disponible

3.2.7. Proceso de optimización de resultados

A pesar de todo el proceso es imposible un resultado preciso solo utilizando las ecuaciones propuestas por la ASHRAE en el caso de este proyecto de estudio ya que al desconocer el número de perforaciones a realizar no se puede determinar de inicio el caudal que circulará por cada tubo del intercambiador, ya que este caudal se calcula como el caudal máximo que permite la bomba de calor dividido entre el número de perforaciones.

La herramienta MATLAB asigna un primer valor de cálculo para este caudal y con el resultado obtenido itera el proceso hasta que la diferencia entre el resultado de una iteración y la siguiente es cero.

En primer lugar, se realizan todos los cálculos suponiendo que solo hay una perforación, es decir que el caudal total es igual al caudal del intercambiador, una vez realizados todos los cálculos se divide el caudal total entre el número de pozos obtenido y se llaman de nuevo todas las funciones, la iteración llega a su fin cuando el número de perforaciones a realizar se mantiene constante entre iteraciones.

Así se obtiene el resultado comentado anteriormente de 12.326,31 metros de longitud de intercambiador compuesto por 54 perforaciones de 115 metros de profundidad, separadas por circunferencias de radio 5,5 de metros.

4. Caso práctico para el hotel de 4 estrellas objeto de estudio

Una vez desarrollada la herramienta de MATLAB para el dimensionamiento del intercambiador geotérmico se procede a plasmarla en el caso práctico objeto de este proyecto y diseñar la instalación hidráulica pertinente para su funcionamiento.

Para aplicar la herramienta en el hotel de 4 estrellas primero se deben calcular una serie de variables de las que depende el método de cálculo. El primer paso consiste en seleccionar un modelo de bomba de calor y determinar las horas de funcionamiento del sistema, a partir de estas, con las prestaciones de la bomba de calor y las cargas térmicas del edificio se calcula la transferencia de calor anual con el terreno. A continuación, se determina la temperatura media del terreno, esta se considerará igual a la del mar ya que el hotel se ubica junto a la costa. Para ello se ha realizado un histórico de la temperatura media del mar en Baleares y a partir de aquí se ha calculado el valor medio total en los últimos años.

Mediante los resultados obtenidos de la herramienta de MATLAB y a partir de las dimensiones de terreno disponible se procede al dimensionamiento de la instalación hidráulica, para ello se dimensionan las canalizaciones que forman el intercambiador, se calculan las respectivas pérdidas de carga y se propone un grupo de presión acorde con los cálculos realizados.

Según la Ley 12/2016 hay una serie de proyectos de los cuales se debe analizar el impacto ambiental de su implantación, y en función de este se deben llevar a cabo una serie de medidas para evitarlo. Se evaluará la necesidad de realizar un estudio del impacto ambiental en función de las características del presente proyecto.

Finalmente se expone un resumen de todos los resultados obtenidos, y se comparan heurísticamente con valores estándar propuestos por el Doctor en Ingeniería Industrial Antonio Creus Solé.

4.1. Selección de la Bomba de Calor Geotérmica

Para escoger el modelo de bomba de calor se debe comparar la potencia de refrigeración que ofrece la máquina con las cargas térmicas del edificio para verano. Las cargas térmicas son de 154,22 [kW], por lo tanto, se debe escoger un modelo de bomba de calor con una potencia de refrigeración superior a los 155 [kW].

El modelo escogido es la *“Enfriadora Reversible en bomba de calor lado agua y motoevaporadora Agua-Agua NXW650”* de la casa AIRLAN, en el anexo se adjunta su ficha técnica. Se trata de una bomba de calor reversible, actualmente el hotel solo prevé operar en refrigeración, pero debido a la magnitud de la instalación es preferible no descartar la posibilidad de general calor en un futuro y la diferencia de costes entre un modelo reversible y uno no reversible no es comparable al precio total de la instalación, por lo tanto, se puede asumir el aumento del presupuesto al escoger una bomba de calor reversible.

Se trata de un modelo tierra-agua ya que la transferencia de calor tanto en el primario como en el secundario se realiza mediante agua, el gas refrigerante es el R410A, se trata de un refrigerante de alta seguridad clasificado por la ASHRAE como no tóxico y no inflamable aún en caso de fugas, al no contener cloro ni bromo no contribuye a la reducción de la capa de ozono, por eso se usa ampliamente en el sector de la refrigeración. Sus prestaciones a tener en cuenta para el uso de la herramienta de MATLAB son:

- Potencia frigorífica = 166,3 [kW]
- EER = 4,84

- COP = 4,42
- Caudal de agua geotérmico en refrigeración = 34.100 [l/h]

El dimensionado de la instalación hidráulica se realizará a partir de la bomba de calor geotérmica suponiendo que las bridas de conexión tienen un diámetro interior de 63mm.

4.2. Determinación de las horas de funcionamiento a máxima carga (EFLH)

Para el cálculo de las cargas térmicas anuales de la instalación q_a se realiza una media entre un equivalente de horas de funcionamiento a carga máxima y las horas totales de un año. El equivalente de horas funcionando a carga máxima ("*Equivalen Full Load Hours*") para el caso de refrigeración se trata de número de horas que debería estar funcionando el sistema al máximo de potencia para generar la cantidad de frío total requerida por la instalación durante un año.

Existen diferentes métodos para calcular este número, en el presente proyecto el método de cálculo se ha basado en una base de datos proporcionada por Canada ACP-NECB. De este método se ha extraído la hoja de cálculo llamada "*EFLH Calculator*" a la cual se le han realizado una serie de modificaciones para reflejar con mayor fidelidad el caso práctico.

En la solución propuesta por Canada ACP en primer lugar se deben determinar el número de días en los que el sistema de climatización está encendido, para ello hay una tabla donde aparecen todos los días de la semana de lunes a domingo en las filas y todas las horas del día en las columnas de 0:00 a 23:00. Se debe rellenar con 1 o 0 cada casilla en función de si el sistema de climatización estará en funcionamiento o no.

En la segunda tabla, al igual que la anterior, se sitúan los días en las filas y las horas en las columnas, pero en esta ocasión en lugar de 1 y 0 se debe poner el porcentaje de potencia al cual estará funcionando el sistema. Es decir, el porcentaje respecto a la potencia total de energía que está usando el sistema. Los porcentajes introducidos en esta tabla se calculan mediante el horario de funcionamiento del sistema.

A continuación, se deben indicar el número de días que el sistema estará en funcionamiento, introduciendo el número de lunes, martes, miércoles, etc. que el sistema estará encendido durante todo el año. A partir de aquí la hoja de cálculo dimensiona el EFLH mediante interpolaciones lineales.

Pero como se ha comentado el método propuesto se ha modificado debido a que el algoritmo tiene en cuenta que durante todas las semanas del año el sistema funciona del mismo modo (el sistema dimensiona por semanas). Por esto se ha decidido hacer el cálculo para cada mes por separado y finalmente se han sumado las horas equivalentes de cada mes, obteniendo así un valor acertado, ya que el porcentaje de potencia usado por la máquina será muy diferente en julio y octubre. De esta forma se ha generado un Excel con una hoja para el cálculo de EFLH de cada mes y finalmente se han sumado las horas totales para obtener el resultado final. En el anexo se adjuntan las diferentes tablas del archivo Excel.

Para el cálculo del EFLH del sistema se ha especificado un horario de funcionamiento diferente para cada mes de la temporada, ya que a pesar de que las cargas térmicas se han dimensionado a partir del día con condiciones climáticas más desfavorables, el régimen de funcionamiento del sistema será diferente para cada mes.

De esta forma, para el mes de mayo se ha previsto que el sistema funcione entre las 8 AM y las 9 PM con una carga máxima del 50 %.

Para el mes de junio el horario de funcionamiento se ha previsto entre las 8 AM y las 10 PM con

una carga máxima del 70 %.

Para el mes de julio el horario de funcionamiento se ha previsto entre las 8 AM y las 10 PM con una carga máxima del 90 %.

Para el mes de agosto el horario de funcionamiento se ha previsto entre las 8 AM y las 10 PM con una carga máxima del 95 %.

Para el mes de septiembre el horario de funcionamiento se ha previsto entre las 8 AM y las 10 PM con una carga máxima del 70 %.

Para el mes de septiembre el horario de funcionamiento se ha previsto entre las 8 AM y las 10 PM con una carga máxima del 55 %.

Cabe destacar que estos datos se tratan de una previsión, la instalación dispondrá de un sistema de control que se encargará de mantener en todo momento las condiciones de confort establecidas dentro del hotel.

Teniendo en cuenta que el sistema solo trabajará en verano el número de horas equivalentes de funcionamiento a máxima potencia es de 1082 horas.

4.3. Determinación de la temperatura media del suelo

Para el cálculo de la temperatura media del terreno t_g se ha realizado un histórico de las temperaturas media mensuales desde 2015 a 2019, a partir de estas se ha realizado una media anual y finalmente con todas las medias anuales se ha obtenido el valor final de la temperatura del terreno.

El hotel se encuentra ubicado inmediatamente junto al mar, de forma que la temperatura del subsuelo se puede considerar igual a la temperatura del mar. Por lo tanto, el histórico de temperaturas a partir de las cuales se ha realizado el cálculo, corresponde al histórico de la temperatura del mar en la zona de Felanitx, Mallorca.

En la siguiente tabla se muestran los datos recogidos, las casillas en blanco hacen referencia a aquellos periodos de los cuales ya no se dispone de la información. Cabe destacar que la falta de información de algunos periodos podría deformar la temperatura media real, ya que si los periodos que faltan corresponden siempre a la misma estación el resultado final se verá desplazado del real hacia temperaturas inferiores o superiores, en función del periodo donde se produzca la redundancia de falta de datos.

No obstante, en los datos obtenidos faltan los valores de los meses de enero a junio de 2015 y los de junio a diciembre de 2019. Al tratarse de temporadas opuestas el resultado se compensa, pudiendo considerar que la media obtenida no sufre un excesivo desplazamiento frente a la media real.

Tabla 6 - Histórico de temperatura del mar en Mallorca, fuente: balearsmeteo.com

	2015	2016	2017	2018	2019
Enero	--	13,5	10,2	13,2	11
Febrero	--	13	12,9	9,6	11,9
Marzo	--	13,1	14,5	13	13,3
Abril	--	15,6	15,3	16,3	15,1
Mayo	--	18,1	20	17,8	17,7
Junio	--	22,8	24,5	22,8	21,2
Julio	27,4	25,7	26,5	26,3	--
Agosto	26	25,1	26,8	26,6	--
Septiembre	22,3	24,2	22	24,2	--
Octubre	19,5	20,1	19,6	19,1	--
Noviembre	15,6	15,7	14,2	15,1	--
Diciembre	13,5	13,5	12	13,2	--
Media mensual	20,7	18,4	18,2	18,1	15,0
Media Total	18,1				

A partir del histórico realizado se adoptará un valor de 18,1°C para la variable t_g .

4.4. Discusión de los resultados obtenidos para el caso práctico

Una vez establecidas todas las variables necesarias para el uso de la herramienta MATLAB se procede a ejecutarla para obtener los resultados aplicados en el caso práctico objeto de este proyecto.

Las cargas térmicas del hotel son de 154,22 [kW] (Tabla 2), esta energía se debe extraer del edificio para cederla terreno de mediante el intercambiador geotérmico. Para el modo de refrigeración el calor que generan las instalaciones con su funcionamiento trabaja en contra del rendimiento del circuito, este efecto se refleja en un incremento de la energía a disipar con el terreno. Alcanzando así un valor total de potencia a condensar en el intercambiador geotérmico de 263,847 [kW] (Tabla 2) calculado a partir del EER de la bomba de calor geotérmica. Este se trata del valor para el caso más desfavorable, el día más caluroso del año, anualmente el valor medio de calor diario intercambiado con el terreno será de 32,589 [kW] (Tabla 2). Cabe destacar que a modo operacional todos estos valores adoptan un valor negativo debido a que se ha establecido que el intercambio de calor se realiza en la bomba de calor.

