

Universidad Politécnica de Valencia
Departamento de Física Aplicada



**Validación Experimental de los Métodos
de Diseño de Instalaciones de Bomba de
Calor Acoplada al Terreno**

Tesis Doctoral

Presentada por:

Teresa Magraner Benedicto

Dirigida por:

Javier F. Urchueguía Schölzel

Álvaro Montero Reguera

Prefacio

Compaginar los estudios de doctorado con la vida laboral me ha supuesto un gran esfuerzo que no hubiera podido llevar a cabo sin el apoyo de las empresas en las que he trabajado, Idom y Energesis, ni sin la comprensión de mis directores de tesis. Por eso quiero agradecer a M^a Encarna Jiménez las facilidades que me dio para compartir los estudios con el trabajo y a Álvaro Montero y Javier Urchueguía su disponibilidad para adaptarse a mis horarios.

También quiero agradecer a Salva Quilis y Salva Martínez su ayuda con el TRNSYS.

Por último, me gustaría dedicar este trabajo, por todo el tiempo que no les he dedicado durante su elaboración, a mi familia y amigos, en especial a mis padres.

Valencia, marzo de 2010

Índice

Resumen	ix
1. Introducción	1
1.1 Motivación	1
1.2 Objetivos de la tesis	9
1.3 Estructura de la memoria	10
2. Antecedentes y Estado del Arte	13
2.1 Principios básicos de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno	13
2.1.1 Tipologías de sistemas de intercambiador de calor enterrado	19
2.1.1.1 Intercambiador de calor enterrado vertical	21
2.2 Diseño de sistemas de intercambiador de calor enterrado	

vertical	23
2.2.1 Condiciones climatológicas	24
2.2.2 Perfil energético del edificio	24
2.2.3 Condiciones geológicas e hidrogeológicas	25
2.2.4 Características térmicas del subsuelo	26
2.2.5 Propiedades hidráulicas	27
2.2.6 Tipología del intercambiador enterrado vertical	29
2.3 Programas de diseño y modelado de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno	29
2.3.1 Herramientas de diseño y modelado de un intercambiador de calor vertical	31
2.3.1.1 Modelos de diseño de un intercambiador de calor vertical	31
2.3.1.2 Herramientas informáticas analíticas y seminuméricas	35
2.3.1.3 Herramientas informáticas de modelado numérico	37
2.3.1.4 TRNSYS (Transient Systems Simulation Program)	39
2.4 Revisión bibliográfica	41
3. Diseño y Ejecución de la Instalación	
Experimental	49
3.1 Planteamiento del proyecto GeoCool	49
3.2 Diseño de la instalación experimental	51

3.2.1	Modelado térmico del edificio	53
3.2.2	Bomba de calor agua-agua	55
3.2.3	Diseño del intercambiador de calor enterrado	55
3.2.4	Diseño del sistema de adquisición de datos	60
3.3	Ejecución de la instalación experimental	65
4.	Análisis de Datos Experimentales	75
4.1	Periodo de recogida y análisis de datos	75
4.2	Cálculo de la demanda energética	82
4.2.1	Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño	87
4.3	Cálculo del rendimiento del sistema	91
4.4	Cálculo de la energía intercambiada con el terreno	97
4.5	Análisis de las temperaturas de trabajo en el intercambiador de calor enterrado	100
4.5.1	Temperatura del fluido en el intercambiador	101
4.5.2	Temperatura media del terreno	103
5.	Modelado y Simulación de la Instalación Experimental	109
5.1	Modelado de sistemas de intercambiador de calor enterrado vertical en TRNSYS	109

5.2	Descripción del modelo	112
5.2.1	Modelo de bomba de calor	113
5.2.2	Modelo de bomba de circulación	117
5.2.3	Modelo de intercambiador de calor enterrado vertical	118
5.2.4	Modelo de cargas térmicas	122
5.2.5	Componentes auxiliares del modelo	127
5.3	Resultados de la simulación	128
6.	Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales	137
6.1	Validación del modelo	137
6.2	Comparativa del rendimiento medio estacional	139
6.2.1	Caracterización de la bomba de calor a carga parcial	145
6.3	Comparativa del rendimiento medio diario	154
6.4	Análisis de errores y discusión de los resultados	156
7.	Conclusiones y Trabajos Futuros	161
7.1	Conclusiones	161
7.2	Trabajos futuros	163
	Apéndice Contribuciones Originales	165
	Bibliografía	167

Lista de Figuras	183
Lista de Tablas	189

Resumen

La presente tesis doctoral se inicia con el desarrollo del proyecto europeo GeoCool, orientado a la introducción de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno en los mercados del sur de Europa. Este proyecto ha sido el primero que ha integrado los diferentes campos de ingeniería que intervienen en el diseño e implementación de este tipo de sistemas funcionando en modo reversible, siendo la instalación del proyecto una de las primeras instalaciones monitorizadas que funcionan tanto en calefacción como en refrigeración.

El principal objetivo de este trabajo es validar las herramientas de diseño de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno, cuya eficacia depende no sólo de la exactitud de sus cálculos sino también de las habilidades de los diseñadores para seleccionar los modelos adecuados y sus parámetros de entrada. Para ello se ha realizado un modelo en el programa de simulación TRNSYS de la instalación GeoCool y se ha validado experimentalmente.

La validación del modelo se ha realizado mediante la comparativa de los resultados del rendimiento medio estacional obtenido en la simulación con el calculado a partir de los datos experimentales. Los resultados obtenidos muestran que las predicciones de la simulación se acercan con bastante precisión a los datos experimentales, sobre todo si el modelo incorpora aspectos del funcionamiento real de la instalación como el uso de la bomba de calor a carga parcial.

Summary

This Ph. D. thesis begins with the development of the European project GeoCool, aimed at the introduction of ground coupled heat pump systems into the Southern European markets. This project has been the first that has integrated different fields of engineering involved in the design and implementation of such systems operating in reversible mode, being one of the first monitored installations that works in both modes, heating and cooling.

The main objective of this work is to validate the tools for the design of ground coupled heat pump systems, whose efficacy depends not only on the accuracy of their calculations but on the skills of designers to choose appropriate models and their input parameters. Hereby GeoCool installation model has been done with the TRNSYS simulation software and it has been validated experimentally.

The model validation has been performed by comparing the results of the seasonal performance factor obtained in the simulation with the calculated from experimental data. The results show that the predictions

of the simulation approach rather accurately to the experimental data, especially if the model incorporates aspects of the actual functioning of the installation as the use of the heat pump at partial load.

Resum

La present tesi doctoral s`inicia amb el desenvolupament del projecte europeu GeoCool, orientat a la introducció del sistema de bomba de calor acoblada al terreny als mercats del sud d`Europa. Aquest projecte ha sigut el primer que ha integrat els diferents camps d`enginyeria que intervenen en el disseny i implementació d`aquest tipus de sistema funcionant en mode reversible, i la instal·lació del projecte una de les primeres instal·lacions monitoritzades que funcionen tant en calefacció com en refrigeració.

El principal objectiu d'aquest treball és validar les eines de disseny dels sistemes de bomba de calor acoblada al terreny, l'eficàcia dels quals no només depèn de l'exactitud dels seus càlculs sinó també de les habilitats dels dissenyadors per seleccionar els models adequats i els seus paràmetres d'entrada. Per això s'ha realitzat un model en el programa de simulació TRNSYS de la instal·lació GeoCool i s'ha validat experimentalment.

La validació del model s'ha realitzat mitjançant la comparativa dels resultats del rendiment mitjà estacional obtingut en la simulació amb el calculat a partir de les dades experimentals. Els resultats obtinguts mostren que les prediccions de la simulació s'acosten amb força precisió a les dades experimentals, sobretot si el model incorpora aspectes del funcionament real de la instal·lació com l'ús de la bomba de calor a càrrega parcial.

CAPITULO 1

Introducción

1.1 Motivación

Los objetivos estratégicos en materia de energía de la Unión Europea destinados a combatir el cambio climático, incrementar la seguridad de suministro energético minimizando la dependencia del exterior y reducir el coste de la factura energética per cápita se traducen en la conocida propuesta 20-20-20. Esta propuesta pretende lograr una reducción del 20 % de las emisiones de gases de efecto invernadero, llegar a una cuota del 20 % de energías renovables en el consumo final y conseguir un ahorro del 20% en la demanda futura de energía de aquí al año 2020. Por tanto, todas las tecnologías que contribuyan a disponer de una energía más limpia, diversificada y eficiente serán positivas para el sistema energético y la economía de Europa.

La tecnología de bomba de calor acoplada al terreno o bomba de calor geotérmica empleada en la climatización de edificios presenta la doble vertiente de aprovechamiento renovable y elevada eficiencia energética. Su principio de funcionamiento se basa en el hecho de que a determinada profundidad la temperatura de la tierra es estable, más caliente que el aire en invierno y más fría en verano, por lo que mediante una pequeña cantidad de energía que accione la bomba de calor se puede transferir el calor de la tierra al edificio en invierno o extraer el calor del edificio para inyectarlo en la tierra en verano. Por tanto, en modo calefacción, la tecnología aprovecha el calor renovable almacenado en la tierra para calentar el edificio mientras que, en modo refrigeración, la bomba de calor incrementa su eficiencia trabajando contra un foco térmico, la tierra, de temperatura más adecuada que la temperatura del foco térmico aire contra el que trabajan otras tecnologías de bomba de calor.

Las principales ventajas de este tipo de sistemas, además de un ahorro en la factura energética, son la disminución de las emisiones de gases de efecto invernadero en más de un 66% respecto a los sistemas que utilizan combustibles fósiles y la reducción de los costes de mantenimiento de la instalación en aproximadamente a la mitad respecto a otros sistemas convencionales [1]. Asimismo, las bombas de calor geotérmicas son más silenciosas que las aerotérmicas y el intercambiador de calor acoplado al terreno puede sustituir a las torres de refrigeración evitando los problemas asociados de legionelosis.

A pesar de estas ventajas y de ser una tecnología ampliamente difundida en la mayoría de países del Norte de Europa y América [2-4],

las instalaciones de bomba de calor geotérmica son de reciente aplicación en las zonas mediterráneas, donde la demanda de refrigeración prima sobre la de calefacción. Sin embargo, el potencial de desarrollo en los próximos años de estos sistemas, considerados por la Agencia de Protección del Medioambiente de Estados Unidos (EPA) como los sistemas de climatización más eficientes y confortables [5] es muy elevado.

Según el informe del barómetro EurObserv'ER [6], la Unión Europea es una de las primeras regiones del mundo en el desarrollo de las bombas de calor geotérmicas, estimándose su parque en más de 720.000 unidades al final del año 2007 que, en términos de potencia instalada, representan unos 8.758 MWt (véase tabla 1.1). Suecia, con más de 298.000 unidades y una potencia de 2.683 MWt, es el primer país de Europa en la utilización de estas aplicaciones. Le sigue Alemania, con un mercado más pequeño pero muy dinámico, 115.813 unidades y una capacidad instalada de 1.274 MWt, y Francia, con un tamaño similar de mercado. Del resto de países, Dinamarca, Finlandia y Austria son los que tienen un mayor volumen de mercado, aunque inferior a las 60.000 unidades. España no aparece en las estadísticas europeas aunque tiene una capacidad instalada de varios megavatios térmicos y, conjuntamente con el resto del Sur de Europa, constituye un mercado emergente para esta tecnología como se puede ver en la figura 1.1.

Tabla 1.1 Instalaciones de bomba de calor geotérmica en Europa en el año 2007

País	Nº unidades	Capacidad total (MWt)
Suecia	298.067	2.682,6
Alemania	115.813	1.273,9
Francia	105.056	1.155,6
Dinamarca	53.252	931,2
Finlandia	38.912	827,9
Austria	48.439	772,2
Países Bajos	15.230	392,0
Italia	7.500	150,0
Polonia	10.000	133,0
República Checa	6.965	112,0
Reino Unido	5.100	92,2
Irlanda	4.014	84,3
Bélgica	7.000	69,0
Estonia	5.000	49,0
Hungría	350	15,0
Grecia	400	5,0
Eslovenia	420	4,6
Lituania	200	4,3
Rumanía	40	2
Eslovaquia	8	1,4
Bulgaria	19	0,3
Letonia	10	0,2
Portugal	1	0,2
TOTAL UNIÓN EUROPEA	721.796	8.758,0

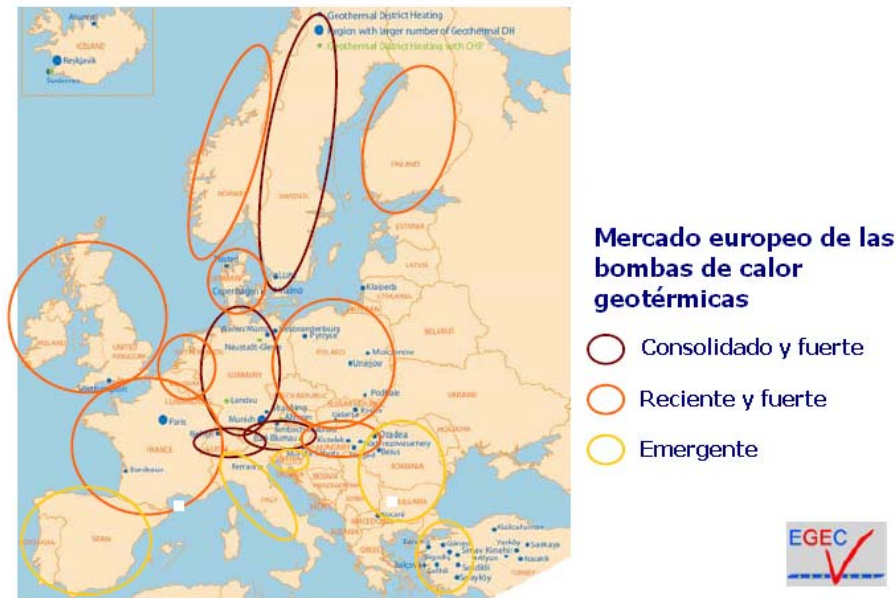


Figura 1.1 Desarrollo del mercado de las bombas de calor geotérmicas en Europa según European Geothermal Energy Council

El Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía de España (IDAE) [7] destaca el incipiente despegue de los aprovechamientos geotérmicos de muy baja temperatura a través de la bomba de calor como solución a la obligatoriedad, fijada por el Código Técnico de la Edificación, de emplear una energía renovable para la producción de agua caliente sanitaria. Asimismo estas instalaciones permiten, como herramienta de ahorro energético en la edificación que son, mejorar la calificación energética del edificio, etiquetado obligatorio por la aplicación del R.D. 47/2007 de certificación energética de edificios.

Las principales barreras para el desarrollo completo de esta tecnología son la falta de experiencias sobre su funcionamiento en

refrigeración, demanda muy importante en los países del Sur de Europa, y el desconocimiento de métodos de diseño, programas de cálculo o simulación adecuados para su dimensionado. Estas herramientas deben combinar todos los procesos de intercambio de calor que intervienen en este tipo de instalaciones (demanda térmica del edificio, energía suministrada por la bomba de calor, energía absorbida o cedida al terreno) además de considerar un gran número de parámetros de entrada como las propiedades térmicas del suelo, las condiciones climatológicas, las características térmicas del edificio, el tipo de tubería empleada en el intercambiador de calor enterrado, el fluido caloportador, etc. La gran sensibilidad de los resultados del diseño ante la variación de estos parámetros dificulta considerablemente el correcto dimensionado de los sistemas de bomba de calor geotérmica, por lo que es necesario validar los procedimientos de cálculo empleados para poder asegurar unos rendimientos adecuados en las instalaciones.

Este aspecto es muy importante porque la nueva Directiva europea sobre el fomento del uso de energías renovables [8] fija, en su Anexo VII, el valor mínimo del rendimiento que deben tener los sistemas de bomba de calor para ser considerados como fuente de energía renovable. De este modo, únicamente aquellas instalaciones bien diseñadas y con equipos apropiados podrán ser certificadas como aprovechamiento de energía renovable. Para ello los diseñadores de estas instalaciones deberán garantizar mediante cálculos o simulaciones el rendimiento de la instalación proyectada.

La motivación personal para la realización de esta tesis doctoral es doble. Por un lado recoge los estudios y las investigaciones que he realizado desde el año 2003 en el campo de las aplicaciones de la bomba de calor acoplada al terreno, y por otro lado valida el trabajo profesional que desarrollo en el sector de la ingeniería de climatización geotérmica.

El inicio de esta trayectoria académica y profesional fue gracias al proyecto europeo GeoCool (*Geothermal Heat Pump for Cooling and Heating along European Coastal Areas*) [9], englobado dentro del V Programa Marco de la Unión Europea y que tenía como objetivo el desarrollo de un sistema de bomba de calor geotérmica orientado a las aplicaciones en las zonas costeras del Sur de Europa, implementando una metodología para el dimensionado del intercambiador de calor enterrado y diseñando y ejecutando una planta experimental de tamaño comercial que demostrara la viabilidad de estos sistemas en áreas costeras mediterráneas, que presentan demanda tanto de calefacción como de refrigeración. El trabajo desarrollado en este proyecto, en la concepción del experimento y en el diseño de la planta, se recoge en el Trabajo de Investigación que realicé para obtener el Diploma de Estudios Avanzados, titulado “*Estudio y diseño de una instalación para la verificación experimental de un sistema de refrigeración basado en intercambiadores enterrados*”.

Posteriormente, y debido a mi implicación en proyectos de ingeniería de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno más complejos y en mi participación en varias líneas de investigación asociadas a esta tecnología: sistemas geotérmicos híbridos (*GESTA 06-EN-01 “Reducción del gasto energético en sistemas de climatización”*),

DEX-530000-2008-192 y IDI-20080915 “Desarrollo de un sistema de climatización híbrido de alta eficiencia energética mediante la combinación de un sistema geotérmico y un sistema aire que optimice los costes de implantación”), desarrollo de materiales de relleno de altas prestaciones térmicas (*IMGESA/2007/15 “Materiales de altas prestaciones térmicas y estructurales para la optimización energética”*), *INIDIV/2009/235 “Rehabilitación energética integral de edificios”*), análisis de la conductividad térmica del suelo (*GESTA 06-EN-02 “Análisis y determinación de la conductividad térmica de estructuras y subsuelos en tiempo real”*), *IDI 20090200 “Desarrollo de unidades de medida de respuesta térmica del terreno de segunda generación”*), diseño de intercambiadores de calor enterrados compactos (*IDI-200912003 “Rehabilitación sostenible de edificios”*) o cimentaciones termoactivas (*IAP-530000-2008-8 “Investigación de nuevas técnicas de aprovechamiento de energía geotérmica en cimentaciones profundas: cimentaciones termoactivas”*), *IDI-200991159 “Proyecto de investigación de nuevas técnicas de aprovechamiento de energía geotérmica en cimentaciones profundas: pantallas termoactivas”*), ha sido necesario implementar una metodología de diseño y modelado de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno que permita caracterizar con la máxima exactitud posible todos los componentes del sistema (tipo de intercambio de calor con el terreno, bomba de calor y edificio climatizado) y analizar su comportamiento conjunto en la instalación a largo plazo. La validación mediante datos experimentales de esta metodología que empleamos en el diseño [A.4] ha sido la principal motivación para la realización de esta tesis doctoral.

1.2 Objetivos de la tesis

El objetivo principal de esta tesis es validar los procedimientos de diseño de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno en aplicaciones de calefacción y refrigeración empleando resultados experimentales. Particularmente se pretende demostrar que el modelado de este tipo de sistemas mediante el programa de simulación numérica TRNSYS [10] constituye una metodología de diseño muy adecuada.

La instalación de bomba de calor acoplada al terreno de la planta piloto GeoCool, gracias a su completa sensorización y a la disponibilidad de datos de su funcionamiento durante más de tres años, ha servido para la validación de la metodología de diseño.

Los objetivos de las distintas fases del desarrollo de la investigación han sido los siguientes:

- Realizar el análisis de datos experimentales, implementando un sistema de tratamiento de datos que permita su validación y la determinación de los rendimientos estacionales del sistema, así como otros parámetros significativos para la comprensión del funcionamiento del mismo (cargas térmicas del edificio, temperaturas medias del terreno, temperaturas medias del fluido en el intercambiador de calor enterrado, etc)
- Analizar las distintas herramientas de modelado de las instalaciones de bomba de calor geotérmica y seleccionar la más adecuada para modelar la instalación de la planta experimental

- Modelar la instalación piloto seleccionando los valores de los parámetros de entrada al modelo y los modelos matemáticos más adecuados para representar el comportamiento de los distintos componentes de la instalación de bomba de calor geotérmica (bomba de calor, bomba de circulación, intercambiador de calor enterrado vertical, sistema de control, etc.)
- Comparar los resultados experimentales con los resultados de la simulación, validando así el método de diseño empleado

1.3 Estructura de la memoria

La presente memoria se estructura en los capítulos que se describen a continuación.

En el **capítulo uno** se ha argumentado que existe un hueco de conocimiento que esta tesis pretende cubrir en el campo del modelado y de la simulación de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno. Se ha analizado que el marco de desarrollo es favorable y se ha descrito tanto la motivación para llevar a cabo el trabajo como los objetivos de la investigación realizada.

En el **capítulo dos** se describen los fundamentos de los sistemas de bomba de calor geotérmica, el momento de la tecnología actual, y se analizan las metodologías de diseño y las herramientas de modelado de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno. Asimismo se realiza una revisión del estado del arte de trabajos similares a éste, que utilizan

resultados experimentales para validar modelos de diseño de instalaciones térmicas.

El **capítulo tres** resume las actividades llevadas a cabo en el diseño y la ejecución de la planta experimental del proyecto GeoCool (2003-2005), remarcando las hipótesis de diseño y los métodos de cálculo empleados para el dimensionado de la misma. Una gran parte de este capítulo corresponde a mi Trabajo de Investigación para la obtención del Diploma de Estudios Avanzados “*Estudio y diseño de una instalación para la verificación experimental de un sistema de refrigeración basado en intercambiadores enterrados*”.

La descripción del análisis y tratamiento de los datos experimentales se lleva a cabo en el **capítulo cuatro**. En este capítulo se muestran los resultados del rendimiento del sistema experimental (rendimiento estacional y rendimiento diario) y se presenta una comparativa entre la demanda térmica del edificio GeoCool obtenida experimentalmente y la teórica empleada como dato de partida para el dimensionado del sistema.

En el **capítulo cinco** se describe el modelo de la planta experimental realizado mediante el programa de simulación numérica TRNSYS.

La comparativa de resultados experimentales y teóricos objeto de esta tesis se recoge en el **capítulo seis**. La validación del modelo se realiza mediante la comparativa de los resultados del modelo y las medidas experimentales de los rendimientos estacionales y diarios del sistema (*performance factor*).

Por último, en el **capítulo siete**, se presentan las conclusiones del trabajo realizado y los trabajos futuros que de él pueden derivar.

CAPITULO 2

Antecedentes y Estado del Arte

2.1 Principios básicos de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno

Una bomba de calor es una máquina que transfiere el calor desde un foco frío (T_f) a otro caliente (T_c) utilizando una cantidad de trabajo (W) relativamente pequeña, de acuerdo con el principio de Carnot (figuras 2.1 y 2.2) [11].

Como se observa en la figura, los componentes de la bomba de calor son: el compresor, que comprime un gas refrigerante aumentando su presión y temperatura mediante el consumo de energía eléctrica, el condensador, donde el refrigerante condensa a una temperatura mayor que la del foco caliente y cede calor a éste, la válvula de expansión, que disminuye la presión del refrigerante y, por último, el evaporador, donde

el refrigerante se evapora a una temperatura menor que la del foco frío, extrayendo calor del mismo.

En el ciclo frigorífico teórico representado en el diagrama de Mollier se puede observar que la energía frigorífica cedida por la fuente fría al evaporador más la energía consumida por el compresor es igual a la energía cedida por el condensador a la fuente caliente.

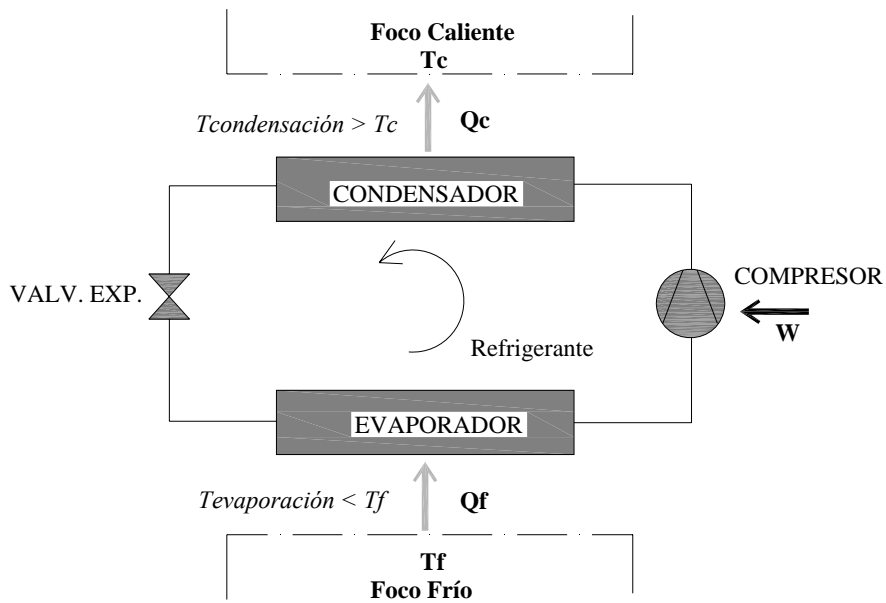


Figura 2.1 Ciclo de la bomba de calor: componentes

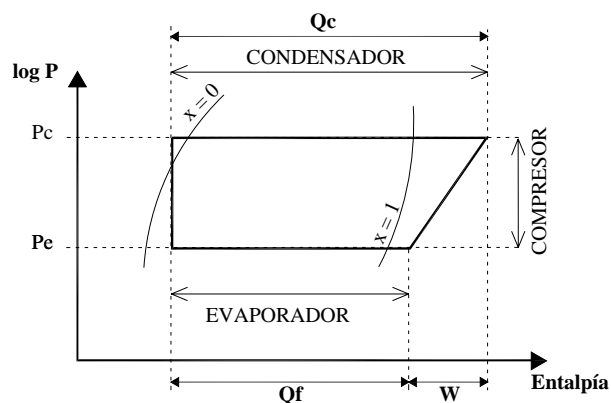


Figura 2.2 Ciclo de la bomba de calor: diagrama presión-entalpía

Expresando el rendimiento de la máquina como la potencia calorífica o frigorífica obtenida dividida entre la potencia absorbida por el compresor, obtenemos la relación 2.1, donde al rendimiento del equipo en modo calor se le denomina COP (*Coefficient of Performance*) y en modo frío EER (*Efficiency Energy Rate*).

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} = \frac{\dot{Q}_f + \dot{W}}{\dot{W}} = EER + 1 \quad (2.1)$$

El rendimiento teórico de la máquina varía según la temperatura de trabajo (temperatura de los focos frío y caliente), independiente de las eficiencias mecánicas y térmicas de sus distintos componentes (ec. 2.2 y ec. 2.3).

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (2.2)$$

$$EER = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (2.3)$$

Sobre el rendimiento real influyen otros muchos factores, entre ellos la degradación debida al funcionamiento a carga parcial, que depende del comportamiento de la bomba de calor en el arranque y del ratio de encendido/apagado del equipo en la instalación. El análisis de la influencia en el COP de la bomba de calor de este fenómeno se desarrolla más detalladamente en el capítulo 6.

Como se deduce de las ecuaciones anteriores, cuanto mayor sea la temperatura del foco frío y menor la del foco caliente, mejor rendimiento del ciclo frigorífico se obtiene en el equipo, respetando siempre los límites impuestos por la válvula de expansión.

Por ejemplo, una bomba de calor aire-agua trabaja en invierno con una temperatura (T_f) igual a la temperatura del aire exterior, por lo que cuando la temperatura exterior es más baja, para conseguir una determinada temperatura de confort en calefacción (T_c), el rendimiento del sistema disminuye. De modo inverso, cuando la bomba de calor aire-agua trabaja en refrigeración, cuando la temperatura exterior es más elevada (T_c), conseguir una temperatura de confort determinada (T_f), implica un rendimiento menor.

Las bombas de calor acopladas al terreno trabajan con un foco de intercambio de calor, el subsuelo, de temperatura estable a lo largo del

año, lo que produce una mejora del rendimiento del ciclo frigorífico de la máquina.

Suponiendo un suelo homogéneo con propiedades térmicas constantes, la temperatura a cualquier profundidad z puede calcularse a partir de la expresión 2.4, descrita por Kusuda y Achenbach [12].

$$T(z,t) = T_m - A_s e^{-z\sqrt{\frac{\pi}{365\alpha}}} \cos\left[\frac{2\pi}{365}\left(t - t_0 - \frac{z}{2}\sqrt{\frac{365}{\pi\alpha}}\right)\right] \quad (2.4)$$

En esta ecuación, $T(z,t)$ es la temperatura en °C del suelo en el tiempo t a una profundidad z , T_m es la temperatura media anual del suelo en °C (a una profundidad en donde no son perceptibles las variaciones de temperatura), A_s es la oscilación de la temperatura superficial en °C, t es el tiempo en días, t_0 el desfase en días y α es la difusividad térmica del suelo en m²/día.

Se pueden diferenciar cuatro zonas distintas según la variación de la temperatura del terreno con la profundidad [13]. La primera zona, o zona superficial, comprende desde la superficie de la tierra hasta la profundidad de un metro, y es una zona donde la temperatura del terreno es muy sensible a cambios en las condiciones ambientales. La segunda zona es la que se extiende hasta unas profundidades entre 8 y 20 metros, según el tipo de terreno, y donde la temperatura del terreno es cercana a la temperatura media anual ambiental, pero influenciada por las variaciones climáticas estacionales. La tercera zona, que alcanza hasta profundidades de 50 metros aproximadamente, presenta una temperatura

constante a lo largo del año (T_m). Por último, a profundidades superiores a los 50 metros, la temperatura aumenta con la profundidad del terreno con un gradiente medio de 0,03 °C/m como consecuencia del gradiente geotérmico (temperaturas en la corteza terrestre debidas al flujo de calor interior).

Existen estudios que demuestran, para distintos tipos de terreno, que la temperatura de la tierra permanece prácticamente constante por debajo de una cierta profundidad a lo largo del año, siendo su valor inferior a la temperatura ambiental en verano y superior en invierno [14-15].

El valor de la oscilación anual (A_s) depende de la localización, del tipo de suelo y del contenido en agua.

El desfase en días t_0 se refiere al desplazamiento de la temperatura superficial con la profundidad como se observa en la figura 2.3.

Los valores de la difusividad térmica del suelo (α) dependen del tipo de suelo y del contenido de agua. El rango de valores para la difusividad térmica, de acuerdo con los trabajos de Givoni y Katz [16], varía desde $0,4 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ hasta $1,08 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ según sea el suelo seco o húmedo.

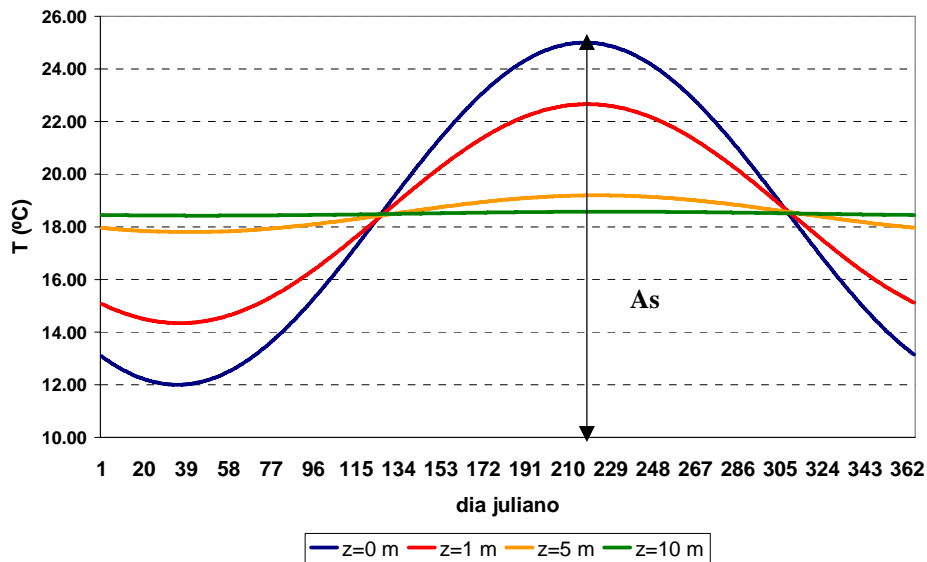


Figura 2.3 Evolución anual de la temperatura del terreno con la profundidad para la ciudad de Valencia ($\alpha = 0.005 \text{ cm}^2/\text{s}$)

2.1.1. Tipologías de sistemas de intercambiador de calor enterrado

Existen diversos sistemas de intercambio de calor asociados a la bomba de calor geotérmica [17-18]. En primer lugar cabe distinguir entre los sistemas de circuito abierto y los sistemas de circuito cerrado. En los circuitos abiertos se realiza la captación de un recurso hídrico (acuífero, lago, río...) para intercambiar calor devolviéndose posteriormente a su origen. En los circuitos cerrados es un fluido caloportador dentro de una tubería el que realiza el intercambio, generalmente con el suelo aunque también se puede realizar con una masa de agua. Las cimentaciones termoactivas, que aprovechan la propia estructura del edificio (pilotes,

pantallas o losas) para ubicar las tuberías de intercambio de calor, constituyen la tipología más novedosa [19].

Entre los circuitos cerrados destacan por su uso mayoritario las instalaciones de tuberías plásticas enterradas por las que circula agua o agua con anticongelante; estas instalaciones, denominadas intercambiador de calor enterrado, pueden ser horizontales o verticales, como se muestra en la figura 2.4 [20-21].

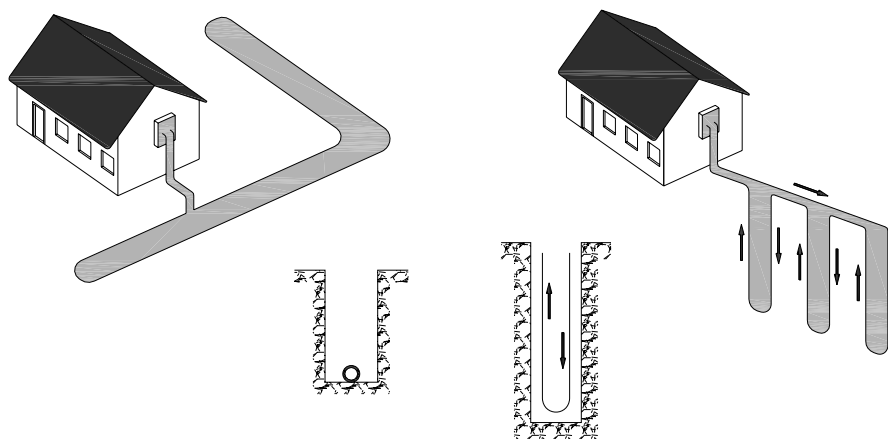


Figura 2.4 Configuraciones básicas de intercambiadores de calor enterrados

La selección de un intercambiador de calor horizontal o vertical dependerá de la superficie de terreno disponible, la potencia a disipar y los costes de instalación. Generalmente los sistemas horizontales se emplean para instalaciones de baja potencia con grandes superficies disponibles, mientras que los sistemas verticales permiten la ejecución de grandes instalaciones con una perfecta integración en la edificación y sin

hipotecar grandes superficies de terreno. Existe una variante de la configuración horizontal (denominada *slinky*) que se emplea para instalar la mayor longitud de intercambiador con la menor excavación posible y consiste en enrollar la tubería en forma de espiras [22].

Los sistemas horizontales son más sensibles a las variaciones estacionales como cambios en la temperatura exterior y variación de las condiciones hidrogeológicas (nivel freático), por lo que su rendimiento energético es menor.

La aplicación comercial de los sistemas verticales es mayor porque permiten instalaciones de elevada potencia en relativamente poco espacio. Por este motivo, se decidió que el intercambiador de calor enterrado de la planta piloto GeoCool fuera vertical. En el siguiente apartado se describe con más detalle esta tipología.

2.1.1.1. Intercambiador de calor enterrado vertical

Un intercambiador de calor enterrado vertical (*borehole heat exchanger, BHE*) consiste en una o más perforaciones, dependiendo del tamaño del sistema. Cada perforación (*borehole* en inglés) constituye un captador vertical y contiene una o dos tuberías plásticas (polietileno o polibutileno) en forma de U, de diámetros comprendidos entre ¾” y 1 ½”, o una tubería plástica concéntrica. Es una práctica común que se instalen las tuberías en U con elementos espaciadores, que separan el ramal de ida del de retorno, con el objeto de minimizar la transferencia térmica entre ambos. La resistencia térmica de estas tuberías viene determinada por la expresión 2.5 y depende del logaritmo neperiano de la

relación entre el diámetro exterior (D_0) e interior (D_1) de la tubería y de la conductividad térmica del material plástico (k_p) [20].

$$R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot k_p} \cdot L_N \left(\frac{D_0}{D_1} \right) \quad (2.5)$$

Las características de las tuberías (relaciones entre diámetros) están normalizadas [23] y definidas por el *Schedule Rating* (SCH) o *Size Dimension Ratio* (SDR).

La longitud de las perforaciones varía comúnmente entre los 50 y los 150 metros de profundidad, mientras que el rango del diámetro de las mismas es de 110-165 mm, dependiendo de la tecnología de perforación empleada y del tipo de terreno.

El espacio anular que queda en la perforación entre el terreno y la tubería generalmente se rellena para asegurar una correcta transferencia térmica entre las tuberías y el terreno. El relleno puede realizarse bien con materiales extraídos de la perforación y/o arenas, o bien con materiales sellantes como cemento, bentonita o materiales termoconductivos específicos para este fin [24]. La selección del tipo de relleno y de su modo de ejecución está determinada por las condiciones hidrogeológicas del sustrato. Si la permeabilidad del sustrato es baja se deben realizar rellenos granulares siempre que el sellado alcance la máxima profundidad del nivel piezométrico, mientras que si el sustrato es permeable o se conoce de la existencia de acuíferos es necesario sellar la perforación para evitar afecciones hídricas [25].