La resistividad térmica del terreno se desglosa en tres valores diferentes en función del pulso temporal al que hace referencial. Para el pulso anual la resistividad térmica del terreno calculada es de 0,216 [m·°C / W] (Tabla 3), Para el pulso mensual la resistividad térmica del terreno calculada es de 0,186 [m·°C / W] (Tabla 3) y para el pulso diario la resistividad térmica del terreno calculada es de 0,1006 [m·°C / W] (Tabla 3). Se observa un incremento en el valor de la resistividad térmica del terreno con el paso del tiempo, este incremento refleja la pérdida de eficiencia del sistema con el paso de los años. A su vez para la resistividad térmica del conjunto sonda + relleno perforación se ha obtenido un valor de 0,2409 [m·°C / W] (Tabla 4).

La longitud del intercambiador obtenida es de 12.326,31 [m] (Tabla 5). Las empresas instaladoras dan referencias heurísticas sobre el dimensionamiento de los intercambiadores geotérmicos para hacer una idea de las magnitudes y los presupuestos de las instalaciones a realizar. Por esto comúnmente para dar un primer valor aproximado de la longitud del intercambiador hay establecidos una serie de baremos de KW de potencia disipada por metro de intercambiador o viceversa. Cada empresa especializada en el sector tiene sus propios baremos y las fuentes de los que provienen son dudosas, por eso se ha optado por comparar el resultado obtenido con la ratio intercambio de calor/longitud establecido por el Doctor en Ingeniería Industrial Antonio Creus. Este sugiere la necesidad de una media de entre 34 a 57 metros lineales de sonda por cada Kilovatio a disipar [12]. En los resultados obtenidos del presente caso práctico se deben disipar 263,84 [kW] (Tabla 2) mediante a una longitud total del intercambiador de 12.326,31 [m], dividiendo la longitud total entre la potencia a disipar se obtiene un valor de 47 metros lineales por cada Kilovatio disipado. El valor obtenido se encuentra dentro del baremo por lo tanto se considerará como válido el resultado.

Mediante el proceso de optimización de la herramienta MATLAB se obtiene una distribución final de 54 perforaciones de 115 metros de profundidad separadas entre ellas por una distancia de 11 metros, ubicadas en forma de cuadrícula. El Doctor Antonio Creus propone que la distancia mínima de separación para evitar el deterioro del terreno como intercambiador térmico debe ser de como mínimo 5 metros [12], la herramienta MATLAB asocia este valor como límite inferior de la distribución, no obstante, la optimización consiste en ampliar al máximo la distancia entre perforaciones para paliar dicho efecto. Debido a las grandes dimensiones de la parcela disponible la herramienta ha diseñado una solución donde la separación entre perforaciones es superior a la doble recomendada, esta será tomada como la distribución válida a la hora de dimensionar la instalación hidráulica.

4.5. Dimensionamiento grupo de presión complementario

Se ha calcula la potencia necesaria para asegurar la circulación del agua por el intercambiador geotérmico. Para ello se ha dimensionado el recorrido donde las pérdidas de carga serán mayores, se han calculado dichas pérdidas de carga para cada tramo del circuito y a partir de estas se ha calculado la potencia necesaria de la bomba. Cabe destacar que al tratarse de un bucle cerrado no se ha tenido en cuenta el efecto de la altura manométrica de cada tramo.

El procedimiento para realizar el dimensionamiento es el siguiente:

1. Determinar el recorrido con mayor pérdida de carga y dividirlo en tramos
2. Determinar el caudal que circulará por cada tramo
3. Determinar el diámetro del tubo que formará cada tramo
4. Calcular la velocidad a la que circulará el agua en cada tramo

5. Determinar la pérdida de carga lineal para cada tramo
6. Determinar las pérdidas de carga puntuales
7. Calcular la longitud geométrica y la equivalente para cada tramo
8. Calcular la pérdida de carga total y calcular la potencia necesaria de la bomba

El esquema de recorrido más largo y por lo tanto con mayor pérdida de carga es el siguiente:

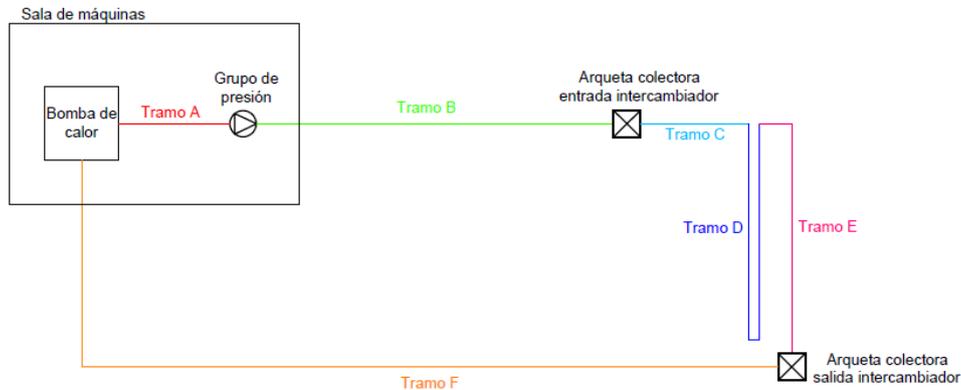


Ilustración 14 - Esquema de pérdidas de carga del bucle cerrado del intercambiador geotérmico

Los diferentes tramos hacen referencia a:

- Tramo A: canalización Bomba de Calor Geotérmica – Grupo de presión.
- Tramo B: captador horizontal (canalización Grupo de Presión – Arqueta Colectora entrada Intercambiador Geotérmico).
- Tramo C: canalización Arqueta Colectora entrada Intercambiador Geotérmico – Intercambiador geotérmico.
- Tramo D: Intercambiador geotérmico.
- Tramo E: canalización Intercambiador geotérmico - Arqueta Colectora salida Intercambiador Geotérmico.
- Tramo F: Captador horizontal (canalización Arqueta Colectora salida Intercambiador Geotérmico – Bomba de calor Geotérmica).

El caudal que circula por el sistema viene dado por la ficha técnica de la bomba de calor, se especifica que el caudal geotérmico máximo al que puede trabajar es de 34.100 [l/h], por lo tanto, desde la bomba de calor geotérmica hasta la arqueta colectora de la entrada del intercambiador y desde la arqueta colectora de la salida del intercambiador hasta la bomba de calor geotérmica el caudal será de 34.100 [l/h] (Tramos A, B y F). Se ha dimensionado a partir del caudal máximo de trabajo debido a que es el caso más desfavorable para la transferencia de calor en el intercambiador y el régimen con mayores pérdidas de carga. El caudal que circulará por cada tubo del intercambiador geotérmico será igual al caudal total dividido entre el número de perforaciones. El número óptimo de perforaciones es de 54, de esta forma el caudal que circulará por cada tubo será de 631,48 [l/h].

Las secciones de las canalizaciones vienen marcadas por las especificaciones dimensionales de la bomba de calor y de las arquetas colectoras. El diámetro de las tuberías de los tramos A, B y F viene fijado por las bridas de las conexiones de salida y entrada de la bomba de calor. En la ficha técnica de la bomba de calor se especifica que los diámetros de entrada y salida a la bomba

de calor son de $2''^{1/2}$, que equivale a 63 mm de diámetro interior, por lo tanto, en los tramos A, B y F el diámetro interior de los tubos será de 63 cm.

La conducción escogida para conformar el intercambiador es tubo PEX de 32 mm de diámetro interior y 38mm de diámetro exterior (normalmente los fabricantes disponen de tubos de 32 o 40 mm de diámetro interior). Así pues, tanto en el intercambiador como la canalización entre las diferentes arquetas colectoras y el intercambiador, tramos C, D y E, el diámetro interior de la canalización será de 32mm.

Para asegurar el correcto funcionamiento del intercambiador geotérmico se debe comprobar que la velocidad a la que circula el agua por dentro del bucle debe ser inferior a los 10 [m/s] para evitar ruidos y vibraciones. A partir del caudal y el diámetro interior de la canalización se puede obtener la velocidad de circulación mediante la siguiente ecuación:

$$v = \frac{Q}{\pi \left(\frac{d_i}{2}\right)^2 \cdot 3600 \cdot 1000} \quad (20)$$

Donde:

- v : velocidad del fluido dentro de la canalización [m/s]
- Q : caudal del fluido que circula por la canalización [l/h]
- d_i : diámetro interior de la canalización [m]

Los resultados obtenidos muestran que la velocidad máxima se dará en los tramos A, B y F con un valor de 3,03 [m/s], dicho valor se encuentra es inferior al valor máximo impuesto, por lo tanto, se dará por válido el dimensionamiento de las canalizaciones.

A continuación, se procede a determinar la pérdida de carga lineal por metro en cada tramo. Dicha pérdida de carga viene dada por el fabricante, de forma que en función del caudal que circula por la canalización y su diámetro interior el fabricante facilita las pérdidas de carga en metros de columna de agua por metro. Para los tramos A, B y F con diámetro interior de 63mm y caudal de 34.100 [l/h] la pérdida de carga será de 0,052 [m.c.a./m], mientras que para los tramos C, D y F al tener un caudal de 631,48 [l/h] y diámetro interior de 32mm la pérdida de carga será de 0,004 [m.c.a./m].

Las pérdidas de carga puntuales vienen especificadas por el fabricante, los elementos que generaran pérdidas de carga puntuales son la bomba de calor, los elementos de regulación y las dos arquetas colectoras. Para la bomba de calor serán 4,07 [m.c.a.], para el conjunto de elementos de regulación hidráulica serán 3,96 [m.c.a.], y para las arquetas colectoras será 0,1 [m.c.a.].

Las longitudes de cada tramo se adjuntan en Anexo I. La longitud equivalente representa el incremento en la longitud lineal que debería tener cada tramo en función de los elementos singulares que posee, como codos, válvulas, bifurcaciones, etc. El cálculo de esta longitud equivalente se puede prescindir si se cuentan uno a uno cada elemento singular y se suma a las pérdidas de carga lineales.

No obstante, a la hora de construir la instalación el difícil conocer el número exacto de elementos singulares de los que dispondrá cada tramo, por eso en el CTE-HS4 se especifica que se pueden obviar todos estos elementos singulares calculando una longitud equivalente que supondrá un incremento de entre un 20% y un 30% de la longitud geométrica, por lo tanto, la

longitud equivalente se calculará como un incremento del 30% de la longitud geométrica.

Finalmente se calcularán las pérdidas de carga totales J para cada tramo en [m.c.a] multiplicando la longitud equivalente por su respectiva pérdida de carga lineal y sumando al resultado las pérdidas de cargas puntuales. La pérdida de carga total del bucle será la suma de las pérdidas de todos los tramos. El valor obtenido es de 11,43 [m.c.a.].

La potencia necesaria del grupo de presión se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q \cdot J_{tot} \cdot 0.75}{3600 \cdot \eta \cdot 75} \cdot \gamma \quad (21)$$

Donde:

- P : Potencia del grupo de presión [kW]
- Q : Caudal que circulará por la bomba [l/h]
- J_{tot} : Pérdidas de carga totales [m.c.a]
- η : Rendimiento mecánico de la bomba
- γ : peso específico del agua [kg/l]

El rendimiento mecánico de la bomba viene dado por el fabricante y será de 0,8, el peso específico del agua es de 1 [kg/l], obteniendo así una potencia del grupo de presión de 3,65 [kW].

Para la selección del grupo de presión se escogerá una bomba con potencia nominal superior a 3,65 [kW] o una que con un caudal de trabajo de 34.100 [l/h] entregue una altura manométrica de 35 [m.c.a.].

4.6. Estudio de impacto ambiental

El procedimiento de evaluación ambiental de proyectos, planes y programas garantiza la prevención de impactos ambientales negativos, previa valoración de la mejor entre diferentes alternativas, incluida la alternativa cero, y el establecimiento de mecanismos de prevención, corrección o compensación, por lo que es un instrumento fundamental para la protección del medioambiente, el bienestar de ciudadano y la salud, de manera compatible con el desarrollo económico y social.