La influencia de las características térmicas del terreno y del material de relleno, especialmente de la conductividad térmica, es muy relevante en la configuración del intercambiador de calor enterrado vertical. En el siguiente apartado se analizan detalladamente todos los parámetros que influyen en el diseño y la ejecución de los intercambiadores de calor enterrados verticales.

2.2 Diseño de sistemas de intercambiador de calor enterrado vertical

El diseño y la ejecución de un intercambiador de calor enterrado vertical son complejos porque hay que tener en cuenta la influencia de múltiples parámetros. Para optimizar este tipo de sistemas es necesario analizar las siguientes variables:

- Condiciones climatológicas de la zona
- Perfil energético del edificio donde se va a instalar
- Condiciones geológicas e hidrogeológicas
- Características térmicas del subsuelo
- Propiedades hidráulicas y resistencia térmica de los tubos

Un análisis de sensibilidad previo de todos estos factores permite definir las condiciones finales de diseño para optimizar el sistema de bomba de calor acoplada al terreno y, en función de la importancia de cada uno de ellos, seleccionar las herramientas de diseño más adecuadas.

2.2.1. Condiciones climatológicas

La influencia de las condiciones climatológicas en el intercambiador de calor enterrado es doble. Por un lado determinan los requerimientos de calefacción y refrigeración del edificio a acondicionar, y por otro influyen en la temperatura media del terreno. Por tanto, es muy importante que se disponga de una buena base climática para realizar un correcto dimensionado del intercambiador de calor.

2.2.2. Perfil energético del edificio

Al considerar el perfil energético del edificio para el diseño de un intercambiador geotérmico hay que tener en cuenta tanto las cargas de diseño o potencia pico (*peak load*) como la demanda de energía del edificio.

Las cargas de diseño se determinan para seleccionar la bomba de calor y están basadas en estándares o condiciones aceptadas para una localización dada en el día más desfavorable de funcionamiento. El procedimiento de cálculo es el mismo que se emplea para dimensionar cualquier sistema de climatización y existen varios métodos para ello, el más conocido es el empleado por la ASHRAE (*American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*) [26-27].

Además de la potencia de la bomba de calor, en el diseño de los sistemas geotérmicos es imprescindible conocer la demanda energética del edificio, ya que únicamente cuando la bomba de calor esté en funcionamiento el intercambiador de calor cederá o absorberá calor.

Debido a que la bomba de calor se dimensiona para las condiciones de funcionamiento más desfavorables, cuando la carga térmica del edificio sea inferior a la potencia de la bomba de calor, esta funcionará intermitentemente. Este aspecto afecta a la resistencia térmica del suelo. Para considerar este efecto se debe determinar, tanto en calefacción como en refrigeración, la fracción de tiempo que está en marcha la bomba de calor, es decir, el factor de utilización.

Existen programas de modelado energético que calculan la demanda energética anual del edificio en función de las variables constructivas y el uso. Los más empleados son eQuest, Energy10, DOE-2, TRNSYS, VISUALDOE, ECOTECH, ESP-r y EnergyPlus [28-29].

2.2.3. Condiciones geológicas e hidrogeológicas

Las condiciones geológicas e hidrogeológicas determinan la técnica de ejecución de las perforaciones del intercambiador de calor vertical, condicionando por tanto la profundidad máxima y el diámetro del captador. Es necesario conocer a priori la litología de la zona y la existencia de aguas subterráneas, así como los niveles freáticos y su variación estacional. Si la hidrogeología de la zona es importante se debe tener en cuenta su influencia en el intercambiador de calor en los modelos de diseño [30].

2.2.4. Características térmicas del subsuelo

Las propiedades térmicas del terreno son determinantes en el cálculo del intercambiador de calor enterrado, principalmente la conductividad térmica. Un valor de conductividad térmica elevado a igualdad del resto de condiciones de diseño, disminuye considerablemente la longitud del intercambiador. Además, las características térmicas del subsuelo influyen en otros parámetros de diseño, tales como la distancia entre las diversas perforaciones que conforman el intercambiador de calor vertical necesaria para que no exista interferencia térmica entre los captadores verticales. En la tabla 2.1 se muestran los rangos de valores más usuales de las propiedades térmicas del terreno.

Tabla 2.1 Rango usual de valores de las características térmicas del terreno

Parámetro	Rango usual de valores
Conductividad térmica K_s (W/mK)	1.5 – 6
Capacidad térmica volumétrica c_p (MJ/m ³ K)	1 - 4

El cálculo de la conductividad térmica para el diseño de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno se puede realizar mediante un test de respuesta térmica del suelo (*Thermal Response Test*, TRT). Con este método, para determinar las características térmicas del suelo, se fuerzan pulsos de inyección de calor o pulsos de extracción de calor en un bucle enterrado y se mide su respuesta en temperatura; en función de dicha

evolución y en base a ecuaciones analíticas se puede obtener el valor de conductividad térmica efectiva del terreno [31-34].

2.2.5. Propiedades hidráulicas

La selección del diámetro de la tubería, el caudal circulante y las propiedades del fluido afectan a la resistencia térmica del intercambiador de calor. Además, la bomba de calor determina el caudal total circulante, así como el salto térmico que se debe dar en el intercambiador de calor para el correcto funcionamiento del sistema.

El diámetro de la perforación no es una variable muy importante, pero sí la configuración y posición de las tuberías en él. Por ejemplo, emplear tuberías de doble U en lugar de simple U, aunque las primeras tienen una resistencia térmica menor, únicamente es eficiente cuando la conductividad del relleno es baja en relación con la del terreno y el flujo de energía a disipar elevado, o el empleo de tuberías concéntricas, que en teoría debería incrementar el rendimiento térmico del intercambiador de calor al situarse en el centro del cilindro, en la práctica son difíciles de instalar, se demuestra que la instalación no es ideal y la resistencia térmica aumenta. Por otro lado, el uso de elementos separadores entre los ramales de las tuberías favorece el intercambio de calor disminuyendo la resistencia térmica.

La propiedad hidráulica más importante para asegurar una buena transferencia térmica entre el fluido circulante y la pared interior de la tubería es que el comportamiento del fluido sea turbulento [35], es decir, hay que asegurar altas velocidades del fluido, por lo que es recomendable

emplear diámetros pequeños. No obstante, en la elección del diámetro de la tubería, hay que llegar a un compromiso entre la caída de presión en la misma (que hay que minimizar empleando diámetros grandes para disminuir la potencia de bombeo) y el rendimiento térmico.

Las propiedades del fluido caloportador (agua o agua con anticongelante) son también importantes. La característica que tiene mayor impacto en el comportamiento del intercambiador es la viscosidad, ya que influye en la resistencia térmica y en las pérdidas de presión, además de que depende de la temperatura del fluido. Es necesario prever los cambios de modo de funcionamiento de la instalación (calefacción/refrigeración), ya que la modificación brusca de la temperatura del fluido puede producir cambios de las características del flujo circulante (turbulento o laminar).

El punto de congelación del fluido es un importante parámetro de diseño porque se debe evitar la congelación en los elementos de la bomba de calor. Por ejemplo, la tabla 2.2 muestra la variación del punto de congelación de la solución etilenglicol-agua, uno de los fluidos caloportadores más empleados [36].

Tabla 2.2 Variación del punto de congelación de la solución agua-etilenglicol

% etilenglicol por volumen	5	10	15	20	25	30	35	40
Punto Congelación °C	-1.1	-2.2	-3.9	-6.7	-8.9	-12.8	-16.1	-20.6

2.2.6. Tipología del intercambiador enterrado vertical

Existen diferentes tipologías de intercambiadores enterrados verticales según la ubicación de los captadores que lo forman: lineal, rectángulo cerrado, rectángulo abierto, circular, etc. Estas tipologías difieren fundamentalmente en la relación entre el volumen del terreno que emplean y el área superficial que ocupan.

Emplear un área extensa respecto al volumen total es una solución óptima para las aplicaciones en las que predomina un modo de funcionamiento (calefacción o refrigeración) para que, al no estar compensada la energía que se absorbe o inyecta al terreno, no se produzca una saturación térmica en el mismo. La distancia óptima entre los distintos captadores dependerá de la energía intercambiada con el terreno así como de la conductividad térmica del mismo.

Por el contrario, instalar un intercambiador de calor vertical en muy poca superficie es una solución adecuada para almacenar energía térmica en el subsuelo [37-38] y minimizar las pérdidas de calor.

2.3 Programas de diseño y modelado de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno

La disponibilidad comercial de herramientas informáticas de diseño de intercambiadores de calor enterrados es amplia. Éstos deben considerar los siguientes aspectos:

- Propiedades del suelo: conductividad térmica y difusividad

- Interacción térmica entre los distintos bucles
- Evolución de las condiciones térmicas del suelo a largo plazo bajo los requerimientos de la instalación basadas en la demanda base de energía térmica (*base load*)
- Respuesta del terreno ante los picos de potencia requeridos por la instalación (*peak load*), esto es, análisis de la degradación que se puede producir en la instalación debida a temperaturas extremas de trabajo en la bomba de calor.
- Propiedades del fluido caloportador

Los programas y metodologías más empleadas para este diseño son la metodología IGHSPA (*International Ground Source Heat Pump Association*) [20] o las herramientas EED (*Earth Energy Designer*) [39] o GLHEPRO [40] que se describen en el apartado 2.3.1.

Sin embargo, no es fácil encontrar aplicaciones comerciales que contemplen todos los diferentes subsistemas que conforman una instalación de bomba de calor acoplada al terreno: el edificio con sus cargas térmicas asociadas, la bomba de calor, el sistema hidráulico y el intercambiador de calor enterrado conjuntamente con el subsistema suelo. Para el diseñador de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno es imprescindible desarrollar una metodología de cálculo en la que todos estos subsistemas estén interconectados, normalmente empleando diferentes tipos de software específico. Por ejemplo en la figura 2.5 se muestra la metodología de diseño de la instalación GeoCool, que se describe con detalle en el capítulo 3. Como se observa, el modelo

del sistema se realizó mediante las herramientas CALENER [41], para el modelado energético del edificio, GLHEPRO y EED, para el diseño del intercambiador de calor enterrado y ART [42], para el diseño de la bomba de calor.

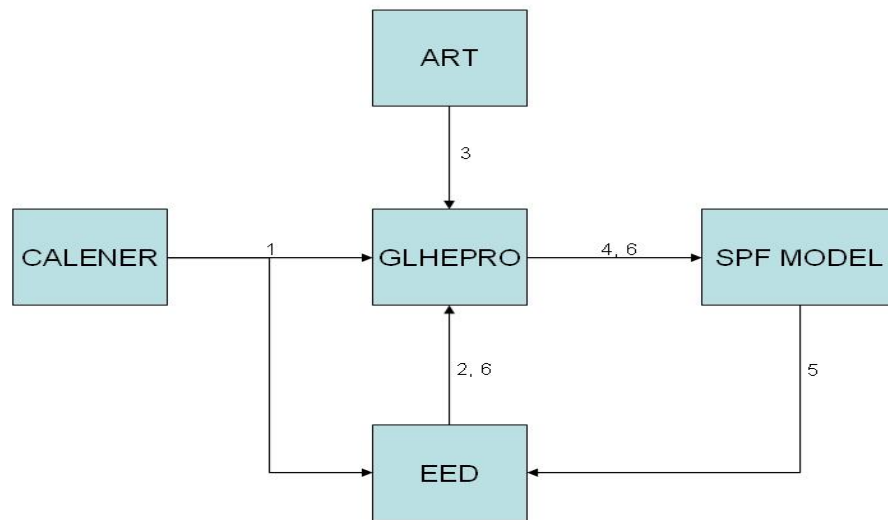


Figura 2.5 Software empleado para el diseño del modelo global GeoCool

2.3.1. Herramientas de diseño y modelado de un intercambiador de calor vertical

2.3.1.1. Modelos de diseño de un intercambiador de calor vertical

En el diseño de un sistema de intercambiador de calor vertical existen dos consideraciones que hay que tener en cuenta:

- Que la máxima carga de calor en invierno o la máxima carga de refrigeración en verano no exceda del incremento

o de la disminución de temperatura aceptable en el fluido del intercambiador

- Estabilidad a largo plazo del sistema, particularmente en aquellas aplicaciones en las que la demanda térmica del edificio a acondicionar está descompensada, lo que produce que el balance neto del calor extraído e inyectado al terreno a lo largo del año sea positivo y no nulo, lo que representaría la situación ideal de funcionamiento.

Las aplicaciones prácticas del cálculo de la transmisión de calor en tuberías la inició Allen en 1920 [43]. La primera aproximación al cálculo de los fenómenos térmicos en intercambiadores de calor enterrados fue la teoría de la línea infinita (ec. 2.6). El modelo de línea infinita se basa en la aproximación de que el captador vertical es una fuente de calor con un espesor infinitamente pequeño en relación con su longitud, considerando el suelo como un medio homogéneo a una temperatura inicial constante T_s . El modelo inicial fue desarrollado por Lord Kelvin; Ingersoll and Plass aplicaron el modelo a los intercambiadores de calor enterrados [44-45], Penrod [46] desarrolló tres ejemplos del uso de esta metodología para el diseño de bombas de calor acopladas al terreno, mientras que una versión simplificada del algoritmo de Ingersoll and Plass fue realizada por Guernsey [47].

$$T = T_s \pm \frac{0.1833 q}{K_s} \left[\log_{10} \frac{\alpha}{r^2} + 0.106 \frac{r^2}{\alpha t} + 0.351 \right] \quad (2.6)$$

Donde K_s es la conductividad térmica del suelo, definida según la ecuación 2.7, q el flujo de calor por unidad de longitud del captador vertical, t el tiempo en horas y r la distancia en metros desde el centro del captador, que es igual al radio de perforación (véase figura 2.6).

$$K_s = \alpha \cdot c_p \quad (2.7)$$

Siendo α la difusividad térmica del suelo y c_p su capacidad térmica volumétrica. Esta expresión puede emplearse bajo la condición de la ecuación 2.8.

$$\frac{\alpha t}{r^2} \geq 1 \quad (2.8)$$

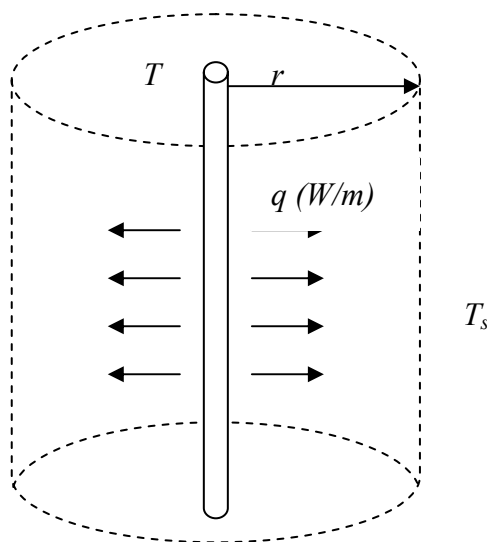


Figura 2.6 Modelo de conducción de calor alrededor de una línea infinita

Otro modelo empleado para el diseño de intercambiadores de calor enterrados es el modelo de fuente cilíndrica que considera al captador vertical como un cilindro infinito compuesto de varias capas de materiales con sus respectivas resistencias térmicas. Como el modelo anterior, asume que el suelo es un medio homogéneo y tiene una temperatura inicial constante T_s .

Kavanaugh [48] desarrolló una metodología que empleaba la solución de fuente cilíndrica y aproximaba la evolución temporal de la extracción/inyección de calor en el terreno empleando una solución estacional y un valor de resistencia térmica efectiva (ec. 2.9), donde $G(z, p)$ es la función de fuente cilíndrica. Los fundamentos básicos del método continuaban la aproximación de Ingersoll [49] donde se empleaban pulsos cíclicos de calor procedentes de una fuente lineal. Kavanaugh implementó una solución para la fuente cilíndrica empleando cuatro tipos de pulsos de calor con periodicidad distinta: cada cuatro horas, diaria, mensual y anual.

$$T = T_s \pm \frac{q}{K_s} G(z, p) \quad (2.9)$$

$$z = \frac{\alpha t}{r^2} \quad (2.10)$$

$$p = \frac{r}{r_0} \quad (2.11)$$

Hay que destacar que el diseño de intercambiadores de calor enterrados mediante estas aproximaciones analíticas era muy tedioso y poco práctico hasta que a finales de los años 80 se desarrollaron en Suecia los primeros modelos numéricos y las primeras aplicaciones informáticas. Eskilson [50] desarrolló un modelo numérico para determinar la relación entre el calor extraído del terreno y la temperatura del fluido caloportador para diferentes condiciones. Hellstrom [51] diseñó un modelo de un intercambiador de calor enterrado vertical aplicado al almacenamiento de energía térmica en el suelo a lo largo de una estación.

Otros modelos destacados son los siguientes: Muraya [52] desarrolló un modelo transitorio bidimensional en elementos finitos para investigar la interferencia térmica entre los tubos en U, Rottmayer [53] empleó la técnica de las diferencias finitas para su modelo numérico, que simula las condiciones de transferencia de calor en un captador vertical con tubería en U, y Zeng [54] aplicó el modelo de la teoría de línea infinita a un modelo de longitud finita en un medio semi-infinito para caracterizar la transmisión de calor por conducción en un intercambiador enterrado vertical.

2.3.1.2. Herramientas informáticas analíticas y seminuméricas

Las herramientas analíticas para el cálculo del flujo de calor o la respuesta en temperatura de las tuberías enterradas asumen condiciones estacionarias y no incluyen en su cálculo procesos de transferencia con flujos de agua subterránea o los procesos transitorios.

Una gran variedad de códigos seminuméricos se emplean en la actualidad como herramientas de diseño de intercambiadores de calor enterrados. Todos ellos son programas basados en el modelo numérico de la Universidad de Lund (*SBM Model*, [50, 55]). Estos programas, presentados por Claesson, Eskilson y Hellström [56-59], se fundamentan en la utilización de funciones semi-analíticas (g-funciones) que permiten obtener soluciones analíticas de transporte de calor para diferentes configuraciones geométricas de los captadores verticales. Los valores de estas funciones se almacenan en ficheros de datos a los cuales acceden los algoritmos de los programas para calcular la respuesta del intercambiador de calor vertical a un determinado perfil energético.

Uno de los programas más utilizados en Europa, cuyos antecedentes son los softwares TFSTEP, DIM e INOUT, es el EED (*Earth Energy Design*) [39, 60-62], ya que gracias a su simplicidad de manejo permite un rápido dimensionado del intercambiador vertical.

En Estados Unidos, el GLHEPRO [40, 63], basado en el método IGSHPA-*International Ground Source Heat Pump Association*, es una de las herramientas más conocidas por los diseñadores de sistemas geotérmicos.

Otros programas de diseño de intercambiadores verticales son los basados en la metodología desarrollada por Kavanaugh como el GchpCalc también ampliamente empleado en Estados Unidos [64]. Al igual que los programas de la Universidad de Lund, el método Kavanaugh permite determinar la interacción térmica entre los

captadores adyacentes del intercambiador y la evolución térmica del terreno a largo plazo.

Además de los programas citados, existe gran variedad de herramientas comerciales para el cálculo de intercambiadores de calor enterrados verticales, Shonder [65-67] realiza una exhaustiva comparativa de muchas de ellas.

Las herramientas informáticas descritas en este apartado, aunque son adecuadas para un diseño estándar de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno combinadas con otras específicas para el cálculo de la demanda energética, no son idóneas para cálculos en detalle, ya que no incorporan los posibles efectos de los flujos de agua subterráneos o el comportamiento de otros importantes elementos de la instalación.

2.3.1.3. Herramientas informáticas de modelado numérico

Existen numerosos códigos de simulación numérica capaces de resolver el problema de transferencia de calor entre el intercambiador de calor y el terreno, estos códigos deben de incorporar las siguientes condiciones:

- Transmisión por conducción de calor en un medio de características heterogéneas, respecto a conductividad y capacidad térmica, como es el terreno
- Transporte de masa y energía debido a los flujos subterráneos (flujo en un medio poroso), tanto natural como inducido térmicamente por variación de la densidad
- Transmisión por convección de calor en el intercambiador

- Resistencia térmica entre el intercambiador y el terreno
- Gradiente geotérmico, transmisión de calor entre la superficie y el subsuelo
- Posibles fluctuaciones del nivel freático debidas a la estacionalidad o a la climatología
- Posibles cambios de fase (congelación) en aplicaciones de calefacción y climas fríos

El mayor inconveniente del uso de estos códigos es que normalmente toda la información que necesitan como parámetros de entrada no es conocida en la fase de diseño, por lo que depende de la experiencia del diseñador realizar aproximaciones adecuadas. Además requieren de un elevado tiempo de aplicación, lo que hace que su utilización se relegue a los proyectos de mayor envergadura, en los que un detallado diseño permita una optimización de costes globales.

Una clasificación somera de estas herramientas de cálculo se muestra en la tabla 2.3 [68].

Tabla 2.3 Ejemplos de modelos de simulación numérica para el transporte de calor en el terreno

Modelos de diferencias finitas	
TRADIKON-3D	Sanner et al. 1996
HST3D	Kipp 1987, Kipp 1997
SHEMAT	Clauser 2003
Visual MODFLOW	Waterloo Hydrogeologic Inc 2006
Modelos de elementos finitos	
SUTRA	Voss 1984
TRANSIN	Medina et al. 2001
FEFLOW	Diersch 2002
GeoSys	Kolditz et al. 2003
Modelos de volúmenes finitos	
GHEAT	Hähnlein et al. 2007

2.3.1.4. TRNSYS (Transient Systems Simulation Program)

Dentro de las herramientas de modelado hay que hacer mención especial al programa TRNSYS (*Transient Systems Simulation Program*) [10, 29, 69]. Este programa constituye una de las herramientas más flexibles de modelado y simulación, capaz de resolver problemas muy complejos a partir de la descomposición del modelo en distintos componentes (*types*) interconectados entre sí.

Es un programa desarrollado por el *Solar Energy Laboratory*, de la Universidad de Wisconsin, y empleado desde hace más de veinticinco años para diseñar sistemas de climatización, ventilación, energía solar, etc.

Una de las principales ventajas del programa es que permite la conexión con otras aplicaciones (Excel, Matlab/Simulink...), bien leyendo y/o volcando datos o bien con llamadas internas dentro del proceso de simulación.

Los *types* de TRNSYS son modelos matemáticos que, vistos como cajas negras por el usuario (con inputs, outputs y definición de parámetros característicos), se ensamblan en la interface visual denominada TRNSYS *Simulation Studio*. La modularidad del programa permite añadir nuevos modelos matemáticos definidos por el usuario mediante lenguajes comunes de programación (C++, PASCAL, FORTRAN...), aunque no es una práctica habitual debido a la gran cantidad de componentes definidos en las distintas librerías que se pueden obtener con el programa (TESS, TRANSSOLAR, TRNLIB).

TRNSYS se encuentra en continuo desarrollo por un equipo multidisciplinar formado por la *University of Wisconsin* y el *Thermal Energy Systems Specialists* (TESS) de Madison (Wisconsin, Estados Unidos), el *Centre Scientifique et Technique du Bâtiment* de Sophia Antipolis (Francia) y el *Transsolar Energietechnik* de Stuttgart (Alemania); actualmente está en desarrollo la versión TRNSYS 17.0.

Las ventajas de TRNSYS para el diseño de bombas de calor acopladas al terreno es que incluye el cálculo de cargas térmicas del edificio, componentes de sistemas de calefacción y refrigeración (HVAC) como bombas de calor o bombas de circulación y módulos de intercambiadores de calor enterrados (DST, EWS, SBM) y de sistemas de almacenamiento térmico. Además incluye ficheros con datos

climáticos y permite calcular la temperatura del terreno. Por estos motivos es uno de los programas más empleados en el diseño y la simulación de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno y ha sido el programa seleccionado para la validación experimental desarrollada en este trabajo (Para una descripción más detallada de los módulos de TRNSYS véase capítulo 5).

2.4 Revisión bibliográfica

Existen diferentes trabajos que validan experimentalmente modelos de diseño de instalaciones térmicas, así como otros sobre la validación experimental de módulos desarrollados en TRNSYS. Sin embargo, se encuentran muy pocas referencias bibliográficas sobre la validación experimental de modelos de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno funcionando en calefacción y refrigeración. Esto es debido a que la investigación en los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno que funcionen reversiblemente es muy reciente.

En lo que respecta a trabajos que validan modelos térmicos de forma experimental, algunos ejemplos son los que se describen a continuación. En la referencia [70] se realiza la comprobación experimental de un modelo de planta enfriadora implementado en el programa EnergyPlus que incorpora dos estrategias de enfriamiento pasivo para disminuir el consumo energético, mientras que en la referencia [71] se valida, con datos de una instalación ubicada en el laboratorio de termodinámica de la Universidad Jiaotong de Shanghai, la adaptación del modelo de EnergyPlus de un sistema de expansión directa

a un sistema VRV y, en el trabajo presentado en [72], un modelo de intercambiador tierra-aire realizado mediante herramientas de dinámica de fluidos computacional (CFD) es contrastado con datos obtenidos de una instalación experimental construida en Guangzhou (China). Por último, en el artículo [73], se realiza un modelo de máquina de absorción que funciona en un sistema de refrigeración solar bajo condiciones de carga parcial y se compara con los resultados experimentales de una instalación de una máquina de absorción de 15 kW que climatiza una superficie de 450 m² de un edificio de oficinas.

Centrándose en los modelos realizados mediante el programa TRNSYS, existen muchas referencias que coinciden en la adecuada selección de este programa para simular y validar sistemas energéticos de distinto tipo; algunas de las investigaciones que comprueban mediante datos experimentales los resultados de las simulaciones son:

[74], donde se valida una adaptación del módulo Type 60 de TRNSYS (modelo de un depósito de acumulación) que incorpora un relleno de materiales de cambio de fase (PCM). Los resultados de la simulación y los experimentales coinciden bastante bien, sobre todo si se tienen en cuenta fenómenos de convección

[75], que compara los resultados experimentales de una instalación fotovoltaica en Irlanda con los resultados de un modelo desarrollado y modificado en TRNSYS del sistema fotovoltaico global, que incluye las células y los modelos de radiación solar. Los resultados muestran que los errores entre el modelo y el experimento de la energía producida por el

sistema fotovoltaico se encuentran entre el 3 y el 15%, según el modelo de radiación empleado.

[76], que presenta una simulación de TRNSYS de una envolvente (Type 56 y desarrollo del nuevo Type 101) a la que se han incorporado materiales de cambio de fase para modificar la inercia térmica de la pared e influir sobre la demanda energética del edificio. Para validar el modelo se han construido dos celdas experimentales con paredes compuestas de los materiales modelados totalmente sensorizadas, demostrando la comparativa de resultados la validez del modelo y de la tecnología.

[77], recoge la comparativa de un modelo en TRNSYS de una cubierta vegetal con los datos experimentales medidos en una instalación del hospital de S. Bortolo, en Vicenza, noreste de Italia. Se observa cómo la correlación entre los valores de la transpiración evaporativa de la cubierta vegetal del modelo y del experimento es buena.

[78], presenta la validación experimental del modelo TRNSYS XST empleado para calcular el comportamiento térmico de depósitos enterrados para el almacenamiento térmico de agua caliente. Experimentalmente se han obtenido datos, durante el periodo 2000-2002, de una instalación de calefacción de distrito alimentada con energía solar ubicada en Hannover (Alemania). El resultado es que las desviaciones existentes entre la medida de los flujos de calor (pérdidas, suministro, etc.) y las predichas en los modelos de carga y descarga son inferiores al 5%.

En cuanto al campo de las bombas de calor acopladas al terreno, en Europa, en los últimos años, los principales trabajos se han desarrollado en Turquía y han consistido, bien en la caracterización experimental del rendimiento de estos sistemas o bien en la elaboración de modelos que predigan el comportamiento de los mismos. Trabajos que validen experimentalmente estos modelos como esta tesis son muy escasos.

En la caracterización experimental del rendimiento de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno en refrigeración y calefacción destacan las investigaciones llevadas a cabo por Hepbasli, Inalli y Esen. Dos instalaciones experimentales ubicadas en la Universidad de Ege y en la Universidad de Firat son objeto de varios análisis. Ambas instalaciones, como se describe a continuación, son pequeñas instalaciones puramente experimentales, a diferencia de la instalación de GeoCool que tiene un tamaño comercial.

Los artículos [79] y [80] determinan el COP en refrigeración y en calefacción de la instalación experimental construida en Facultad de Ingeniería de la Universidad de Ege compuesta por un intercambiador vertical de 50 metros de profundidad, una bomba de calor de 3,8 kW en calefacción y 4,2 kW en refrigeración y un fancoil que climatiza una clase de 65 m². Las medidas experimentales se realizaron en el verano de 2000 y en el invierno de 2001, siendo los valores de rendimiento medio obtenidos experimentalmente en ambos modos de funcionamiento muy bajos en relación a los esperados en una instalación de bomba de calor geotérmica.

La instalación experimental de la Universidad de Firat [81-82] es horizontal acoplada a una bomba de calor agua-aire. Tiene dos intercambiadores enterrados en dos niveles, 1 metro y 2 metros, para valorar la influencia de la profundidad de enterramiento. Las cargas térmicas son de 2,5 kW en calefacción y 3,1 kW en refrigeración y se climatiza una habitación de unos 16 m². Los datos de calefacción para la obtención experimental del COP se midieron entre noviembre de 2002 y abril de 2003, mientras que los de refrigeración entre junio y septiembre de 2003, obteniéndose también valores más bajos de los esperados.

Otra instalación experimental, en este caso de bomba de calor acoplada a un intercambiador vertical combinada con paneles solares térmicos, es objeto de análisis en los trabajos [83-85]. El sistema proporciona calefacción a un invernadero ubicado en el Instituto de Energía Solar de la Universidad de Ege presentándose el análisis del COP de la bomba de calor y del sistema global (incluyendo ventilador del fancoil y bomba de circulación). Los datos para el análisis son del periodo comprendido entre diciembre de 2003 y enero de 2004 [83] o del periodo desde enero a marzo de 2004 [85]. El artículo [84] realiza un análisis exergético de la instalación. Esta instalación también se utiliza en la referencia [86] para comparar teóricamente con una instalación similar pero con un intercambiador horizontal.

También Esen e Inalli han trabajado muy recientemente en la elaboración de modelos complejos para la predicción del rendimiento de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno. Tomando como base

los datos de la instalación experimental de la Universidad de Firat han empleado distintos métodos matemáticos implementados en Matlab para predecir el COP: el método ANFIS (*Adaptive Neuro Fuzzy Inference Systems*) [87] y el método ANN (*Artificial Neural Networks*) [88]. La gran diferencia entre estas investigaciones y el trabajo de esta tesis es que las predicciones son del COP de la bomba de calor no del rendimiento estacional del sistema.

Esta instalación horizontal también se ha empleado para validar un modelo numérico de diferencias finitas de transferencia de calor en el terreno [89] que predice la distribución de la temperatura en el terreno alrededor de la tubería. Las discrepancias entre los valores de temperatura del terreno medidos y estimados son de 0,6 °C en promedio.

Por último, para finalizar con las investigaciones llevadas a cabo en Turquía, en el artículo [90] los datos experimentales de una instalación geotérmica construida en la Universidad de Nigde se emplean para validar las eficiencias energéticas y exergéticas del sistema. Las diferencias de esta instalación respecto a las anteriores son que el refrigerante de la bomba de calor es R-143A, el sistema de distribución interior es un radiador y en lugar de un intercambiador de calor enterrado vertical, la bomba de calor trabaja contra un tanque de 0,5 m³.

Cabe destacar también las recientes investigaciones desarrolladas en China respecto a los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno funcionando en refrigeración. En las referencias [91] y [92] se presenta un diseño de un sistema de bomba de calor geotérmica con almacenamiento de frío en el terreno para poder trabajar con una carga

térmica desequilibrada, es decir, elevadas cargas de refrigeración en comparación con las de calefacción. Para ello se combina un sistema geotérmico con una torre de refrigeración. En verano, por las noches, se almacena frío en el terreno funcionando la bomba de calor con la torre de refrigeración contra el terreno y durante el día se extrae el frío del terreno bien directamente, porque el suelo se encuentra a temperatura lo suficientemente baja, o bien mediante la bomba de calor. En invierno opera un sistema tradicional de bomba de calor e intercambiador de calor enterrado. El objetivo de estos trabajos es el modelado matemático de este sistema, analizando en profundidad el almacenamiento para diferentes características del suelo en [91] o el proceso de carga y descarga del terreno en [92]. En este último artículo, los datos del modelo se validan en una instalación experimental de laboratorio.

Otros trabajos, además del estudio del desequilibrio entre cargas de calefacción y refrigeración, analizan la aplicación de cimentaciones termoactivas, en concreto pilotes. En [93] se realiza una comparativa entre dos instalaciones experimentales, una con intercambiadores verticales convencionales y otra con pilotes termoactivos. El estudio experimental se realiza en un edificio de oficinas de Tianjin con una instalación de 148 kW en calefacción y 320 kW en refrigeración. El intercambiador enterrado se compone de dos partes, una formada por 21 perforaciones verticales de 90 metros y otra por 61 pilotes termoactivos de una profundidad de 20 metros. La recogida de datos experimentales se realiza entre marzo de 2003 y marzo de 2005, concluyendo sobre la necesidad de fomentar los sistemas híbridos para balancear el terreno.

Modelos de diseño de pilotes termoactivos se describen en las referencias [94] y [95] así como su aplicación en edificios de Shangai. El principal objetivo de estos trabajos es seleccionar, mediante el modelado, la configuración de pilote termoactivo más adecuado.

Del análisis de todos estos trabajos se concluye que la investigación que presenta esta tesis constituye una aportación novedosa en el estudio de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno, ya que analiza datos de los rendimientos medios diarios y anuales experimentales y simulados de una instalación que, aunque es una planta piloto, funciona en un edificio real y es de tamaño comercial. Además, la importancia de poder determinar con mayor fiabilidad el rendimiento medio anual durante la etapa de diseño de estos sistemas es una necesidad marcada por la Directiva europea de energías renovables, que fija un umbral de rendimiento medio para considerar la instalación como energía renovable, por lo que, para realizar esta justificación, el diseñador deberá demostrar la validez del método de diseño empleado para determinar este rendimiento.

CAPITULO 3

Diseño y Ejecución de la Instalación Experimental

3.1 Planteamiento del proyecto GeoCool

El objeto del proyecto GeoCool ha sido el desarrollo de una instalación prototipo para la demostración de la eficiencia de las instalaciones de bomba de calor acoplada al terreno en las zonas costeras del Sur de Europa. Para conseguir este objetivo, en la fase de prediseño del experimento se plantearon varias opciones que permitieran comparar el sistema prototipo (bomba de calor agua-agua acoplada a un intercambiador de calor enterrado) con un sistema de climatización convencional (bomba de calor aire-agua).

La primera opción consistía en efectuar dos instalaciones de climatización en dos partes similares de un edificio, una de ellas

alimentada por el sistema prototipo y la otra por el sistema convencional, que funcionarían al mismo tiempo. Además, en algunas ocasiones, podrían permutarse los sistemas de climatización, para mayor fiabilidad de la comparativa, ya que así se tendrían medidas de los dos sistemas funcionando en ambas subdivisiones del edificio.

La segunda opción barajada era realizar la instalación real con el sistema prototipo e instalar un grupo hidráulico conectado a la bomba de calor aire-agua, cuya carga reprodujera las características de la carga del edificio climatizado en varios días tipo. Por último, la tercera opción, que fue la que se implementó, consistía en conectar alternadamente ambas bombas de calor a un único sistema secundario, realizándolo de tal forma que se registrasen los datos de funcionamiento de los dos sistemas primarios bajo las mismas condiciones de operación del sistema.

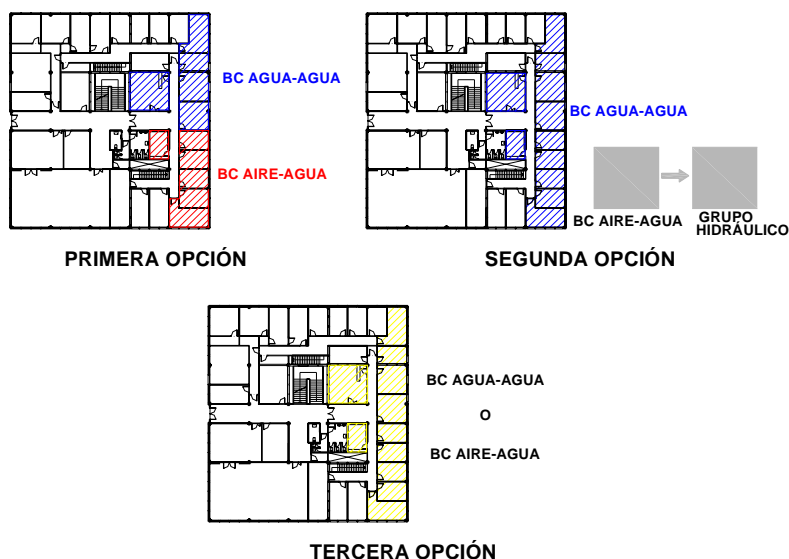


Figura 3.1 Planteamiento de la instalación experimental GeoCool. Opciones iniciales

El sistema de bomba de calor agua-agua acoplada al terreno funcionaría la mayor parte del tiempo, aproximadamente el 90%, mientras que el tiempo restante se permutaría el sistema primario y entraría en funcionamiento la bomba de calor aire-agua (figura 3.2.).

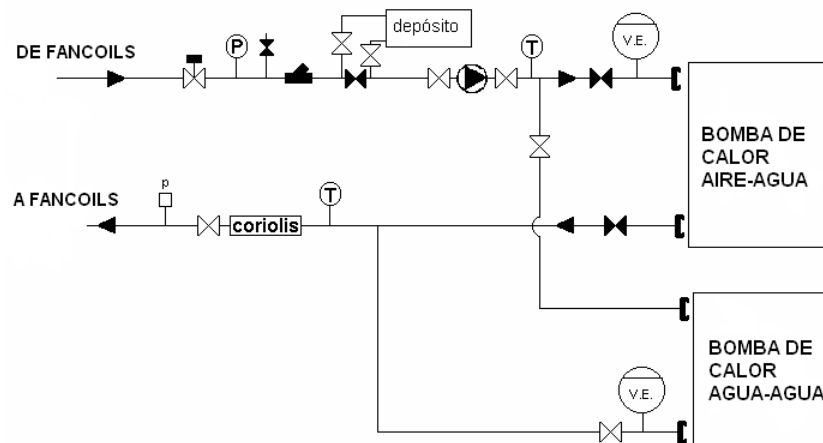


Figura 3.2 Esquema hidráulico de distribución de la instalación del proyecto GeoCool

3.2 Diseño de la instalación experimental

El diseño de la instalación experimental se realizó mediante una metodología creada específicamente para el proyecto GeoCool que integra en un modelo global diferentes programas informáticos específicos para el modelado de los distintos componentes (véase figura 2.4. del Capítulo 2). [A.5-A.7].

La instalación, que actualmente continua en funcionamiento, se ubica en el Departamento de Termodinámica Aplicada (edificio 5J), emplazado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales en

3 Diseño y Ejecución de la Instalación Experimental

la Universidad Politécnica de Valencia (véanse figuras 3.3 y 3.4) y climatiza un área de aproximadamente 250 m², formada por nueve despachos, un aula de informática y una pequeña sala multiusos.



Figura 3.3 Ubicación de la instalación experimental GeoCool en la UPV (edificio 5J)

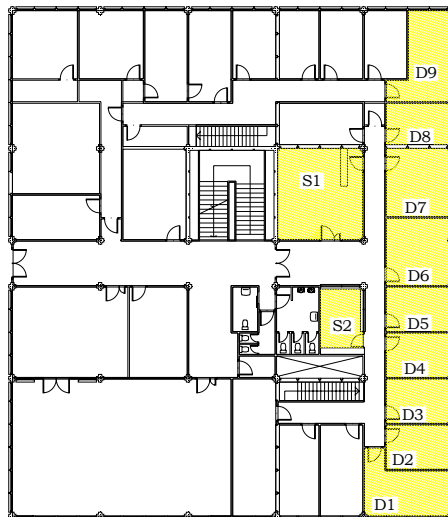


Figura 3.4 Distribución de los espacios a climatizar en el Departamento de Termodinámica Aplicada por la instalación GeoCool

3.2.1. Modelado térmico del edificio

El modelado térmico del edificio a climatizar fue el primer paso para obtener el modelo global del sistema y consistió en determinar la evolución de la demanda térmica de los espacios a acondicionar. Para ello se empleó el programa CALENER V 2.0 [41], programa desarrollado por el Grupo de Termotecnia de la Escuela Superior de Ingenieros Industriales de la Universidad de Sevilla y financiado por el IDAE y el Ministerio de Fomento como instrumento de la aplicación de la Directiva 2002/91/CE (SAVE).



Figura 3.5 Componentes del programa CALENER

Este programa, partiendo de la descripción del edificio en cuanto a geometría, ubicación, elementos constructivos, ocupación y equipos, realiza, utilizando como motor de cálculo el DOE 2.2. [29], una

evolución de la demanda mensual de refrigeración y calefacción, pudiéndose discretizar por cargas o por recintos.

En la curva de la demanda obtenida por CALENER se representan, para calefacción y para refrigeración, todas las cargas térmicas del edificio, tanto las que influyen positiva como negativamente, es decir, las pérdidas y ganancias del sistema. En calefacción, las cargas consideradas por el programa son: conducción de muros, cubierta, terreno y acristalamientos, radiación en acristalamientos, infiltraciones, iluminación, ocupantes y equipos. En refrigeración, además, en las cargas debidas a infiltraciones, ocupantes, iluminación y equipos se determina tanto el calor sensible como el latente. En la figura 3.6 se muestra la curva de la demanda energética calculada (valores netos).

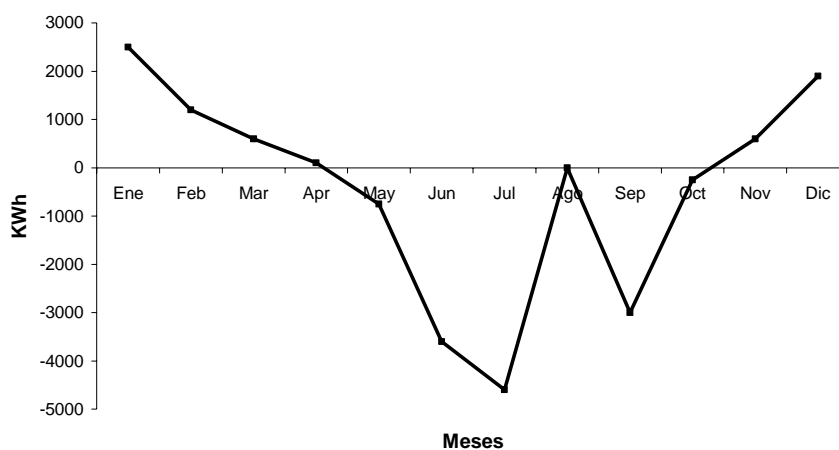


Figura 3.6 Curva de la demanda energética anual de la instalación del proyecto GeoCool

Además de la evolución energética anual, se calculó para cada estancia la potencia pico demandada por el edificio (para las 15 horas solares del mes de Julio y las 7 horas solares del mes de Enero), empleando metodología ASHRAE [27], con el objeto de determinar la potencia necesaria de la bomba de calor y seleccionar los elementos terminales (fancoils) para la distribución de frío o calor al edificio; los resultados de estos requerimientos de cargas pico fueron 15 kW en calefacción y 17 kW en refrigeración.

3.2.2. Bomba de calor agua-agua

La bomba de calor agua-agua instalada en la planta piloto es una bomba prototipo desarrollada en base a la bomba IZE70 de la marca CIATESA [96] que utiliza propano como refrigerante. La mejora lograda en la eficiencia de la máquina con la modificación realizada es del 15 % en calefacción (COP) y del 34% en refrigeración (EER). El prototipo fue desarrollado por el Grupo de Investigación y Modelado de Sistemas Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia [97-100].

3.2.3. Diseño del intercambiador de calor enterrado

El diseño del intercambiador se realizó con los programas EED [39] y GLHEPRO [40] tomando como datos la demanda energética y las cargas térmicas pico del edificio, las características de la bomba de calor, la base de datos climatológica de la ciudad de Valencia y las características geológicas de la zona (véase figura 3.7).

PERFIL GEOLÓGICO DE LA UPV, VALENCIA

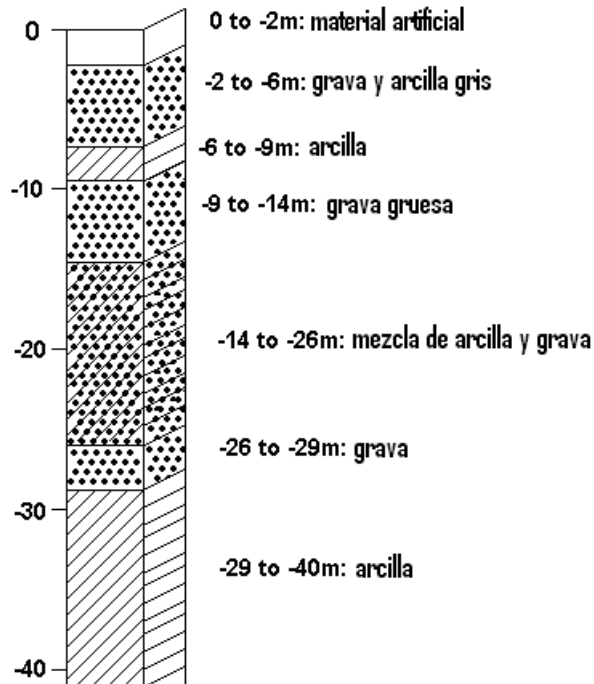


Figura 3.7 Perfil geológico de la zona donde se ubica el intercambiador de calor enterrado vertical del proyecto GeoCool

De acuerdo con los materiales de la columna litográfica, para la caracterización térmica del terreno se consideró un valor de conductividad térmica efectiva de 1.6 W/mK así como una temperatura de la superficie del terreno 18.5 °C. En la tabla 3.1 se muestra el resumen del cálculo del intercambiador de calor enterrado mediante el EED.

Se diseñó un intercambiador de calor rectangular (3x2) formado por seis captadores de 50 metros de profundidad distanciados 3 metros entre ellos. Las tuberías seleccionadas fueron simples U, de polietileno PN 100 y 1 ¼" de diámetro, siendo el fluido caloportador agua.

Tabla 3.1 Diseño del intercambiador de calor enterrado vertical mediante el EED

Terreno	
Conductividad térmica	1.600 W/m·K
Capacidad calorífica volumétrica	2.4MJ/m ³ ·K
Temperatura superficie	18.5 °C
Intercambiador enterrado vertical	
Configuración	6 : 2 x 3, rectangular
Profundidad de la perforación	50 m
Espacio entre perforaciones	3 m
Tipo de tubería instalada	Simple-U
Diámetro de la perforación	0.12 m
Diámetro de la tubería en U	0.032 m
Conductividad térmica de la tubería en U	0.430 W/m·K(polietileno)
Fluido caloportador	
agua	

La figura 3.8 muestra el perfil de temperatura media del agua dentro del intercambiador de calor para un periodo de 25 años, comparando los resultados obtenidos mediante los dos programas de diseño empleados. Se observa que los resultados son muy similares en ambos programas y que, debido a que en el sistema prevalece la carga térmica de refrigeración sobre la de calefacción, el agua sufre un calentamiento promedio de 2.6 °C en 25 años.

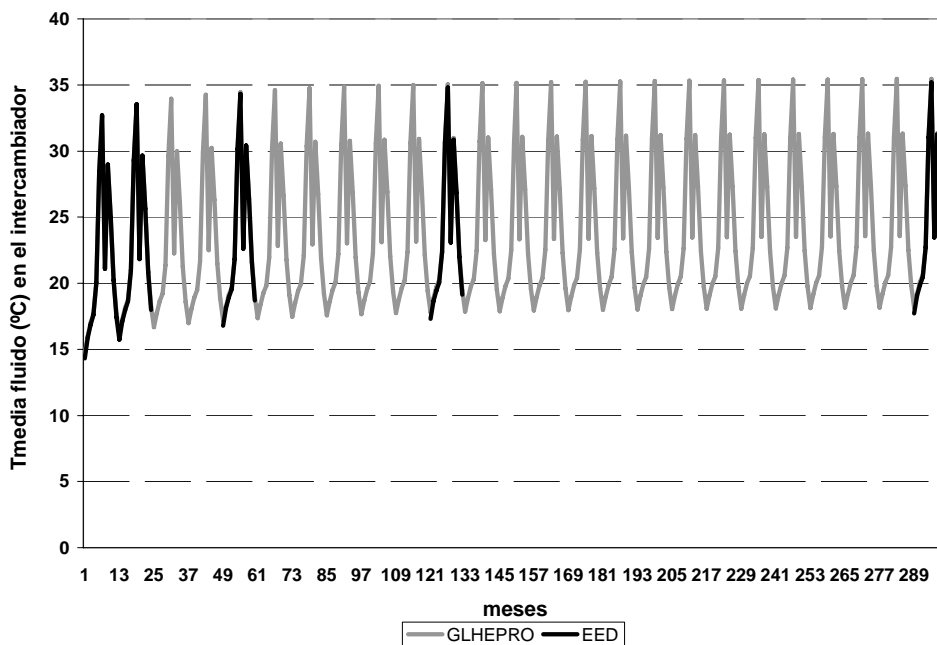


Figura 3.8 Perfil de la temperatura media del agua en el intercambiador de calor vertical. Resultados de los dos programas de cálculo empleados

A partir de las herramientas de cálculo EED y GLHEPRO se estimó el rendimiento estacional de la instalación (*Seasonal Performance Factor*, SPF) en un horizonte de 25 años para distintos tipos de relleno y también para diferentes configuraciones [A.5 - A.7, 9]. En general, los resultados fueron que la evolución del rendimiento estacional en calefacción (*Heating Seasonal Performance Factor*, HSPF (ec. 3.1)) es favorable con el tiempo, debido a que la demanda térmica de refrigeración de la instalación supera a la de calefacción, por lo que el terreno se va calentando progresivamente. Por el contrario, el rendimiento estacional en refrigeración (*Cooling Seasonal Performance*

Factor, CSPF (ec. 3.2)), disminuye a lo largo de los años (véase figura 3.9).

$$HSPF = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{hi}}{\sum_{i=1}^n \dot{W}_{hi}} \quad (3.1)$$

$$CSHF = \frac{\sum_{i=1}^n \dot{Q}_{ci}}{\sum_{i=1}^n \dot{W}_{ci}} \quad (3.2)$$

Donde Q representa la carga térmica proporcionada por el sistema en calefacción (h) o refrigeración (c) para el mes i y W es el consumo eléctrico del sistema para cada modo y mes.

En la figura 3.9 se muestra la evolución esperada del HSHP y del CSHP considerando un relleno del captador de bentonita con 10% de agua. El rendimiento estacional en calefacción aumenta a lo largo de los 25 años de simulación pasando de un valor de 3.93 a 4.03 mientras que en refrigeración, el rendimiento estacional disminuye desde un valor de 4.56 hasta un valor de 4.16. Tal y como se ha indicado anteriormente, este comportamiento se debe a que el sistema debe proporcionar una mayor carga de refrigeración que de calefacción, por lo que el calor cedido al terreno por el intercambiador enterrado es mayor que el extraído a lo largo de todo un año, y el terreno se va saturando térmicamente.

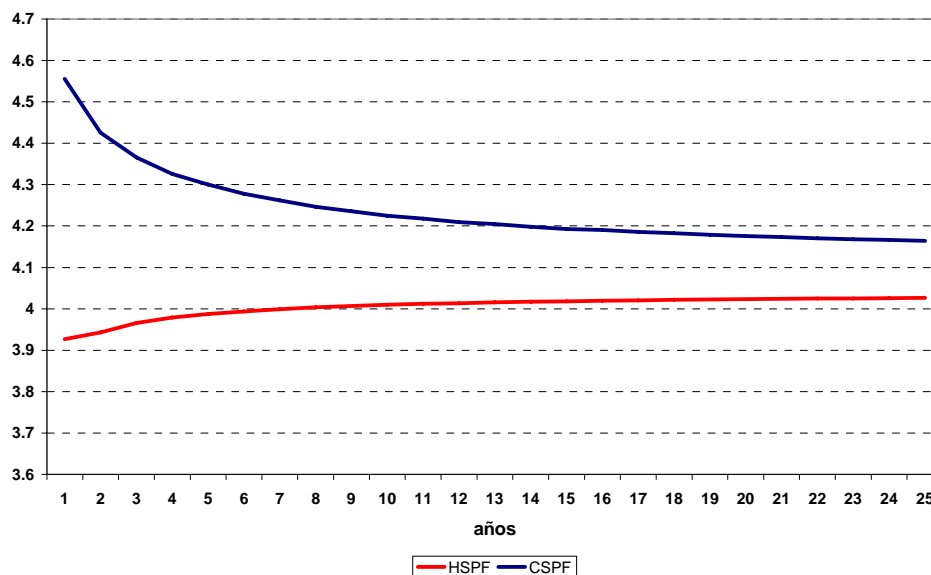


Figura 3.9 Evolución de los valores de diseño de los rendimientos estacionales de la instalación del proyecto GeoCool

3.2.4. Diseño del sistema de adquisición de datos

Para demostrar los objetivos del proyecto GeoCool era necesario determinar en cada instante del funcionamiento de la instalación, fuera cual fuera el sistema primario que estuviera funcionando (bomba de calor agua-agua acoplada al terreno o bomba de calor aire-agua), una serie de parámetros que permitieran la comparativa a realizar, como los consumos de los equipos, la carga térmica disipada y las condiciones de intercambio de calor (temperaturas de los focos). Por tanto el sistema de monitorización debía considerar los siguientes subsistemas (figura 3.10):

- El circuito interno, con los fancoils y los elementos de distribución de frío o calor
- El circuito externo del intercambiador de calor enterrado

- La bomba de calor aire-agua, conectada al circuito interno
- La bomba de calor agua-agua, conectada tanto al circuito interno como al externo

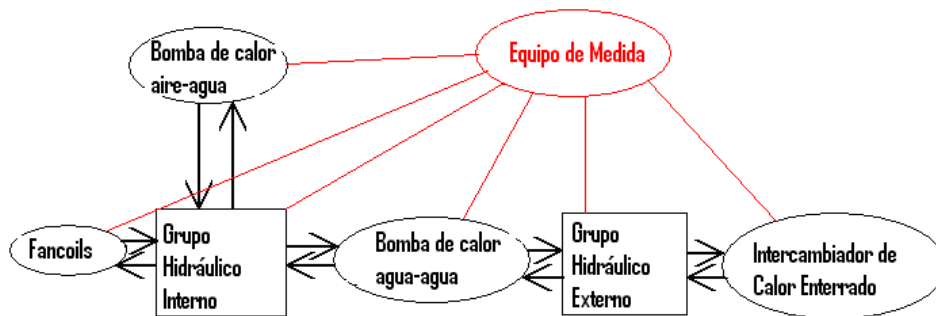


Figura 3.10 Subsistemas de la instalación del proyecto GeoCool

Los parámetros internos registrados en la planta experimental son los siguientes:

- Caudal y temperaturas de entrada y salida del sistema interno, para determinar las cargas térmicas suministradas al edificio
- Caudal y temperaturas de entrada y salida del sistema externo, para calcular la energía cedida o absorbida al terreno
- Temperaturas a la entrada y a la salida de los seis captadores que forman el intercambiador de calor enterrado vertical, para determinar el rendimiento térmico de cada captador

- Temperaturas en tres de los captadores a distintas profundidades (siete sondas de temperatura por captador), para caracterizar el comportamiento térmico del terreno
- Consumos de las bombas de calor y el grupo hidráulico externo, para obtener los rendimientos de la instalación

En la figura 3.11 se observa la ubicación de los elementos del sistema de adquisición de datos en la instalación y en la tabla 3.2 sus principales características.

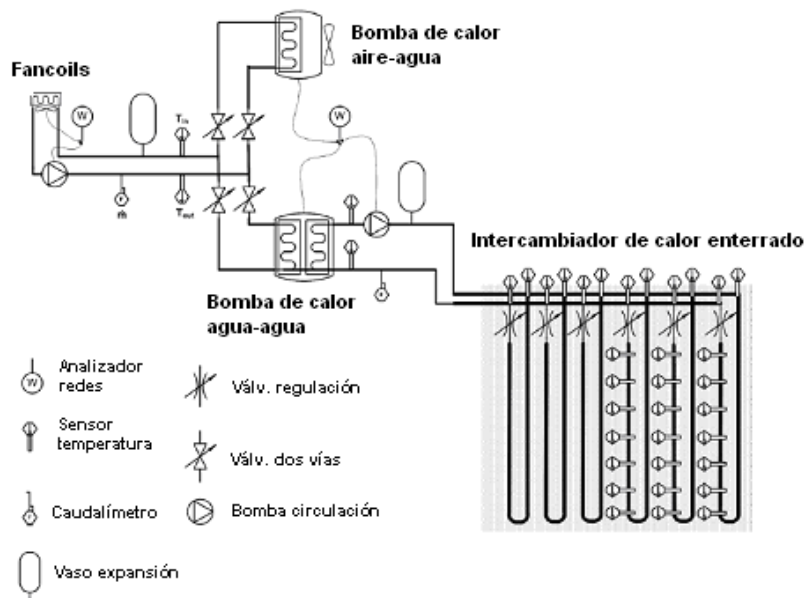


Figura 3.11 Esquema de la ubicación de los elementos de medida en la instalación GeoCool

Por otro lado, además de los parámetros internos de la instalación, se consideró necesario registrar parámetros externos al sistema pero con gran influencia en su comportamiento como los datos climatológicos

(obtenidos de la estación meteorológica situada en la terraza del edificio 5J de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales) y la temperatura en los recintos a climatizar (instalando sondas de temperatura PT 100 (3 hilos)).

El sistema de adquisición de datos instalado es una unidad Agilent HP34970A a la que se conectan diferentes módulos HP34901A. El software Agilent Vee Pro (*Visual Engineering Environment*) [101] es adecuado para la adquisición de datos debido a su interfaz gráfica y a sus características de programación y de comunicación. Este programa está diseñado específicamente para aplicaciones de medición, ya que ofrece facilidades de conexión de instrumentos de medida además de desplegar y reportar datos, automatizando los procesos de medición, análisis y adquisición.

Todos los sensores de la instalación se conectan al sistema de adquisición de datos y éste a un ordenador dónde se encuentra instalado el programa de adquisición. Los *data loggers* convierten directamente a medidas de temperatura los valores registrados en las termorresistencias, mientras que para obtener las medias realizadas por los caudalímetros y el analizador de redes se requiere una conversión por parte del programa de adquisición. Los datos medidos y calculados por el programa pueden verse en tiempo real en la pantalla de la aplicación y se registran diariamente en un fichero con extensión .xls o .txt. En la figura 3.12 se muestra una de las pantallas del programa.

Tabla 3.2 Características de los sensores de adquisición de datos de la instalación GeoCool

Equipo de medida	Características	Ubicación
Coriolis	Danfoss Mass Massflo 2000 ϵ < 0.1%	Circuito interno
Coriolis	Danfoss Mass Massflo 2000 ϵ < 0.1%	Circuito externo
Termoresistencia	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito interno entrada bomba calor
Termoresistencia	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito interno salida bomba calor
Termoresistencia	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito externo entrada bomba calor agua-agua
Termoresistencia	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito externo salida bomba calor agua-agua
Termoresistencias (12)	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito externo entrada y salida de los 6 captadores verticales
Termoresistencias (21)	PT-100 (4 hilos) $\pm 0.1^\circ\text{C}$	Circuito externo 7 profundidades distintas en 3 captadores verticales
Analizador de redes	GMC A2000 Power Meter $\epsilon \pm 0.5\%$	Cuadro eléctrico sala máquinas

Temperatura agua	Temperatura agua	Temperatura terra pozo4	Temperatura terra pozo5	Temperatura terra pozo6
TE	P1E	P4-1	P5-1	P6-1
21.56	38.31	19.44	20.3	22.88
TS	P1S	P4-2	P5-2	P6-2
21.54	36.8	20.17	20.11	20.15
AE	P2E	P4-3	P5-3	P6-3
9.184	31.01	19.63	19.15	19.1
AS	P2S	P4-4	P5-4	P6-4
13.3	44.43	19.59	19.23	19.51
	P3E	P4-5	P5-5	P6-5
	33.67	19.34	19.93	19.86
TEM	P3S	P4-6	P5-6	P6-6
35.39	36.02	19.94	19.47	19.44
TSM	P4E	P4-7	P5-7	P6-7
38.78	35.5	19.84	19.75	19.8
	P4S			
	35.36			
	P5E			
	36.07			
	P5S			
	35.53			
	P6E			
	37.81			

Figura 3.12 Pantalla del sistema de adquisición de datos de la instalación GeoCool

3.3 Ejecución de la instalación experimental

La ejecución de la instalación del proyecto GeoCool se realizó entre finales del 2003 y principios del 2004, en coordinación con los servicios de infraestructuras y de mantenimiento de la Universidad Politécnica de Valencia, debido a que la construcción de un intercambiador de calor vertical es una obra compleja y a que la instalación no era puramente experimental, montada en laboratorio, sino que climatizaba una zona de trabajo.

El intercambiador de calor enterrado se instaló en la zona ajardinada de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, enfrente de la entrada de la planta baja del edificio 5J (Departamento de Termodinámica Aplicada), o sea, en la parte Este de la zona a climatizar. En la figura 3.13 se puede ver una vista aérea de la zona durante las

obras, con la señalización de la ubicación de los captadores verticales. Se observa la zanja auxiliar y la balsa de sedimentación construida para evacuar el agua del nivel freático, así como la máquina de perforación que ejecutó los sondeos. La técnica constructiva empleada fue rotoperusión con encamisado metálico (camisa que se extrajo posteriormente).



Figura 3.13 Ubicación y ejecución del intercambiador de calor vertical de la instalación GeoCool

Con el objeto de realizar un análisis lo más amplio posible de un intercambiador enterrado vertical se realizaron diferentes configuraciones de captadores, variando el material de relleno y la distancia entre los tubos que conforman el bucle en U (empleando o no espaciadores, figura 3.15). Los rellenos que se utilizaron en cada captador fueron (figura 3.14):

- arena gruesa sin espaciadores
- arena fina (sedimentos originales) sin espaciadores
- arena fina con espaciadores con diferentes capas de bentonita
- arena fina con espaciadores
- arena gruesa con espaciadores
- arena gruesa con espaciadores

Todos los captadores se sellaron en los primeros metros con bentonita para evitar la contaminación de los acuíferos con flujos superficiales.

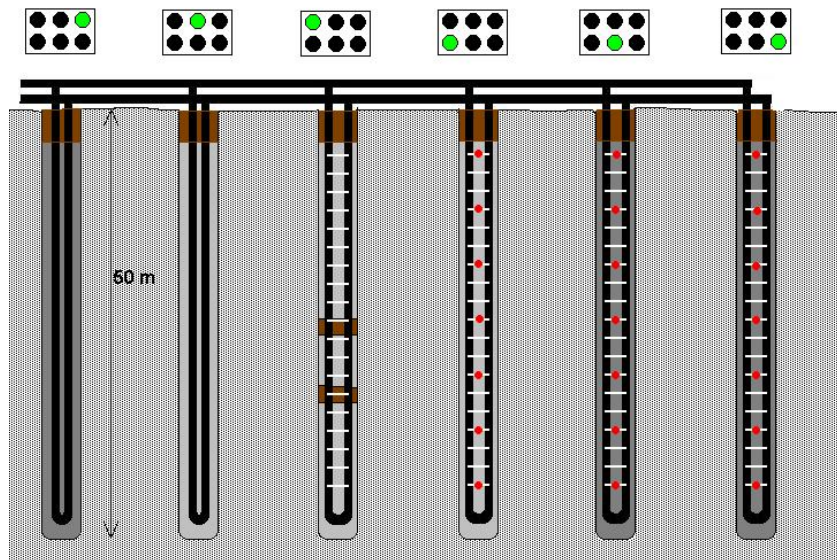


Figura 3.14 Configuración del intercambiador de calor enterrado vertical de la instalación GeoCool

En tres de las tuberías de polietileno de los captadores se colocaron sondas de temperatura cada siete metros, para poder caracterizar el

comportamiento térmico del terreno durante el funcionamiento de la instalación, como se observa en la figura 3.15. La conexión de los distintos ramales del intercambiador de calor vertical se realizó en paralelo, instalando un colector horizontal de ida y otro de retorno de 2” de diámetro. Cada dos captadores se instaló una arqueta de registro, con el objeto de poder acceder a las sondas de temperatura ubicadas en la ida y retorno de cada tubería vertical, así como colocar una válvula reguladora de caudal y válvulas de corte. Además de los colectores de ida y retorno, en la zanja horizontal se instaló un tubo corrugado de plástico para proteger al cableado de las sondas de temperatura (véase figura 3.16 y esquema de la figura 3.17). Las conexiones entre las tuberías verticales y los colectores se realizaron mediante soldadura por electrofusión.



Figura 3.15 Instalación de las tuberías en U y ejecución de la zanja para el colector horizontal y las arquetas

La sala de máquinas donde se instaló la bomba de calor, y los grupos hidráulicos interiores y exteriores se ubicó en la planta baja del

edificio 5J, en una habitación que se encuentra debajo de la escalera de este bloque, de modo que la proximidad al intercambiador de calor vertical fuera la menor posible para minimizar la longitud del tramo de conexión entre los distintos subsistemas (figura 3.18). En este recinto también se instaló un grupo conmutador de la bomba de calor agua-agua con la bomba aire-agua, ubicada en la terraza del edificio.

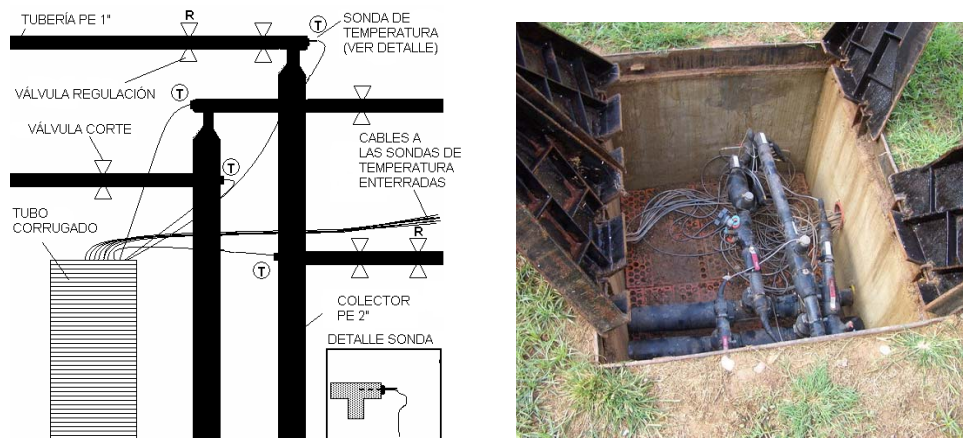


Figura 3.16 Detalle de la conexión de las tuberías verticales con los colectores horizontales. Elementos ubicados en las arquetas de registro

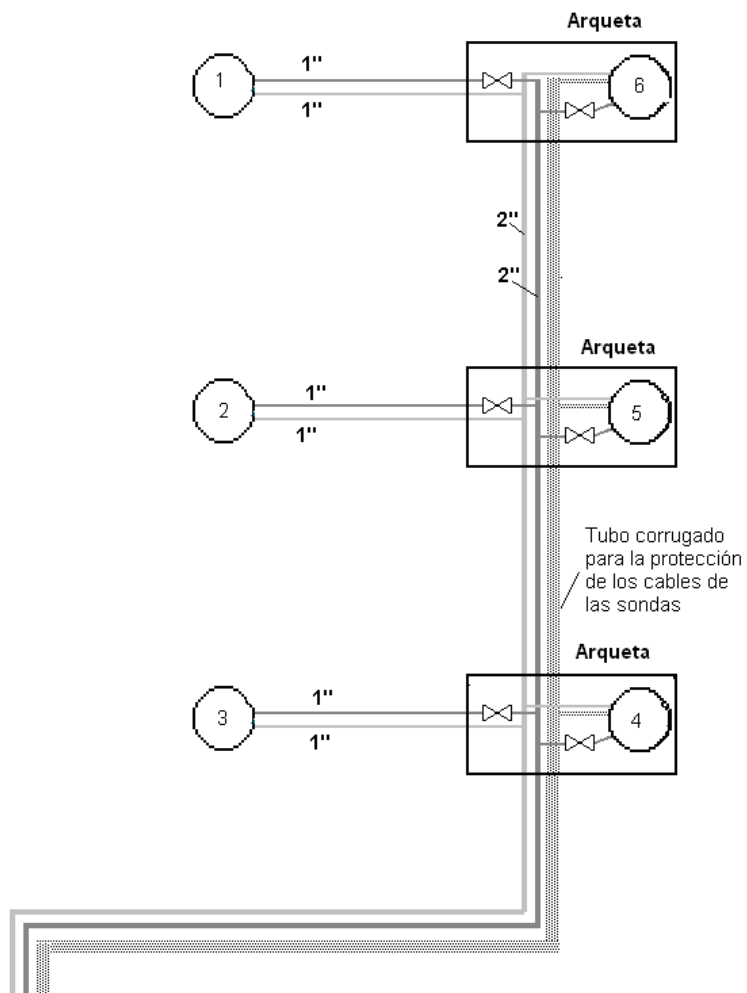


Figura 3.17 Esquema en planta del intercambiador vertical, colectores horizontales y arquetas

En las figuras 3.19 y 3.20 se muestran fotografías y un esquema de los componentes del grupo hidráulico exterior. El elemento principal es la bomba de circulación de la marca GRUNDFOS modelo CH 4-20, cuyo punto de trabajo nominal es 2900 l/h a 13 m.c.a, también incluye un filtro para evitar dañar a la bomba de calor con las posibles partículas que

3 Diseño y Ejecución de la Instalación Experimental

puedan haber en el agua del circuito enterrado, por ejemplo arrastre de restos de soldadura de polietileno, un vaso de expansión para absorber los cambios en el volumen de la instalación debidos a los cambios en la temperatura de trabajo, válvulas de corte, de llenado y de regulación de caudal para fijar el punto de funcionamiento de la bomba de circulación y todos los elementos de medida del circuito externo descritos en la tabla 3.2.



Figura 3.18 Sala de máquinas de la instalación GeoCool



Figura 3.19 Detalles de la instalación del grupo hidráulico externo

3 Diseño y Ejecución de la Instalación Experimental

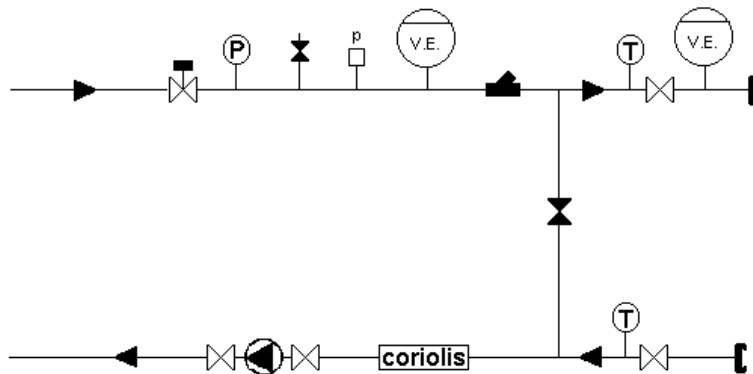
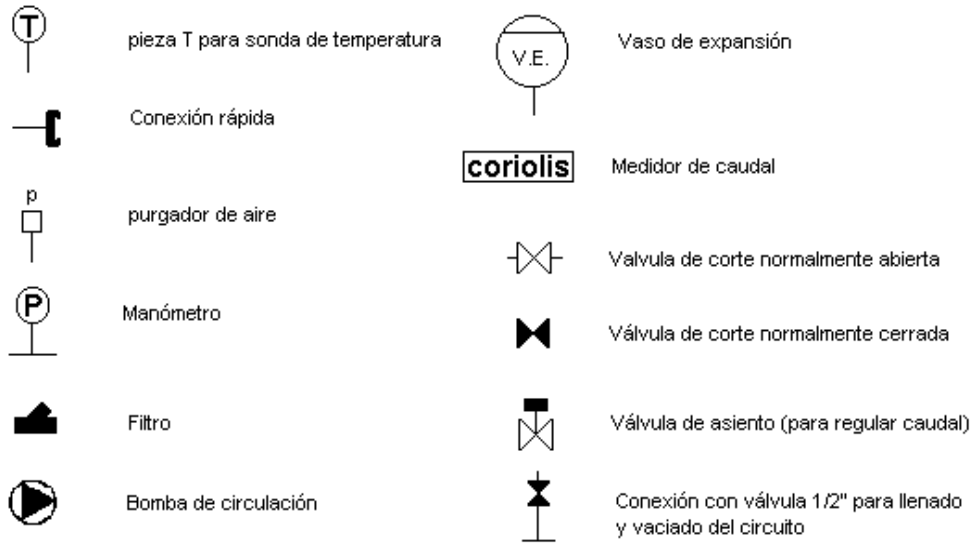


Figura 3.20 Componentes del grupo hidráulico externo de la instalación GeoCool

3 Diseño y Ejecución de la Instalación Experimental

Finalmente, los elementos terminales para la distribución de frío y calor al edificio seleccionados fueron fancoils de carrozado horizontal con salida de aire orientable y control individual de temperatura (CIATESA CH Major 329 V3) de 4.36 kW de potencia calorífica y 3.13 kW de potencia frigorífica. Se instaló un fancoil en cada uno de los espacios a climatizar, salvo en el aula de informática que debido a su mayor superficie, y por tanto carga térmica, necesitó de dos unidades (figura 3.21).



Figura 3.21 Unidades interiores instaladas en el Departamento de Termodinámica Aplicada

CAPITULO 4

Análisis de Datos Experimentales

4.1 Periodo de recogida y análisis de datos

La instalación del proyecto GeoCool se puso en funcionamiento en el verano de 2004, pero aunque se dispone de algunos datos registrados en los primeros meses de puesta en marcha, los datos experimentales analizados en este trabajo corresponden a los años 2005 (desde febrero), 2006 y 2007. En las figuras 4.1, 4.2 y 4.3 se muestra el calendario de operación de la instalación en cada uno de estos años, indicando el modo de funcionamiento de cada día (bomba de calor agua-agua acoplada al terreno, bomba de calor aire-agua), los días en los que la instalación estaba parada (principalmente fines de semana y vacaciones) y los días en los que no se dispone de datos. Éstos últimos son bastante frecuentes

en el año 2006, el 52% de los días del año, debido a problemas ajenos a la instalación. En los años restantes, se dispone de datos la mayoría de los días, el 91% en el 2005 y el 76% en el 2007.

Los datos registrados en el año 2005 son los más completos; por este motivo la comparativa con el modelo experimental (capítulo 6) se ha realizado para esta anualidad. Como se observa en el calendario, el patrón de funcionamiento de la instalación ese año fue que los lunes se ponía en marcha la bomba de calor aire-agua y el resto de días la bomba de calor geotérmica.