En la Ley 12/2016 se especifican que tipo de proyectos son los que están obligado a realizar esta evaluación medioambiental y cuales son la pautas a seguir y las medidas correctoras, en los anexos I y II de esta ley se distingue entre los diferentes tipos de proyectos y asigna los que deben cumplir dicha ley.

En el Anexo I, donde se indican los proyectos que deben ser sometidos a evaluación de impacto ambiental ordinaria, en el Grupo 2 punto 4 se especifica textualmente:

“4. Perforaciones profundas, entendiéndose como tales las superiores a 400 m, excepto las perforaciones para investigar la estabilidad de los suelos, en particular:

a) Perforaciones geotérmicas “

De la misma forma en el Anexo I Grupo 2 punto 6 se cita textualmente: *“6. Los proyectos que consistan en hacer perforaciones para la exploración, la investigación o la explotación de hidrocarburos, el almacenamiento de CO₂, el almacenamiento de gas y*

5. Presupuesto

Para el cálculo del presupuesto se ha utilizado el generador de precios Arquímedes del paquete software CYPE, el cual se especifica tanto el coste del material utilizado y de la mano de obra asociada para su instalación y puesta en servicio.

El presupuesto se ha dividido en los tres sistemas que componen la instalación: intercambiador geotérmico, bomba de calor geotérmica y el grupo de presión. A su vez cada sistema se ha subdividido en las diferentes partes y en cada parte se han especificado cada uno de los componentes que la conforman en forma de partidas.

Mediante un documento de Excel se ha diseñado una hoja de cálculo para cada una de las partes de los tres sistemas. En estas hojas de cálculo se dividen los costes en materiales y en mano de obra, esto se refleja en la primera columna con el título de “Código”, donde las partidas que empiezan por “mt” hacen referencia a materiales mientras que las que empiezan por “mo” hacen referencia al coste de la maniobra. En la siguiente columna “Unidad” se especifican las unidades en las que se mide cada partida, metros, horas, unidades etc. En la tercera, “Materiales”, se expone una breve descripción de las características del material o mano de obra. En las últimas tres columnas se calculan los costes de cada partida, en la primera referenciada como “Rendimiento” se especifica la cantidad de cada partida que se necesita para formar una unidad de la parte. En la columna de “Precio unitario” como su nombre indica se especifica el precio por unidad de material o por hora de mano de obra. Por último, en la columna “Importe” se muestra el resultado del producto entre las dos últimas columnas mostrando así el coste final de cada partida.

El coste total de cada parte se calcula sumando el coste de todas las partidas. De la misma forma el coste final de cada sistema se calcula sumando los costes de todas las partes que lo forman, por último, el coste total de la instalación es la suma de los costes de todos los sistemas.

A continuación, se expone el presupuesto dividido en sistemas y finalmente se muestra el presupuesto total de la instalación.

5.1. Presupuesto del intercambiador geotérmico

El sistema intercambiador geotérmico se compone de las siguientes partes:

- Sonda geotérmica
- Captador geotérmico horizontal
- Arquetas colectoras
- Canalización arqueta-sonda

5.1.1. Sonda geotérmica

La sonda geotérmica la conforma el tubo que se introduce dentro de los pozos donde se realiza el intercambio de calor con el terreno. Su coste se calcula por unidad. El cuerpo de la sonda está formado por un tubo de polietileno de alta densidad de diámetro interior de 32mm con su respectivo pie en forma de V.



Ilustración 16 - Sonda geotérmica vertical con pie en V [14]

Para asegurar un perfecto contacto entre los tubos y el terreno, el espacio que queda entre la sonda geotérmica y la perforación realizada se rellena con un material altamente conductor fundamentalmente compuesto por bentonita, arena de sílice y cemento. Este mortero se introduce dentro de la perforación mediante el tubo de inyección. Este se trata de un tubo de polietileno de 25 mm de diámetro exterior.



Ilustración 17 - Tubo de inyección [14]

Por último, cada 7 metros se deben introducir unas piezas llamadas separadores que se encargarán de mantener la distancia entre el tubo de subida y el de bajada de la sonda, así como asegurar que no se enrede la sonda con el tubo inyector. Las bocas de los costados son de 32mm de diámetro y es donde van acoplados los tubos de la sonda, dispone de un orificio circular central de 45mm de diámetro donde se introduce el tubo de inyección.



Ilustración 18 – Distanciator [14]

Para la instalación serán necesarios un oficial de primera calefactor y un ayudante calefactor, con un tiempo estimado de 2,77 horas por sonda. En la siguiente tabla se observan los costes desglosados.

Tabla 7 - Presupuesto intercambiador de calor

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt37sge025ah	Ud	Sonda geotérmica para instalación vertical, de 115 m de longitud y 96 mm de diámetro, formada por un tubo de polietileno de alta densidad (PE 100) de 32 mm de diámetro y 2,9 mm de espesor, SDR11, y un pie con forma de V, al que se sueldan los tubos, peso de la sonda 272,25 kg, temperatura de trabajo entre -20°C y 30°C, suministrada en rollos.	1,00	486,50	486,50
mt37sge030a	m	Tubo de inyección, de polietileno de alta densidad (PEAD/HDPE), de 25 mm de diámetro exterior y 2,3 mm de espesor, para relleno de sonda geotérmica vertical	112,00	1,24	138,88
mt37sge060a	Ud	Distanciator para tubos, 2x32 mm, con orificio central de 45 mm de diámetro para guiado del tubo de inyección, para sonda geotérmica vertical.	16,00	4,40	70,40
mt08var100a	kg	Mortero preparado de bentonita y cemento, de conductividad térmica mínima 2,35 W/(mK), baja permeabilidad al agua, resistente a heladas, densidad 1800 kg/m ³ , resistencia mecánica a compresión 10 N/mm ² , para inyección y relleno de sonda geotérmica vertical.	1.980,00	0,70	1.386,00
Mano de Obra					
mo004	h	Oficial 1ª calefactor	2,78	19,11	53,07
mo103	h	Ayudante calefactor	2,78	17,50	48,60
				Total unitario (€)	2.183,45

5.1.2. Captador geotérmico horizontal

El captador geotérmico horizontal se encarga de distribuir el agua proveniente de la bomba de

calor en las diferentes arquetas colectoras de entrada y a su vez se encarga de recoger toda el agua proveniente de las arquetas colectoras de salida para conducirla a la bomba de calor de nuevo.

Para su instalación se debe realizar una excavación, introducir el tubo y luego introducir arena para rellenar la excavación. El tubo será de polietileno con un diámetro interior de 63mm mientras que el relleno se tratará de arena de 0 a 5 mm de diámetro. Para suponer el coste de los complementos de las canalizaciones se ha incrementado un 10% el coste del material.

En cuanto a la mano de obra serán necesarios un oficial de primera calefactor y un ayudante de calefactor.

Su coste se calcula por metro de colector instalado. En la siguiente tabla se muestran desglosados los costes.

Tabla 8 - Presupuesto captador geotérmico horizontal

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt01ara010	m ³	Arena de 0 a 5 mm de diámetro	0,2	12,02	2,404
mt37tpa100fc	m	Tubo de polietileno PE 100, de 63 mm de diámetro exterior y 5,8 mm de espesor, SDR11, PN=16 atm, según UNE-EN 12201-2, con el precio incrementado el 10% en concepto de accesorios y piezas especiales.	2	7	14,00
Mano de Obra					
mo004	h	Oficial 1ª calefactor	0,182	19,11	3,47802
mo103	h	Ayudante calefactor	0,182	17,5	3,185
				Total unitario (€)	23,06

5.1.3. Arquetas colectoras

Las arquetas colectoras se encargan de distribuir el agua proveniente del captador horizontal en las diferentes sondas geotérmicas. Dentro de la misma arqueta viene instalado el colector de forma que para la instalación solo se debe realizar una excavación, introducir la arqueta y rellenar el espacio sobrante con hormigón. Por lo tanto, en los costes de materiales se contabilizará el precio de la arqueta colectora y el precio de mortero usado para rellenar. Cada arqueta colectora dispone de una conexión de entrada de 63mm y de cinco conexiones de salida de 32mm.

Para la mano de obra serán necesarios un oficial de primera de construcción, un peón de construcción y un oficial de primera fontanero.

Su coste final se calcula por unidad, en la siguiente tabla se muestra el desglose de costes.

Tabla 9 - Presupuesto arquetas colectoras

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt10hmf010Mm	m³	Hormigón HM-20/B/20/l, fabricado en central.	0,252	73,13	18,42876
mt38arg020i	Ud	Arqueta para la conexión de sondas geotérmicas, de polietileno (PE), dimensiones exteriores 1000x800x1150 mm, con tapa, conexiones de 63 mm de diámetro y 5,8 mm de espesor con la bomba de calor geotérmica y de 32 mm de diámetro y 2,9 mm de espesor con las sondas geotérmicas, para 5 circuitos, de 57,6 kg, con colector formado por módulo de impulsión y módulo de retorno, de 40 mm de diámetro, con caudalímetro para cada circuito, llave de corte en cada módulo y purgador de aire	1	2.995,2	2.995,2
Mano de Obra					
mo020	h	Oficial 1ª construcción	0,808	18,56	14,99648
mo113	h	Peón ordinario construcción.	0,565	17,28	9,7632
mo008	h	Oficial 1ª fontanero.	0,263	19,11	5,02593
				Total unitario (€)	3.038,38

5.1.4. Canalización arqueta colectora – sonda geotérmica

Por último, la canalización que unirá las arquetas colectoras con las sondas geotérmica se tratará de un tubo de polietileno de 32mm de diámetro interior. Para su instalación serán necesarios un oficial de primera calefactor y un ayudante de calefactor. Para suponer el coste de los complementos de las canalizaciones se ha incrementado un 10% el coste del material.

Su coste se contabilizará por metros, en la siguiente tabla se muestran desglosados todos los costes.

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt37tpa100cc	m	Tubo de polietileno PE 100, de 32 mm de diámetro exterior y 3 mm de espesor, SDR11, PN=16 atm, según UNE-EN 12201-2, con el precio incrementado el 10% en concepto de accesorios y piezas especiales.	1	1,85	1,85
Mano de Obra					
mo004	h	Oficial 1ª calefactor.	0,061	19,11	1,16571

mo103	h	Ayudante calefactor	0,061	17,5	1,0675
				Total unitario (€)	4,08

5.2. Presupuesto de la bomba de calor geotérmica

Para la realización del presupuesto de la bomba geotérmica se ha escogida una similar a la utilizada para realizar los cálculos del dimensionamiento de intercambiador, ya que no ha sido posible encontrar el presupuesto de la bomba de calor seleccionada debido a que la empresa fabricante hace los presupuestos a medida para cada obra.

Debido a las vibraciones que genera la bomba de calor se deben instalar manguitos antivibración en las conexiones de la entrada y la salida para evitar que dichas vibraciones fracturen las canalizaciones o provoquen rupturas del grupo de presión.



Ilustración 19 - Bomba de calor geotérmica. Fuente: ficha técnica de la bomba de calor

Para su instalación serán necesarios un oficial de primera instalador de climatización y un ayudante de instalador de climatización.

El coste total será por unidad y como es evidente el sistema solo dispondrá de una bomba de calor. En la siguiente tabla se desglosan los costes.