4 Análisis de Datos Experimentales

2005													
enero							febrero						
3	4	5	6	7	1	2	7	1	2	3	4	5	6
10	11	12	13	14	15	16	14	8	9	10	11	12	13
17	18	19	20	21	22	23	21	22	23	24	25	26	27
24	25	26	27	28	29	30	28						
31													
marzo							abril						
	1	2	3	4	5	6					1	2	3
7	8	9	10	11	12	13	4	5	6	7	8	9	10
14	15	16	17	18	19	20	11	12	13	14	15	16	17
21	22	23	24	25	26	27	18	19	20	21	22	23	24
28	29	30	31				25	26	27	28	29	30	
mayo							junio						
						1			1	2	3	4	5
2	3	4	5	6	7	8	6	7	8	9	10	11	12
9	10	11	12	13	14	15	13	14	15	16	17	18	19
16	17	18	19	20	21	22	20	21	22	23	24	25	26
23	24	25	26	27	28	29	27	28	29	30			
30	31												
julio							agosto						
				1	2	3	1	2	3	4	5	6	7
4	5	6	7	8	9	10	8	9	10	11	12	13	14
11	12	13	14	15	16	17	15	16	17	18	19	20	21
18	19	20	21	22	23	24	22	23	24	25	26	27	28
25	26	27	28	29	30	31	29	30	31				
septiembre							octubre						
			1	2	3	4						1	2
5	6	7	8	9	10	11	3	4	5	6	7	8	9
12	13	14	15	16	17	18	10	11	12	13	14	15	16
19	20	21	22	23	24	25	17	18	19	20	21	22	23
26	27	28	29	30			24	25	26	27	28	29	30
							31						
noviembre							diciembre						
	1	2	3	4	5	6				1	2	3	4
7	8	9	10	11	12	13	5	6	7	8	9	10	11
14	15	16	17	18	19	20	12	13	14	15	16	17	18
21	22	23	24	25	26	27	19	20	21	22	23	24	25
28	29	30					26	27	28	29	30	31	

Legenda

- 1 instalación parada
- 1 funcionamiento aire-agua
- 1 sin datos
- 1 funcionamiento agua-agua acoplada al terreno

Figura 4.1 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2005

4 Análisis de Datos Experimentales

2006													
enero							febrero						
2	3	4	5	6	7	8	6	7	8	9	10	11	12
9	10	11	12	13	14	15	13	14	15	16	17	18	19
16	17	18	19	20	21	22	20	21	22	23	24	25	26
23	24	25	26	27	28	29	27	28					
30	31												
marzo							abril						
		1	2	3	4	5						1	2
6	7	8	9	10	11	12	3	4	5	6	7	8	9
13	14	15	16	17	18	19	10	11	12	13	14	15	16
20	21	22	23	24	25	26	17	18	19	20	21	22	23
27	28	29	30	31			24	25	26	27	28	29	30
mayo							junio						
1	2	3	4	5	6	7				1	2	3	4
8	9	10	11	12	13	14	5	6	7	8	9	10	11
15	16	17	18	19	20	21	12	13	14	15	16	17	18
22	23	24	25	26	27	28	19	20	21	22	23	24	25
29	30	31					26	27	28	29	30		
julio							agosto						
					1	2		1	2	3	4	5	6
3	4	5	6	7	8	9	7	8	9	10	11	12	13
10	11	12	13	14	15	16	14	15	16	17	18	19	20
17	18	19	20	21	22	23	21	22	23	24	25	26	27
24	25	26	27	28	29	30	28	29	30	31			
31													
septiembre							octubre						
				1	2	3							1
4	5	6	7	8	9	10	2	3	4	5	6	7	8
11	12	13	14	15	16	17	9	10	11	12	13	14	15
18	19	20	21	22	23	24	16	17	18	19	20	21	22
25	26	27	28	29	30		23	24	25	26	27	28	29
							30	31					
noviembre							diciembre						
		1	2	3	4	5					1	2	3
6	7	8	9	10	11	12	4	5	6	7	8	9	10
13	14	15	16	17	18	19	11	12	13	14	15	16	17
20	21	22	23	24	25	26	18	19	20	21	22	23	24
27	28	29	30				25	26	27	28	29	30	31

Leyenda

- 1 instalación parada
- 1 funcionamiento aire-agua
- 1 sin datos
- 1 funcionamiento agua-agua acoplada al terreno

Figura 4.2 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2006

4 Análisis de Datos Experimentales

2007													
enero							febrero						
1	2	3	4	5	6	7	5	6	7	8	9	10	11
8	9	10	11	12	13	14	12	13	14	15	16	17	18
15	16	17	18	19	20	21	19	20	21	22	23	24	25
22	23	24	25	26	27	28	26	27	28				
29	30	31											
marzo							abril						
			1	2	3	4	2	3	4	5	6	7	8
5	6	7	8	9	10	11	9	10	11	12	13	14	15
12	13	14	15	16	17	18	16	17	18	19	20	21	22
19	20	21	22	23	24	25	23	24	25	26	27	28	29
26	27	28	29	30	31		30						
mayo							junio						
	1	2	3	4	5	6				1	2	3	
7	8	9	10	11	12	13	4	5	6	7	8	9	10
14	15	16	17	18	19	20	11	12	13	14	15	16	17
21	22	23	24	25	26	27	18	19	20	21	22	23	24
28	29	30	31				25	26	27	28	29	30	
julio							agosto						
						1			1	2	3	4	5
2	3	4	5	6	7	8	6	7	8	9	10	11	12
9	10	11	12	13	14	15	13	14	15	16	17	18	19
16	17	18	19	20	21	22	20	21	22	23	24	25	26
23	24	25	26	27	28	29	27	28	29	30	31		
30	31												
septiembre							octubre						
					1	2	1	2	3	4	5	6	7
3	4	5	6	7	8	9	8	9	10	11	12	13	14
10	11	12	13	14	15	16	15	16	17	18	19	20	21
17	18	19	20	21	22	23	22	23	24	25	26	27	28
24	25	26	27	28	29	30	29	30	31				
noviembre							diciembre						
			1	2	3	4						1	2
5	6	7	8	9	10	11	3	4	5	6	7	8	9
12	13	14	15	16	17	18	10	11	12	13	14	15	16
19	20	21	22	23	24	25	17	18	19	20	21	22	23
26	27	28	29	30			24	25	26	27	28	29	30
							31						

Legenda

- 1 instalación parada
- 1 funcionamiento aire-agua
- 1 sin datos
- 1 funcionamiento agua-agua acoplada al terreno

Figura 4.3 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2007

El sistema de adquisición de datos, tal y como se describe en el apartado 3.2.4, genera un fichero diario que contiene las medidas

registradas cada minuto, ordenadas en cincuenta y dos columnas, una por cada parámetro medido (véase tabla 4.1).

A partir de estas medidas se han calculado los valores horarios, diarios y mensuales que permiten caracterizar el funcionamiento de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno, éstos son:

- Demanda térmica de la instalación
- Rendimiento del sistema
- Energía inyectada o extraída del terreno
- Temperaturas de trabajo del intercambiador de calor enterrado (temperaturas del fluido, evolución de la temperatura en el terreno...)

Tabla 4.1 Listado de medidas registradas en la instalación GeoCool con sus códigos de adquisición

Localización	Código	Descripción
Captador vertical 1	P1E	Temperatura agua entrada
	P1S	Temperatura agua salida
Captador vertical 2	P2E	Temperatura agua entrada
	P2S	Temperatura agua salida
Captador vertical 3	P3E	Temperatura agua entrada
	P3S	Temperatura agua salida
Captador vertical 4	P4E	Temperatura agua entrada
	P4S	Temperatura agua salida
Captador vertical 5	P5E	Temperatura agua entrada
	P5S	Temperatura agua salida
Captador vertical 6	P6E	Temperatura agua entrada
	P6S	Temperatura agua salida
Grupo hidráulico interno	AE	Temperatura de entrada a los fancoils
	AS	Temperatura de salida de los fancoils

Localización	Código	Descripción
Grupo hidráulico externo	TE	Temp. de entrada al intercambiador de calor enterrado
	TS	Temp. de salida del intercambiador de calor enterrado
Captador vertical 4	P4-1	Temperatura del terreno a -2.5 m.
	P4-2	Temperatura del terreno a -10 m.
	P4-3	Temperatura del terreno a -17.5 m.
	P4-4	Temperatura del terreno a -25 m.
	P4-5	Temperatura del terreno a -32.5 m.
	P4-6	Temperatura del terreno a -40 m.
	P4-7	Temperatura del terreno a -47.5 m.
Captador vertical 5	P5-1	Temperatura del terreno a -2.5 m.
	P5-2	Temperatura del terreno a -10 m.
	P5-3	Temperatura del terreno a -17.5 m.
	P5-4	Temperatura del terreno a -25 m.
	P5-5	Temperatura del terreno a -32.5 m.
	P5-6	Temperatura del terreno a -40 m.
	P5-7	Temperatura del terreno a -47.5 m.
Captador vertical 6	P6-1	Temperatura del terreno a -2.5 m.
	P6-2	Temperatura del terreno a -10 m.
	P6-3	Temperatura del terreno a -17.5 m.
	P6-4	Temperatura del terreno a -25 m.
	P6-5	Temperatura del terreno a -32.5 m.
	P6-6	Temperatura del terreno a -40 m.
	P6-7	Temperatura del terreno a -47.5 m.
Grupo hidráulico interno	CA_L	Caudal en el circuito interno
Grupo hidráulico externo	CT_L	Caudal en el circuito externo
Cuadro eléctrico	POT1	Consumo eléctrico de la bomba de calor agua-agua y de la bomba de circulación del grupo externo o de la bomba de calor aire-agua incluyendo el ventilador
	POT2	Consumo eléctrico de la bomba de circulación del grupo interno y de los fancoils

Localización	Código	Descripción
Sala S2 (multiusos)	Q_	Temperatura aire interior
Sala S1 (informática)	Q26	Temperatura aire interior
Despacho D1	Q4	Temperatura aire interior
Despacho D2	Q5	Temperatura aire interior
Despacho D3	Q6	Temperatura aire interior
Despacho D4	Q7	Temperatura aire interior
Despacho D5	Q8	Temperatura aire interior
Despacho D6	Q9	Temperatura aire interior
Despacho D7	Q10	Temperatura aire interior
Despacho D8	Q11	Temperatura aire interior
Despacho D9	Q12	Temperatura aire interior

4.2 Cálculo de la demanda energética

La demanda energética del edificio proporcionada por la instalación GeoCool se ha determinado mediante la diferencia de entalpía del fluido del circuito interno a la entrada y la salida de la bomba de calor, expresión 4.1. Hay que destacar que esta demanda se ha suministrado al edificio tanto mediante el sistema geotérmico como mediante la bomba de calor aire-agua, dependiendo del modo de funcionamiento de la instalación experimental en cada momento.

$$\dot{Q}(t) = \dot{h}_{int,out}(t) - \dot{h}_{int,in}(t) = \dot{m}_{int} C_p [T_{int,out}(t) - T_{int,in}(t)] \quad (4.1)$$

Los valores de \dot{m}_{int} , $T_{int,out}$ y $T_{int,in}$ son los registrados en el circuito interno correspondientes a los códigos CA_L, AE, AS (tabla 4.1.).

Los valores horarios, diarios y mensuales se han calculado integrando la expresión 4.1 durante el periodo de tiempo deseado (ec. 4.2).

$$Q = \int_{T_0}^{T_0+\Delta t} \dot{Q}(t) dt \quad (4.2)$$

En las figuras 4.4, 4.5 y 4.6 se muestran las curvas de demanda térmica horaria, diaria y mensual del edificio en el año 2005 (sin incluir el mes de enero porque no se dispone de datos). Como se puede observar, la demanda en calefacción y refrigeración está bastante compensada debido al tipo de edificio, ya que un uso docente presenta una demanda energética baja en época estival. Por ejemplo, en agosto el edificio estuvo cerrado, desplazándose los máximos consumos de refrigeración al mes de junio, cuando la temperatura exterior generalmente no es tan elevada. También se puede observar que la temporada de calefacción se extiende desde enero hasta principios de mayo (día 9), y desde finales de octubre (día 19) hasta diciembre.

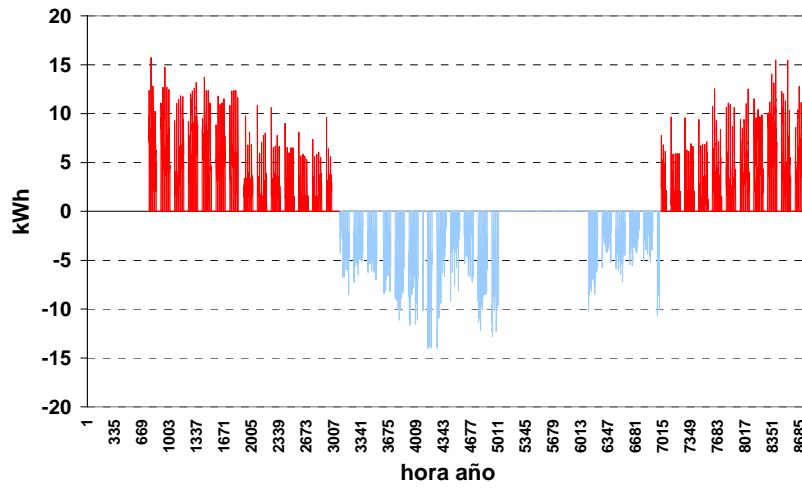


Figura 4.4 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2005

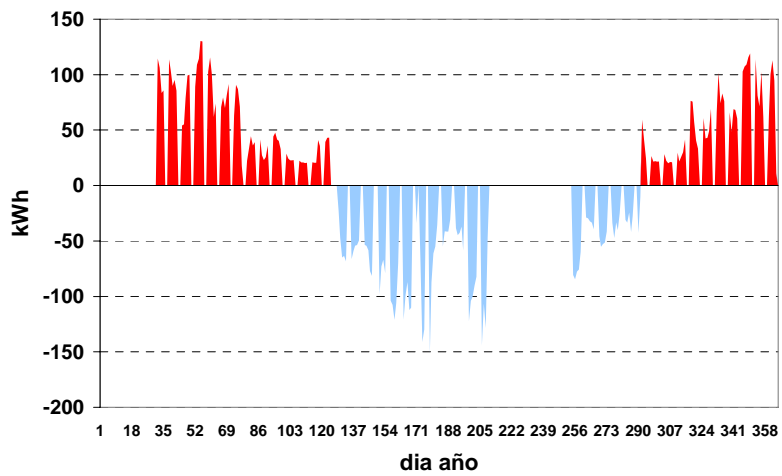


Figura 4.5 Curva de la demanda energética diaria del edificio en el año 2005

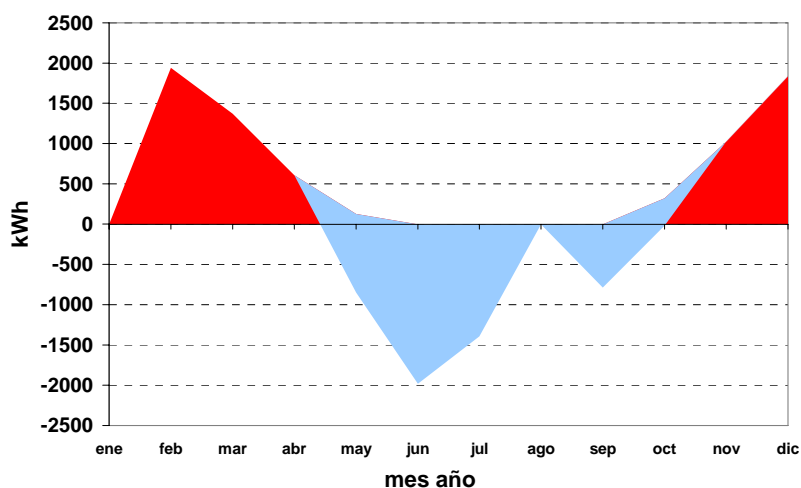


Figura 4.6 Curva de la demanda energética mensual del edificio en el año 2005

Las curvas de la demanda energética del edificio en los años 2006 y 2007 no son tan completas debido a que en algunos meses no se dispone de datos, no obstante en las figuras 4.7 y 4.8 se pueden ver los datos de demanda energética horaria registrados en estos años. De estas gráficas cabe destacar la mayor duración de la temporada de refrigeración en contraste con el año 2005, del 29 de marzo al 16 de noviembre en el año 2006 y del 7 de marzo al 29 de octubre en el año 2007.

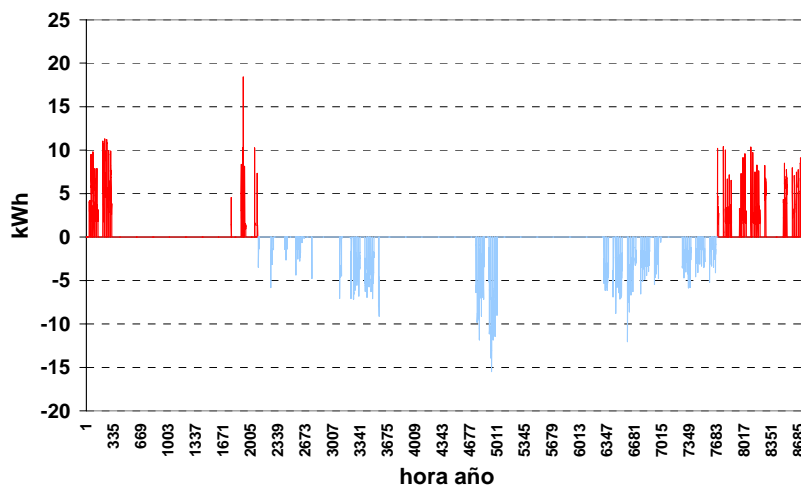


Figura 4.7 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2006

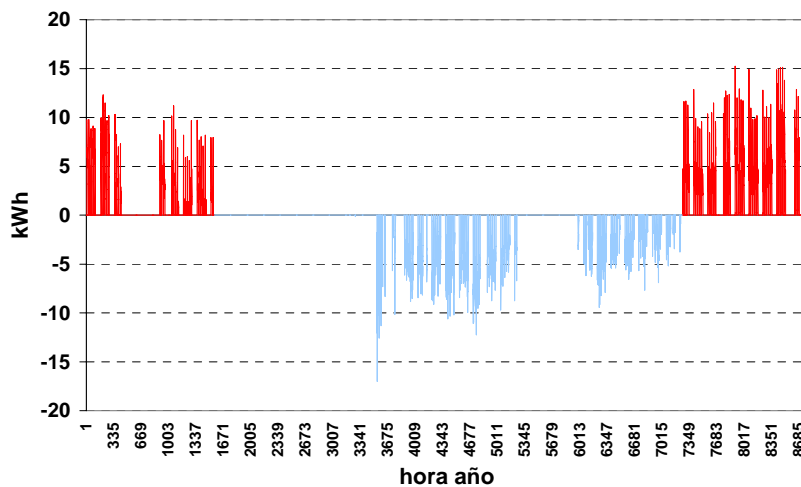


Figura 4.8 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2007

Se han calculado, tanto para calefacción como para refrigeración, los valores promedio de demanda térmica horaria para los tres años analizados (tabla 4.2), obteniendo que son muy similares en ambos

modos de funcionamiento para cada anualidad, lo que confirma que la demanda energética proporcionada por el sistema es bastante equilibrada. Comparando entre años, se puede ver que es el año 2006 el que registra valores más bajos en ambas estaciones, debido principalmente a que no se dispone de la mayoría de los datos correspondientes a los meses más extremos (enero-febrero, junio-julio). La diferencia entre los valores promedio del año 2005 y 2007 puede explicarse porque en el año 2007 la demanda de calefacción se concentra en los meses más fríos, por lo que el promedio de calefacción en el año 2007 es más elevado que el del año 2005, mientras en refrigeración, en el año 2007 existe demanda durante toda la primavera y la mayor parte del otoño, bajo condiciones más suaves, por lo que el promedio es más bajo que el del año 2005, en el que la mayor parte de la demanda se concentra en los meses estivales.

Tabla 4.2 Valores promedio de demanda térmica horaria

Año	Calefacción (kWh)	Refrigeración (kWh)
2005	2.50	2.75
2006	2.00	1.90
2007	2.62	2.45

4.2.1. Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño

Con el objeto de validar el modelado térmico realizado para el diseño del sistema de bomba de calor acoplada al terreno (apartado 3.2.1), se ha comparado la demanda teórica obtenida con el programa CALENER [41] con las demandas experimentales de los tres años analizados (figuras 4.9, 4.10 y 4.11). La comparativa se ha realizado con

valores diarios medios mensuales, es decir, con los valores experimentales de demanda térmica mensual divididos por el número de días al mes en los que se dispone de datos; de este modo se puede comparar con los diferentes años aunque no haya datos en algunos días. Hay que destacar que, tal y como calcula el programa de diseño, los valores mensuales considerados son los totales y, en los meses en los que existe demanda de calefacción y de refrigeración, el valor mensual es la suma de ambos (siendo el valor de refrigeración de signo negativo). Por este motivo, en estos meses (octubre, abril o mayo), la demanda energética es relativamente baja.

La correspondencia entre las cargas térmicas de diseño y las experimentales es elevada, sobre todo en el año 2005, en el que la mayor diferencia se da en el mes de diciembre. En el año 2006 no se dispone de datos en febrero, junio y agosto. Las diferencias registradas en ese año, meses de marzo y abril, se deben a que la componente de refrigeración durante esos meses fue elevada, mientras que en el modelo de diseño, además de durante los meses estivales, únicamente existe demanda de refrigeración en los meses de mayo y octubre. Además, observando que la demanda experimental es inferior en calefacción y superior en refrigeración, se puede concluir que las condiciones climatológicas del año 2006 fueron calurosas, más que la media para Valencia, y los datos climatológicos considerados por el programa de diseño son datos sintéticos obtenidos a partir de los valores medios registrados en la ciudad.

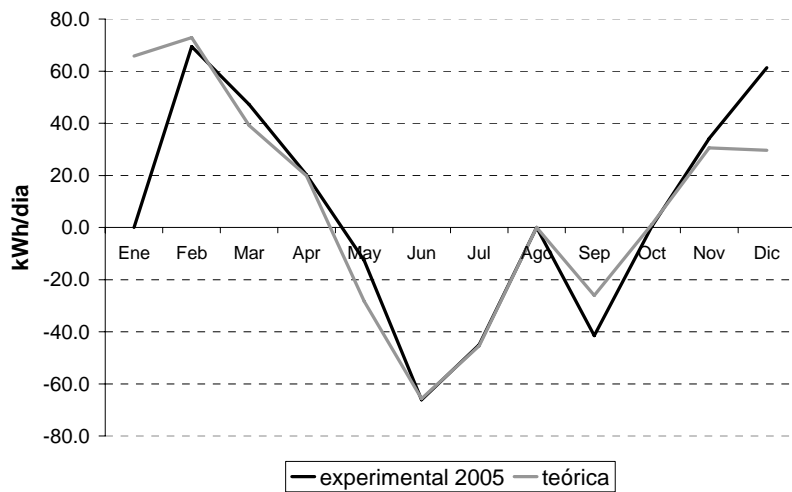


Figura 4.9 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2005

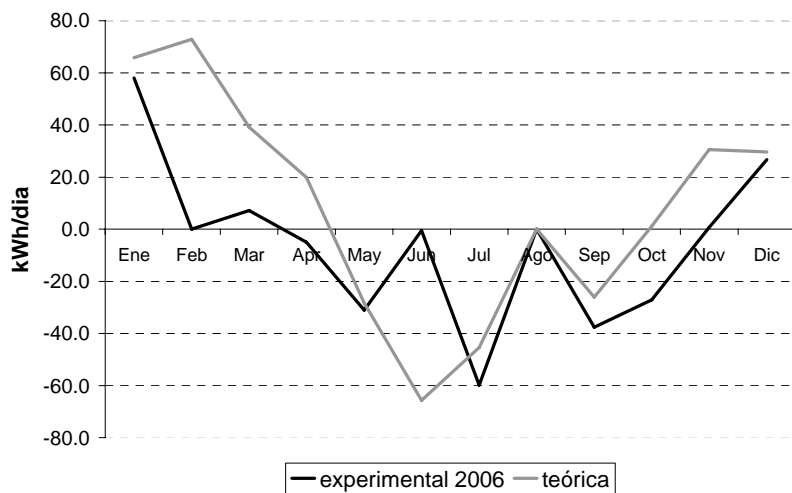


Figura 4.10 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2006

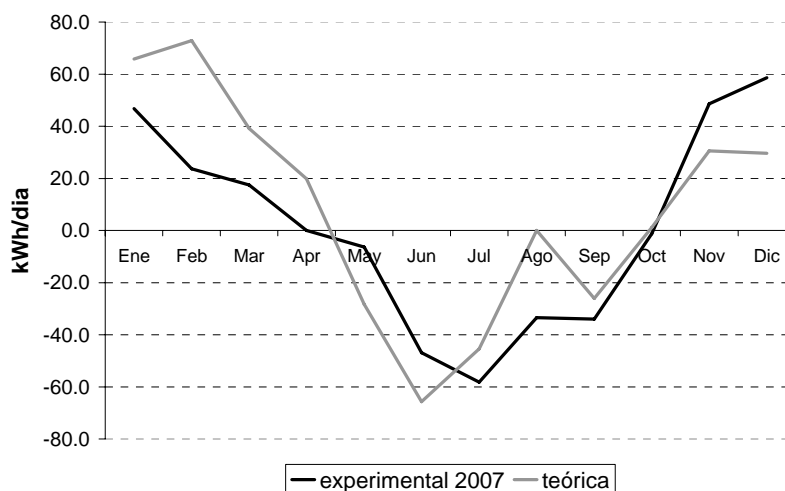


Figura 4.11 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2007

Por último, en la curva experimental del año 2007 se observa un comportamiento similar al año 2006 en los meses de abril y mayo, porque tienen componente de demanda de refrigeración, y parecido al 2005 en los meses de septiembre a diciembre, siendo este último mes el que presenta mayores diferencias con el modelo de los cuatro. El distinto comportamiento en los meses estivales puede deberse a la hipótesis considerada sobre la ocupación del edificio, ya que el modelo supone una ocupación más baja en julio que en junio y nula en agosto. Como se puede observar en la gráfica en el año 2007, el horario de funcionamiento fue distinto. La diferencia en los meses de enero y, sobre todo en febrero, se explica gracias a condiciones climatológicas más benignas.

4.3 Cálculo del rendimiento del sistema

El rendimiento del sistema (*performance factor*, PF) se define como el cociente entre la energía térmica suministrada y el consumo eléctrico necesario para suministrarla, en el intervalo de tiempo considerado (ec. 4.3). Para calcular el rendimiento experimental se han tomado los valores calculados mediante la expresión 4.2 y dividido entre los consumos eléctricos registrados en los periodos de tiempo analizados, calculados de acuerdo con la ecuación 4.4, donde W_{ww} representa el consumo eléctrico de la bomba de calor agua-agua y W_{cp} el consumo eléctrico de la bomba de circulación del grupo hidráulico externo, registrados conjuntamente por el sistema de medida (código POT1, tabla 4.1)

$$PF = \frac{Q}{W} \quad (4.3)$$

$$W = \int_{T_0}^{T_0+\Delta t} (\dot{W}_{ww}(t) + \dot{W}_{cp}(t)) dt \quad (4.4)$$

Dependiendo del periodo de integración, el rendimiento puede ser mensual, horario, diario o estacional, que es el rendimiento que mejor caracteriza al sistema, ya que representa el rendimiento de la instalación en cada modo de funcionamiento (calefacción o refrigeración).

En las gráficas siguientes (figuras 4.12 y 4.13) se representan los rendimientos experimentales analizados [102-104]. En la primera se observa el rendimiento estacional de la instalación en el año 2005, los valores obtenidos han sido de 3.5 en modo calefacción y 4.3 en modo refrigeración. Estos resultados demuestran la viabilidad de la aplicación de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno en climas mediterráneos, y validan las ventajas de este tipo de tecnología en cuanto a su eficiencia energética, principalmente en refrigeración, que es el modo de funcionamiento de estos sistemas menos contrastado.

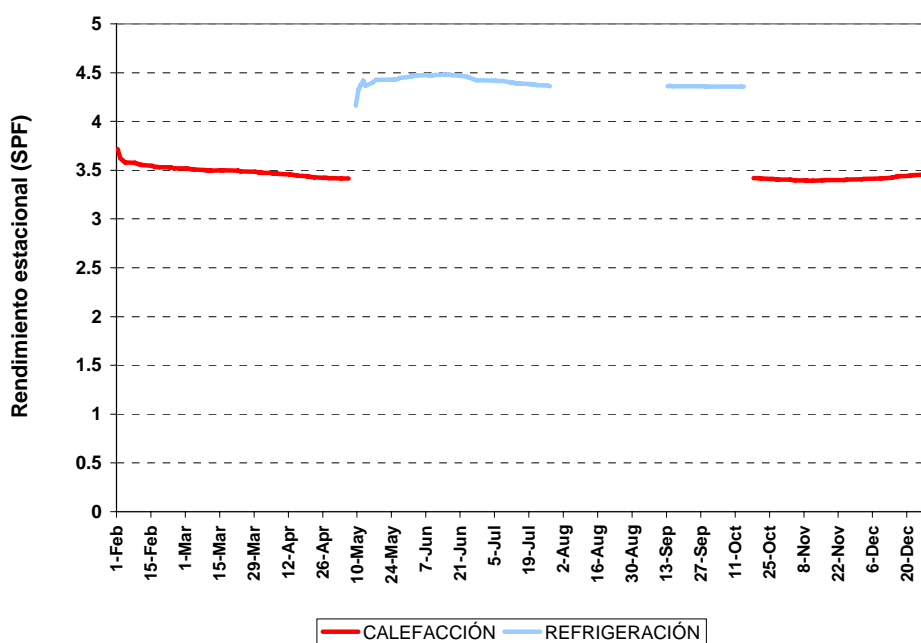


Figura 4.12 Rendimiento estacional de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2005

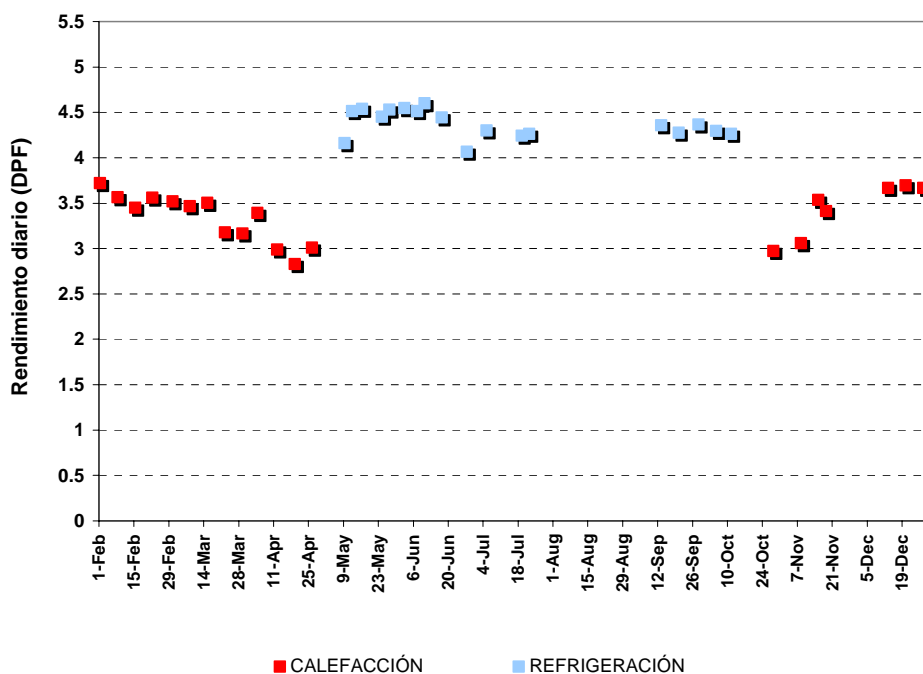


Figura 4.13 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2005

En la figura 4.13 se puede ver el rendimiento diario en algunos días de funcionamiento. Al igual que ocurre con el rendimiento estacional, el sistema presenta una mayor eficiencia en refrigeración, con rendimientos diarios superiores a 4 generalmente. En calefacción, el rendimiento diario disminuye los días en los que las temperaturas son más suaves (abril, octubre...) y, por tanto, la carga térmica menor, debido a que funcionando en estas circunstancias la bomba de calor trabaja a carga parcial, ya que se encuentra sobredimensionada para la demanda energética que debe suministrar y el consumo del compresor en los arranques y paradas influye negativamente en el rendimiento del sistema.

En las figuras 4.14 y 4.15 se muestra la evolución del rendimiento diario en los años 2006 y 2007; a pesar de que en estos años la serie de medidas experimentales no es tan completa como en el año 2005, los valores presentan la misma tendencia, mejores en refrigeración que en calefacción y con valores generalmente cercanos a 4 en el modo frío y entre 3 y 3.5 en modo calor.

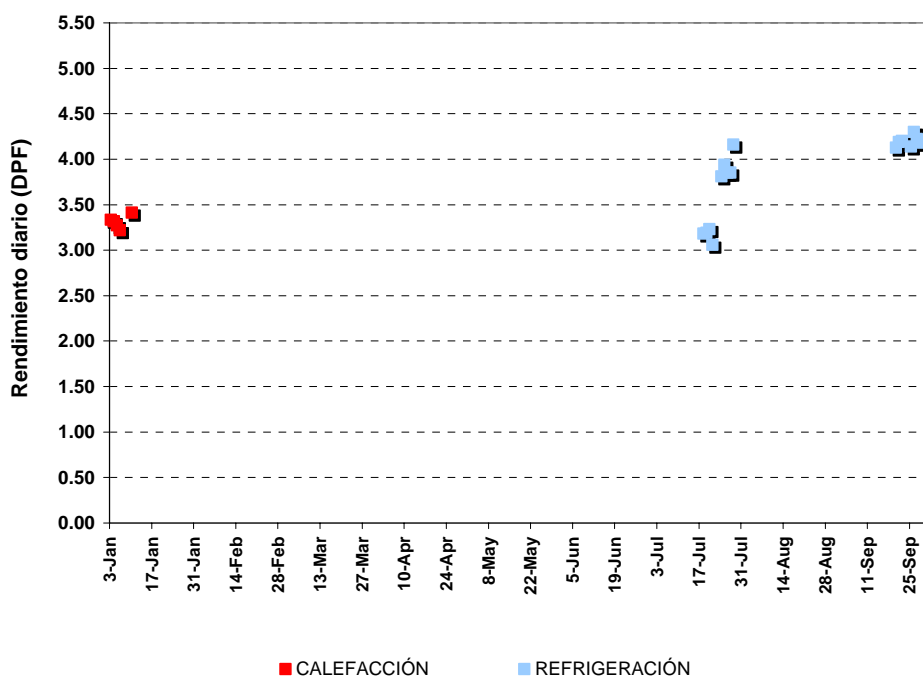


Figura 4.14 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2006

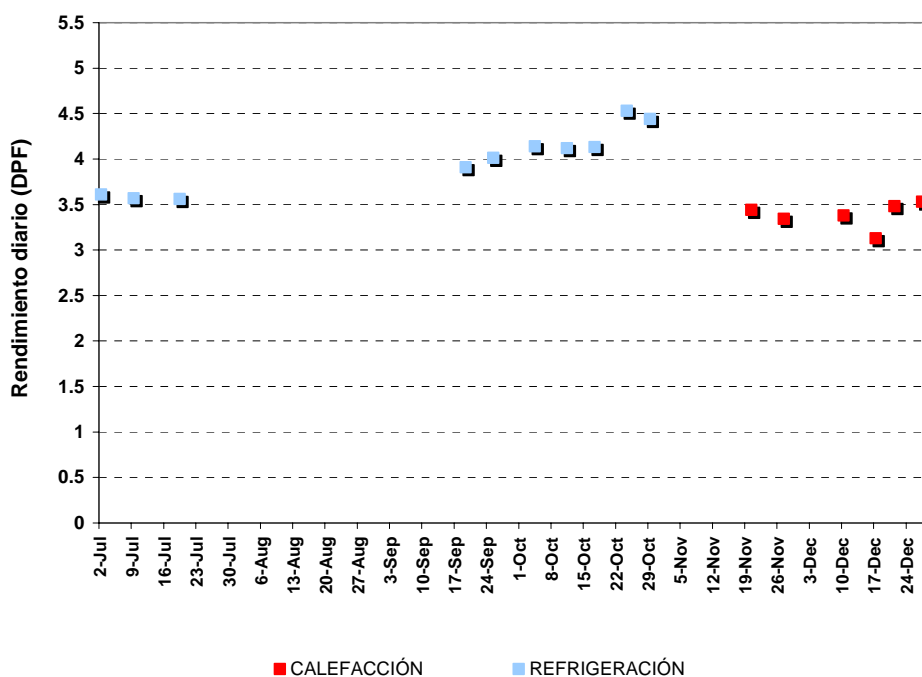


Figura 4.15 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2007

Las diferencias de rendimiento observadas en el año 2006 entre los primeros días funcionando en refrigeración y los últimos se explica, tal y como se ha comentado anteriormente, por el funcionamiento a carga parcial de la bomba de calor. En las figuras 4.16 y 4.17 se observa la evolución del consumo eléctrico del sistema en dos días que presentan rendimientos medios diarios bastante diferentes: 21 de julio, que tiene un rendimiento medio diario de 3.06, y 22 de septiembre, con un rendimiento medio diario de 4.20. Como se puede apreciar, el día 21 de julio el sistema trabaja de modo más intermitente que el día 22 de

septiembre por lo que el funcionamiento del sistema a carga parcial disminuye el rendimiento de la bomba de calor (véase capítulo 6).