Tabla 10 - Presupuesto de la bomba de calor geotérmica

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt42bcg025e	Ud	Unidad agua-agua bomba de calor reversible, geotérmica, alimentación trifásica a 400 V, potencia calorífica nominal 182 kW (temperatura de entrada del agua al condensador 40°C, temperatura de salida del agua del condensador 45°C, temperatura de entrada del agua al evaporador 12°C, temperatura de salida del agua del evaporador 7°C) (COP 4,41), potencia frigorífica nominal 166,3 kW (temperatura de entrada del agua al evaporador 12°C, temperatura de salida del agua del evaporador 7°C, temperatura de entrada del agua al condensador 30°C, temperatura de salida del agua del condensador 35°C) (EER 4,84), potencia sonora 73 dBA, dimensiones 1201x883x1492 mm, peso 622 kg, para gas R-410A, con carrocería y paneles de chapa de acero galvanizado, compresores herméticos de tipo scroll, soportes antivibratorios, intercambiadores de placas soldadas de acero inoxidable AISI 316 con aislamiento térmico, válvula de expansión termostática, elementos de seguridad de alta y baja presión del refrigerante, válvulas de seguridad en el circuito frigorífico, sondas de temperatura, transductor de presión, controlador de caudal de agua, cuadro eléctrico y módulo electrónico de control.	1	71.589,3	71.589,3
mt37www050g	Ud	Manguito antivibración, de goma, con rosca de 63mm, para una presión máxima de trabajo de 10 bar.	4	28,4	113,6
mt42www050	Ud	Termómetro bimetálico, diámetro de esfera de 100 mm, con toma vertical, con vaina de 1/2", escala de temperatura de 0 a 120°C	2	21	42
mt37sve010g	Ud	Válvula de esfera de latón niquelado para roscar de 63mm	4	36,66	146,64
Mano de Obra					
mo005	h	Oficial 1ª instalador de climatización.	19,333	19,11	369,45363
mo104	h	Ayudante instalador de climatización	19,333	17,5	338,3275
				Total unitario (€)	72.599,32

5.3. Presupuesto del grupo de presión

El grupo de presión estará conformado por tres bombas centrífugas, donde dos trabajaran continuamente mientras que una se utilizará como reserva. Para paliar el efecto del cambio de volumen con el cambio de temperatura del agua se instalará un depósito de expansión de 8 litros.

Como se ha comentado con la bomba de calor se deberán instalar manguitos anti vibratorios para atenuar el efecto de las vibraciones generadas por las bombas del grupo de presión. Para el conexionado de todas las tuberías se ha añadido un coste extra.



Ilustración 20 - Grupo de presión [15]

El coste total del grupo de presión será unitario, en la siguiente tabla se desglosa el presupuesto.

Tabla 11 - Presupuesto grupo de presión

Código	Unidad	Materiales	Rendimiento	Unitario (€)	Importe (€)
Materiales					
mt37bcw197atga	Ud	Grupo de presión, formado por 3 bombas centrífugas electrónicas de 8 etapas, verticales, con rodetes, difusores y todas las piezas en contacto con el medio de impulsión de acero inoxidable, conexión en aspiración de 63mm conexión en impulsión de 63mm, cierre mecánico independiente del sentido de giro, unidad de regulación electrónica para la regulación y conmutación de todas las bombas instaladas con variador de frecuencia integrado, con pantalla LCD para indicación de los estados de trabajo y de la presión actual y botón monomando para la introducción de la presión nominal y de todos los parámetros, memoria para historiales de trabajo y de fallos e interface para integración en sistemas GTC, motores de rotor seco con una potencia nominal total de 16,5 kW, 3770 r.p.m. nominales, alimentación trifásica (400V/50Hz), con protección térmica integrada y contra marcha en seco, protección IP55, aislamiento clase F, vaso de expansión de membrana de 12 l, válvulas de corte y antirretorno, presostato, manómetro, sensor de presión, bancada, colectores de acero inoxidable	1	28.567,50	28.567,5

mt37www050h	Ud	Manguito antivibración, de goma, con rosca de 63mm, para una presión máxima de trabajo de 10 bar	1	36,08	36,08
mt37www010	Ud	Material auxiliar para instalaciones de fontanería.	1	1,4	1,4
Mano de Obra					
mo008	h	Oficial 1ª fontanero.	8,163	19,11	155,99493
mo107	h	Ayudante fontanero	4,081	17,5	71,4175
				Total unitario (€)	28.832,39

5.4. Presupuesto total

Una vez determinados todos los costes unitarios de los sistemas que conforman la instalación se ha diseñado una nueva hoja de cálculo con el mismo formato que las anteriores. En esta se indican los diferentes sistemas en la columna “Sistema”, se desglosan las diferentes partes que conforman cada sistema en la columna “Partes”, las unidades en las que se miden los costes de cada parte en la columna “Unidad”, la cantidad de cada tipo de partes que conforman el sistema en la columna “Cantidad”, el coste unitario de cada parte en la columna “Precio unitario”, el coste total de las partes en la columna “Precio total”, el coste total de cada sistema en la columna “Precio sistema” y finalmente el coste total de la instalación.

El número de sondas geotérmicas es el mismo que el número de perforaciones, por lo tanto, ascenderá a un total de 54, La longitud de captador geotérmico horizontal es de 298 metros teniendo en cuenta la salida y la entrada del intercambiador, Las arquetas colectoras tienen conexiones para 5 sondas por lo tanto serán necesarias 22, la longitud total de la canalización entre las sondas y los captadores horizontales es de 3.982 metros.

En la siguiente tabla se desglosan los presupuestos totales de cada sistema y el presupuesto total de la instalación.

Tabla 12 - Presupuesto global

Sistema	Parte	Unidad	Cantidad	Precio unitario (€)	Precio total (€)	Precio sistema (€)
Intercambiador geotérmico	Sonda geotérmica	Ud	54	2.183,44597	117.906,0824	
	Captador geotérmico horizontal	m	298	23,06702	6.873,97196	
	Arquetas colectoras	Ud	22	3.038,38844	66.844,54568	
	Canalización arqueta-sonda	m	3982	4,08321	16.259,34222	
						207.883,9422
Bomba de calor geotérmica	Bomba de calor geotérmica	Ud	1	72.599,32113	72.599,32113	

						72.599,32113
Grupo de presión	Grupo de presión	Ud	1	28.832,39243	28.832,39243	
						28.832,39243
					Total (€)	309.315,65

De forma indirecta tanto la ejecución de la obra como el proyecto acarrearán una serie de costes indirectos que no aparecen plasmados en el presupuesto, estos costes se conocen como costes indirectos de operación, hacen referencia a todo el material administrativo empleado como fotocopias, etc. desplazamientos, el coste de todas las líneas móviles usadas durante la obra, salarios de administración, etc. Para asumir todos estos costes dentro del presupuesto final del proyecto se aplica un incremento del 13% al precio final de la obra referenciado como “Costes indirectos de operación”.

La empresa con la que se realizó la colaboración del presente proyecto aplica un incremento del 19% al presupuesto final a modo de beneficio industrial, este valor varía en función del tipo de proyecto y la empresa que lo realiza. Se fija al redactar el proyecto, en ocasiones supone pérdidas y en otras ganancias en función de las circunstancias imprevistas que afectan a la puesta en servicio.

Por último, se debe aplicar un incremento del 21 % sobre el presupuesto final una vez añadidos los costes indirectos para hacer frente al Impuesto al Valor Agregado (IVA). Aplicando todos los costes indirectos mencionados, la factura final asciende 494.038,95 € como se observa en la tabla 12.

Tabla 13 - Factura final instalación geotérmica

Servicios facturados	Importe
Presupuesto proyecto	309.315,65 €
Costes indirectos de operación (13 %)	40.211,03 €
Beneficio industrial (19%)	58.769,97 €
Base imponible	408.296,65 €
IVA 21%	85.742,29 €
TOTAL	494.038,95€

CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

La redacción de un proyecto a nivel académico frente a un proyecto destinado a una instalación real es difícilmente comparable. A nivel académico se valoran las descripciones densas de conceptos y la explicación paso a paso de todos los cálculos realizados, mientras que en la vida real los proyectos adquieren un modelo tipo que se repite una y otra vez basando su redacción en la simple repetición de los mismos conceptos adaptados a diferentes condiciones de contorno.

El desarrollo de este trabajo ha intentado ceñirse al máximo posible a la redacción profesional de proyectos sin dejar de lado el ámbito académico en el que se está proyectando. Es por esto por lo que se ha descrito con la mayor claridad posible cada uno de los pasos y cálculos realizados, pero sin dejar de tener en cuenta que todos los proyectos en la vida real se ven claramente pautados por los marcos legales, económicos y de entorno.

Una frase recurrente en las facultades de arquitectura dice: *“Los proyectos nunca se acaban, no dormir la noche antes de entregarlo es obligatorio”*. Con esto pretendo decir que la investigación de un método preciso para dimensionar intercambiadores geotérmicos no finaliza, ni mucho menos, con este proyecto. El programa diseñado se puede optimizar de mil maneras diferentes y al tratar con tantas variables diferentes, para cada una de ellas se pueden buscar métodos de optimización cada vez más cercanos a comportamiento reales.

Para la penalización por la distribución de las excavaciones dentro del área disponible t_p existe todo un estudio y un proceso iterativo con tal de ajustarla al comportamiento real, en este proyecto tan solo se ha escogido un valor propuesto por la ASRHRAE como genérico.

Por otra parte, en este proyecto se ha considerado como constante tanto la temperatura del subsuelo, así como las propiedades térmicas de este, para mejorar la precisión de los resultados se debería dimensionar una base de datos con las propiedades y temperatura del terreno a medida que aumenta la profundidad.

Otro ejemplo consiste en la temperatura del fluido dentro del intercambiador, en este proyecto se ha considerado una temperatura de entrada y una de salida del intercambiador, no obstante, dicha temperatura varía gradualmente dentro del intercambiador y con ella varía la transferencia de calor, por lo tanto, considerar que la transferencia de calor a lo largo del intercambiador es constante dista del comportamiento real del intercambiador.

Todo esto son ejemplos de posibles mejoras para el método de cálculo de este proyecto, cabe destacar que existen muchas más. No solo a nivel del intercambiador, también hay muchos otros factores a optimizar, como por ejemplo aislar mejor el edificio para reducir las cargas térmicas, o a nivel ecológico intentar obtener la electricidad consumida por el sistema mediante energías renovables como la solar o la eólica para construir un sistema totalmente autosuficiente y ecológico.

La conclusión es que los proyectos de la vida real distan de los académicos y que por suerte o por desgracia los resultados obtenidos siempre se pueden mejorar mediante el esfuerzo la investigación y la inversión del máximo tiempo posible.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] I. y C. Ministerio de Economía, “Los yacimientos geotérmicos.” [Online]. Available: http://www.igme.es/Geotermia/Los_yacimientos_geot%EA9rmicos.htm.
- [2] CARLOS LÓPEZ JIMENO, “EL SUBSUELO COMO FUENTE DE ENERGÍA. INSTALACIONES GEOTÉRMICAS,” 2007. [Online]. Available: http://aetess.com/wp-content/uploads/Carlos_Lopez_Jimeno_GEOTERMIA.pdf.
- [3] Idoia Arnabat, “Sistemas de refrigeración aire acondicionado: compresión y absorción,” 2007. [Online]. Available: <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado/aire-instalaciones-componentes/sistemas-de-refrigeracion-compresion-absorcion.html>.
- [4] Wikipedia, “Bomba de calor.” [Online]. Available: https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_de_calor.
- [5] Geotermia Vertical, “Bomba de calor geotérmica.” [Online]. Available: <https://www.geotermiavertical.es/bomba-calor-geotermica/>.
- [6] S. Kavanaugh and R. K., *Geothermal Heating and Cooling: Design of ground source heat pump systems*. 2014.
- [7] H. S. Carslaw and J. C. Jaeger, *Conduction of heat in solids*. 1947.
- [8] Ingersoll L.R., Zobel O.J., and Ingersoll A.C., *Heat Conduction With Engineering, Geological, and Other Applications*. 1954.
- [9] Remund C.P., “Borehole thermal resistance: Laboratory and field studies,” in *Conference: ASHRAE Winter Meeting, Chicago, IL (US), 01/23/1999–01/27/1999*, 1999.
- [10] S. Kavanaugh and R. K., *GEOTHERMAL HEATING AND COOLING: DESIGN OF GROUND-SOURCE HEAT PUMP SYSTEMS*. .
- [11] S. Kavanaugh, *Determining thermal resistance: Ground heat exchangers*. 2010.
- [12] Antonio Creus Solé, *Energía Geotérmica de Baja Temperatura*, Can pina S. 2008.
- [13] Govern de les Illes Balears (GOIB), “Espacios naturales protegidos.” [Online]. Available: https://www.caib.es/sites/espaisnaturalsprotegits/es/definicion_y_figuras-21475/.
- [14] C. I. S.A., “Instalaciones - Calefacción, climatización y ACS - Geotermia.” [Online]. Available: http://www.generadordeprecios.info/obra_nueva/Instalaciones/IC_Calefaccion_climatizacion_y_A/Geotermia/Sonda_geotermica_vertical.html.
- [15] THV Bombas, “Servicios THV Bombas.” [Online]. Available: http://www.thvbombas.com/servicios_bombas_mantenimiento_grupos_de_presion_24_horas_valladolid_thv_bombas.php.

ANEXO I. CÁLCULO DE PÉRDIDA DE CARGA EN EL INTERCAMBIADOR GEOTÉRMICO

Tramo	Q [l/h]	D [mm]	v [m/s]	J [m.c.a/m]	j puntuales [m.c.a]	L. geom. [m]	L. equiv. [m]	J [m.c.a]	Pi [m.c.a]	Pf [m.c.a]
A	34.100,00	63,00	3,04	0,05	3,96	3,00	3,90	4,16	0,00	-4,16
B	34.100,00	63,00	3,04	0,05	0,10	118,50	154,05	8,11	-4,16	-12,27
C	631,48	32,00	0,22	0,00	0,00	58,00	75,40	0,30	-12,27	-12,58
D	631,48	32,00	0,22	0,00	0,00	230,00	299,00	1,20	-12,58	-13,77
E	631,48	32,00	0,22	0,00	0,10	58,00	75,40	0,40	-13,77	-14,17
F	34.100,00	63,00	3,04	0,05	4,07	186,50	242,45	16,68	-14,17	-30,85
Grupo presión [kW]		3,65								

ANEXO II. CÓDIGO DE LA HERRAMIENTA MATLAB

```

function [hObject, handles]=length_pipe_iter(hObject, handles)
handles.output = hObject;
%-----
% Inicializa las variables para el calculo de q_anual
%-----
cond_termicas=[];
cond_termicas.q_c = -154.22128;    % Pérdida por refrigeración(kW) negativo al
                                   % ser calor que se cede al suelo)
cond_termicas.q_h = 97.85;        % Cálculo de pérdidas por calefacción(kW)
cond_termicas.EER = 4.8;         % COP de refrigeración
cond_termicas.COP_h = 4.42;      % COP de calefacción
cond_termicas.EFLH_c = 1082;     % EFLH de calefacción (h)
cond_termicas.EFLH_h = 0;        % EFLH (h)
%-----
% Inicializa las variables para el cálculo de la resistividad del terreno
%-----
terreno=[];
terreno.alpha = 0.08;            % Difusividad del terreno (m2/dia)
terreno.tau_1 = 7300;            % Pulso anual
terreno.tau_2 = 30;              % Pulso mensual
terreno.tau_3 = 0.167;          % Pulso diario
terreno.D_b = 0.125;            % Diámetro del pozo (m)
terreno.k_g = 2;                % Conductividad del terreno (W/m*K)
%-----
% Inicializa las variables para calcular la resistividad de pozo
%-----
borehole=[];
borehole.D_i = 0.032 ;          % Diametro interior del pipe (m)
borehole.D_o = 0.038 ;          % Diametro exterior del pipe (m)
borehole.k_p = 1.2;             % Conductividad pipe (W/m*K)
borehole.k_w = 2;               % Conductividad del suelo (W/m*K)
borehole.Q_a = 0.0095;          % Caudal de agua dentro de tubo (m3/s)
borehole.mu = 0.001002;         % Viscosidad dinámica fluido (N*s/m2)
borehole.ro = 1000;             % Densidad del fluido (kg/m3)
borehole.C_p = 4178;            % Calor específico del fluido (J/Kg*K)
borehole.n = 0.33;              % Coeficiente que depende del uso : n=0,4 para
fluido caliente y n=0.33 para fluido frio
borehole.B_0 = 17.44;           % Coeficiente de disposición de pipes dentro de
borehole 1
borehole.B_1 = -0.9447;         % Coeficiente de disposición de pipes dentro de
borehole 2
borehole.D_b = 0.125;           % Diámetro borehole (m)
borehole.k_b = 1.4;             % Conductividad del relleno del borehole (W/m*K)
%-----
% Inicializa resto de parámetros
%-----
entorno=[];
entorno.PLF_m = 0.31 ;          % Part Load Factor, factor penalizador en función
del mes que sedimensiona
entorno.Fsc = 1.01;             % Factor de aoplamiento entre el pipe de subida y
el de bajada
entorno.T_g = 18 ;              % Temperatura media anual del suelo (°C)
entorno.AT = -0.5 ;             % Penalización por la variación de temperatura del
suelo con los años (°C)
entorno.T_e_p = 12 ;           % Temperatura entrada pipe (°C)

```

```

entorno.T_s_p = 7; % Temperatura salida pipe (°C)
distribucion=[];
distribucion.amp = 130;
distribucion.long = 55;
%-----
% Calculo del calor intercambiado con el suelo anualmente
% Si q_a > 0 se cede más calor al suelo del que se absorve
% -----
[cond_intercambiador] = q_anual(cond_termicas); ✓
% Cálculo de calor intercambiado con el suelo anualmente (kW)
%-----
% Calcula las diferentes resistividades del suelo en funcion de los pulsos
% temporales utilizando Fourier
%-----
[resiv_terreno] = resitiv_terreno_v02 (terreno); ✓
% Resistividades térmicas del terreno (m*K/W)
%-----
% Calcula la resistividad del borehole a partir
% de la convección del fluido dentro del pipe, la conducción en
% lasparedesdel pipa y la conducción del relleno del borehole
%-----
R_b = resiv_borehole (borehole); ✓
% Conductividad del borehole (m*K/W)
%-----
% Calcula la longitud de pipe para refrigeración y calefacción, las
% compara y devuelve la más larga
%-----
L_c = length_pipe_cooling ( cond_intercambiador , resiv_terreno , R_b , entorno ); ✓
% Longitud intercambiador para refrigeración (m)
L_h = length_pipe_heating ( cond_intercambiador , resiv_terreno , R_b , entorno ) ; ✓
% Longitud intercambiador para calefacción (m)
%-----
%Compara el valor de la longitud de tubo en el caso de verano y en el caso de
%invierno y escoge el más desfavorable
%-----
if L_c > L_h
    distribucion.longitud_intercambiador = L_c;
else
    distribucion.longitud_intercambiador = L_h;
end
%-----
% A partir de la longitud del intercambiador, se fija un valor de
% profundidad, el mínimo posible.
%Calcula el radio máximo que puede haber entre los pozos en funcion de la
%superficie disponible
%Dibuja una cuadrícula con la situación de los pozos
%devuelve un array (intercambiador) donde el primer valor es la profundidad de ✓
los pozos, el
%segundo el número de pozos y el tercero el radio de separacion entre cada
%uno.
%-----
[intercambiador_array] = radio_maximo_v01 (distribucion);
%intercambiador=[];
distribucion.prof = intercambiador_array(1);
intercambiador.r = intercambiador_array(3);

```

```

intercambiador.n = intercambiador_array(2);
%-----
%dibuja la distribucion de los pozos
%-----
[mat_pos, hObject, handles] = creador_matrices_v2 (intercambiador, distribucion,
hObject, handles);
%-----
% Calcula presupuesto
%-----
coste.presupuesto = 494038.95;
[presupuesto] = generador_presupuesto_v3 (coste );
%-----
%Iteramos con elcaudal dentro del tubo Q_a
% En la primera iteración coge el valor del numero de tubos del primer
% calculo, con este se calcula un nuevo caudal de agua que circula por los
% pipe y recalcula la longitud del intercambiador, así sucesivamente hasta
% que la diferencia entre los dos calculos es igual a 0
%-----
dif=1;
while dif ~= 0
    n = intercambiador.n;
    borehole.Q_a = (0.0095/n);
    R_b = resiv_borehole (borehole);
% Temperatura salida pipe (°C)
    L_c = length_pipe_cooling ( cond_intercambiador , resiv_terreno , R_b , entorno );
    L_h = length_pipe_heating ( cond_intercambiador , resiv_terreno , R_b , entorno );
;
    if L_c > L_h
        distribucion.longitud_intercambiador = L_c;
    else
        distribucion.longitud_intercambiador = L_h;
    end
    [intercambiador_array] = radio_maximo_v01 (distribucion);
    distribucion.prof = intercambiador_array(1);
    intercambiador.r = intercambiador_array(3);
    intercambiador.n = intercambiador_array(2);
    [mat_pos, hObject, handles] = creador_matrices_v2 (intercambiador, distribucion,
hObject, handles);
    [presupuesto] = generador_presupuesto_v3 (coste );
    dif = n - intercambiador.n;
end
set(handles.l_heat_exchanger, 'String', ThousandSep(distribucion.
longitud_intercambiador));
set(handles.text_sondas, 'String', num2str(intercambiador.n, '%10.0f\n'))
set(handles.text_prof, 'String', num2str(distribucion.prof, '%10.1f\n'))
set(handles.text_euro, 'String', ThousandSep(presupuesto))
end
function out = ThousandSep(in)
%THOUSANDSEP adds thousands Separators to a 1x1 array.
% Example:
% ThousandSep(1234567)
import java.text.*
v = DecimalFormat;
out = char(v.format(in));
end

```



```
function varargout = TAO_GEOTHERMAL(varargin)
% TAO_GEOTHERMAL MATLAB code for TAO_GEOTHERMAL.fig
%   TAO_GEOTHERMAL, by itself, creates a new TAO_GEOTHERMAL or raises the existing
%   singleton*.
%
%   H = TAO_GEOTHERMAL returns the handle to a new TAO_GEOTHERMAL or the handle to
%   the existing singleton*.
%
%   TAO_GEOTHERMAL('CALLBACK',hObject,eventData,handles,...) calls the local
%   function named CALLBACK in TAO_GEOTHERMAL.M with the given input arguments.
%
%   TAO_GEOTHERMAL('Property','Value',...) creates a new TAO_GEOTHERMAL or raises
the
%   existing singleton*. Starting from the left, property value pairs are
%   applied to the GUI before TAO_GEOTHERMAL_OpeningFcn gets called. An
%   unrecognized property name or invalid value makes property application
%   stop. All inputs are passed to TAO_GEOTHERMAL_OpeningFcn via varargin.
%
%   *See GUI Options on GUIDE's Tools menu. Choose "GUI allows only one
%   instance to run (singleton)".
%
% See also: GUIDE, GUIDATA, GUIHANDLES

% Edit the above text to modify the response to help TAO_GEOTHERMAL

% Last Modified by GUIDE v2.5 02-Aug-2019 18:55:34

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @TAO_GEOTHERMAL_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @TAO_GEOTHERMAL_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [], ...
                  'gui_Callback',   []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
% End initialization code - DO NOT EDIT

% --- Executes just before TAO_GEOTHERMAL is made visible.
function TAO_GEOTHERMAL_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)
% This function has no output args, see OutputFcn.
% hObject    handle to figure
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
% varargin   command line arguments to TAO_GEOTHERMAL (see VARARGIN)
```

```

% Choose default command line output for TAO_GEOTHERMAL
handles.output = hObject;
movegui(hObject, 'center'); % Center ↙
on the screen the GUI window
clc; % clear ↙
console
axes(handles.axes2)
imshow('UIB_logo.png');

%-----
% Cargamos el fichero de inicilizaciones con los directorios etc...
%-----
handles.interpolate=0;
% filename='AEMET.xml';
% handles.initpf=xml2struct(filename);
handles.initpf.init.dir.install.Text=pwd;

axes(handles.pozos);
title('Distribución de Pozos')
xlabel('x [m]');
ylabel('y [m]');
xlim([0 100]);
ylim([0 50]);
grid on;
grid minor;

set(handles.l_heat_exchanger, 'String', num2str(0.0, '%10.1f\n'));
set(handles.text_sondas, 'String', num2str(0.0, '%10.0f\n'))
set(handles.text_prof, 'String', num2str(0.0, '%10.1f\n'))
set(handles.text_euro, 'String', num2str(0.0, '%10.2f\n'))

% Update handles structure
guidata(hObject, handles);
% UIWAIT makes TAO_GEOTHERMAL wait for user response (see UIRESUME)
% uiwait(handles.figure1);

% --- Outputs from this function are returned to the command line.
function varargout = TAO_GEOTHERMAL_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)
% varargout cell array for returning output args (see VARARGOUT);
% hObject handle to figure
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Get default command line output from handles structure
varargout{1} = handles.output;

% --- Executes on button press in ProcesarFicheros.
function ProcesarFicheros_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject handle to ProcesarFicheros (see GCBO)
% eventdata reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles structure with handles and user data (see GUIDATA)

%-----