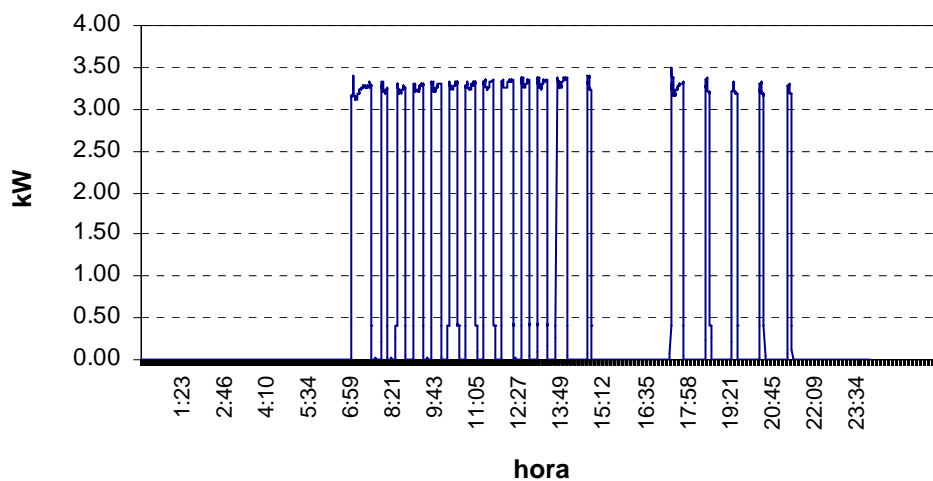


Figura 4.16 Evolución del consumo eléctrico del sistema el día 21 de julio de 2006

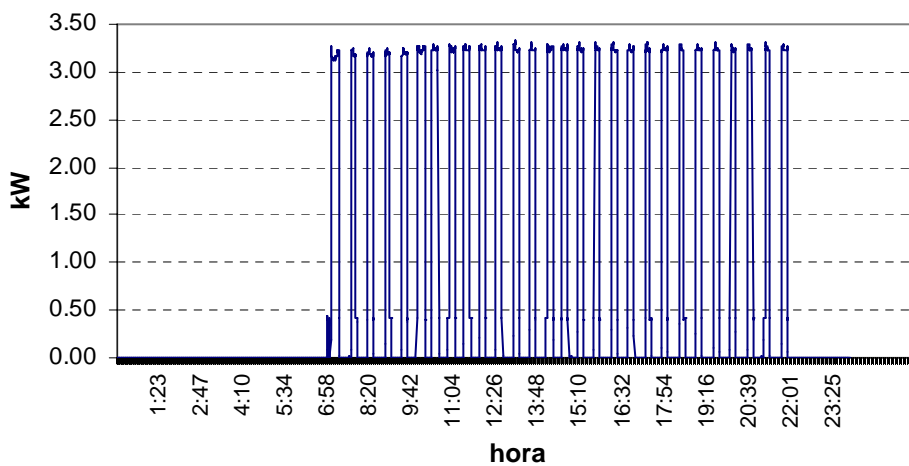


Figura 4.17 Evolución del consumo eléctrico del sistema el día 22 de septiembre de 2006

4.4 Cálculo de la energía intercambiada con el terreno

La energía absorbida del terreno en modo calefacción o cedida al terreno en modo refrigeración se puede calcular mediante la expresión 4.5.

$$\dot{Q}_t(t) = \dot{h}_{ext,out}(t) - \dot{h}_{ext,in}(t) = \dot{m}_{ext} Cp [T_{ext,out}(t) - T_{ext,in}(t)] \quad (4.5)$$

Los valores de m_{ext} , $T_{ext,out}$ y $T_{ext,in}$ son los registrados en el circuito externo correspondientes a los códigos CT_L, TS, TE (tabla 4.1.).

Los valores horarios, diarios y mensuales se han calculado integrando la expresión 4.5 durante el periodo de tiempo deseado (ec. 4.6).

$$Q_t = \int_{T_0}^{T_0+\Delta t} \dot{Q}_t(t) dt \quad (4.6)$$

La relación entre la energía intercambiada con el terreno y la energía suministrada al edificio a climatizar viene determinada teóricamente por las expresiones 4.7 y 4.8, relacionándose ambas mediante el rendimiento del sistema (COP y EER).

$$Q_t = Q_{calefacción} \frac{COP - 1}{COP} \quad (4.7)$$

$$Q_t = Q_{\text{refrigeración}} \frac{EER + 1}{EER} \quad (4.8)$$

En la figura 4.18 se muestra la evolución diaria de la energía intercambiada con el terreno y la energía suministrada al edificio durante el año 2005.

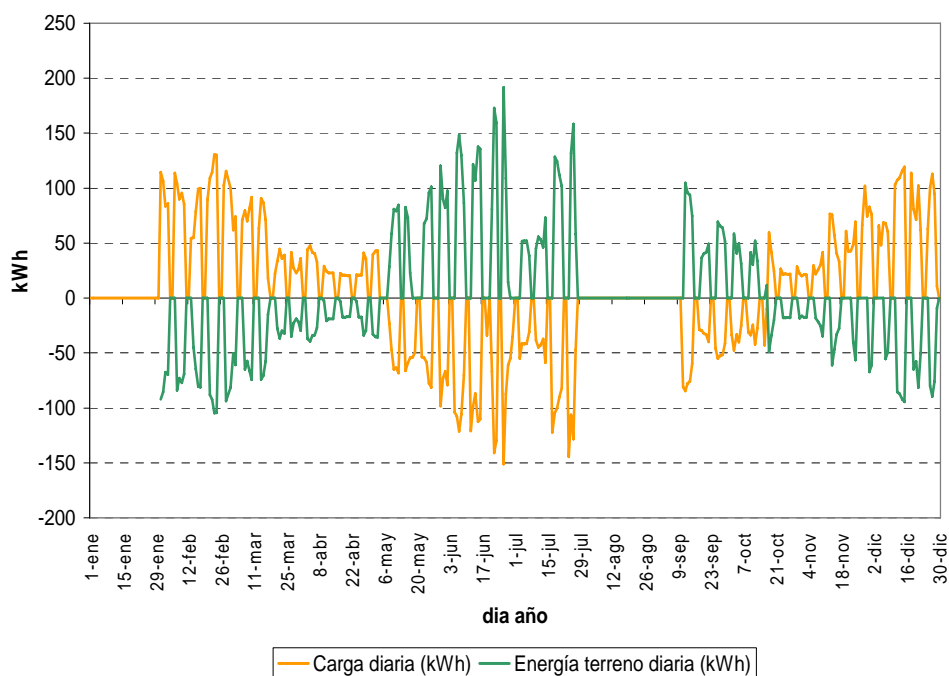


Figura 4.18 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en la instalación GeoCool en el año 2005

De acuerdo con las expresiones 4.7 y 4.8, se observa como la energía absorbida del terreno en calefacción es inferior a la carga térmica suministrada mientras que la energía cedida al terreno en refrigeración es superior a la carga térmica en frío. Si se representa la evolución diaria mensual en valores absolutos (figuras 4.19 y 4.20) se observa más

claramente esta relación. Los días en los que se representa carga térmica pero no energía en el terreno son los que funcionó la bomba aire-agua.

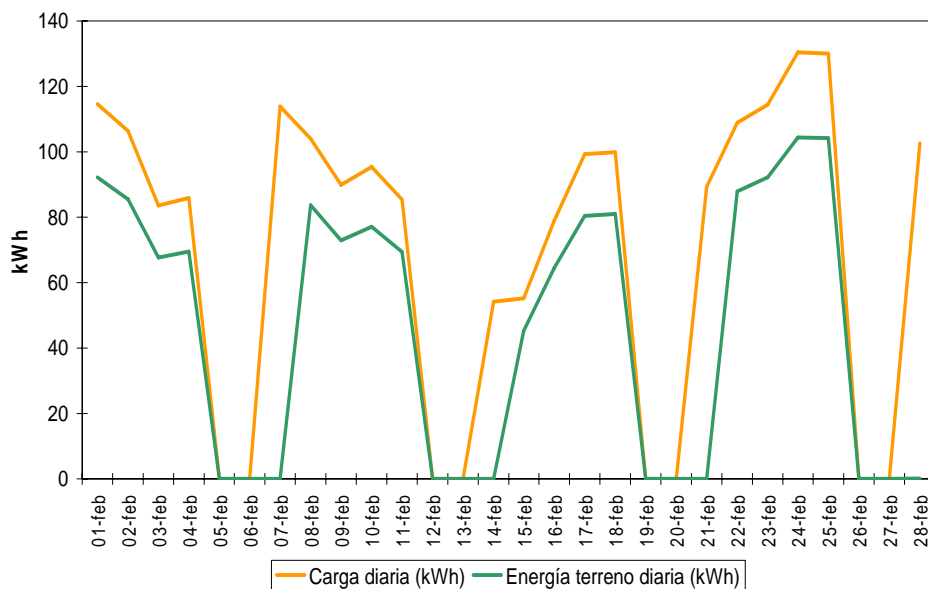


Figura 4.19 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en febrero de 2005 (valor absoluto)

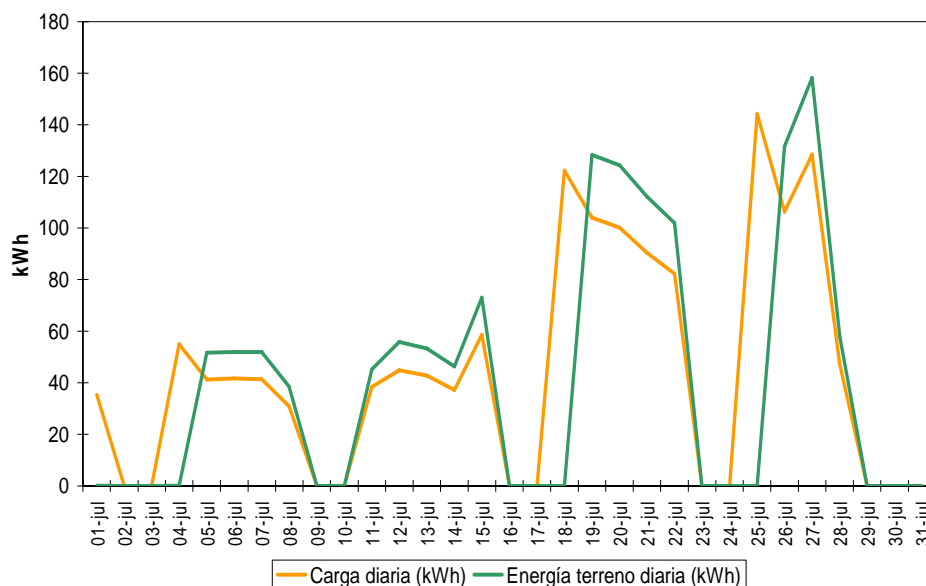


Figura 4.20 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en julio de 2005 (valor absoluto)

4.5 Análisis de las temperaturas de trabajo en el intercambiador de calor enterrado

La completa sensorización de la instalación experimental permite conocer un gran número de datos de funcionamiento de la instalación, sobre todo de temperaturas de trabajo. Además de registrar los saltos térmicos en los circuitos interior y exterior, se dispone del salto térmico en cada uno de los captadores verticales (midiendo temperaturas a la entrada y a la salida de las seis tuberías en U). Asimismo, en tres de los pozos se registran las temperaturas del terreno a diferentes profundidades (véase tabla 4.1.) que permiten estimar la temperatura media del terreno. Es decir, en total se han registrado 35 valores de temperatura de trabajo

del intercambiador de calor enterrado, incluyendo tanto temperaturas del fluido como temperaturas en el terreno.

4.5.1. Temperatura del fluido en el intercambiador

Los valores de temperatura de entrada y salida del fluido del intercambiador enterrado se han empleado para calcular la energía intercambiada con el terreno, tal y como se explica en el apartado 4.4. El análisis de estos valores en relación con otros parámetros de la instalación, aunque no es objeto de este trabajo, puede dar lugar a estudios muy interesantes. Como ejemplo, en las figuras 4.21 y 4.22 se representa la evolución de los valores de temperatura de entrada y salida del intercambiador de calor (promedios horarios), de energía horaria intercambiada con el terreno y de rendimiento medio horario (*hourly performance factor*, HPF) en el mes de febrero (calefacción) y julio (refrigeración) del año 2005.

Sin realizar un análisis en profundidad de los datos representados en las gráficas 4.21 y 4.22, se puede ver que el intercambiador de calor enterrado trabaja con temperaturas muy suaves en calefacción, alrededor de 18 °C de entrada a la bomba de calor y en refrigeración, aunque en este último modo la gráfica muestra un incremento en las dos últimas semanas del mes, pasando de una temperatura media de entrada a la bomba de calor de 22 °C a 25 °C. Como se observa en la gráfica 4.20, la demanda energética del edificio en las dos últimas semanas de julio aumentó respecto las dos primeras, lo que explica este aumento en la temperatura medida del fluido. En general, esos valores suaves de

temperatura de trabajo corresponden con un intercambiador de calor un poco sobredimensionado, principalmente en calefacción.

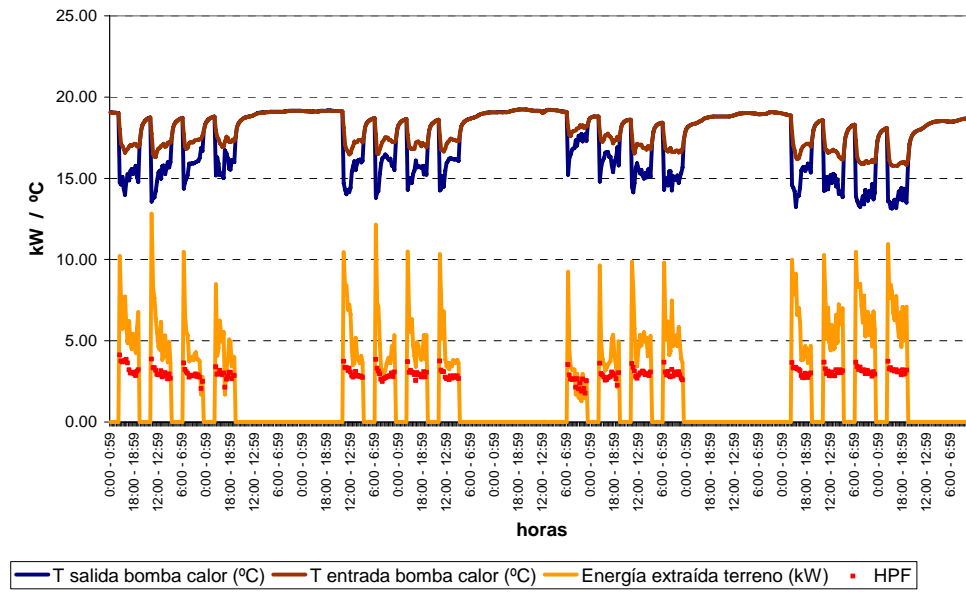


Figura 4.21 Evolución horaria de la temperatura de entrada y salida del fluido del intercambiador enterrado en función de la energía extraída del terreno y el rendimiento de la instalación (febrero de 2005)

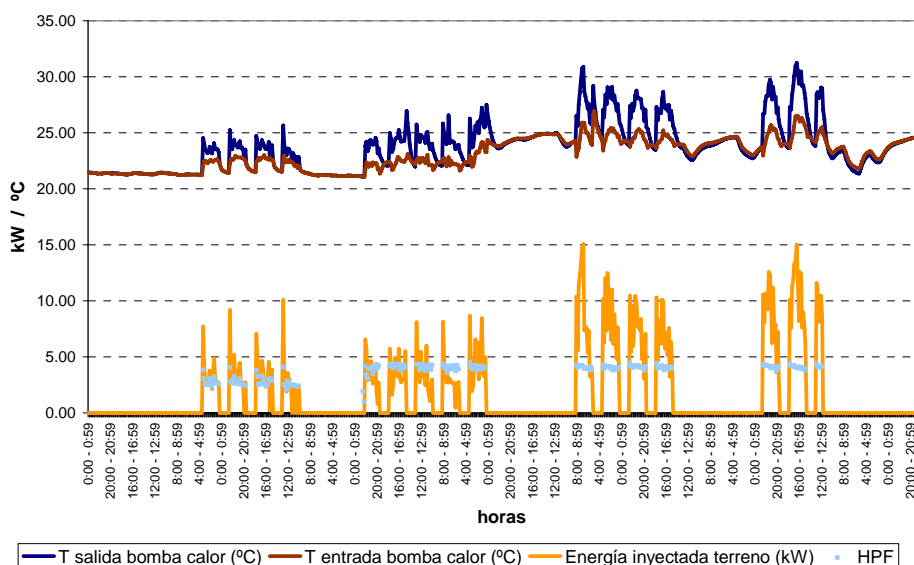


Figura 4.22 Evolución horaria de la temperatura de entrada y salida del fluido del intercambiador enterrado en función de la energía inyectada al terreno y el rendimiento de la instalación (julio de 2005)

4.5.2. Temperatura media del terreno

La estimación de la temperatura media del terreno se ha realizado promediando las temperaturas registradas en los pozos a diferentes profundidades (ec. 4.9), obteniendo la temperatura media en el entorno del captador correspondiente y, posteriormente, promediando estas temperaturas para determinar la temperatura media del terreno en la zona donde se ubica el intercambiador enterrado vertical (ec. 4.10 y figura 4.23).

$$T_{m,i} = \frac{\sum_{z=1}^{z=7} T_{i,z}}{7} \quad (4.9)$$

$$T_m = \frac{\sum_{i=4}^{i=6} T_{m,i}}{3} \quad (4.10)$$

Siendo i el número de captador (4, 5 o 6) y z el nivel de profundidad a la que se encuentra instalado el sensor de temperatura.

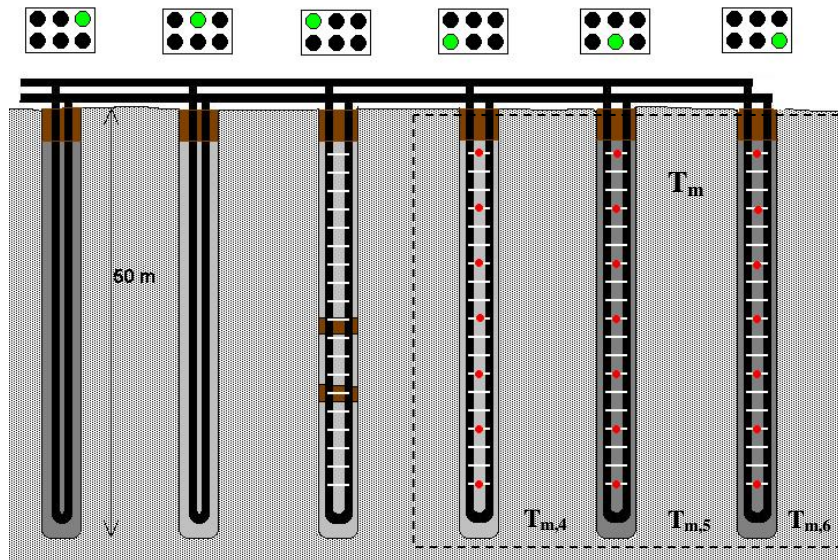


Figura 4.23 Esquema de los sensores de temperatura en el terreno. Estimación de la temperatura media

En las figuras 4.24 y 4.25 se observa la evolución de la temperatura del terreno cuando el sistema funciona en refrigeración (julio de 2005) y en calefacción (diciembre de 2005).

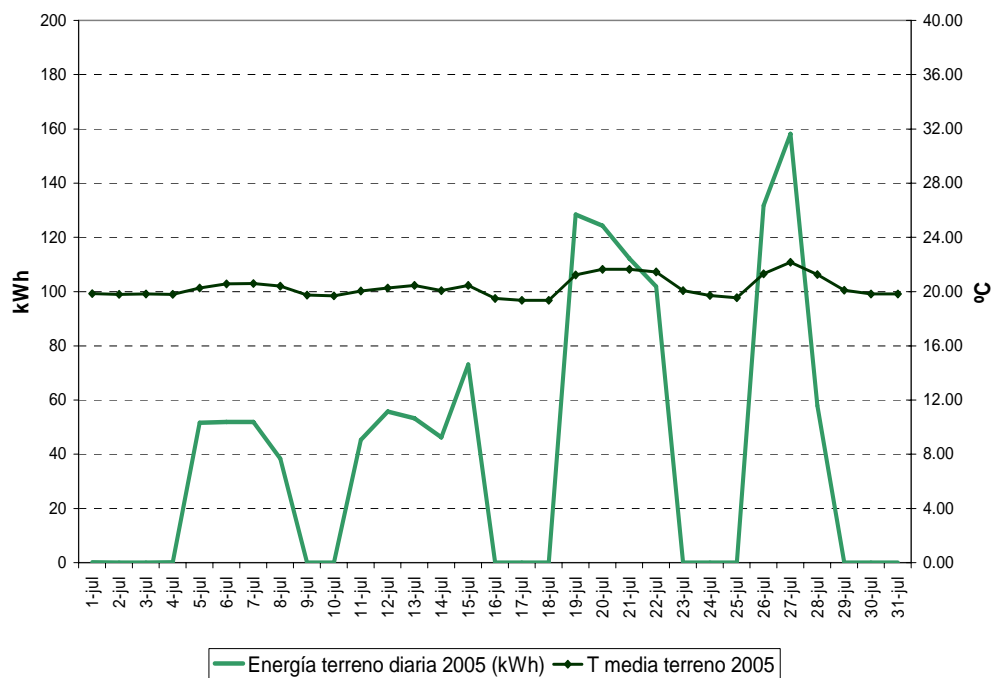


Figura 4.24 Evolución de la temperatura media del terreno en régimen de refrigeración (julio de 2005)

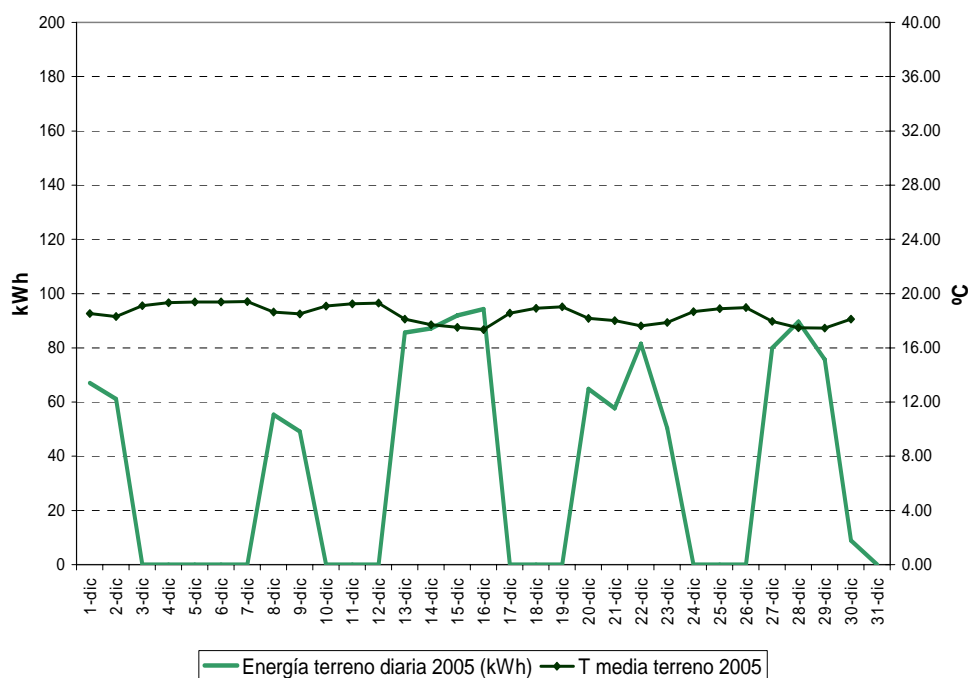


Figura 4.25 Evolución de la temperatura media del terreno en régimen de calefacción (diciembre de 2005)

En la primera gráfica se observa cómo aumenta la temperatura del terreno, alrededor de 1.5 - 2 °C, cuando la energía inyectada es mayor, en este caso en las dos últimas semanas del mes debido a la mayor carga térmica demandada por el edificio. No obstante el terreno se regenera rápidamente cuando el sistema geotérmico para, manteniéndose el subsuelo a una temperatura media inalterada de unos 20°C.

En el caso de calefacción también se observa la variación de la temperatura media del terreno ante el funcionamiento prolongado del sistema, aunque en menor medida que en refrigeración. En este modo, cuando la carga térmica del edificio es mayor, la temperatura media del

terreno disminuye al estar extrayendo energía del mismo. Cuando el sistema deja de trabajar la temperatura media del terreno aumenta y se mantiene en torno a los 19 °C.

Aunque se ha realizado el análisis de las temperaturas medias del terreno en los años 2006 y 2007, debido a la falta de continuidad de funcionamiento de la instalación geotérmica dentro de la planta GeoCool, no se pueden obtener resultados de cómo afecta a la temperatura media del suelo el funcionamiento de la instalación a lo largo varias estaciones completas, análisis que sería interesante para determinar la afección térmica del suelo en función del balance térmico en el mismo.

CAPITULO 5

Modelado y Simulación de la Instalación Experimental

5.1 Modelado de sistemas de intercambiador de calor enterrado vertical en TRNSYS

El programa de simulación TRNSYS (*Transient Systems Simulation Program*) está considerado como uno de los programas de diseño de intercambiadores de calor acoplados al terreno más avanzados [69]. Dentro del paquete que conforman las librerías TESS (*Thermal Energy System Specialists*) del programa se encuentran los componentes (*types*) que describen los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno [105], tales como modelos de tuberías enterradas, de evolución de la temperatura del terreno o de bombas de calor. Respecto al modelado de sistemas de intercambiador de calor enterrado vertical, principalmente

existen tres modelos distintos que se pueden acoplar a TRNSYS para realizar la simulación global del sistema: TRNSYS-DST, TRNSYS-SBM, TRNSYS-EWS (véase tabla 5.1). El modelo DST (*Duct Ground Heat Storage Model*), incluido en la librería TESS, es uno de los modelos más empleados en la simulación de intercambiadores de calor verticales, tanto en investigación como en diseño de ingeniería, y es el que se ha utilizado en el modelo realizado en este trabajo (apartado 5.2.3).

Tabla 5.1 Modelos de intercambiador de calor enterrado vertical en TRNSYS

Modelo TRNSYS-DST	
Características	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Modelo muy validado y bien documentado ▪ Empleado para configuraciones de varios captadores, calcula la interacción entre ellos a largo plazo ▪ Empleado para diseño de almacenamiento térmico, calcula el calor almacenado considerando un volumen de almacenamiento cilíndrico alrededor del captador ▪ Para cálculos de un número elevado de captadores verticales, es más rápido que el modelo SBM
Principales parámetros de entrada	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Propiedades térmicas del suelo (pueden definirse distintas capas de terreno con diferentes propiedades térmicas) ▪ Distribución del campo de captadores y propiedades de las tuberías y del fluido caloportador ▪ Calor a transferir por el intercambiador o temperatura de entrada al intercambiador y caudal ▪ Temperatura inicial del terreno ▪ Temperatura de la superficie del terreno
Principales parámetros de salida	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Temperatura de salida del fluido ▪ Balance de calor en el sistema

Modelo TRNSYS-EWS	
Características	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Es un modelo de cálculo más detallado que el modelo DST (selección de condiciones de contorno, simulación dinámica del comportamiento del fluido caloportador...) ▪ Puede simular intercambiadores verticales con tubería en doble U ▪ Permite calcular el perfil de temperatura del suelo en el área simulada (de 2 metros de radio alrededor del captador)
Principales parámetros de entrada	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Propiedades térmicas del suelo (pueden definirse distintas capas de terreno con diferentes propiedades térmicas) ▪ Distribución del campo de captadores y propiedades de las tuberías y del fluido caloportador ▪ Calor a transferir por el intercambiador ▪ Temperatura inicial del terreno ▪ Temperatura de la superficie del terreno
Principales parámetros de salida	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Temperatura de salida del fluido ▪ Temperaturas en el terreno
Modelo TRNSYS-SBM	
Características	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Es el modelo de cálculo más completo ya que describe en 3-D el proceso de transferencia de calor para uno o varios captadores ▪ Cada captador se define específicamente y se considera la interferencia térmica entre ellos por métodos de superposición ▪ Se pueden definir captadores inclinados
Principales parámetros de entrada	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Propiedades térmicas del suelo, temperaturas ▪ Configuración del campo de captadores ▪ Propiedades del fluido caloportador ▪ Conexiones hidráulicas entre captadores ▪ Temperaturas de entrada y caudales en los captadores
Principales parámetros de salida	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Balance de calor (ratios de transferencia) ▪ Temperatura de salida del fluido ▪ Temperaturas en el terreno

5.2 Descripción del modelo

Los principales componentes del modelo TRNSYS de la instalación del proyecto GeoCool son los que se representan en la figura 5.1 y se describen en los apartados posteriores: cargas térmicas del edificio, bomba de calor agua-agua (WWHP), bomba de circulación del circuito exterior (CP) e intercambiador de calor enterrado vertical (VGHE).

Para implementar el modelo se han empleado componentes existentes en las librerías del programa, seleccionando los más adecuados de acuerdo con las características de los equipos a modelar y/o los parámetros de entrada disponibles, a excepción de las cargas térmicas del edificio, ya que se han utilizado las cargas térmicas calculadas a partir de los datos experimentales registrados en la instalación. De este modo el modelo mejora los diseños habituales de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno, en los que las cargas térmicas se modelan a partir de las características constructivas y de uso del edificio, permitiendo estudiar mejor el comportamiento de los modelos de bomba de calor e intercambiador de calor enterrado seleccionados.

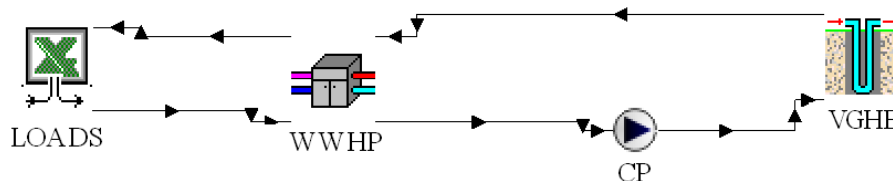


Figura 5.1 Principales componentes del modelo TRNSYS de la instalación GeoCool

5.2.1. Modelo de bomba de calor

El modelo de bomba de calor agua-agua seleccionado es un modelo de bomba de calor reversible con compresor de una etapa (Type 668) desarrollado por la organización *Thermal Energy System Specialists* (Jeff Thornton, 2004).

En este modelo, el usuario puede definir en dos ficheros (uno para el modo calefacción y otro para el modo refrigeración) las características de catálogo de la bomba de calor comercial a modelar, es decir, potencia calorífica o frigorífica y potencia absorbida por el compresor en función de las temperaturas de salida del agua caliente y del agua fría. Para el modelo de GeoCool se han modificado estos ficheros introduciendo los parámetros de catálogo de la unidad comercial instalada en la planta piloto (Modelo IZE-70, Marca CIATESA) [96], previamente corregidos para considerar las mejoras de rendimiento realizadas durante el proyecto al sustituir el refrigerante R-407C por propano [9] (incremento del 34% del EER y del 15% del COP). Estas correcciones se han implementado disminuyendo el valor de la potencia absorbida por el compresor para la misma potencia térmica generada.

En la tabla 5.2 se muestran las variables de entrada y de salida de este componente, así como los valores iniciales considerados para las primeras.

Tabla 5.2 Características del modelo de bomba de calor agua-agua (Type 668)

Principales parámetros del modelo	
Calor específico del fluido de la carga (circuito interior) Cp_{int}	4.19 kJ/kg K
Calor específico del fluido de la fuente (circuito exterior) Cp_{ext}	4.19 kJ/kg K
Nº de datos de temperaturas (carga-fuente) en el fichero de refrigeración	(fichero.dat) 6-4
Nº de datos de temperaturas (carga-fuente) en el fichero de calefacción	(fichero.dat) 5-4
Variables de entrada	
Temperatura de entrada del fluido del circuito exterior (intercambiador de calor enterrado, fuente) $T_{ext, in}$	20 °C
Caudal másico del circuito exterior m_{ext}	3500 kg/h
Temperatura de entrada del fluido del circuito interior (fancoils, carga) $T_{int, in}$	20 °C
Caudal másico del circuito interior m_{int}	3500 kg/h
Señal de control refrigeración	1
Señal de control calefacción	0
Variables de salida	
Temperatura de salida del fluido al circuito exterior (intercambiador de calor enterrado, fuente) $T_{ext, out}$	°C
Caudal másico del circuito exterior m_{ext}	kg/h
Temperatura de salida del fluido al circuito interior (fancoils, carga) $T_{int, out}$	°C
Caudal másico del circuito interior m_{int}	kg/h
Calor transferido al circuito interior (carga) Q_{ww}	kJ/h
Calor transferido al circuito exterior (fuente) $Q_{absorbed/rejected}$	kJ/h
Potencia eléctrica consumida W_{ww}	kJ/h
COP	--

Los valores tomados inicialmente son los correspondientes a la bomba de calor IZE-70 para los caudales máxicos del circuito interno y externo, el valor por defecto que tiene el módulo para la temperatura inicial en el circuito interior y el valor promedio registrado experimentalmente de la temperatura del fluido del intercambiador enterrado a la entrada de la bomba de calor para la temperatura inicial en el circuito exterior.

Este componente entra en funcionamiento dentro del modelo global cuando la señal de control de uno de los dos modos, calefacción o refrigeración, es igual a 1. Entonces, el modelo llama al fichero interno correspondiente y calcula el COP, la energía absorbida o inyectada y las temperaturas de salida del agua al circuito interno (carga) o externo (fuente). Estos valores los determinan las siguientes expresiones.

Modo calefacción

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ww,heating}}{\dot{W}_{ww,heating}} \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{absorbed} = \dot{Q}_{ww,heating} - \dot{W}_{ww,heating} \quad (5.2)$$

$$T_{ext,out} = T_{ext,in} - \frac{\dot{Q}_{absorbed}}{\dot{m}_{ext} C_{p_{ext}}} \quad (5.3)$$

$$T_{int,out} = T_{int,in} - \frac{\dot{Q}_{ww,heating}}{m_{int} C_{p,int}} \quad (5.4)$$

Modo refrigeración

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ww,cooling}}{\dot{W}_{ww,cooling}} \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{rejected} = \dot{Q}_{ww,cooling} + \dot{W}_{ww,cooling} \quad (5.7)$$

$$T_{ext,out} = T_{ext,in} + \frac{\dot{Q}_{rejected}}{m_{ext} C_{p,ext}} \quad (5.8)$$

$$T_{int,out} = T_{int,in} + \frac{\dot{Q}_{ww,cooling}}{m_{int} C_{p,int}} \quad (5.9)$$

Donde todas las variables están definidas en la tabla 5.2. Particularmente, Q_{ww} representa la capacidad de la bomba de calor en calefacción o refrigeración, W_{ww} la potencia eléctrica absorbida por el compresor en cada modo, $Q_{absorbed}$ el calor absorbido del terreno funcionando en calefacción y $Q_{rejected}$ el calor cedido al terreno en modo refrigeración.

Es importante destacar que el modelo de bomba de calor puede interpolar entre los valores especificados en los ficheros de datos pero no

extrapolar más allá del rango de valores. Las tablas de temperatura-potencia de la bomba de calor IZE-70 implementadas en los ficheros proporcionan valores de potencia térmica y potencia absorbida para rangos de temperatura de trabajo de agua fría entre -2 y 12 °C y de agua caliente entre 25 y 55°C.

5.2.2. Modelo de bomba de circulación

Para modelar la bomba de circulación del circuito externo se ha utilizado el Type 3b (*Solar Energy Lab -University of Wisconsin* para la versión TRNSYS v7.5). Es un modelo de bomba de circulación de caudal variable en función del valor de la señal de control f , cuyo rango de valores oscila entre 0 y 1. El usuario fija el flujo máximo circulante, en este caso determinado por la bomba de calor, y el modelo calcula el consumo eléctrico del sistema de acuerdo con la función lineal representada en la expresión 5.10. El resto de características del módulo se muestran en la tabla 5.3.

$$W_{cp} = W_{\max, cp} \frac{\dot{m}_{ext}}{\dot{m}_{\max, ext}} = W_{\max, cp} \frac{\dot{m}_{\max, ext} f}{\dot{m}_{\max, ext}} = W_{\max, cp} f \quad (5.10)$$

Donde $W_{\max, cp}$ and $\dot{m}_{\max, ext}$ representan la potencia consumida y el caudal trasegado cuando opera con la capacidad máxima y \dot{m}_{ext} es el caudal circulante en cada intervalo de tiempo, obtenido multiplicando el caudal a capacidad máxima por la señal de control. Para la instalación modelada el valor de f es siempre 1, ya que la bomba de circulación de la instalación es de caudal constante, y los valores máximos considerados

son los del punto de trabajo de la instalación. Al igual que en la instalación real, la bomba funciona sólo cuando arranca la bomba de calor.

Tabla 5.3 Características del modelo de bomba de circulación (Type 3b)

Principales parámetros del modelo	
Caudal másico máximo	3500 kg/h
Calor específico del fluido	4.19 kJ/kg K
Potencia máxima consumida	1512 kJ/h (datos modelo CH 4-20 GRUNDFOS)
Fracción de la potencia convertida en energía térmica	0
Coefficiente de potencia (coeficientes de la ec. que relaciona caudal y potencia)	1 (ec. lineal)
VARIABLES DE ENTRADA	
Temperatura de entrada del fluido	20 °C (por defecto)
Caudal másico de entrada (valor empleado para estudiar la convergencia)	100 kg/h (por defecto)
Señal de control f	1
VARIABLES DE SALIDA	
Temperatura de salida del fluido	°C
Caudal másico de salida	kg/h
Potencia eléctrica consumida	kJ/h

5.2.3. Modelo de intercambiador de calor enterrado vertical

El modelo de intercambiador de calor enterrado vertical debe analizar la interacción térmica entre los captadores verticales y el terreno, incluyendo tanto la transferencia térmica local alrededor de las tuberías como el proceso global a través del volumen de relleno y el terreno

circundante. El modelo empleado, tal y como se ha mencionado en el apartado 5.1, ha sido el modelo DST (*Duct Ground Heat Storage Model*) [106], Type 557. Este modelo asume que los captadores verticales disponen de un volumen cilíndrico de terreno a su alrededor (véase figura 5.2), existiendo una transferencia de calor del fluido caloportador por convección con las tuberías y por conducción con el volumen de terreno alrededor. El usuario puede definir la geometría de tubería en U simple o concéntrica. La temperatura del terreno se calcula mediante la superposición de tres procesos: la evolución de la temperatura global del terreno y de la temperatura local en la zona de intercambio se resuelve mediante métodos explícitos de diferencias finitas mientras que la solución del problema de intercambio con un flujo estacionario se obtiene analíticamente.