```

```
% Inicialitzam i executam el programa
%-----
cla(handles.pozos,'reset')
axes(handles.pozos);
title('Distribución de Pozos')
xlabel('x [m]');
ylabel('y [m]');
xlim([0 100]);
ylim([0 50]);
grid on;
grid minor;
%scatter(mat_pos(:,1),mat_pos(:,2),((intercambiador.r*4)^2),'r')

set(handles.l_heat_exchanger, 'String', num2str(0.0, '%10.1f\n'));
set(handles.text_sondas, 'String', num2str(0.0, '%10.0f\n'))
set(handles.text_prof, 'String', num2str(0.0, '%10.1f\n'))
set(handles.text_euro, 'String', num2str(0.0, '%10.2f\n'))

[hObject,handles]=length_pipe_iter(hObject, handles);

% --- Executes on button press in check_interpolate_1.
function check_interpolate_1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to check_interpolate_1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hint: get(hObject,'Value') returns toggle state of check_interpolate_1

function edit1_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit1 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit1 as a double

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function edit1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called

% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
%        See ISPC and COMPUTER.
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'), get(
(0,'defaultUicontrolBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
% -----  
function File_1_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to File_1 (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
  
% -----  
function About_2_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to About_2 (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
  
% -----  
function Info_2_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to Info_2 (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
message = sprintf('TAO...');  
msgbox(message);  
  
% -----  
function Exit_1_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to Exit_1 (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
close();  
  
function Command_line_text_Callback(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to Command_line_text (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)  
set(jTextArea, 'CaretUpdateCallback', @myUpdateFcn)  
% Hints: get(hObject, 'String') returns contents of Command_line_text as text  
%        str2double(get(hObject, 'String')) returns contents of Command_line_text as a  
double  
  
% --- Executes during object creation, after setting all properties.  
function Command_line_text_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)  
% hObject    handle to Command_line_text (see GCBO)  
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB  
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called  
  
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.  
%        See ISPC and COMPUTER.  
if ispc && isequal(get(hObject, 'BackgroundColor'), get  
(0, 'defaultUiControlBackgroundColor'))  
    set(hObject, 'BackgroundColor', 'white');
```

```
end
```

```
function edit3_Callback(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit3 as text
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit3 as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
```

```
function edit3_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit3 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called
```

```
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
```

```
%        See ISPC and COMPUTER.
```

```
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'), get(
(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
function edit4_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```
% hObject    handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    structure with handles and user data (see GUIDATA)
```

```
% Hints: get(hObject,'String') returns contents of edit4 as text
```

```
%        str2double(get(hObject,'String')) returns contents of edit4 as a double
```

```
% --- Executes during object creation, after setting all properties.
```

```
function edit4_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject    handle to edit4 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles    empty - handles not created until after all CreateFcns called
```

```
% Hint: edit controls usually have a white background on Windows.
```

```
%        See ISPC and COMPUTER.
```

```
if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'), get(
(0,'defaultUiControlBackgroundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end
```

```
% --- Executes on button press in radiobutton1.
```

```
function radiobutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```
handles
```

```
% hObject    handle to radiobutton1 (see GCBO)
% eventdata  reserved - to be defined in a future version of MATLAB
```

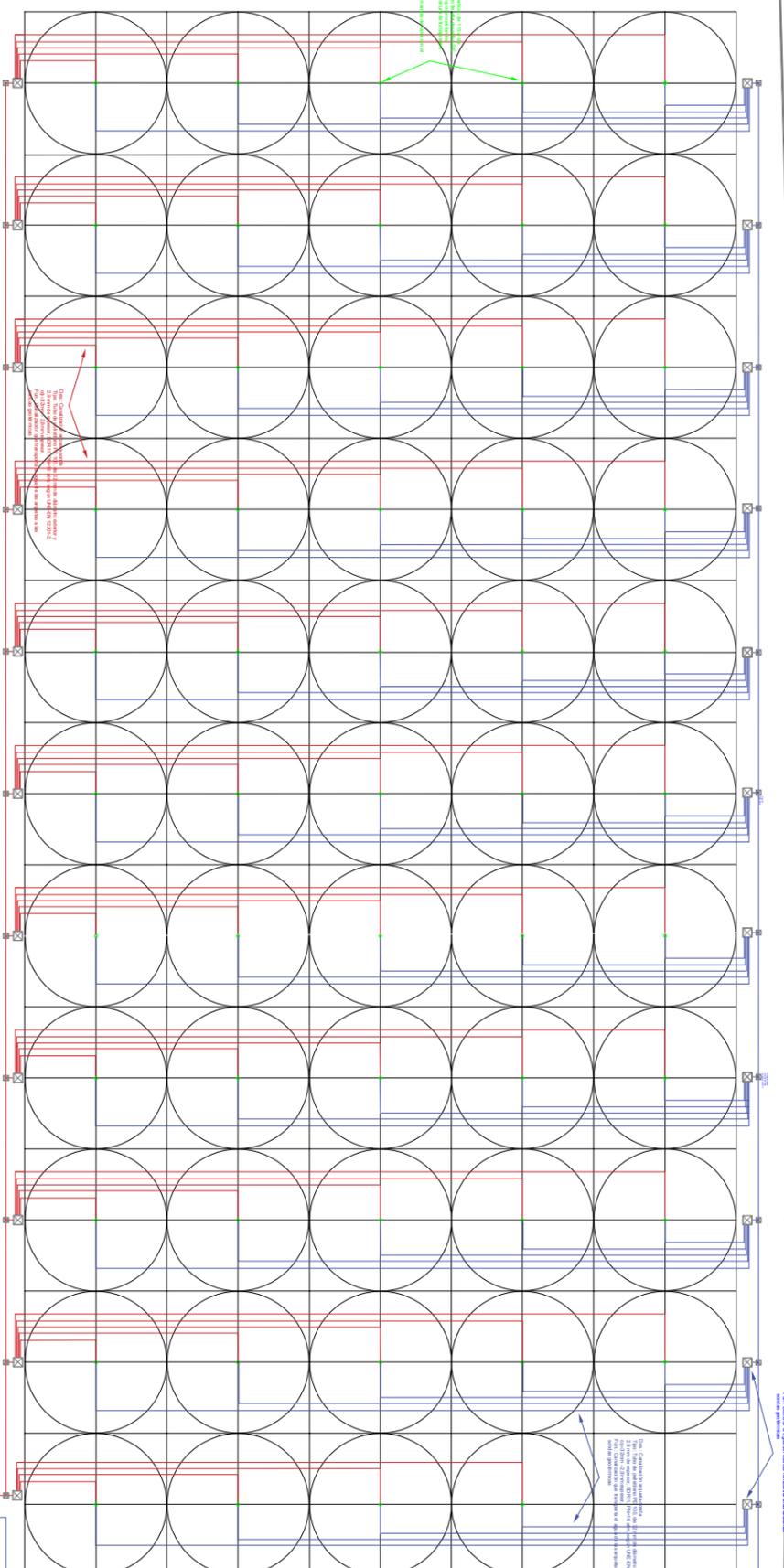
```
% handles      structure with handles and user data (see GUIDATA)

% Hint: get(hObject,'Value') returns toggle state of radiobutton1

% --- Executes during object creation, after setting all properties.
function l_heat_exchanger_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)
% hObject      handle to l_heat_exchanger (see GCBO)
% eventdata    reserved - to be defined in a future version of MATLAB
% handles      empty - handles not created until after all CreateFcns called
```

ANEXO III. PLANOS Y FICHA TÉCNICA DE LA BOMBA DE CALOR

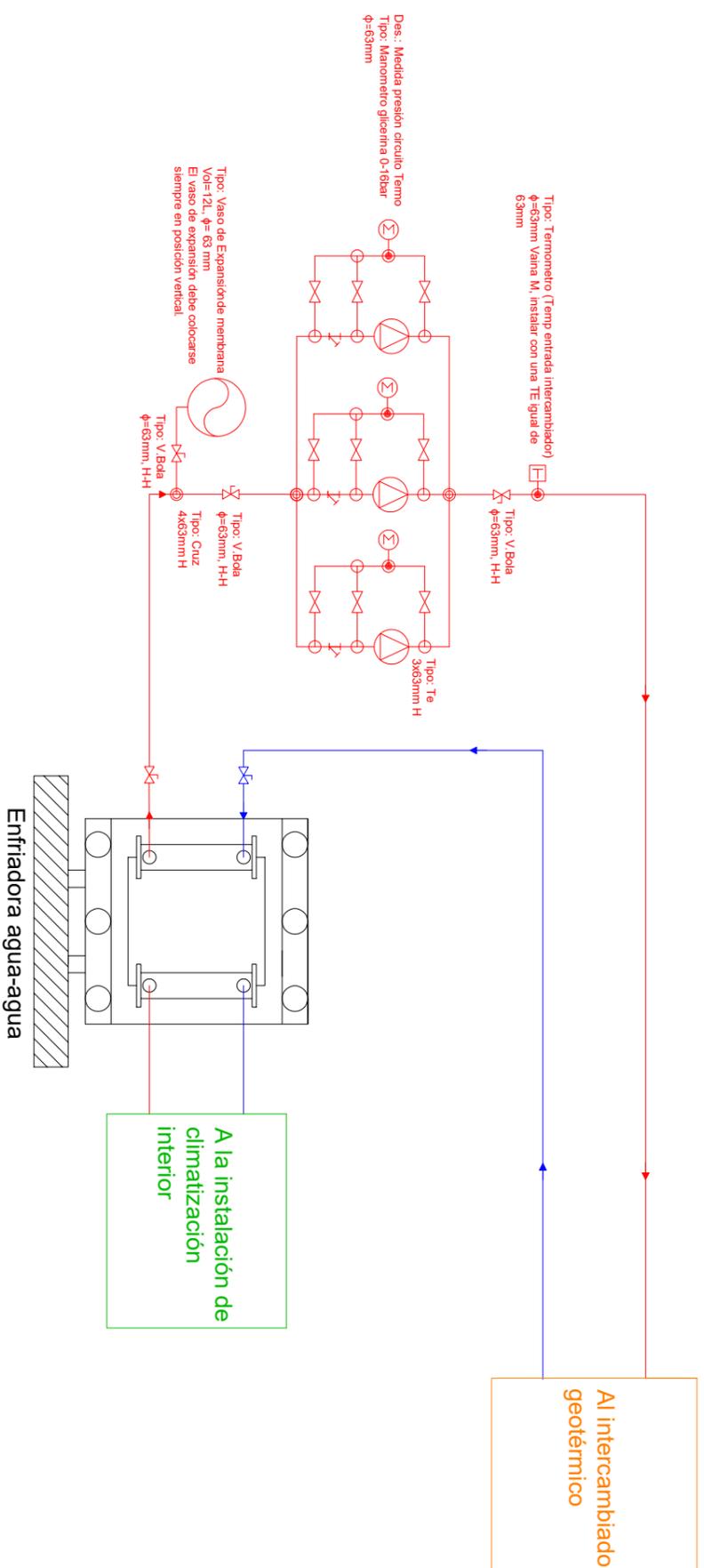
Legenda de símbols de fontaneria	
	Bomba
	Vaso de expansió/ Depòsit de líquid a pressió esfèrica
	Filtro
	Caudalímetre
	Termòmetre
	Manòmetre
	Arqueia colectora
	Arqueia
	Entrada intercanviador
	Salida intercanviador
	Sonda geotèrmica