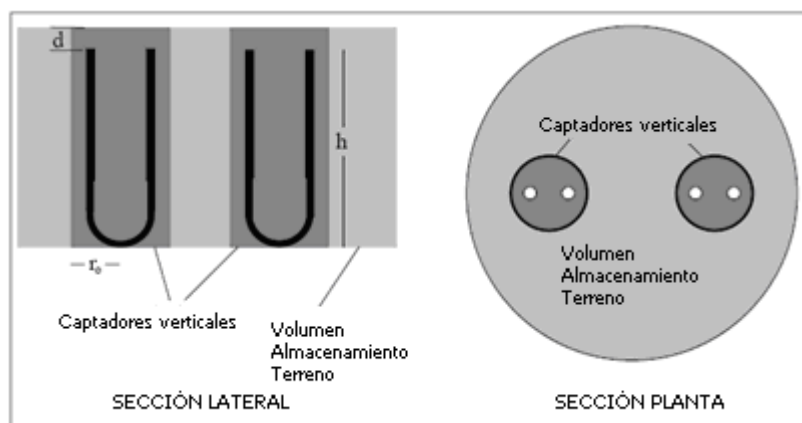


Figura 5.2 Geometría de cálculo del modelo TRNSYS de intercambiador enterrado vertical

En la tabla 5.4 se muestran las principales características del modelo empleado. El diseñador debe definir los parámetros del modelo

que caracterizan la configuración del campo de captadores verticales (número, volumen de almacenamiento, profundidad, radio, etc.), las características de las tuberías (radio, distancia entre centros, conductividad del material, caudal circulante...), las características del fluido caloportador (densidad y calor específico) y las propiedades térmicas del suelo.

Salvo las propiedades térmicas del suelo, el resto de parámetros vienen determinados por el diseño de la instalación y se han descrito en el capítulo 3. Respecto a la caracterización térmica del suelo, los parámetros que se deben definir en el modelo son los siguientes:

- conductividad térmica (en el volumen de almacenamiento)
- capacidad térmica (en el volumen de almacenamiento)
- temperatura imperturbada del terreno
- gradiente térmico inicial
- conductividad térmica del relleno

El valor de conductividad térmica del terreno considerado ha sido determinado en laboratorio con muestras de terreno de la zona donde está instalado el intercambiador de calor. El ensayo se realizó de acuerdo con el estándar ASTM D 5334-92 y el valor obtenido fue de 1.43 ± 0.6 W/mK. El valor de la capacidad térmica volumétrica adoptado es un valor medio teórico para grava y arcilla saturada, al igual que el valor de la conductividad térmica del material de relleno (arena húmeda). Por último, como valor de la temperatura imperturbada del suelo se ha tomado el valor registrado al principio del funcionamiento de la

instalación geotérmica, cuando el terreno aún no estaba alterado térmicamente por el intercambio de calor.

Tabla 5.4 Características del modelo de intercambiador de calor enterrado vertical (Type 557)

Principales parámetros del modelo	
Volumen de almacenamiento	2338 m ³ (calculado según manual)
Profundidad del captador vertical	50 m
Profundidad del ramal de cabecera	1 m
Nº de captadores	6
Radio del captador	0.120 m
Nº de captadores en serie	1
Nº de regiones radiales/verticales	1/10 (por defecto)
Conductividad térmica del terreno	1.43 W/mK
Capacidad térmica del terreno	2400 kJ/m ³ K
Radio exterior/interior tubería	0.016/0.0131 m
Distancia entre centros de la tubería en U	0.035
Conductividad térmica del relleno	2 W/mK
Conductividad térmica de la tubería	0.42 W/mK
Características del espacio entre la U y el relleno	0 m
Caudal másico por U	584 kg/h
Calor específico del fluido caloportador	4.19 kJ/kg K
Densidad del fluido caloportador	1000 kg/m ³
Características del aislante del volumen de acumulación	No existe
Temperatura imperturbada del terreno	18 °C
Gradiente térmico inicial	Ninguno
Características del precalentamiento del terreno	No existe
Temperatura media del aire	18 °C
Amplitud de la temperatura media del aire	11

Desfase temperatura del aire	240 (por defecto)
Nº de capas del terreno	1
Propiedades de las capas	Mismas que terreno o por defecto
Variables de entrada	
Temperatura de entrada del fluido	20 °C (por defecto)
Flujo másico (total)	3500 kg/h
Temperatura en la parte superior del volumen de almacenamiento	20 °C (por defecto)
Temperatura del aire	20 °C (por defecto)
Modo de circulación del flujo	1 (por defecto)
Variables de salida	
Temperatura de salida del fluido	°C
Flujo másico de salida	kg/h
Temperatura media de almacenamiento	°C
Ratio medio de transferencia de calor	kJ/h
Pérdidas de calor en la parte superior del volumen de almacenamiento	kJ/h
Pérdidas de calor en el lateral del volumen de almacenamiento	kJ/h
Pérdidas de calor en la parte inferior del volumen de almacenamiento	kJ/h
Variación de energía interna	kJ/h

5.2.4. Modelo de cargas térmicas

Las cargas térmicas utilizadas en el modelo son las cargas térmicas horarias calculadas a partir de las medidas experimentales para el año 2005 (véase figura 4.2), sin considerar la demanda térmica los días en los que ésta era proporcionada por la bomba de calor aire-agua. El uso de estos valores experimentales en vez del modelado térmico del edificio a

climatizar mediante el TRNBuild, tal y como se realizaría siguiendo un procedimiento convencional de diseño y simulación de un sistema de climatización geotérmica, permite validar con mayor fiabilidad los modelos principales que componen el sistema de bomba de calor acoplada al terreno: intercambiador enterrado y bomba de calor.

Para implementar las cargas térmicas experimentales en el modelo del sistema se ha utilizado la posibilidad que ofrece el programa TRNSYS de trabajar con archivos Excel (Type 62, Oertker and Wriske, *Chair of Technical Thermodynamics, RWTH-Aachen, Germany*) almacenando en un archivo *.xls* las cargas térmicas horarias de entrada al modelo (*Loads.xls*). Para conectar este fichero con el módulo de bomba de calor es necesario emplear como variable de entrada la temperatura a la que el fluido entra a la bomba de calor desde el circuito interior, por lo que se ha considerado este circuito, es decir, las tuberías hidráulicas que conectan la bomba de calor con los fancoils, como un volumen de control, el balance energético del cual es el que se muestra en la ecuación 5.11 y se ha programado en el fichero *Loads*, actualizándose los valores en cada paso de tiempo (véase figura 5.3).

$$E_{load,in} - E_{load,out} = \dot{m}_{load} C_{p,load} (T_{load,in} - T_{load,out}) = \dot{Q}_{ww} - \dot{Q} \quad (5.11)$$

Donde Q representa las cargas térmicas experimentales y Q_{ww} la capacidad térmica de la bomba de calor. Como condiciones iniciales se han considerado 20 °C de temperatura de entrada del agua a la bomba y un volumen del circuito de 0.5 m³.

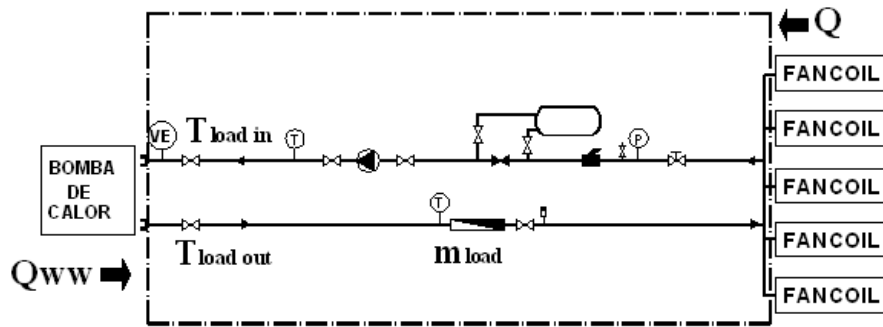


Figura 5.3 Balance de energía en el circuito interno (volumen de control)

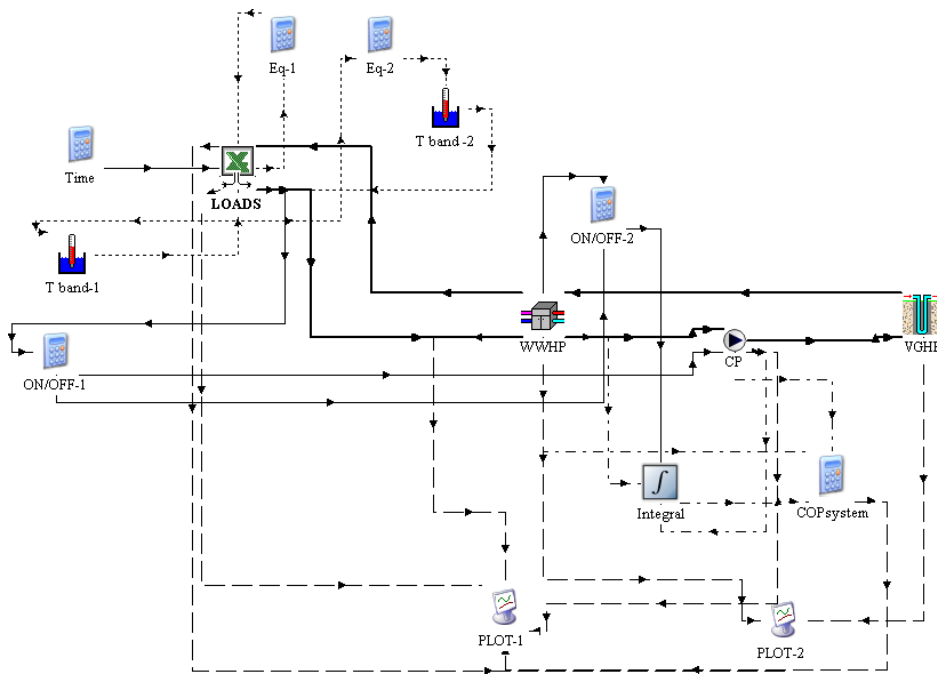


Figura 5.4 Esquema detallado del modelo TRNSYS

Para entender mejor el funcionamiento del modelo global de TRNSYS, representado en la figura 5.4, es necesario describir con detalle el contenido del fichero *Loads.xls*. En primer lugar, en este archivo hay dos columnas de datos, una que contiene todas las horas del año, desde la 0 hasta la 8759, y otra con el valor de la carga térmica experimental en esa hora (valor positivo en calefacción y negativo en refrigeración). Como se observa en la figura 5.4, conectado al componente *Loads* mediante una línea continua, se encuentra el componente denominado *Time* que sirve para realizar la simulación en el intervalo horario definido por el usuario. Es decir, para comenzar la simulación hay que definir la hora inicial y final del periodo que se quiere simular dentro de las variables de control del TRNSYS; el componente *Time* envía, para cada paso de la simulación, una señal de entrada al componente *Loads* con este valor, desde la hora marcada como inicio de la simulación hasta la hora marcada como fin.

En segundo lugar, tal y como se ha comentado, en la hoja de cálculo *Loads.xls* está programada la ecuación 5.11, donde cada uno de los términos que la componen queda definido en una celda, para cada paso de la simulación, del siguiente modo:

Q : cuando el componente *Loads* recibe el valor de entrada de *Time*, lo busca en la columna de horas y asigna el valor de la carga experimental correspondiente a esa hora en la celda que debe contener el valor de Q , multiplicándolo por el paso temporal de la simulación.

Q_{ww} : una de las entradas al componente *Loads* desde el componente de la bomba de calor es la potencia suministrada por la misma, que se

almacena en la celda correspondiente para cada intervalo de cálculo, por lo que se multiplica por el paso temporal de la simulación.

$E_{load, out}$: inicialmente toma el valor 0 y en los siguientes pasos de la simulación toma el valor de $E_{load, in}$ del instante anterior; para ello se emplea el componente calculadora *Eq-1*, para asignar el valor un parámetro de salida en un instante a otro de entrada en el instante siguiente. Este componente se puede ver en la figura 5.4 conectado a *Loads* mediante una línea de puntos.

$E_{load, in}$: se calcula a partir de la expresión 5.11.

Con este valor, en la hoja de cálculo, se determina para cada instante la temperatura del agua de entrada a la bomba de calor procedente de circuito interior ($T_{load, in}$), despejando de la ecuación 5.11 y considerando:

- Cp_{load} : valor constante de $1,1626 \text{ kWh/m}^3\text{°C}$
- m_{load} : valor constante de $0,5 \text{ m}^3$

El fichero *Loads* es el que da las señales de control de marcha y paro de la bomba de calor, para ello se ha fijado una temperatura de parada de la bomba de calor de 45 °C en calefacción y de 12 °C en refrigeración (temperatura del agua de entrada a la bomba procedente del circuito interno). Para evitar que la bomba cicle alrededor de estas temperaturas (arranque y pare constantemente), se ha programado, mediante el modelo TRNSYS (Type 503, Jeff W. Thornton, *Thermal Energy System Specialists*), un sistema de control. Para ello, como se puede observar en la figura 5.4, conectados al componente del modelo *Loads* mediante una línea de puntos hay tres componentes. Dos de ellos, *Tband-1* y *Tband-2*, son los controles de temperatura (Type 503) que sirven para marcar una

banda de control de ± 5 °C alrededor de las temperaturas de parada de la bomba de calor, uno en refrigeración (12 ± 5 °C) y otro en calefacción (45 ± 5 °C). El componente calculadora *Eq-2* cambia de signo la temperatura de retorno en calefacción obtenida mediante la ecuación 5.11 para adecuar el valor de entrada necesario en Type 503-2.

5.2.5. Componentes auxiliares del modelo

En la figura 5.4, además de los principales componentes del modelo (figura 5.1) descritos a lo largo de este capítulo podemos observar todos los componentes auxiliares empleados. Éstos son:

1. Componentes complementarios del fichero *Loads.xls*

Descritos en el apartado anterior.

2. Componentes ON/OFF

El componente *ON/OFF-1* da la orden de marcha y paro de la bomba de circulación. Es necesario porque el modelo de bomba de circulación únicamente tiene una señal de entrada para arrancar, mientras que el componente *Loads* tiene una señal de control para calefacción y otra para refrigeración, según impone la conexión con el modelo de bomba de calor, por lo que la calculadora *ON/OFF-1* convierte estas dos señales en una sola.

El componente *ON/OFF-2* tiene la misma función pero para activar el integrador que sirve para calcular el rendimiento (*Integral*).

3. Componente *COPsystem* e *Integral*

Las variables de entrada del componente *COPsystem* son la carga térmica suministrada por la bomba de calor, el consumo eléctrico del compresor

de la bomba de calor y el consumo eléctrico de la bomba de circulación. Este componente calcula el cociente ente la carga térmica y la suma de ambos consumos eléctricos, tanto instantáneamente como para un periodo de tiempo, tomando en este caso las mismas variables integradas mediante el módulo *Integral* (véase apartado 5.3).

4. Componentes *PLOT-1*, *PLOT-2*

Ambos componentes sirven para obtener los resultados de la simulación tanto gráficamente como en un fichero de texto.

El componente *PLOT-1* lista, para cada intervalo de la simulación, las temperaturas de entrada y de salida de la bomba de calor en el circuito interior, las potencias eléctricas consumidas (bomba de calor y bomba de circulación), la carga térmica proporcionada por la bomba de calor, el COP instantáneo y el rendimiento del sistema para el periodo simulado. El componente *PLOT-2* representa del mismo modo las señales de frío y calor del sistema, las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor enterrado, el caudal circulante por bucle geotérmico y el COP instantáneo de la bomba de calor.

5.3 Resultados de la simulación

Con el objetivo de comparar con los datos experimentales y validar el modelo de simulación en TRNSYS de un sistema de bomba de calor geotérmica, en la simulación realizada se calcula el rendimiento estacional de la instalación además de listar en ficheros *.txt* o graficar todas las variables de salida de los distintos componentes (temperaturas

de entrada y salida de la bomba de calor al terreno, consumo eléctrico de la bomba de calor y la bomba de circulación, etc.).

Para calcular el rendimiento se integra, en el periodo de simulación, la energía transferida a la carga por la bomba de calor y la suma de los consumos eléctricos de la bomba de calor y la bomba de circulación. El cociente entre ambas integrales es el COP del sistema para el periodo considerado (ecuación 5.12).

$$COP_{system} = \frac{\int \dot{Q}_{ww}}{\int (W_{ww} + W_{cp})} \quad (5.12)$$

El intervalo de simulación considerado ha sido de 0.01 pasos por hora, es decir, en cada hora se dispone de 100 datos; aunque este paso es bastante pequeño para los periodos de tiempo considerados, ya que el periodo mínimo en el que se ha realizado una simulación ha sido un día, para asegurar la convergencia del modelo se simularon varios días con un paso de 0.005. Como se puede ver en la figura 5.5, el modelo converge.

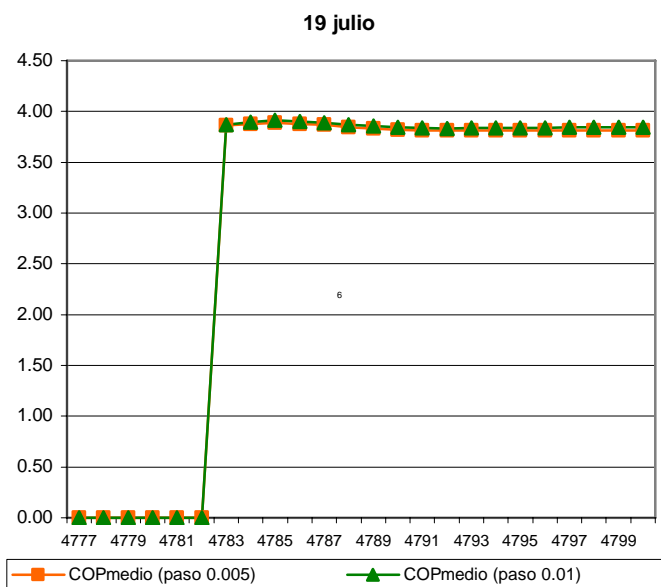
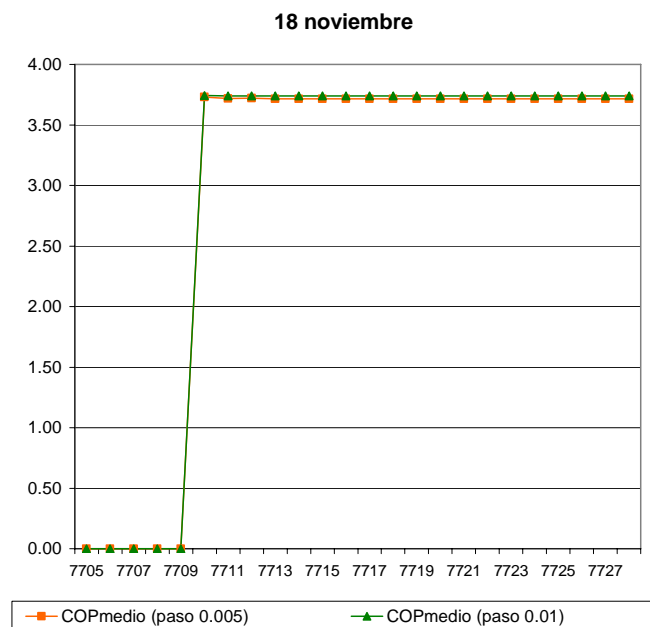


Figura 5.5 Convergencia del modelo

5 Modelado y Simulación de la Instalación Experimental

En las figuras 5.6 y 5.7 se pueden ver ejemplos de las simulaciones diarias realizadas. La gráfica verde representa el rendimiento estacional del periodo simulado y la gráfica morada el COP de la bomba de calor, observándose los arranques y paradas de la misma (valores en el eje derecho). También se han graficado las temperaturas de entrada (azul) y salida (rojo) de la bomba de calor hacia el circuito interno (valores en el eje izquierdo).

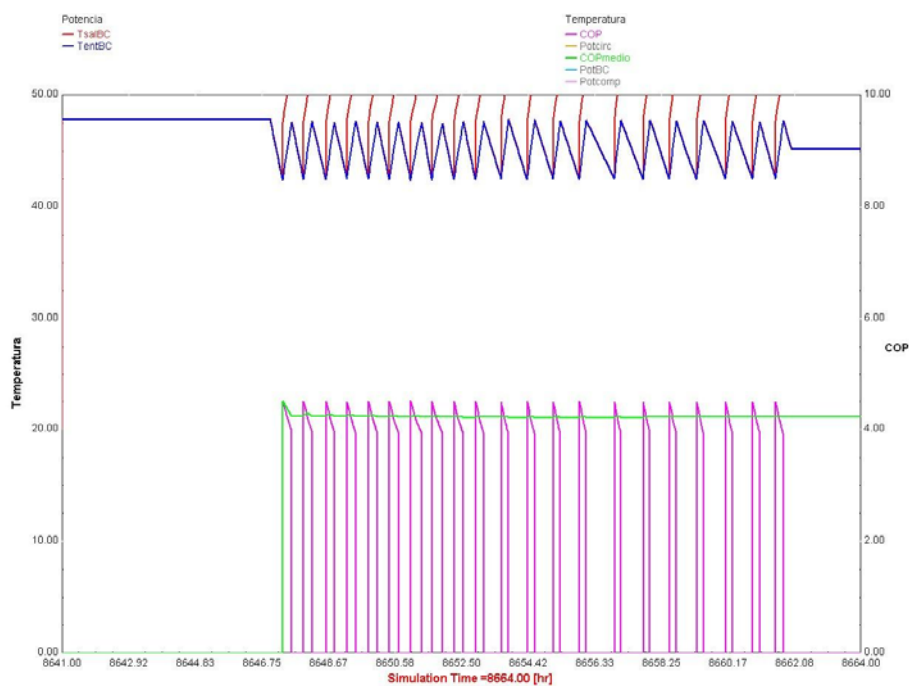


Figura 5.6 Simulación del día 27 de diciembre

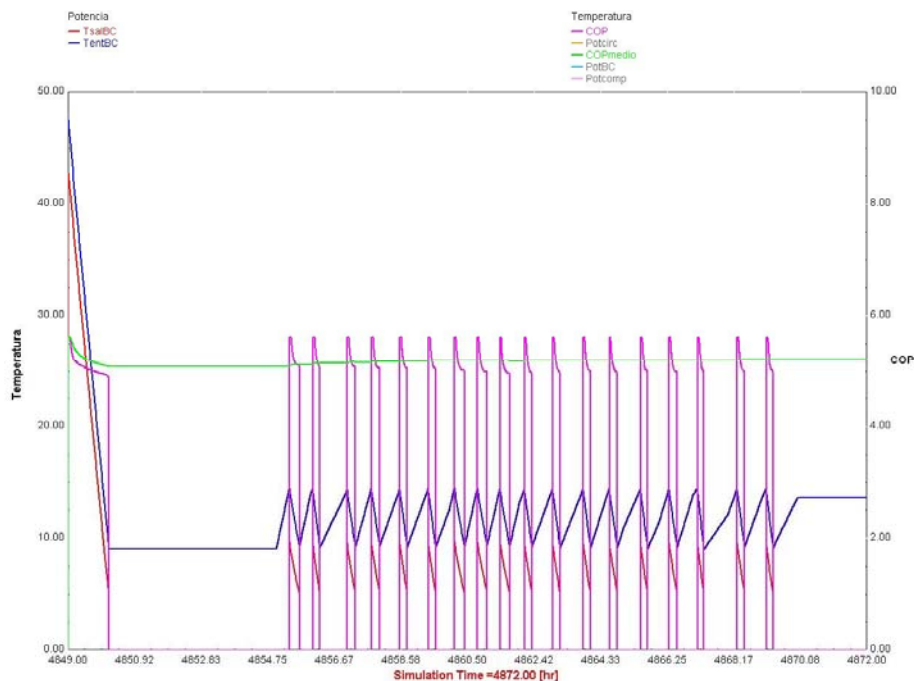


Figura 5.7 Simulación del día 22 de julio

En la gráfica de calefacción se observa cómo el sistema arranca cuando la temperatura de retorno de la bomba de calor es de 42,5 °C y para cuando alcanza el valor de 47,5 °C. Por el contrario, en refrigeración, la instalación empieza a funcionar cuando el valor de la temperatura de retorno es de 14 °C y deja de funcionar cuando se enfría hasta 9 °C. En cuanto a los rendimientos medios diarios, en calefacción se obtiene un valor de 4,23 y en refrigeración de 5,21. También se puede observar que el COP de la bomba de calor es mayor cuanto más suave es la temperatura de retorno (más baja en calefacción y más alta en refrigeración), es decir, en los arranques. Esto es debido a que el modelo TRNSYS únicamente tiene en cuenta aspectos termodinámicos, sin

considerar influencias mecánicas y de degradación del funcionamiento a carga parcial, como se verá posteriormente.

En las figuras 5.8, 5.9, 5.10 y 5.11 se muestra la simulación de todo el año 2005. La simulación se ha dividido en cuatro periodos, dos de calefacción y dos de refrigeración, excluyendo el periodo vacacional de agosto.

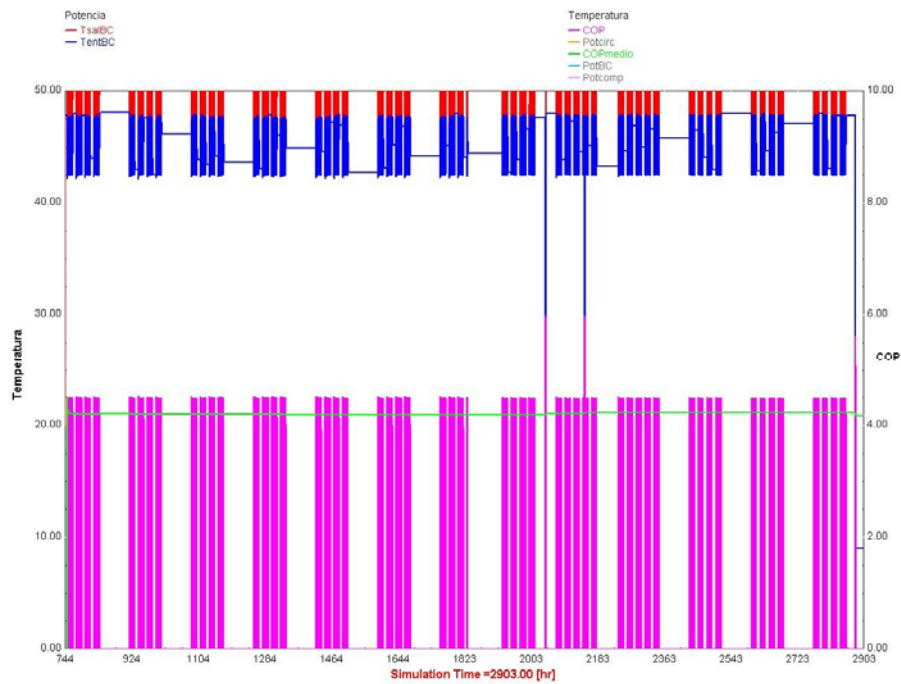


Figura 5.8 Simulación estacional en calefacción entre febrero y mayo (desde hora 744 hasta hora 2903)

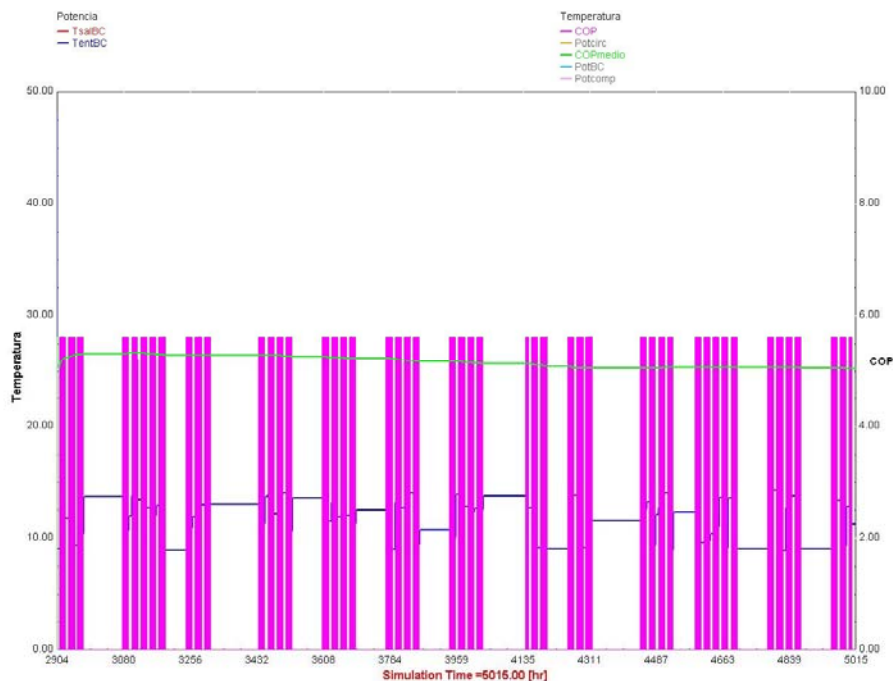


Figura 5.9 Simulación estacional en refrigeración entre junio y agosto (desde hora 2904 hasta hora 5015)

En estas gráficas se representa el COP de la bomba de calor (línea rosa) que indica también cuando el sistema está en funcionamiento, observándose que en las horas correspondientes a noches, fines de semana y lunes la instalación está parada. El rendimiento del periodo simulado se grafica en verde mientras que en azul y en rojo se representan las temperaturas de entrada y salida de la bomba de calor hacia el circuito interno. Los valores de rendimiento se pueden leer en el eje derecho y los de temperatura en el izquierdo.

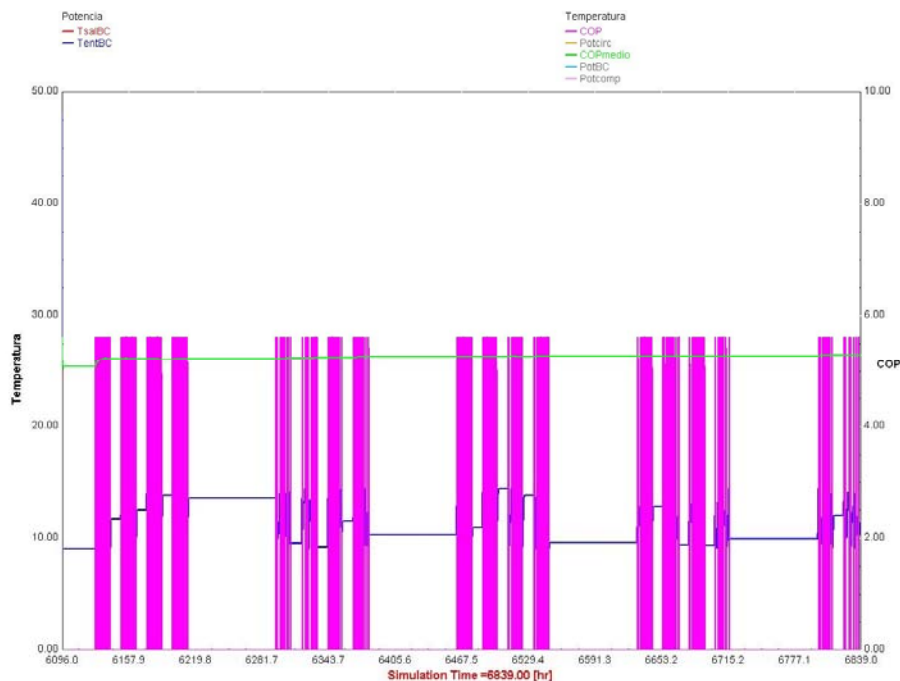


Figura 5.10 Simulación estacional en refrigeración entre septiembre y octubre (desde hora 6096 hasta hora 6839)

En el primer periodo de calefacción (entre febrero y mayo) el valor del rendimiento medio del sistema se mantiene estable a lo largo de todos los meses oscilando entre 4,19 y 4,23. En el segundo periodo del año, comprendido entre los meses de junio y agosto y trabajando en refrigeración, el valor del rendimiento los primeros días de funcionamiento alcanza un valor de 5,33, y va disminuyendo hasta llegar a 5,05 debido al progresivo calentamiento del terreno. Valor que se incrementa al inicio del tercer periodo del año (entre septiembre y

octubre) debido a que el terreno se ha regenerado durante la parada en agosto, alcanzando en este periodo valores entre 5,22 y 5,29.

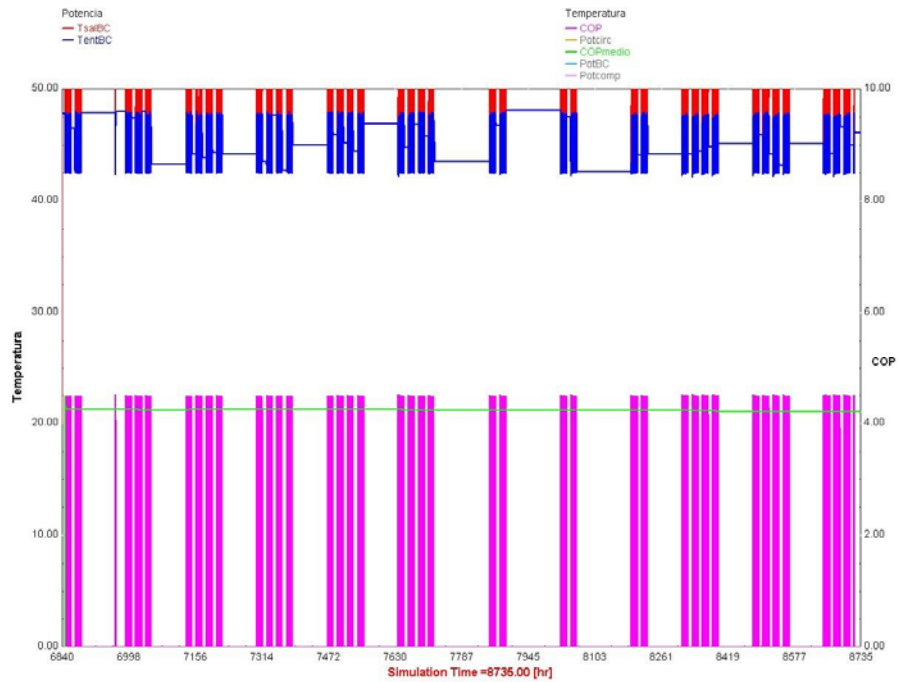


Figura 5.11 Simulación estacional en calefacción entre noviembre y diciembre (desde hora 6840 hasta hora 8735)

Por último, el comportamiento en calefacción al final del año, entre noviembre y diciembre, es similar al del primer periodo, con rendimientos comprendidos entre 4,25 y 4,21.

CAPITULO 6

Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

6.1 Validación del modelo

La validación del modelo de bomba de calor acoplada al terreno se ha realizado mediante la comparativa de los resultados de rendimiento (*performance factor*) obtenidos en la simulación con los calculados a partir de los datos experimentales. La comparativa se ha efectuado en ambos modos de funcionamiento del sistema, calefacción y refrigeración, en el año 2005 y durante el mismo periodo de tiempo para el que se dispone de datos experimentales, es decir, desde febrero hasta diciembre.

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

El periodo de calefacción considerado abarca desde principios de febrero hasta el 6 de mayo y desde el 17 de octubre hasta finales de diciembre, mientras que el periodo de refrigeración comprende desde el 9 de mayo hasta el 14 de octubre, estando parada la instalación en agosto.

Se ha comparado tanto el rendimiento para diferentes días de operación del sistema, rendimiento diario, como el valor promedio acumulado para cada modo de funcionamiento, rendimiento estacional.

La elección de los parámetros de rendimiento estacional y diario para validar el modelo de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno se debe a que su valor engloba todas las variables características de los distintos componentes que forman la instalación. Es decir, el rendimiento medio depende de la curva característica de funcionamiento de la bomba de calor, que relaciona la capacidad térmica con el consumo eléctrico y las temperaturas de trabajo, así como del consumo eléctrico de la bomba de circulación del intercambiador de calor enterrado. A su vez, las temperaturas de trabajo de la bomba de calor dependen de las temperaturas en el intercambiador de calor enterrado, que son función directa de su correcto dimensionado a partir de las propiedades térmicas del terreno, y de la carga térmica demandada por el edificio, que fija las temperaturas del circuito de distribución de climatización al edificio. Por tanto, mediante la comparación de los rendimientos medios del modelo con los obtenidos experimentalmente se está validando el modelo de todos y cada uno de los elementos del sistema al mismo tiempo que su correcta integración.

Por medio de la comparativa del rendimiento estacional se está certificando el correcto comportamiento del modelo a largo plazo

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

mientras que con la comparativa del rendimiento diario su comportamiento bajo diferentes condiciones de funcionamiento, esto es, distintas demandas de carga térmica.

Como se describe a lo largo de este capítulo, durante el desarrollo de este trabajo se ha mejorado la comparativa realizada mediante la adecuación del modelo de la bomba de calor a las condiciones reales de funcionamiento, ya que era el único componente del modelo en el que, ante la variación de sus parámetros, los resultados obtenidos presentaban una mayor sensibilidad. Por este motivo en los siguientes apartados se presentan tres comparativas distintas entre el modelo y el experimento. Inicialmente se realizó el modelo de la instalación con un modelo de bomba de calor implementado a partir de los datos de catálogo del fabricante de la unidad comercial instalada, posteriormente se consideró en el modelo la mejora en el rendimiento del equipo al emplear propano como refrigerante y por último, en el modelo final, se ha tenido en cuenta el comportamiento real de la bomba de calor en la instalación al incorporar correcciones por funcionamiento a carga parcial.

6.2 Comparativa del rendimiento estacional

El rendimiento estacional es el parámetro que mejor caracteriza el funcionamiento de una instalación de climatización y permite comparar entre distintos sistemas. En una instalación de bomba de calor acoplada al terreno es importante conocer éste valor en fase de diseño para determinar el consumo anual de energía de los equipos y poder calcular los ahorros energéticos respecto a otro tipo de instalaciones, así como el periodo de retorno de la inversión a acometer en su implantación.

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

En la figura 6.1 se muestra la evolución del rendimiento estacional de la instalación GeoCool tanto para calefacción como para refrigeración. La línea gris representa los valores calculados a partir de los datos experimentales, valores representados en el capítulo 4, en la figura 4.12, y calculados tal y como se explica en el apartado 4.3. La línea negra muestra los resultados de la simulación del modelo realizado, recogiendo en una sola gráfica los resultados que se muestran en el capítulo 5, en las figuras 5.8, 5.9, 5.10 y 5.11.

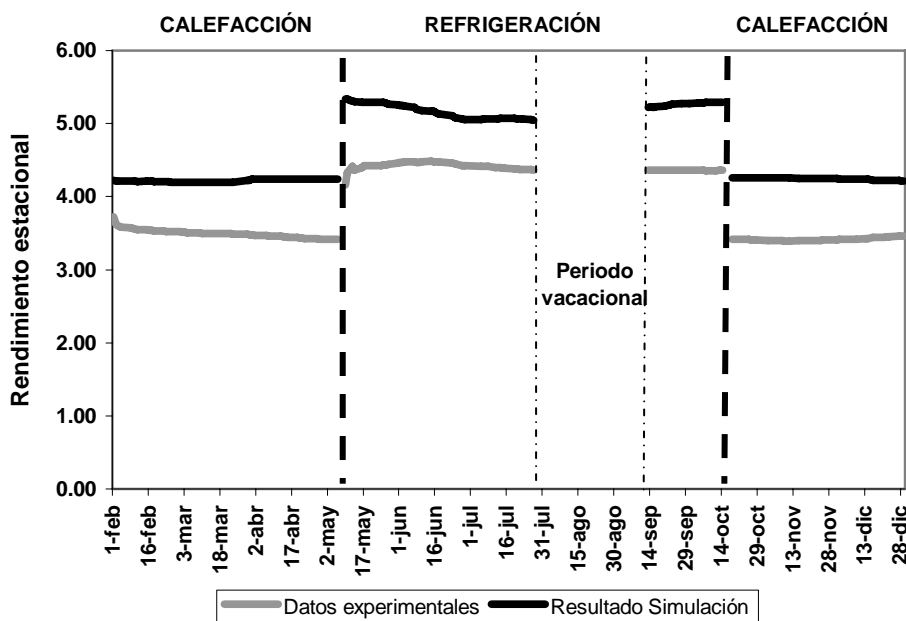


Figura 6.1 Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental y el rendimiento estacional obtenido en la simulación del modelo

En la gráfica anterior se puede observar cómo los resultados de la simulación del modelo son superiores a los resultados obtenidos

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

experimentalmente; cuantificando, los resultados del modelo sobreestiman los valores medidos experimentalmente entre un 15 y un 20%. Considerando que los errores en los valores experimentales, calculados teniendo en cuenta los errores de los sensores de medida [102], son de un 17% en calefacción y un 14% en refrigeración, los resultados del modelo son compatibles dentro del rango de errores. No obstante se ha realizado un análisis de sensibilidad de los principales parámetros de entrada del modelo para intentar explicar la razón de estas discrepancias.

Otro aspecto muy importante que se observa en la figura 6.1 es que los resultados entre modelo y experimento se asemejan más en las épocas del año donde la demanda de calefacción o refrigeración es más elevada, es decir, ambas gráficas se aproximan en los meses de febrero, diciembre o julio. Esto se debe a la influencia del comportamiento de la bomba de calor ante demandas térmicas inferiores a su potencia nominal como se analizará a lo largo de este capítulo.

Centrándose en el análisis de sensibilidad realizado, en la figura 6.2 se representan los resultados de la simulación obtenidos al modificar el valor de la conductividad térmica del suelo que es, de las características térmicas del mismo, el parámetro que más influye en el comportamiento del intercambiador de calor enterrado. Una variación del 12% en el valor de la conductividad térmica (considerando el valor típico para terreno arenoso-arcilloso de 1.60 W/mK en vez del valor medido en laboratorio de 1.43 W/mK) prácticamente no altera los resultados obtenidos en la simulación.

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

Esta falta de sensibilidad del modelo ante la variación de las características térmicas del suelo se debe al propio diseño de la instalación GeoCool. Éste se realizó siguiendo el criterio de optimización energética en vez del criterio de optimización económica, por lo que la longitud de intercambiador enterrado ejecutada es ligeramente superior a la de una instalación comercial de la misma potencia diseñada bajo las mismas premisas iniciales; así el intercambiador de calor trabaja siempre en las mejores condiciones incluso en los requerimientos máximos de potencia.

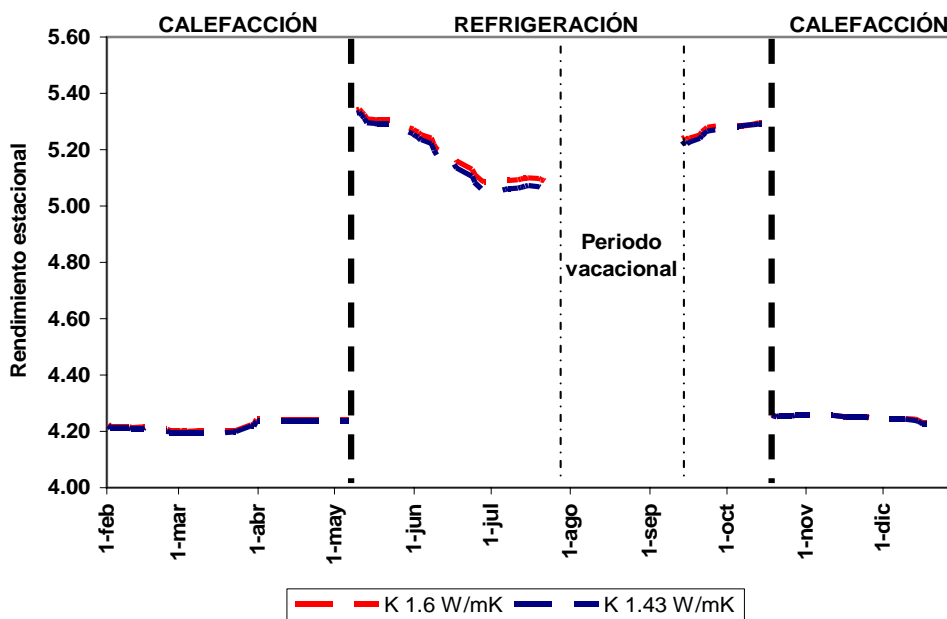


Figura 6.2 Análisis de la variación del rendimiento estacional del modelo con el parámetro conductividad térmica del suelo

Sin embargo se observa una importante dependencia entre los rendimientos estacionales de la instalación modelada y los rendimientos

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

nominales de la bomba de calor (COP y EER) introducidos en el modelo mediante la descripción de la potencia eléctrica absorbida y la potencia térmica suministrada para diferentes temperaturas de trabajo (ver apartado 5.2.1). Esta dependencia se puede observar si se comparan los resultados obtenidos y mostrados en la figura 6.1 con los primeros resultados de este trabajo [A.3.] en los que en la descripción del módulo de la bomba de calor aún no se habían realizado las correcciones oportunas para incorporar la mejora del COP del equipo debida al cambio del refrigerante R-407C por propano [9] (véase figura 6.3).

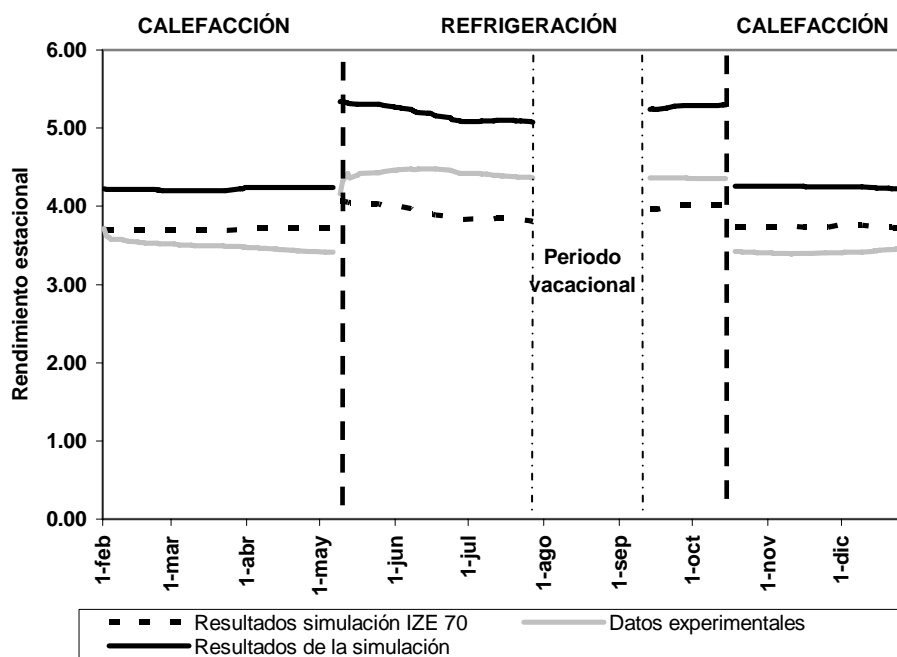


Figura 6.3 Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental y el rendimiento estacional obtenido en la simulación variando el modelo de bomba de calor

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

La gráfica de la figura 6.3 muestra la comparativa entre los valores de rendimiento estacional de la instalación experimental con los resultados de la simulación obtenidos empleando dos modelos de bomba de calor distintos. Los valores que se muestran mediante una línea discontinua reflejan los resultados del modelo que incorpora como bomba de calor la unidad comercial CIATESA IZE-70, sin la corrección de la mejora del propano. En este caso, los resultados de la simulación varían considerablemente según el modo de funcionamiento. En calefacción sobreestiman un 5% aproximadamente los valores calculados experimentalmente (línea gris) mientras que en refrigeración, los resultados del modelo subestiman los datos experimentales sobre un 10%.

Sin embargo, comparando los resultados obtenidos con ambos modelos (línea negra y línea negra discontinua) se advierte una tendencia muy similar, por lo que se puede determinar que la dependencia del rendimiento estacional del modelo es prácticamente lineal con la variación del rendimiento nominal de la bomba de calor. Analizando los valores de rendimiento estacional, se observa que los cambios introducidos en el modelo relativos a la mejora del rendimiento de la bomba de propano (incremento del 34% del EER y del 15% del COP) producen un incremento del rendimiento estacional entre el 13.1 y el 14.0% en modo calefacción y entre el 31.3 el 33.3% en modo refrigeración, lo que ratifica la fuerte dependencia entre el rendimiento de la bomba de calor y el rendimiento global de la instalación.

La influencia de la correcta caracterización del módulo de bomba de calor en el comportamiento del modelo global es todavía más patente

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

si adecuamos el funcionamiento de la bomba a la carga parcial del sistema, considerando la degradación que sufre el equipo cuando no trabaja a potencia nominal, es decir, cuando la demanda energética del edificio es inferior a la proporcionada por la bomba de calor bajo las condiciones nominales de funcionamiento. Esta situación es bastante frecuente teniendo en cuenta que la selección de la potencia nominal de la bomba de calor se realiza para las condiciones de funcionamiento más extremas (mes de enero en calefacción y julio en refrigeración).

6.2.1. Caracterización de la bomba de calor a carga parcial

El rendimiento de un sistema de bomba de calor a carga parcial depende de dos fenómenos [107] que son:

- la respuesta del equipo en el arranque, usualmente definida por una constante de tiempo o retardo
- el ciclado del equipo en la instalación, caracterizado por las condiciones fijadas por el usuario en el termostato de mando y por la inercia térmica del edificio climatizado

Para introducir estas variables en el rendimiento de la bomba de calor se debe realizar la corrección del COP nominal con el denominado factor de degradación (CDF, *COP degradation factor*, o PLF, *partial load factor*, dependiendo de la bibliografía consultada [108-109]) según la ecuación 6.1.

$$COP_{REAL} = CDF \cdot COP_{NOMINAL} \quad (6.1)$$

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

El valor de este factor de degradación depende del ratio entre la demanda térmica horaria requerida por el edificio y la capacidad de la bomba de calor en condiciones nominales (PLR, *partial load ratio*).

Diversos autores proponen diferentes correlaciones para calcular el CDF. La más usual, por ser también la más sencilla, es la que muestra la ecuación 6.2, fue definida por Parken [110] y es la que recomienda emplear el estándar ARI (*Air Conditioning and Refrigeration Institute*).

$$CDF = 1 - c_d (1 - PLR) \quad (6.2)$$

Otras expresiones, como la definida por Henderson y Rengarajan [107], nos muestran ecuaciones más complejas en las que se tiene en cuenta el retardo de tiempo en el arranque y el número máximo de ciclos que puede realizar el termostato. También cabe destacar los trabajos de Bettanini [108] que incorpora a sus modelos el efecto producido por un compresor *inverter* introduciendo en la ecuación la relación entre el consumo eléctrico del equipo a carga parcial y a potencia nominal.

En la ecuación 6.2, el valor del coeficiente c_d lo debe especificar el fabricante, aunque si se desconoce se recomienda tomar 0.25 [107-108]. Este valor por defecto implica, respecto al modelo definido por Henderson y Rengarajan, que el retardo de tiempo en el arranque del equipo es de 76 segundos y el número máximo de ciclos del termostato de 3.125 ciclos/hora. El rango de valores del tiempo de arranque suele estar entre 30 y 80 segundos, mientras que un valor medio de los equipos más modernos puede considerarse en torno a un minuto. Respecto al

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

número de ciclos del termostato existen estudios experimentales que determinan este valor, por ejemplo, en un estudio realizado en 30 viviendas de Florida, el promedio del número máximo de ciclos del termostato fue de 2.5 ciclos/hora [111]. Todas estas consideraciones reducen el valor real de c_d a un rango entre 0.1 y 0.2 [107]. En la figura 6.4 se representa la ecuación 6.2 tomando diferentes valores de c_d , como se observa, para elevados valores del ratio de carga parcial, es decir, cuando la carga térmica real se aproxima a la nominal, la influencia del valor de c_d en el coeficiente de degradación del COP es menor.

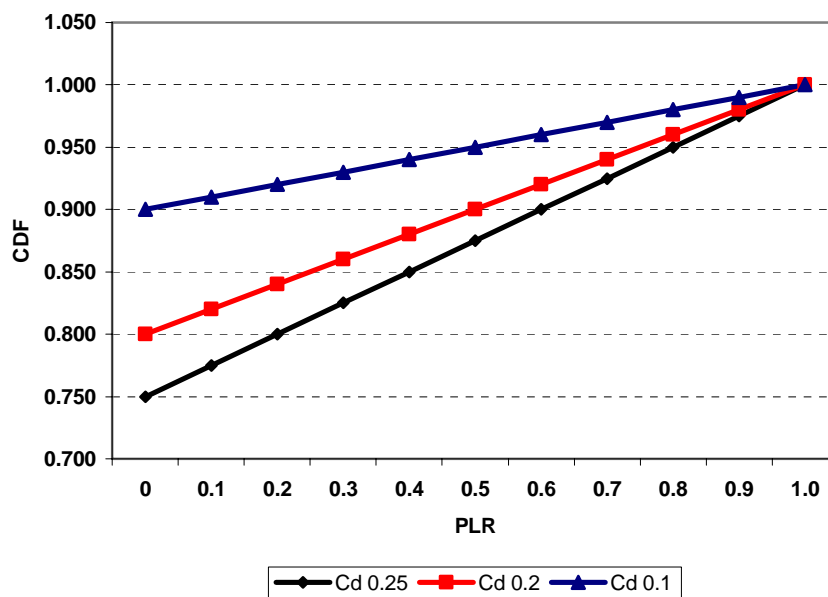


Figura 6.4 Coeficiente de degradación del COP para diferentes valores de c_d

La incorporación al modelo de la instalación del fenómeno de degradación del rendimiento de la bomba de calor debido a su

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

funcionamiento a carga parcial se ha realizado corrigiendo el rendimiento estacional obtenido en la simulación por el factor de degradación promedio estacional. Para determinar éste último se han seguido los siguientes pasos:

1.- Cálculo del valor del ratio de carga parcial, PLR, en el año 2005: este valor se ha determinado mediante el cociente entre el valor experimental de la carga térmica horaria y la potencia nominal de la bomba de calor, tanto para el funcionamiento en calefacción como en refrigeración (figura 6.5).

Se observa como en ese año la instalación funcionó todo el periodo a carga parcial: como máximo al 75% de la carga nominal los días en los que se requería más calefacción (diciembre y febrero) o refrigeración (junio) y entre el 30 y el 60% de la carga nominal la mayor parte del resto del año. Sólo los días de primavera y otoño en los que prácticamente no hay demanda los valores de PLR son inferiores a 0.3 (días en abril y mayo o septiembre y octubre). Para observar mejor los diferentes valores del PLR en función de la época del año, en las figuras 6.6, 6.7, 6.8 y 6.9 se grafica este valor para los días 17 de febrero, 25 de octubre, 18 de mayo y 28 de junio. Como se ha comentado anteriormente, en estas figuras se puede ver cómo en los días más invernales o estivales (febrero y junio) el valor del PLR es mayor en todas las horas del día.

Del análisis de las gráficas también se deduce un comportamiento distinto de la instalación en calefacción y en refrigeración. En los días en los que la instalación funciona en calefacción (17 de febrero y 25 de octubre), el valor del PLR es mayor a primeras horas de la mañana y

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

prácticamente constante a lo largo del resto del día. Esto se puede explicar debido al pulso de calor que debe suministrar el sistema para adecuar la temperatura del edificio que se ha enfriado durante la noche. En refrigeración no se observa tan claramente el mismo fenómeno sino que los valores más elevados de PLR también se dan en los momentos del mediodía o a primera hora de la tarde, cuando la temperatura exterior es más elevada.

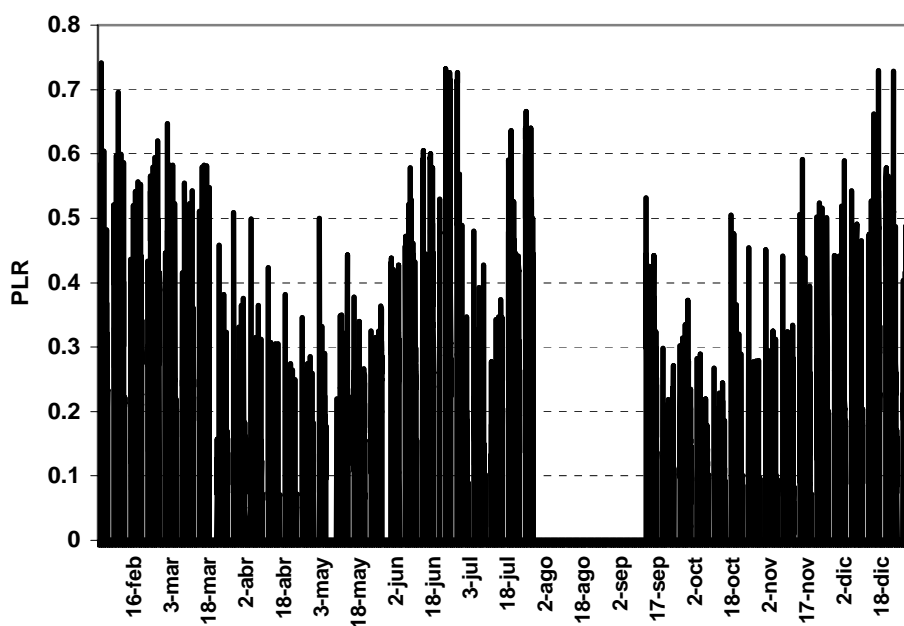


Figura 6.5 Valores del ratio de carga parcial de la bomba de calor (PLR) en el año 2005

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

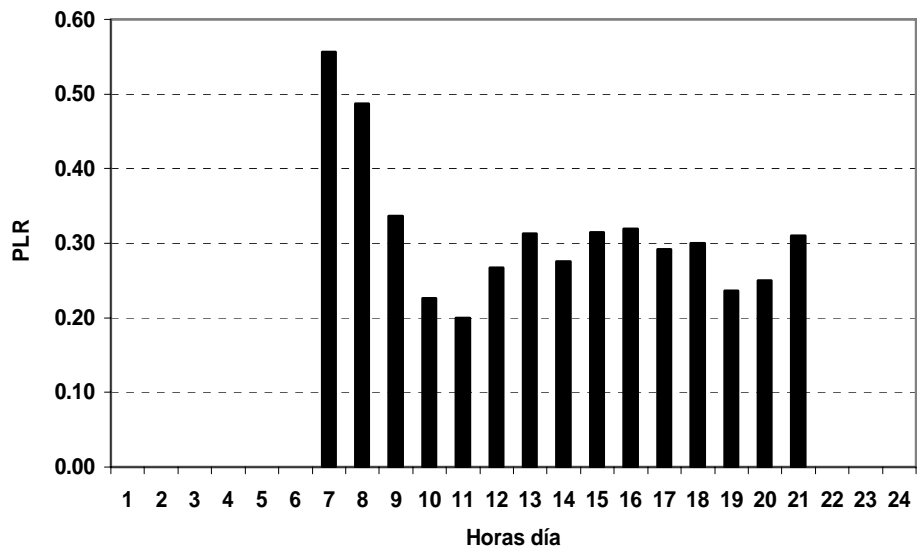


Figura 6.6 Valores del PLR el 17 de febrero

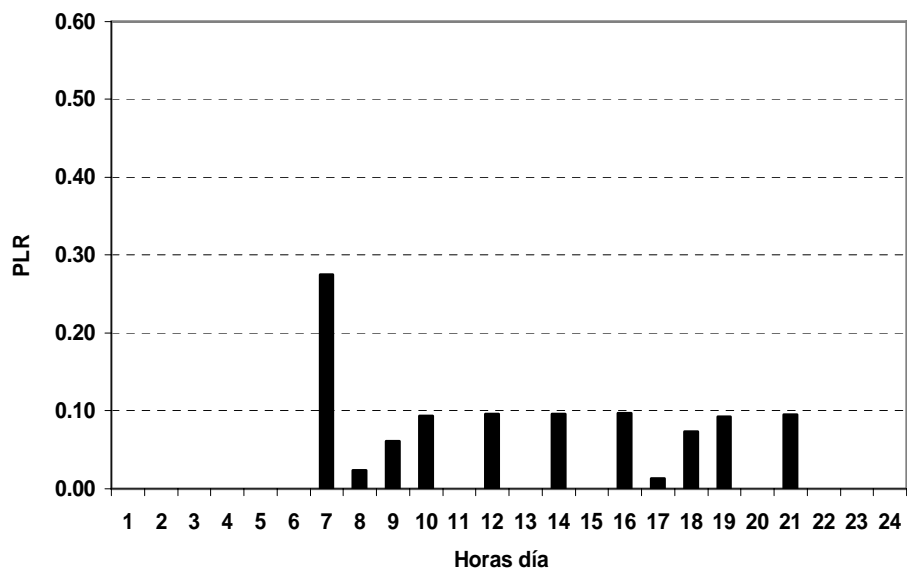


Figura 6.7 Valores del PLR el 25 de octubre

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

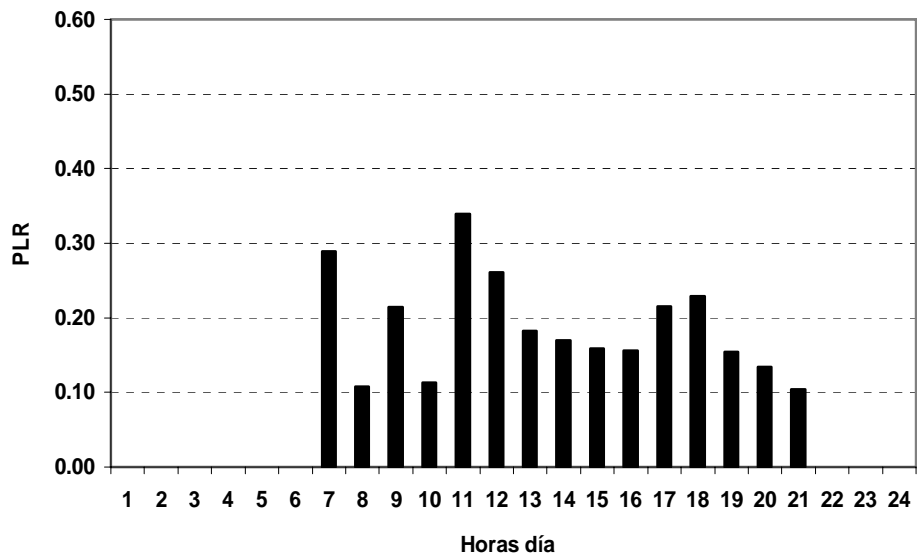


Figura 6.8 Valores del PLR el 18 de mayo

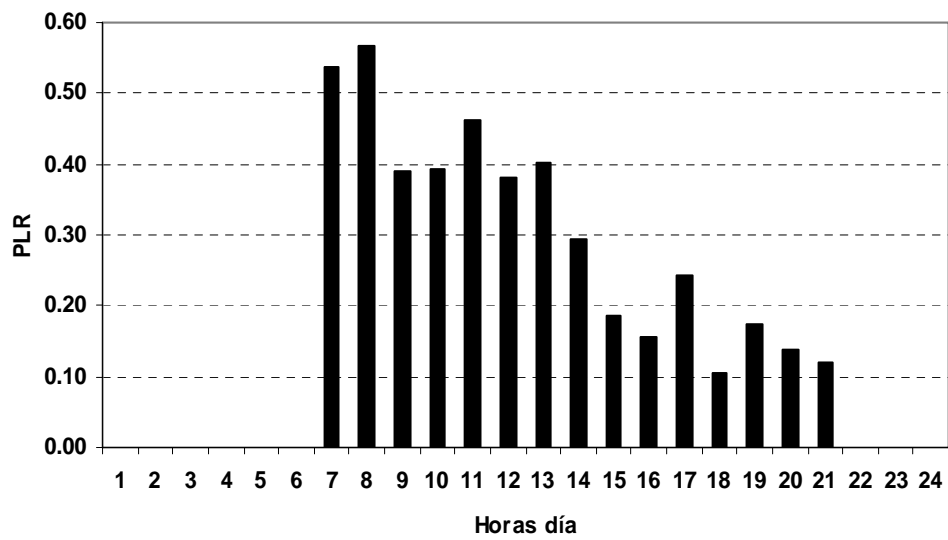


Figura 6.9 Valores del PLR el 28 de junio

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

2.- Cálculo del factor de degradación del COP de la bomba de calor (CFD) para cada hora del año 2005 a partir de la ecuación 6.2 tomando 0.25 como valor de c_d

3.- Cálculo del CFD de la bomba de calor diario y estacional mediante el promedio de los resultados horarios obtenidos en el paso anterior (véase figura 6.10). Como se puede observar, los valores del CFD de la instalación oscilan entre 0.77 y 0.89. En calefacción se observa que el CFD es superior a 0.8 en las épocas de mayor demanda térmica e inferior en los meses de marzo, abril y octubre. En refrigeración la tendencia es más dispar, con los valores más elevados a finales del mes de junio y los más bajos a principio de mes de julio. Esto se puede explicar por el tipo de uso docente del edificio.

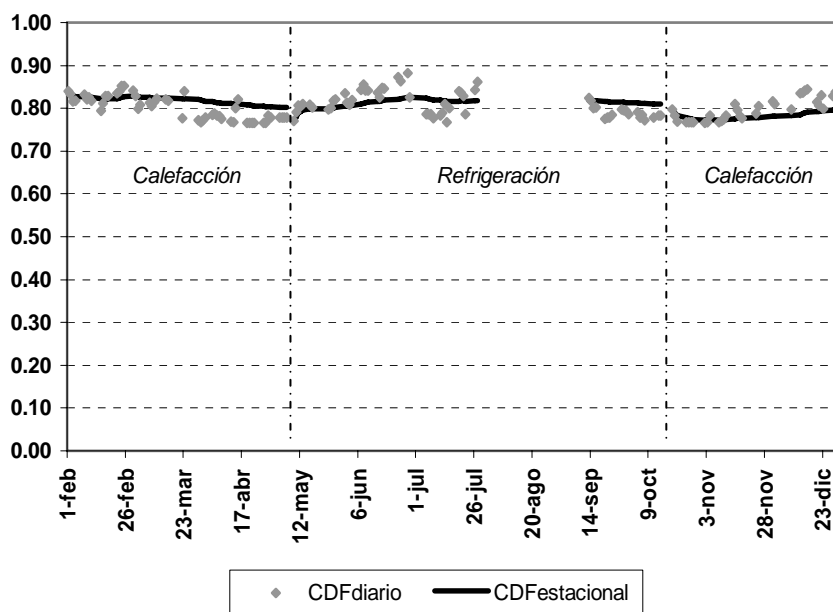


Figura 6.10 Factor de degradación del COP de la bomba de calor diario y estacional

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

4.- Corrección de los resultados del SPF con el factor de degradación estacional de acuerdo con la ecuación 6.1.

En la figura 6.11 se muestra la gráfica del resultado final de la comparativa entre la predicción del modelo y los datos experimentales. En esta gráfica, se ha añadido a las gráficas de resultados mostradas en la figura 6.1 el resultado obtenido de la corrección de los datos de la simulación con el factor de degradación del COP de la bomba.

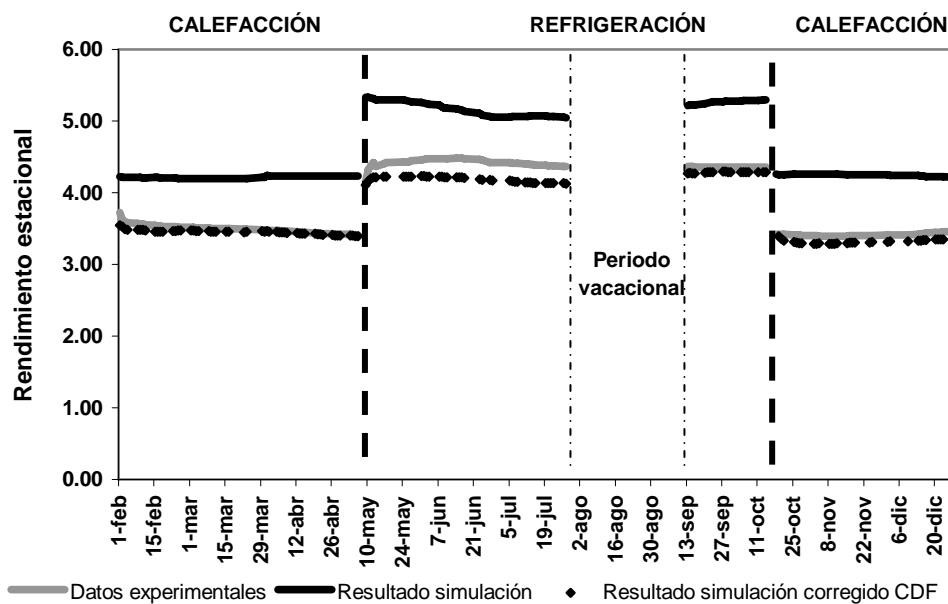


Figura 6.11 Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental con el rendimiento estacional obtenido en la simulación del modelo corregido por el CDF

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

Como se puede observar, los resultados del modelo considerando el funcionamiento real de la bomba de calor son muy parecidos a los resultados experimentales, tanto en valor como en tendencia. La similitud es mayor en el periodo de calefacción y a finales de la temporada de refrigeración, mientras que las mayores discrepancias se observan entre los meses de mayo y julio donde, como se observa en la figura 6.10, el valor del factor de degradación del COP es más variable. No obstante, se puede concluir que el modelo realizado es adecuado y que el modelo lineal de cálculo del comportamiento de la bomba de calor a carga parcial empleado se acerca bastante a la realidad de la instalación.

6.3 Comparativa del rendimiento diario

Los valores de rendimiento determinados para diferentes días de operación del sistema se representan en la figura 6.12. Las líneas negras corresponden a los valores obtenidos en la simulación mientras que las líneas grises representan los valores calculados a partir de los datos experimentales. Las líneas grises discontinuas indican la banda de error de las medidas experimentales, valor máximo y mínimo determinados para cada valor diario [102]. Por último, los valores representados mediante puntos pertenecen a los valores de la simulación corregidos por el factor de degradación del COP de la bomba de calor, calculado como se ha descrito en el apartado anterior.

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

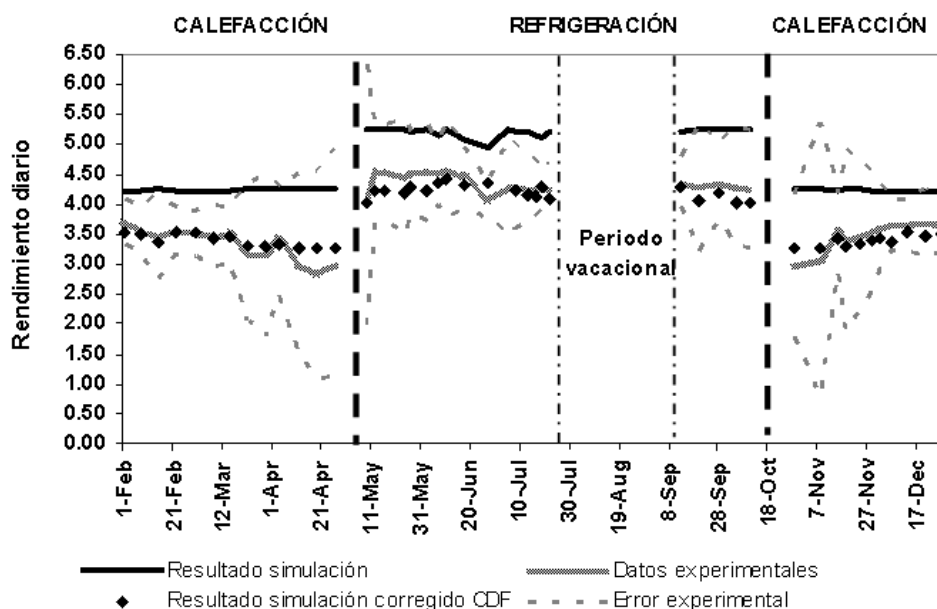


Figura 6.12 Comparativa entre el rendimiento diario de la instalación experimental con el rendimiento diario obtenido en la simulación del modelo

Se observa como, al igual que en el caso del rendimiento estacional, los valores de la simulación corregidos por el factor de degradación del COP de la bomba se aproximan a los valores calculados experimentalmente, produciéndose la mayor diferencia cuando la demanda energética es más baja (primavera y otoño), es decir, cuando el factor de degradación del COP de la bomba de calor es mayor.

6.4 Análisis de errores y discusión de los resultados

La comparativa entre los resultados del modelo y los resultados experimentales se ha realizado para el rendimiento (estacional y diario) de la instalación, ya que es el parámetro más relevante a considerar en el diseño porque determina el ahorro de energía de los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno respecto a los sistemas convencionales así como su calificación como fuente de energía renovable [8]. Los parámetros más importantes de diseño que influyen en el rendimiento son el COP de la bomba de calor, es decir, las características del equipo elegido, y la temperatura de retorno del agua del intercambiador de calor enterrado, esto es, un adecuado dimensionado del mismo que permita trabajar a la bomba de calor en óptimas condiciones. La precisión en el resultado obtenido mediante el modelo realizado depende de los siguientes factores:

1. Adecuación de los modelos empleados al comportamiento característico de los distintos componentes del sistema.

En este caso se han empleado los modelos de TRNSYS implementados en el Type 668 (bomba de calor), Type 3b (bomba de circulación) y Type 557 (intercambiador de calor enterrado). El modelo de bomba de calor (véase apartado 5.2.1) está caracterizado por las ecuaciones del ciclo frigorífico teórico y el modelo de la bomba de circulación (véase apartado 5.2.2) por ecuaciones de mecánica de fluidos. El modelo matemático más complejo (véase apartado 5.2.3) es el modelo de la transferencia de calor entre los

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

captadores verticales y el terreno (modelo DST); se ha elegido este modelo porque de los tres modelos que dispone TRNSYS para resolver este tipo de problemas es el más contrastado y validado [65].

2. Precisión del programa de TRNSYS en la simulación: convergencia del modelo global.

Como se observa en la figura 5.5, una modificación del valor del intervalo de simulación seleccionado no supone variaciones significativas en los resultados de la simulación. A partir de este análisis, el error introducido en los resultados de la simulación al emplear un paso temporal de 0.01 horas se cuantifica en un porcentaje menor del 0.5 %.

3. Selección de los valores numéricos de las variables de entrada al modelo.

Cuando se realiza un correcto diseño de un sistema de bomba de calor acoplada al terreno, el diseñador conoce certeramente las características de catálogo de la bomba de calor seleccionada (potencia térmica suministrada y potencia eléctrica consumida para diferentes temperaturas de trabajo) y las propiedades térmicas del subsuelo (conductividad térmica y temperatura media) determinadas a partir de un ensayo de respuesta térmica del terreno. En este caso, estos valores también son conocidos, no obstante se han realizado diversos análisis de sensibilidad para estos parámetros. A lo largo de este capítulo se han presentado los más significativos. Por ejemplo, en la figura 6.2 se muestra cómo la variación del valor de la conductividad térmica del suelo

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

prácticamente no altera los resultados obtenidos en la simulación, es decir, cómo variaciones del 12% en el valor numérico del parámetro de entrada de conductividad térmica del suelo producen variaciones en los resultados del modelo del 0.13% en calefacción y del 0.44% en refrigeración, por lo que se puede concluir que el error introducido en la selección del valor de la conductividad térmica del suelo es despreciable. Asimismo, variaciones del mismo orden de magnitud del resto de propiedades térmicas del suelo producen variaciones en los valores del rendimiento inferiores a 0.1%.

Si que es significativa la variación de los resultados del modelo en función de los valores característicos de la bomba de calor (véase figura 6.3), de aquí la importancia en los resultados de este trabajo de la correcta caracterización de la bomba de calor. No obstante, el valor de estos parámetros de entrada viene determinado por el fabricante del equipo, por lo que no depende del criterio del diseñador y no se puede considerar como un error introducido en la fase de diseño.