PROYECTO:	Dimensionamiento de la instalación geotérmica para la climatización de un hotel de 4 estrellas		
PLANO:	Esquema hidráulico de intercambiador geotérmico		
SITUACIÓN:	Cala D'Or , Mallorca		
TITULAR:	Universitat de les Illes Balears		
Proyecto N.º:	000	Escala:	1:500
Plano N.º:	01	Data:	Septiembre 2019
		Ingeniero Industrial	T.M.Vallespir Collegiado Enginyers BCN n.º 26056

Leyenda de símbolos de fontanería

	Bomba
	Vaso de expansión/ Depósito de presión
	Llave de esfera
	Filtro
	Caudalímetro
	Termómetro
	Manómetro
	Arqueta colectora
	Arqueta
	Entrada intercambiador
	Salida intercambiador
	Sonda geotérmica



PROYECTO: Dimensionamiento de la instalación geotérmica para la climatización de un hotel de 4 estrellas

PLANO: Esquema hidráulico del grupo de presión

SITUACIÓN: Cala D'Or, Mallorca

TITULAR: Universitat de les Illes Balears

Proyecto N.º: 000 Escala: --

Plano N.º: **02** Data: Septiembre 2019

Ingeniero Industrial

T.M. Vallespir
Colegiado Enginyers BCN n.º 26056

NXW

0500/1650

R410A



Aermec participa del Programa EUROVENT: LCP
Los productos aludidos se encuentran en el sitio
www.eurovent-certification.com

Enfriadoras Reversibles en bomba de calor lado agua y motoevaporadoras
Agua/Agua
Compresores scroll
Potencia de refrigeración 111 kW - 510 kW
Potencia térmica 119 kW - 570 kW



- **ELEVADA EFICIENCIA**
- **VERSATILIDAD DE INSTALACIÓN TAMBIÉN PARA APLICACIONES GEOTÉRMICAS**
- **REVERSIBLE DEL LADO HIDRÁULICO EN BOMBA DE CALOR**
- **POSIBILIDAD DE TENER 1 Ó 2 BOMBAS TANTO EN EL EVAPORADOR COMO EN EL CONDENSADOR**

Características

Unidad de interior con condensación por agua para la producción de agua refrigerada / calentada (reversibilidad lado agua), con compresores herméticos scroll que responden perfectamente a los requerimientos del mercado terciario: orientado a obtener la máxima eficacia, facilidad de instalación y bajo ruido.

Máxima eficacia energética

Aermec, que desde hace años trabaja por la eficacia energética, ha diseñado las unidades NXW con el objetivo de garantizar una elevada eficacia tanto con carga completa como con cargas parciales.

Modelos disponibles

NXW ° Enfriadoras reversibles lado agua

NXW E Unidades motoevaporadoras

Ambas versiones pueden estar silenciadas

Kit hidráulico integrado lado fuente/ lado instalación

El kit hidráulico contiene los principales componentes hidráulicos y está disponible en diferentes configuraciones con una o dos bombas, alta o baja prevalencia, tanto del lado del evaporador como del lado del condensador

Electrónica de vanguardia

La electrónica de las unidades NXW está en condiciones de controlar:

- Dos unidades simultáneamente (Master - Slave).
- La rotación programada de las bombas
- Bomba inverter para control de la condensación
- Franja horaria programable
- Compensación del set-point
- Data Logging

Características de fabricación:

- Estructura y base de chapa galvanizada en caliente y pintada con polvo epoxi. (RAL 9002)
- Intercambiadores de placas de alta eficiencia.
- Compresores con elevado rendimiento y baja absorción eléctrica
- Transductor de alta y baja presión de serie
- Conforme a las directivas sobre seguridad (CE) y a la normativa para la compatibilidad electromagnética. La seguridad del aparato está garantizada por el seccionador de bloqueo de la puerta, ubicado en el tablero eléctrico de potencia y por protecciones activas en los principales componentes.
- Mando accesible desde el exterior, con interfaz de pantalla para el usuario y visualización de todos los parámetros de funcionamiento en diferentes idiomas
- Tablero de mando a distancia, fácil de usar con señalización de alarmas

Accesorios

- **AER485P1:** Interfaz RS-485 para sistemas de supervisión con protocolo MODBUS.
- **AERWEB300:** el dispositivo AERWEB permite controlar de manera remota una enfriadora mediante un ordenador común con un navegador común, a través de conexión ethernet; existen 4 modelos disponibles:
- **AERWEB300-6:** Servidor Web para la monitorización y el control de un máximo de 6 dispositivos en red RS485;
- **AERWEB300-18:** Servidor Web para la monitorización y el control de un máximo de 18 dispositivos en red RS485;
- **AERWEB300-6G:** Servidor Web para la monitorización y el control de un máximo de 6 dispositivos en red RS485 con módem GPRS integrado;
- **AERWEB300-18G:** Servidor Web para la monitorización y el control de un máximo de 18 dispositivos en red RS485 con módem GPRS integrado;
- **MULTICHILLER_NXW:** Sistema de control para mando, encendido y apagado de cada enfriadora en una instalación en la cual estén instalados varios aparatos simultáneamente, asegurando siempre un caudal constante en el intercambiador.
- **PGD1:** En las unidades NXW es posible instalar, junto con el terminal a bordo de la máquina, un terminal remoto PGD1 externo con las mismas funciones que el primero (mandos mediante teclado y visualización en display).
- **RIF:** Reponedor en fase de corriente. Conectado junto con el motor, permite una reducción de la corriente absorbida **Aplicable solo en fábrica.**
- **AVX:** Soportes antivibración de muelle.
- **DRE:** Dispositivo electrónico de reducción de la corriente de arranque. Disponible sólo con alimentación 400V. **Aplicable sólo en fábrica.**

Compatibilidad accesorios

NXW	VERS.	0500	0550	0600	0650	0700	0750	0800	0900	1000	1250	1400	1500	1650
AER485P1	todas	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
AERWEB300	todas	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
MULTICHILLER NXW:	todas	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
PGD1	todas	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
AVX														
Bomba de calor reversible lado agua ¹⁰⁰¹	°	319	319	301	301	301	303	310	314	316	316	315	330	330
Con 1 Bomba	°	320	320	320	320	320	312	651	665	653	654	654	334	337
Con 2 Bombas	°	320	320	309	309	309	312	651	665	653	654	654	337	335
Con 3 Bombas	°	320	320	309	309	309	312	651	665	653	654	654	340	335
Con 4 Bombas	°	309	309	310	310	310	312	651	665	653	654	654	335	339
Bomba de calor reversible lado agua "L"		309	309	310	303	303	310	314	314	315	315	317	331	331
Con 1 Bomba	L	321	321	311	311	651	651	652	653	654	659	659	335	338
Con 2 Bombas	L	311	311	31	311	651	651	652	653	654	659	659	338	339
Con 3 Bombas	L	311	311	312	312	651	651	652	653	654	659	659	339	341
Con 4 Bombas	L	312	312	312	310	651	651	652	653	654	659	659	339	341
Para modelos de Motoevaporadoras "E"		319	319	301	301	301	303	310	314	316	316	315	332	332
Con 1 Bomba		320	320	320	320	320	312	651	665	653	654	654	332	334
Con 2 Bombas		320	320	309	309	309	312	651	665	653	654	654	332	334
Con 3 Bombas		320	320	309	309	309	312	651	665	653	654	654	334	340
Con 4 Bombas		309	309	310	310	310	312	651	665	653	654	654	340	340
Para modelos de Motoevaporadoras de versión silenciada "LE"		309	309	310	303	303	310	314	314	315	315	317	330	330
Con 1 Bomba		321	321	311	311	651	651	652	653	654	659	659	336	336
Con 2 Bombas		311	311	31	311	651	651	652	653	654	659	659	336	335
Con 3 Bombas		311	311	312	312	651	651	652	653	654	659	659	335	339
Con 4 Bombas		312	312	312	310	651	651	652	653	654	659	659	339	339
Para modelos con recuperación total "T"		303	303	310	310	310	314	652	315	322	322	322	331	333
Para modelos de versión silenciada con recuperación total "LT"		312	312	651	651	652	652	652	323	324	324	324	333	333
RIF	todas	98	98	95	95	95	95	95	96	97	97	97	*	*
DRE	todas	501	551	601	651	701	751	801	901	1001	1251	1401	*	*

* Para combinar los soportes antivibración con las medidas 1500 - 1650, contactar con el establecimiento.

Elección de la unidad

Si se combinan adecuadamente las numerosas opciones disponibles, es posible configurar cada modelo de modo que satisfaga las mayores exigencias de instalación.

Sigla:

NXW

Tamaño:

0500, 0550, 0600, 0650, 0700, 0750, 0800, 0900, 1000, 1250, 1400, 1500, 1650

Campo de empleo:

- ° - válvula termostática mecánica estándar hasta +4 °C
- Y - válvula termostática mecánica para baja temperatura agua hasta -8 °C ⁽¹⁾
- X - válvula electrónica también para baja temperatura agua hasta +4 °C (para temperaturas inferiores, contactar con el establecimiento)

Modelo:

- ° - bomba de calor reversible lado agua

Versión:

- ° - estándar
- L - silenciada

Evaporador:

- ° - estándar
- E - motoevaporadoras (enviada sólo con la carga de estanqueidad)

Recuperadores de calor:

- ° - sin recuperadores
- D - con desrecalentador
- T - con recuperador total ⁽²⁾

Alimentación:

- ° - 400V 3~ 50Hz con magnetotérmicos
- 4 - 220V 3~ 50Hz con magnetotérmicos ⁽³⁾
- 5 - 500V 3 50Hz con magnetotérmicos ⁽⁴⁾

kit hidráulico lado evaporador

- ° - sin grupo de bombeo
- M - bomba baja prevalencia
- N - bomba baja prevalencia y bomba de reserva
- O - bomba alta prevalencia
- P - bomba alta prevalencia y bomba de reserva

kit hidráulico lado condensador

- ° - sin grupo de bombeo
- U - bomba baja prevalencia
- V - bomba baja prevalencia y bomba de reserva
- W - bomba alta prevalencia
- Z - bomba alta prevalencia y bomba de reserva
- J - bomba inverter baja prevalencia
- K - bomba inverter alta prevalencia

(1) La opción Y no es compatible con las motoevaporadoras "E"; con la opción "D" y "T"

(2) La opción T no es posible en los modelos "E" y con los kits hidráulicos lado evaporador y condensador

(3) 220 V/3/50 Hz disponible solo de 0500 a 0700

(4) 500 V/3/50 Hz disponible solo de 0800 a 1000

Datos técnicos

NXW - °/L		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650	
		V/Ph/Hz				400V/3/50Hz									
12 °C / 7 °C	Potencia de refrigeración	(1) kW	111,6	120,5	148,4	166,3	188,2	222,1	256,9	290,7	325,0	353,9	383,8	453,0	510,2
	Potencia absorbida	(1) kW	23,1	24,9	30,7	34,4	38,9	45,6	53,0	60,3	66,5	72,7	78,7	92,6	103,9
	EER	(1)	4,83	4,83	4,84	4,84	4,83	4,87	4,84	4,82	4,88	4,87	4,88	4,89	4,91
	ESEER	(1)	6,01	6,02	6,01	6,04	6,02	6,05	6,03	6,02	6,06	6,05	6,06	6,08	6,10
	Clase Eurovent en frío	(1)	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B	B
	Caudal de agua instalación	(1) l/h	19264	20812	25628	28724	32508	38356	44376	50224	56072	61060	66220	78030	87901
40 °C / 45 °C	Pérdidas de carga	(1) kPa	30	35	32	40	43	47	49	55	35	36	36	36	40
	Caudal de agua geotérmico	(1) l/h	22891	24717	30448	34100	38603	45480	52611	59669	66611	72547	78655	93387	105120
	Pérdidas de carga	(1) kPa	25	29	29	37	37	45	60	38	29	34	36	44	47
	Potencia térmica	(2) kW	119	129	161	182	205	243	280	319	357	389	420	476	537
	Potencia absorbida	(2) kW	27,2	29,4	36,6	41,1	46,8	55,1	63,8	72,3	80,8	88,0	95,1	108	121
	COP	(2)	4,39	4,41	4,41	4,42	4,39	4,41	4,4	4,41	4,42	4,42	4,41	4,41	4,42
40 °C / 45 °C	Caudal de agua instalación	(2) l/h	20468	22188	27692	31215	35195	41624	47988	54696	61232	66736	72068	82535	93194
	Pérdidas de carga	(2) kPa	20	23	24	31	31	38	50	32	25	29	30	39	41
	Caudal de agua geotérmico	(2) l/h	16138	17515	21859	24596	27763	32882	37890	43143	48291	52651	56839	64249	72619
	Pérdidas de carga	(2) kPa	21	25	23	29	31	34	36	41	26	27	27	23	26