Por último, tal y como se describe en el apartado 5.2., al emplear las cargas térmicas experimentales se eliminan los posibles errores de entrada al modelo que se podrían general mediante la simulación térmica del edificio. Además, el objeto de este trabajo no es contrastar la bondad de los modelos de cálculo de cargas térmicas sino los modelos de bomba de calor acoplada al terreno.

6 Comparativa entre la Predicción del Modelo y los Resultados Experimentales

En resumen, los posibles errores en los resultados de la simulación, tanto los derivados de la precisión del programa de simulación como los provenientes de la selección de los parámetros de entrada son, en ambos casos, inferiores al 1%.

Concluyendo y resumiendo la discusión de los resultados realizada en este apartado, cabe decir que el alcance de este trabajo es contrastar los modelos de diseño de sistemas de bomba de calor acoplada al terreno con datos experimentales empleando como herramienta integradora la plataforma TRNSYS, lo que permite múltiples posibilidades de modelado. Como se muestra a lo largo de este capítulo se han realizado tres comparaciones, que se corresponden con tres caracterizaciones distintas de la bomba de calor: caracterización de catálogo, caracterización de laboratorio que incluye el cambio de fluido refrigerante y caracterización de laboratorio que incluye la corrección producida por el uso a carga parcial. Se ha incidido en la caracterización de la bomba de calor porque se ha comprobado que, en este caso, el valor del rendimiento es bastante insensible a los cambios en los parámetros del suelo, lo que ha permitido identificar el comportamiento del modelo de la bomba de calor como el origen de la discrepancia entre modelo y experimento. Como se ha argumentado, la principal discrepancia entre modelo y experimento se debe a la caracterización del modelo de la bomba de calor mediante las ecuaciones del ciclo frigorífico teórico, sin considerar aspectos importantes en el funcionamiento real de la bomba de calor como el funcionamiento a carga parcial; por tanto, las discrepancias entre modelo y experimento se deben a la caracterización del comportamiento real de la bomba de calor.

CAPITULO 7

Conclusiones y Trabajos Futuros

7.1 Conclusiones

En esta tesis se ha realizado la validación experimental de un modelo de diseño y simulación de una instalación de bomba de calor acoplada al terreno funcionando en modo reversible, campo de investigación poco estudiado debido a que la aplicación en refrigeración de este tipo de sistemas es bastante reciente.

La validación del modelo se ha efectuado a partir de los valores de rendimiento estacional del sistema de bomba de calor acoplada al terreno, ya que es el parámetro que mejor caracteriza el funcionamiento de la instalación.

El trabajo desarrollado ha completado la investigación llevada a cabo en el proyecto GeoCool, cuya instalación es una de las primeras

plantas piloto de sistemas de bomba de calor reversible acoplada al terreno monitorizadas de Europa, y de la que se dispone, durante un periodo de tiempo suficiente, de un importante registro de datos experimentales para caracterizar su comportamiento.

El análisis de los datos experimentales recogidos durante el periodo 2005-2007 ha servido para validar el modelo de la instalación implementado en TRNSYS. La relevancia de esta comparativa se basa en el hecho de que el modelo se ha realizado tal y como se diseñan habitualmente los sistemas de bomba de calor acoplada al terreno, es decir, empleando los modelos de los distintos componentes disponibles en la librería del programa, así como parámetros de entrada a los mismos conocidos por cualquier diseñador experto en el cálculo de este tipo de instalaciones.

La principal conclusión de este trabajo es que los resultados obtenidos en la simulación del modelo son compatibles con los valores calculados experimentalmente, encontrándose las desviaciones entre ambos resultados dentro de las franjas de error de los valores experimentales, lo que valida el diseño realizado en TRNSYS.

La segunda conclusión, de gran importancia, es la influencia que tiene en el comportamiento global del modelo TRNSYS la caracterización del módulo de la bomba de calor. Generalmente, al realizar un diseño, se hace mayor hincapié en especificar adecuadamente las propiedades térmicas del suelo, restando importancia a la influencia del resto de componentes del sistema, como la bomba de calor. Los resultados de este trabajo muestran como considerar el funcionamiento real de la bomba de calor (modificaciones del rendimiento, carga parcial,

etc) es importante para diseñar de manera adecuada. Cabe resaltar que se ha podido llegar a esta conclusión debido a dos aspectos específicos del modelo y de la instalación. El primero es que el modelo incorpora como variable de entrada las cargas térmicas determinadas experimentalmente en la instalación, con lo que desaparece cualquier aproximación introducida en el modelado térmico del edificio. El segundo aspecto se debe al criterio de diseño empleado en la planta GeoCool, en el que se primó la eficiencia energética frente a la inversión inicial, por lo que el comportamiento del intercambiador de calor para la demanda térmica del sistema prácticamente se encuentra desacoplado de las características térmicas del suelo.

Por último, la aplicación más práctica del trabajo realizado es que constituye una metodología de cálculo mediante simulación del rendimiento estacional de una instalación de bomba de calor geotérmica, parámetro que es necesario determinar para clasificar la instalación como energía renovable según la Directiva 2009/28/CE.

7.2 Trabajos futuros

Esta tesis se desarrolla dentro de la línea de investigación de modelado, simulación y validación experimental de sistemas térmicos en la edificación en la que existe un gran campo de desarrollo. A partir del modelo TRNSYS realizado y basándose en las conclusiones de este trabajo se abren dos nuevas líneas de trabajo. La primera de ellas se orienta hacia la mejora del módulo que caracteriza el equipo de bomba de calor, de modo que se adapte mejor al funcionamiento del mismo fuera del régimen nominal.

La segunda línea de investigación derivada de esta tesis es el análisis de los modelos térmicos del intercambiador de calor enterrado, validándolos con datos experimentales.

En la primera línea de trabajo, la mejora de la caracterización del funcionamiento de la bomba a carga parcial es muy importante. En esta tesis se ha considerado una correlación lineal para calcular el factor de corrección de COP y se ha empleado el valor estándar del coeficiente c_d de la ecuación usada para determinarlo, pero existen diferentes correlaciones que tienen en cuenta muchos más aspectos de funcionamiento de la bomba de calor sobre las que se puede ampliar el trabajo, como se ha visto en el capítulo 6.

En la segunda línea de trabajo se pueden emplear los datos experimentales analizados en los capítulos 4.4 y 4.5 para validar los modelos térmicos de intercambiador de calor enterrado, analizando las diferencias entre las temperaturas de entrada y salida del terreno obtenidas experimentalmente y calculadas mediante el modelo. Por otro lado, estos datos también permiten el análisis de la regeneración térmica del suelo ante diferentes picos de demanda térmica, aspecto muy interesante que influye en el rendimiento estacional de la instalación.

Apéndice

Contribuciones Originales

[A.1] Magraner T., Montero Á., Quilis S., Urchueguía J.F. “Comparison between design and actual energy performance of a HVAC-ground coupled heat pump system in cooling and heating operation” *Energy and Buildings*. 2010. doi: 10.1016/j.enbuild.2010.03.008. Disponible en: www.sciencedirect.com

[A.2] Magraner T., Quilis S., Montero Á., Urchueguía J.F. “Comparison Between Simulation and Experimental Results for a Monitored Ground Coupled Heat Pump System”. World Geothermal Congress 2010 (25-30 de abril, Bali, Indonesia). 2010.

[A.3] Magraner T., Quilis S., Montero Á., Urchueguía J.F. “Comparison between simulation and experimental results for the energy performance of GeoCool geothermal experimental plant”. En: *Actas del Congreso 11th Internacional Conference on Thermal Energy Storage*,

Effstock 2009 (Estocolmo, 14-17 de junio de 2009). 2009. publicación n° 87. ISBN 978-91-976271-3-9.

[A.4] Magraner T., Quilis S. Martinez S. Urchueguía, J.F. “Optimización de sistemas geotérmicos mediante la implementación de sistemas híbridos”. En: *Actas del Congreso Geoener I Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y en la Industrial (Madrid 15-16 de octubre de 2008)*. 2008, p. 131-139. ISBN 978-84-612-6737-8.

[A.5] Romero G., Urchueguía J.F., Witte H., Cambien W., Magraner T., Zacarés M. “Seasonal system performances for vertical ground coupled heat exchanger and comparison with air-to- water heat pump system”. En: *Actas del Congreso 8th International Energy Agency Heat Pump Conference - Global Advances in Heat Pump Technology, Applications and Markets (Las Vegas (EEUU), junio de 2005)*. 2005.

[A.6] Romero G., Urchueguía J. F., Witte H., Cambien W., Magraner T. “Comparative Study Between a Geothermal Heat Pump System and an Air-to-Water Heat Pump System for Heating and Cooling in Typical Conditions of the European Mediterranean Coast”. En: *Actas del Congreso World Geothermal Congress 2005 (Antalya, Turquía, 24-29 de abril de 2005)*. 2005, publicación n° 1471.

[A.7] Romero G., Urchueguía J.F., Cambien W., Magraner T. “Rendimiento estacional de un intercambiador enterrado vertical y comparación con un sistema equivalente de bomba de calor aire-agua”. En: *Actas del Congreso XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica (León, España, 15-17 de diciembre de 2004)*. 2004.

Bibliografía

- [1] Omer A.M. “Ground-source heat pumps systems and applications”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2008, núm. 12, p. 344-371.
- [2] Lund J. et al. “Geothermal (ground source) heat pumps – a World overview”. *Geo-Heat Centre Quarterly Bulletin*. 2004, núm. 25, p. 1–10. ISSN 0276-1084.
- [3] Lund J.W., Freeston D.H. “World-wide direct uses of geothermal energy 2000”. En: *Actas del Congreso World Geothermal Congress 2000 (Kyushu-Tohuko, Japón)*. 2000, p.1–21.
- [4] Sanner B. et al. “Current status of ground source heat pumps and underground thermal storage in Europe” *Geothermics*. 2003, núm. 32, p. 579-588.
- [5] US Environmental Protection Agency. *Energy Star Program*. Disponible en web: <http://www.energystar.gov>.

- [6] *The state of renewable energies in Europe*. 8th EurObserv'ER Report. 2008. Paris: EurObserv'ER barometer, diciembre de 2008. ISBN 978-913620-45-2
- [7] *Manual de geotermia*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Instituto Geológico y Minero de España. Madrid: IDAE, junio de 2008. ISBN: 978-84-96680-35-7.
- [8] Unión Europea. Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo 23 de abril de 2009 relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 5 de junio de 2009, DO L 140, p. 16-62.
- [9] *Geothermal Heat Pump for Cooling and Heating along European Coastal Areas. Final Report*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia, 2006. EU 5th Framework Programme, NNE5-2001-00847.
- [10] Klein et al. *TRNSYS 16 A Transient System Simulation Program. User Manual*. Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison. 2004.
- [11] Torrella Alcaraz E. *La producción de frío*. Departamento de Termodinámica Aplicada, Universidad Politécnica de Valencia. 1996. ISBN 84-7721-367-4.
- [12] Kusuda T., Achenbach P.R. "Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States". *ASHRAE Transactions*. 1965, vol. 71, p. 61-75.

- [13] Popiel C. et al. “Measurements of temperature distribution in ground”. *Experimental Thermal Fluid Science*. 2001, núm. 25, p. 301-309.
- [14] Mihalakakou G. et al. “On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles”. *Solar Energy*. 1997, vol. 60, núm. 3/4, p. 181-190.
- [15] Mihalakakou G. “On estimating soil surface temperature profiles”. *Energy and Buildings*. 2002, núm. 34, p. 251-259.
- [16] Givoni B., Katz L. “Earth temperatures and underground buildings”. *Energy and Buildings*. 1985, vol. 8, núm. 1, p. 15-25.
- [17] Florides G., Kalogirou S. “Ground heat exchangers – a review of systems, models and applications”. *Renewable Energy*. 2007, núm. 32, p. 2461-2478.
- [18] Rybach L., Sanner B. “Ground-source heat pump systems the European experience”. *Geo-Heat Centre Quarterly Bulletin*. Marzo 2000, p. 16–26.
- [19] Pahud D., Hubbuch M. *Mesures et optimisation de l`installation avec pieux énergétiques du Dock Midfield de l`aéroport du Zürich. Rapport intermédiaire*. Berna (Suiza): Office fédéral de l`énergie. 2006.
- [20] *Geothermal Heat Pumps Introductory Guide*. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1998. ISBN: 0-929974-01-8.

- [21] *Closed-Loop/Ground-Source Heat Pump Systems Installation Guide*. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1998. ISBN: 0-929974-01-8.
- [22] *Closed-Loop Geothermal Systems Slinky Installation Guide*. Rural Electric Research, National Rural Electric Cooperative Association, Electric Power Research Institute. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 1995. ISBN: 0-929974-04-2.
- [23] Stubbergaard Reese K. "Geothermal Energy Collectors, norms and material requirements for energy collectors in geothermal installations". En: *Actas del Congreso Geoener I Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y en la Industrial (Madrid 15-16 de octubre de 2008)*. 2008, p. 635-642.
- [24] *Grouting for vertical geothermal heat pump systems. Engineering Design and Field Procedures Manual*. International Ground Source Heat Pump Association. Stillwater (Oklahoma): Oklahoma State University, 2000. ISBN: 0-929974-03-4.
- [25] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI 4640 Thermal Use of the Underground*. 4 parts. Berlín: VDI, 2000-2002.
- [26] Pinazo J. M. *Manual de Climatización Tomo II: Cargas Térmicas*. Departamento de Termodinámica Aplicada Universidad Politécnica de Valencia. 2000.
- [27] Pedersen C.O. et al. *Load calculation principles*. American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. 1998.

- [28] Clarke J.A., Hensen J.L.M. *Integrated simulation for building design: an example state-of-the-art system*. Disponible en Web: Construction Informatics Digital Library <http://itc.scix.net/paper/w78-2000-465.content>.
- [29] Crawly D. B. et al. *Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. Version 1.0*. Estados Unidos: U.S. Department of Energy, University of Strathclyde (Glasgow, Scotland), University of Wisconsin-Madison. 2005.
- [30] Guimerà J. et al. "Influence of ground-source heat pumps on groundwater". En: *Actas del congreso European Geothermal Congress 2007 (Unterhaching, Alemania, 30 de mayo y 1 de junio de 2007)*. 2007.
- [31] Austin W.A. "Development of an in-situ system for measuring ground thermal properties". Master thesis Oklahoma State University. Oklahoma. 1998.
- [32] Jain N.K. "Parameter estimation of ground thermal properties". Master thesis Oklahoma State University. Oklahoma, EEUU. 1999.
- [33] Witte H.J.L., van Gelder A.J, Spitler J.D. "In-situ measurement of ground thermal conductivity: The Dutch perspective". *ASHRAE Transactions*. 2002, vol. 108, núm. 1.
- [34] Gehlin S. "Thermal Response Test: Method development and evaluation". Doctoral thesis Lulea University of Technology. Suecia. 2002.

- [35] *Fundamentals Handbook Thermodynamics, Heat Transfer and Fluid Flow, volume 3*. Estados Unidos: U.S. Department of Energy. 1992.
- [36] *Lange's Handbook of Chemistry*. Estados Unidos: McGraw-Hill Professional, 10ª ed. 1669-1674.
- [37] Sanner B., Klugescheid M., Knoblich K. “Numerical Modelling of Conductive and Convective Heat Transport in the Ground for UTES with example”. En: *Actas del Congreso Eurotherm Seminar 49*, Eindhoven. 1996, p. 137-146.
- [38] Hendriks M., Godschalk M.S. “De pozos de refrigeración a almacenamiento de energía”. En: *Actas del Congreso Geoener I Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y en la Industrial (Madrid 15-16 de octubre de 2008)*. 2008, p. 179-188.
- [39] *EED - Earth Energy Designer User manual Version 2.0*. Department of Mathematical Physics, Lund University. 2000.
- [40] *GLHEPRO 3.0 for windows User Guide*, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Oklahoma State University. 1999.
- [41] *CALENER Manual de Usuario Versión 2.0*. Grupo de Termotecnia, Escuela Superior de Ingenieros, Universidad de Sevilla. 2001.
- [42] *ART - Advanced Refrigeration Technologies User manual Version 2.14*. IMST-group, Instituto Ingeniería Energética, Universidad Politécnica Valencia. 2004.

- [43] Allen J.R. “Theory of Heat Loss from Pipe Buried in the Ground”. *Journal ASHVE*. 1920, vol. 26, p. 455-469 y 588-596.
- [44] Ingersoll L.R., Plass H.J. “Theory of the ground pipe source for the heat pump”. *ASHVE Trans.* 1948, vol. 54, p. 339-348.
- [45] Ingersoll L.R. et al. “Theory of earth heat exchangers for the heat pump”. *ASHVE Trans.* 1950, vol. 56, p. 167-188.
- [46] Penrod E.B. “Sizing Earth Heat Pumps”. *Refrigerating Engineering*. 1954, vol. 62, núm. 4, p. 57-61 y 108.
- [47] Guernsey E.N., Betz P.L., Skan N.H. “Earth as a heat source and storage medium for the heat pump”. *ASHVE Trans.* 1949, vol. 55, p. 321-344.
- [48] Kavanaugh S.P. “Simulation and experimental verification of vertical ground-coupled heat pump systems”. Ph.D. Dissertation Oklahoma State University. Stillwater, Oklahoma, EEUU. 1984.
- [49] Ingersoll L.R., Zobel O.J., Ingersoll A.C. *Heat conduction with engineering and geological application*. Nueva York: McGraw-Hill. 1954.
- [50] Eskilson P. “Thermal Analysis of Heat Extraction Boreholes”. Ph.D. Thesis Lund University of Technology. Suecia. 1987.
- [51] Hellstrom G. *Ground heat storage Thermal analysis of duct storage systems Part I Theory*. Suecia: Department of Mathematical Physics University of Lund. 1991.

- [52] Muraya N.K., et al. "Thermal interference of adjacent legs in vertical U-tube heat exchanger for a ground-coupled heat pump". *ASHRAE Transaction*. 1996, vol. 102, núm. 2, p. 12-21.
- [53] Rottmayer S.P. et al. "Simulation of a single vertical U-tube ground heat exchanger in an infinite medium". *ASHRAE Transaction*. 1997, vol. 103, núm. 2, p. 651-658.
- [54] Zeng H.Y., et al. "A finite line-source model for boreholes in geothermal heat exchanger". *Heat Transfer-Asian Research*. 2002, vol. 31, núm. 7.
- [55] Eskilson P., Claesson J. "Simulation Model for thermally interacting heat extraction boreholes". *Numerical Heat Transfer*. 1988, núm. 13, p. 149-165.
- [56] Claesson J., Eskilson P. "PC Design Model for Heat Extraction Boreholes". En: *Actas del Congreso 4th International Conference Energy Storage JIGASTOCK 88 (Paris)*. 1988, p. 135-137.
- [57] Claesson J., Eskilson P., Hellström G. "PC Design Model for Heat Extraction Boreholes". En: *Actas del Congreso 3rd WS on SAHPGCS Göteborg, CITη (Göteborg)*. 1990, p. 99-102.
- [58] Claesson J. "PC Design Model for Thermally Interacting Deep Ground Heat Exchangers". En: *Actas del Congreso WS on GSHPS Montreal (Sittard)*. 1991, p. 95-104.
- [59] Hellström G. "PC-Modelle zur Erdsondenauslegung". *IZW Bericht*. 1991, núm. 3, p. 229-238.

- [60] Hellström G., Sanner B. "Software for dimensioning of deep boreholes for heat extraction". En: *Actas del Congreso 6th International Conference Energy Storage CALORSTOCK 94 (Espoo Helsinki)*.1994, p.195-202.
- [61] Sanner B., Hellström, G. "Earth Energy Designer, eine Software zur Berechnung von Erdwärmesondenanlagen". En: *Actas del Congreso 4 Geothermische Fachtagung Konstanz, GtV (Neubrandenburg)*. 1996, p. 326-333.
- [62] Hellström G. et al. "Experiences with the borehole heat exchanger software EED". En: *Actas del Congreso 7th International Conference Energy Storage MEGASTOCK 97 (Sapporo)*.1997, p. 247-252.
- [63] Spitler J.D. "GLHEPRO A Design Tool for Commercial Building Ground Loop Heat Exchangers". En: *Actas del Congreso 4th International Heat Pumps in Cold Climates Conference (Aylmer, Québec, 17 y 18 de agosto de 2000)*. 2000. Disponible en Web: http://www.hvac.okstate.edu/dfs/HPCC_GLHEPRO.pdf.
- [64] Kavanaugh S.P., Rafferty K. *Ground-Source Heat Pumps, Design of Geothermal Systems for Commercial and Institutional Buildings*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers. 1997.
- [65] Shonder J.A., Hughes P.J. "Increasing confidence in geothermal heat pump design methods". En: *Actas del Congreso 2nd Stockton Geothermal Conference, (Stockton, Estados Unidos, 16-17 de marzo de 1998)*.1998. Disponible en web:

http://intraweb.stockton.edu/eyos/energy_studies/content/docs/proceedings/SCHON.PDF

[66] Shonder J.A., Baxter V., Thornton J., Hughes P.J. “A new comparison of vertical ground heat exchanger design methods for residential applications”. *ASHRAE Annual meeting 1999 (Seattle, Estados Unidos, 19-23 de junio de 1999)*. Disponible en web: <http://www.ornl.gov/~webworks/cpr/pres/105177.pdf>

[67] Shonder J.A. “Comparison of commercially available design software for closed-loop vertical ground heat exchanger”. En: *Actas del Congreso 4th International Heat Pumps in Cold Climates Conference (Aylmer, Québec, 17 y 18 de agosto de 2000)*. 2000.

[68] Ruiz E., Guimerà J., Pérez-Paricio A. “Utilización de modelos numéricos para el óptimo diseño de sistemas de climatización con bombas de calor geotérmicas”. En: *Actas del Congreso Geoener I Congreso de Energía Geotérmica en la Edificación y en la Industrial (Madrid 15-16 de octubre de 2008)*. 2008, p. 305-312

[69] *Ground source cooling. Working paper on usable tools and methods*. Schmidt T., Hellström G. (ed.). EU Commission SAVE program and Nordic Energy Research. 2005.

[70] Chowdhury A.A., Rasul M.G., Khan M.M.K. “Modelling and analysis of air-cooled reciprocating chiller and demand energy savings using passive cooling”. *Applied Thermal Engineering*. 2009, núm. 29, p. 1825-1830.

- [71] Zhou Y.P. et al. “Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus”. *Energy and Buildings*. 2008, núm. 40, p. 1041-1047.
- [72] Wu H., Wang S., Zhu D. “Modelling and evaluation of cooling capacity of earth-air-pipe systems”. *Energy Conversion and Management*. 2007, núm.48, p. 1462-1471.
- [73] Eicker U., Pietruschka D. “Design and performance of solar powered absorption cooling systems in office buildings”. *Energy and Buildings*. 2009, núm. 41, p. 81-91.
- [74] Bony J., Citherlet S. “Numerical model and experimental validation of heat storage with phase change materials”. *Energy and Buildings*. 2007, núm. 39, p. 1065-1072.
- [75] Mondol J. D., Yohanis Y. G., Norton B. “Comparison of measured and predicted long term performance of grid a connected photovoltaic system”. *Energy Conversion and Management*. 2007, núm. 48, p. 1065-1080.
- [76] Ahmad M. et al. “Thermal testing and numerical simulation of a prototype cell using light wallboards coupling vacuum isolation panels and phase change material”. *Energy and Buildings*. 2006, núm.38, p. 673-681.
- [77] Lazzarin R. M., Castellotti F., Busato F. “Experimental measurements and numerical modelling of a green roof”. *Energy and Buildings*. 2005, núm. 37, p. 1260-1267.

- [78] Raab S., Mangold D., Müller-Steinhagen H. "Validation of a computer model for solar assisted district heating systems with seasonal hot water heat store". *Solar Energy*. 2005, núm. 79, p. 531-543.
- [79] Hepbasli, A. "Performance evaluation of a vertical ground source heat pump system in Izmir, Turkey". *International Journal of Energy Research*. 2002, núm. 26, p. 1121-1139.
- [80] Hepbasli A., Akdemir O., Hancioglu E. "Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system". *Energy Conversion and Management*. 2003, núm. 44, p. 527-548.
- [81] Inalli M., Esen H. "Experimental thermal performance evaluation of a horizontal ground source heat pump". *Applied Thermal Engineering*. 2004, núm. 24, p. 2219-2232.
- [82] Inalli M., Esen H. "Seasonal cooling performance of a ground-coupled heat pump system in a hot and arid climate". *Renewable Energy*. 2005, núm. 30, p. 1411-1424.
- [83] Ozgener O., Hepbasli A. "Experimental investigation of the performance of a solar assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating". *International Journal of Energy Research*. 2005, núm. 29, p. 217-231.
- [84] Ozgener O., Hepbasli A. "Experimental performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system". *Energy and Buildings*. 2005, núm. 37, p. 101-110.
- [85] Ozgener O., Hepbasli A. "Performance analysis of a solar assisted ground-source heat pump system for greenhouse heating system: an

experimental study”. *Building and Environment*. 2005, núm. 40, p. 1040-1050.

[86] Ozgener O., Hepbasli A. “Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems”. *Energy and Buildings*. 2007, núm. 39, p. 66-75.

[87] Esen H. et al. “Predicting performance of a ground-source heat pump system using fuzzy weighted pre-processing-based ANFIS”. *Building and Environment*. 2008, núm. 43, p. 2178-2187.

[88] Esen H. et al. “Performance prediction of a ground-coupled heat pump system using artificial neural networks”. *Expert Systems with Applications*. 2008, núm. 35, p. 1940-1948.

[89] Esen H., Inalli M., Esen M. “Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system”. *Building and Environment*. 2007, núm. 42, p. 1126-1134.

[90] Hepbasli A., Tolga Balta M. “A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings”. *Building and Environment*. 2007, núm. 42, p. 3747-3756.

[91] Fan R. et al. “Theoretical study on the performance of an integrated ground-source heat pump system in a whole year”. *Energy*. 2008, núm. 33, p. 1671-1679.

[92] Yu Y., Ma Z., Li X. “A new integrated system with cooling storage in soil and ground-coupled heat pump”. *Applied Thermal Engineering*. 2008, núm. 28, p. 1450-1462.

- [93] Li X., Chen Z., Zhao J. “Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger”. *Applied Thermal Engineering*. 2006, núm. 26, p. 1564-1571.
- [94] Gao J. et al. “Thermal performance and ground temperature of vertical pile-foundation heat exchangers: A case study”. *Applied Thermal Engineering*. 2008, vol. 28, p. 2295-2304.
- [95] Gao J. et al. “Numerical and experimental assessment of thermal performance of vertical energy piles: An application”. *Applied Energy*. 2008, núm. 85, p. 901-910.
- [96] CIATESA. *Equipos agua-agua con compresor scroll, serie IZE. Catálogo del fabricante*. Noticia Técnica N° 7100 A. Diciembre de 2001.
- [97] Blanco J. et al. “Optimized design of a heat exchanger for an air-to-water reversible heat pump working with propane (R290) as refrigerant: Modelling analysis and experimental observations”. *Applied Thermal Engineering*. 2005, núm. 25, p. 2450-2462.
- [98] Blanco J. et al. “Effect of climatic conditions on the performance of an air-to-water reversible heat pump using R290 as refrigerant: seasonal system performances evaluation by means of experiments and modelling”. En: *Actas del Congreso 8th International Energy Agency Heat Pump Conference - Global Advances in Heat Pump Technology, Applications and Markets (Las Vegas (EEUU), junio de 2005)*. 2005.
- [99] Corberán J. M. et al. “Current situation and evolution of standards upon the use of Hydrocarbon Refrigerants on A/C, heat pump and refrigeration equipment”. En: *Actas del Congreso IIR International*

Conference on Commercial Refrigeration / Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants (Vicenza (Italia), 31 agosto- 2 septiembre de 2005). 2005.

[100] Navarro E. et al. “Comparative Experimental Investigation of Oil Behaviour in a Hermetic Piston Compressor using Propane (R290) as Refrigerant”. En: *Actas del Congreso IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids (Purdue, Glasgow, Reino Unido, agosto de 2004)*. 2004, p. 45-49. ISBN: 2-913149-34-0

[101] *VEE Pro 7.0 User's Guide*. Agilent Technologies Inc., Malasia. Marzo 2004.

[102] Urchueguía J.F. et al. “Comparison between the energy performance of a ground coupled heat pump system and an air to water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the European Mediterranean coast”. *Energy Conversion and Management*. 2008, núm. 49, p. 2917-2923.

[103] Urchueguía J.F. et al. “Experimental comparative analysis of a ground coupled heat pump system versus a conventional air-to-air heat pump in typical conditions of the European Mediterranean coast”. En: *Actas del Congreso Energy, Climate and Indoor Comfort in Mediterranean Countries, Climamed 2006 (Lyon, Francia, 20 - 21 de noviembre de 2006)*. 2006.

[104] Urchueguía J.F. et al. “Comparative energy performance between a geothermal heat pump system and an air-to-water heat pump system for heating and cooling in typical conditions of the european mediterranean coast”. En: *Actas del Congreso Ecstock 10th International Conference*

on Thermal Energy Storage (Stockton, EEUU, 31 mayo - 2 junio de 2006). 2006.

[105] *T.E.S.S Component Libraries v2.0. for TRNSYS v16.x and TRNSYS Simulation Studio*. Thermal Energy System Specialists LLC, Madison WI USA. 2004.

[106] Hellström G. *Duct Ground Heat Storage Model Manual form computer code*. Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden. 1989.

[107] Henderson H., Huang Y. J., Parker D. *Residential Equipment Part Load Curves for Use in DOE-2*. Estados Unidos: US Department of Energy , contrato nº DE-AC03-76SF00098, febrero de 1999

[108] Bettanini E., Gastaldello A., Schibuola L. “Simplified models to simulate part load performances of air conditioning equipments”. En: *Actas del Congreso 8th International IBPSA Conference, (Eindhoven, Holanda, 11-14 de agosto de 2003)*. 2003, p. 107-114.

[109] Hayez S. et al. “HVAC BESTEST: Clim2000 and CA-SIS Results”. En: *Actas del Congreso 7th International IBPSA Conference (Rio de Janeiro, Brasil, 13-15 de agosto de 2001)*. 2001, p. 1127-1134.

[110] Parken W.H, Beausoliel R.W, Kelly G.H. “Factors Affecting the Performance of a Residential Air-to-Air Heat Pump”. *ASHRAE Transactions*. 1977, vol. 83, núm. 4269, p 839-849.

[111] Henderson H.I, Rengarajan K., Raustad R. *Measuring Thermostat and Air Conditioner Performance in Florida Homes* Estados Unidos: Research Report #FSEC-RR-24-91, mayo de 1991.

Lista de Figuras

1.1	Desarrollo del mercado de las bombas de calor geotérmicas en Europa según European Geothermal Energy Council	5
2.1	Ciclo de la bomba de calor: componentes	14
2.2	Ciclo de la bomba de calor: diagrama presión-entalpía.....	15
2.3	Evolución anual de la temperatura del terreno con la profundidad para la ciudad de Valencia ($\alpha = 0.005 \text{ cm}^2/\text{s}$).....	19
2.4	Configuraciones básicas de intercambiadores de calor enterrados	20
2.5	Software empleado para el diseño del modelo global GeoCool	31
2.6	Modelo de conducción de calor alrededor de una línea infinita	33
3.1	Planteamiento de la instalación experimental GeoCool. Opciones iniciales.....	50
3.2	Esquema hidráulico de distribución de la instalación del proyecto GeoCool.....	51
3.3	Ubicación de la instalación experimental GeoCool en la UPV (edificio 5J).....	52

3.4	Distribución de los espacios a climatizar en el Departamento de Termodinámica Aplicada por la instalación GeoCool.....	52
3.5	Componentes del programa CALENER	53
3.6	Curva de la demanda energética anual de la instalación del proyecto GeoCool.....	54
3.7	Perfil geológico de la zona donde se ubica el intercambiador de calor enterrado vertical del proyecto GeoCool.....	56
3.8	Perfil de la temperatura media del agua en el intercambiador de calor vertical. Resultados de los dos programas de cálculo empleados	58
3.9	Evolución de los valores de diseño de los rendimientos estacionales de la instalación del proyecto Geocool.....	60
3.10	Subsistemas de la instalación del proyecto GeoCool	61
3.11	Esquema de la ubicación de los elementos de medida en la instalación GeoCool.....	62
3.12	Pantalla del sistema de adquisición de datos de la instalación GeoCool.....	65
3.13	Ubicación y ejecución del intercambiador de calor vertical de la instalación GeoCool.....	66
3.14	Configuración del intercambiador de calor enterrado vertical de la instalación GeoCool.....	67
3.15	Instalación de las tuberías en U y ejecución de la zanja para el colector horizontal y las arquetas	68
3.16	Detalle de la conexión de las tuberías verticales con los colectores horizontales. Elementos ubicados en las arquetas de registro.....	69

3.17 Esquema en planta del intercambiador vertical, colectores horizontales y arquetas.....	70
3.18 Sala de máquinas de la instalación GeoCool.....	71
3.19 Detalles de la instalación del grupo hidráulico externo	71
3.20 Componentes del grupo hidráulico externo de la instalación GeoCool.....	72
3.21 Unidades interiores instaladas en el Departamento de Termodinámica Aplicada.....	73
4.1 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2005	77
4.2 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2006	78
4.3 Calendario de operación de la instalación GeoCool año 2007	79
4.4 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2005.....	84
4.5 Curva de la demanda energética diaria del edificio en el año 2005.....	84
4.6 Curva de la demanda energética mensual del edificio en el año 2005.....	85
4.7 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2006.....	86
4.8 Curva de la demanda energética horaria del edificio en el año 2007.....	86
4.9 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2005	89
4.10 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2006	89

4.11 Comparativa de la demanda energética experimental con la demanda energética de diseño. Año 2007	90
4.12 Rendimiento estacional de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2005	92
4.13 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2005	93
4.14 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2006	94
4.15 Rendimientos diarios de la instalación de bomba de calor acoplada al terreno en el año 2007	95
4.16 Evolución del consumo eléctrico del sistema el día 21 de julio de 2006	96
4.17 Evolución del consumo eléctrico del sistema el día 22 de septiembre de 2006	96
4.18 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en la instalación Geocool en el año 2005 ..	98
4.19 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en febrero de 2005 (valor absoluto).....	99
4.20 Evolución de la energía diaria intercambiada con el terreno y de la carga térmica diaria en julio de 2005 (valor absoluto).....	100
4.21 Evolución horaria de la temperatura de entrada y salida del fluido del intercambiador enterrado en función de la energía extraída del terreno y el rendimiento de la instalación (febrero de 2005) ...	102
4.22 Evolución horaria de la temperatura de entrada y salida del fluido del intercambiador enterrado en función de la energía inyectada al terreno y el rendimiento de la instalación (julio de 2005).....	103

4.23	Esquema de los sensores de temperatura en el terreno. Estimación de la temperatura media	104
4.24	Evolución de la temperatura media del terreno en régimen de refrigeración (julio de 2005)	105
4.25	Evolución de la temperatura media del terreno en régimen de calefacción (diciembre de 2005)	106
5.1	Principales componentes del modelo TRNSYS de la instalación GeoCool.....	112
5.2	Geometría de cálculo del modelo TRNSYS de intercambiador enterrado vertical	119
5.3	Balace de energía en el circuito interno (volumen de control)	124
5.4	Esquema detallado del modelo TRNSYS.....	124
5.5	Convergencia del modelo.....	130
5.6	Simulación del día 27 de diciembre	131
5.7	Simulación del día 22 de julio.....	132
5.8	Simulación estacional en calefacción entre febrero y mayo (desde hora 744 hasta hora 2903).....	133
5.9	Simulación estacional en refrigeración entre junio y agosto (desde hora 2904 hasta hora 5015).....	134
5.10	Simulación estacional en refrigeración entre septiembre y octubre (desde hora 6096 hasta hora 6839).....	135
5.11	Simulación estacional en calefacción entre noviembre y diciembre (desde hora 6840 hasta hora 8735).....	136
6.1	Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental y el rendimiento estacional obtenido en la simulación del modelo	140

6.2	Análisis de la variación del rendimiento estacional del modelo con el parámetro conductividad térmica del suelo.....	142
6.3	Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental y el rendimiento estacional obtenido en la simulación variando el modelo de bomba de calor.....	143
6.4	Coefficiente de degradación del COP para diferentes valores de Cd	147
6.5	Valores del ratio a carga parcial de la bomba de calor (PLR) en el año 2005	149
6.6	Valores del PLR el 17 de febrero	150
6.7	Valores del PLR el 25 de octubre.....	150
6.8	Valores del PLR el 18 de mayo.....	151
6.9	Valores del PLR el 28 de junio	151
6.10	Factor de degradación del COP de la bomba de calor diario y estacional	152
6.11	Comparativa entre el rendimiento estacional de la instalación experimental con el rendimiento estacional obtenido en la simulación del modelo corregido por el CDF.....	153
6.12	Comparativa entre el rendimiento diario de la instalación experimental con el rendimiento diario obtenido en la simulación del modelo	155

Lista de Tablas

1.1	Instalaciones de bomba de calor geotérmica en Europa en el año 2007	4
2.1	Rango usual de valores de las características térmicas del terreno.....	26
2.2	Variación del punto de congelación de la solución agua-etilenglicol	28
2.3	Ejemplos de modelos de simulación numérica para el transporte de calor en el terreno.....	39
3.1	Diseño del intercambiador de calor enterrado vertical mediante el EED	57
3.2	Características de los sensores de adquisición de datos de la instalación GeoCool.....	64
4.1	Listado de medidas registradas en la instalación GeoCool con sus códigos de adquisición.....	80
4.2	Valores promedio de demanda térmica horaria	87

5.1 Modelos de intercambiador de calor enterrado vertical en TRNSYS.....	110
5.2 Características del modelo de bomba de calor agua-agua (Type 668).....	114
5.3 Características del modelo de bomba de circulación (Type 3b).....	118
5.4 Características del modelo de intercambiador de calor enterrado vertical (Type 557)	121