NXW - E/LE		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650	
12 °C / 7 °C	Potencia de refrigeración	(3) kW	105,0	113,0	139,0	156,0	177,0	209,0	241,0	273,0	305,0	332,0	360,0	425,5	478,3
	Potencia absorbida	(3) kW	24,9	26,8	33,0	36,9	41,7	48,8	56,5	64,7	72,3	78,8	85,3	100,6	112,8
	EER	(3)	4,22	4,22	4,21	4,23	4,24	4,28	4,27	4,22	4,22	4,21	4,22	4,23	4,24
	Caudal de agua del evaporador	(3) l/h	18031	19480	23988	26918	30381	35935	41488	46976	52463	57187	61909	73084	82141
	Pérdidas de carga	(3) kPa	25	27	33	37	42	49	57	65	72	79	85	31	36

Datos (14511:2013)

- (1) Agua instalación (in/out) 12 °C/ 7 °C; Agua geotérmico (in/out) 30 °C/ 35 °C
(2) Agua instalación (in/out) 40 °C/ 45 °C; Agua geotérmico (in/out) 10 °C/ 5 °C
(3) Agua evaporador (in/out) 12 °C/ 7 °C; Temperatura de condensación 45°C

		500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
Datos eléctricos														
Corriente total absorbida en frío	(4) A	48,3	50,6	58,4	63,0	86,0	94,0	102,0	120,0	138,0	140,0	143,0	159,6	177,5
Corriente total absorbida en caliente	(4) A	53,3	56,2	66,0	72,0	94,0	105,0	115,0	135,0	154,0	160,0	165,0	182,6	204,9
Corriente total absorbida en frío	E (4) A	54,1	56,7	65,4	70,6	96,3	105,3	114,2	134,4	154,6	156,8	160,2	175,2	195,4
Corriente máxima (FLA)	(4) A	75	80	96	107	122	146	169	193	217	231	248	267,2	296,2
Corriente de arranque (LRA)	(4) A	240	245	227	238	289	319	341	398	422	490	504	601,4	630,4
Compresores scroll														
Compresores/Circuito	n°/n°	3/2	3/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2	4/2
Gas refrigerante	Tipo	R410A												
Intercambiador lado instalación														
Intercambiador	Tipo/n°	Placas/1												
Conexiones hidráulicas (In/Out)	(4) Tipo/Ø	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	3"	3"	3"	3"	3"
Intercambiador lado fuente														
Intercambiador	Tipo/n°	Placas/1												
Conexiones hidráulicas (In/Out)	(4) Tipo/Ø	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	2"½	3"	3"	3"	3"	3"	3"
Conexiones de refrigeración de las versiones motoevaporadoras E														
Línea del gas (C1+C2)	Ø	28/22	28/22	28/28	28/28	28/28	28/28	28/28	35/28	35/35	35/42	42/42	*	*
Línea del líquido (C1+C2)	Ø	28/22	28/22	28/28	28/28	28/28	28/28	28/28	35/28	35/35	35/35	35/35	*	*
Datos de sonido														
Nivel de potencia sonora	dB(A)	78	79	79	80	82	86	88	88	88	90	90	93	95
Nivel de presión sonora	dB(A)	46	47	47	48	50	54	56	56	56	58	58	60	61
Nivel de potencia sonora	L dB(A)	72	73	73	74	76	80	82	82	82	84	84	86	87
Nivel de presión sonora	L dB(A)	40	41	41	42	44	48	50	50	50	52	52	53	54

(4) Unidades de fabricación estándar con configuración estándar, sin kit hidráulico integrado

(C1+C2) Circuitos de refrigeración;

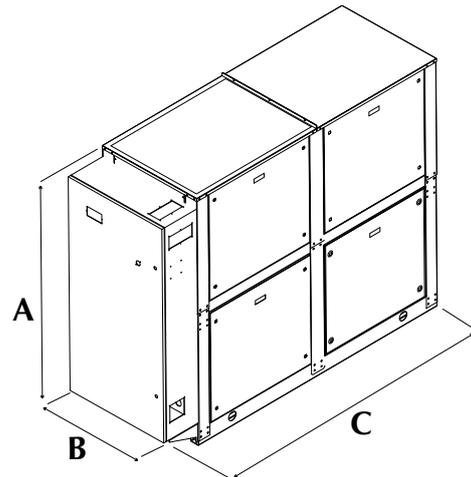
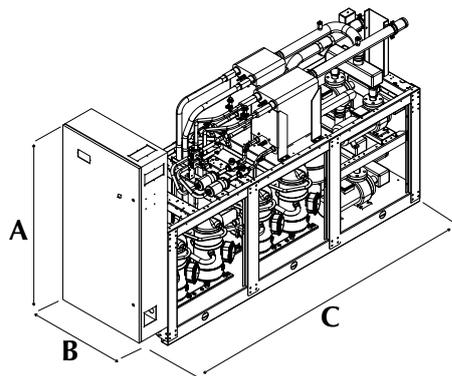
* Contactar con el establecimiento

Potencia sonora Airlan determina el valor de la potencia sonora en función de las mediciones efectuadas según la normativa UNI EN ISO 9614-2, cumpliendo con lo requerido por la Certificación Eurovent.

Presión sonora (Funcionamiento en frío) Presión sonora medida en campo libre, a 10 m de distancia de la superficie externa de la unidad (según la UNI EN ISO 3744).

Nota: Para obtener más información, remitirse al programa de selección o la documentación técnica disponible en el sitio www.aermec.com

Dimensiones



			500	550	600	650	700	750	800	900	1000	1250	1400	1500	1650
NXW ° / E															
Altura	A	mm	1835	1835	1835	1835	1835	1775	1775	1820	1820	1820	1820	1820	1820
Anchura	B	mm	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Profundidad	C	mm	1795	1795	1795	1795	1795	2420	2420	2420	2420	2420	2420	2420	2420
Peso - °		kg	578	582	682	690	727	882	989	1180	1417	1461	1539	*	*
Peso - E		kg	525	530	610	619	638	796	904	1044	1260	1304	1358	*	*
NXW ° / E CON BOMBAS															
Altura	A	mm	1775	1775	1775	1775	1775	1775	1775	1820	1820	1820	1820	1820	1820
Anchura	B	mm	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Profundidad	C	mm	3020	3020	3020	3020	3020	3480	3480	3480	3480	3480	3480	3480	3630
Peso		kg	El peso varía en función del kit hidráulico seleccionado												
NXW L / LE															
Altura	A	mm	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885
Anchura	B	mm	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Profundidad	C	mm	2090	2090	2090	2090	2090	2420	2420	2420	2420	2420	2420	2420	2420
Peso - L		kg	750	755	854	863	900	1054	1187	1378	1615	1659	1737	*	*
Peso - LE		kg	697	702	781	791	810	968	1104	1244	1460	1504	1558	*	*
NXW L / LE CON BOMBAS															
Altura	A	mm	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1885	1820
Anchura	B	mm	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
Profundidad	C	mm	3020	3020	3020	3020	3020	3480	3480	3480	3480	3480	3480	3480	3630
Peso		kg	El peso varía en función del kit hidráulico seleccionado												

* Contactar con el establecimiento

ANEXO IV. CÁLCULO DE EFLH

Cálculo EFLH para el mes de mayo

	Days per Month
Holiday	0
Monday	4
Tuesday	4
Wednesd.	5
Thursday	5
Friday	5
Saturday	4
Sunday	4
Total (mu)	31

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off".

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	322
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	112
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																									434	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Wednesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Total hours of operation per year																									434	

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	102
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	36
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									138	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	18
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	18
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	22
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	22
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	22
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	18
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	30%	40%	50%	50%	50%	50%	40%	30%	25%	20%	15%	0%	0%	4,45	18
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									138	

Cálculo EFLH para el mes de junio

	Days per Month
Holiday	0
Monday	4
Tuesday	4
Wednesday	4
Thursday	4
Friday	4
Saturday	5
Sunday	5
Total (mu)	30

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off".

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	280
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	140
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																										420

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Wednesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Total hours of operation per year																										420

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	107
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	54
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																										161

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	21
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	21
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	21
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	21
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	21
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	27
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	20%	25%	25%	50%	60%	60%	70%	60%	50%	35%	25%	25%	20%	0%	0%	5,35	27
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																										161

Reference Canada Green Building council

Cálculo EFLH para el mes de julio

	Days per Month
Holiday	0
Monday	5
Tuesday	5
Wednesday	5
Thursday	4
Friday	4
Saturday	4
Sunday	4
Total (mus)	31

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off."

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	322
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	112
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																								0,00	434	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Wednesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Total hours of operation per year																								0,00	434	

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	175
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	61
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																								0,00	236	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	38
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	38
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	38
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	30
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	30
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	30
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	40%	50%	60%	65%	75%	90%	85%	80%	70%	50%	30%	15%	0%	0%	7,60	30
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																								0,00	236	

Cálculo EFLH para el mes de agosto

	Days per Month
Holiday	0
Monday	4
Tuesday	4
Wednesd.	4
Thursday	5
Friday	5
Saturday	5
Sunday	4
Total (mu)	31

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off".

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	308
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	126
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																									434	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Wednesd.	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Total hours of operation per year																									434	

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	179
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	73
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									253	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	33
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	33
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	33
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	41
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	41
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	41
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	20%	30%	45%	55%	65%	80%	85%	95%	90%	80%	75%	50%	30%	15%	0%	0%	8,15	33
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									253	

Reference Canada Green Building council

Cálculo EFLH para el mes de septiembre

	Days per Month
Holiday	0
Monday	5
Tuesday	4
Wednesd.	4
Thursday	4
Friday	4
Saturday	4
Sunday	5
Total (mu)	30

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off".

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	294
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	126
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																									420	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Wednesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	70
Total hours of operation per year																									420	

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	127
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	54
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									182	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	30
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	24
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	24
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	24
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	24
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	24
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	15%	15%	25%	40%	60%	70%	70%	70%	70%	65%	50%	30%	15%	10%	0%	0%	6,05	30
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									182	

Cálculo EFLH para el mes de octubre

	Days per Month
Holiday	0
Monday	4
Tuesday	4
Wednesd.	4
Thursday	4
Friday	4
Saturday	3
Sunday	4
Total (mu)	27

On/Off Schedules

Enter 1 for "On", 0 for "Off".

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Weekday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	280
Weekend	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	98
Holiday	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00	0
Total hours of operation per year																									378	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	Hours/day	Hours/year
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Tuesday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Wednesd.	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Thursday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Friday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Saturday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	42
Sunday	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	14,00	56
Total hours of operation per year																									378	

Fraction / Percentage Schedules

Enter a percentage value between 0% and 100%

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/year
Weekday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	84
Weekend	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	29
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									113	

	12-1AM	1-2AM	2-3AM	3-4AM	4-5AM	5-6AM	6-7AM	7-8AM	8-9 AM	9-10AM	10-11AM	11AM-12PM	12-1PM	1-2PM	2-3PM	3-4PM	4-5PM	5-6PM	6-7PM	7-8PM	8-9PM	9-10PM	10-11PM	11-12PM	EFLH/day	EFLH/day
Holiday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0,00	0
Monday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Tuesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Wednesday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Thursday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Friday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Saturday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	13
Sunday	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	10%	15%	20%	20%	30%	40%	50%	50%	55%	50%	30%	20%	20%	10%	0%	0%	4,20	17
Total Equivalent Full Load Hours of Operation per Year																									113	

Reference Canada Green Building council