



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Sistema de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor, almacenamiento de energía térmica y energía solar fotovoltaica

Autor

Pablo Martínez Gil

Director/es

Ana Lázaro Fernández
Luis María Serra de Renobales

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2017



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Pablo Martínez Gil

con nº de DNI 77216249M en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo

de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la

Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
Grado _____, (Título del Trabajo)

Sistema de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor,
almacenamiento de energía térmica y energía solar fotovoltaica.

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada
debidamente.

Zaragoza, 16 de Octubre de 2017

Fdo: _____

Sistema de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor, almacenamiento de energía térmica y energía solar fotovoltaica

Resumen

La crisis energética actual es un problema al que se enfrenta el mundo entero. La desaparición progresiva de determinados recursos energéticos, como los combustibles fósiles, la contaminación medioambiental, o el continuo aumento de la demanda energética son algunas de las razones por las que se hace urgente la búsqueda de alternativas de suministro energético, y soluciones tecnológicas eficaces.

Este trabajo se focaliza en uno de estos métodos de producción de energía más eficientes, como son los sistemas de calefacción y frío centralizados. El objetivo principal es el estudio y dimensionado de un sistema de calefacción y refrigeración de distrito, capaz de satisfacer la demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y frío de los usuarios. Estos sistemas estudiados en este proyecto se componen tanto de una instalación generadora de calor, formada por un equipo de bombas de calor y por un sistema de almacenamiento térmico, como de una red de tuberías aisladas que lo distribuyen hacia las viviendas, la cual queda fuera del alcance de este proyecto. Adicionalmente, se estudia la integración de un equipo fotovoltaico de producción de energía eléctrica, para así reducir la dependencia de la red eléctrica. Por tanto, el objetivo último consiste en encontrar una mayor eficiencia energética gracias al empleo de equipos de grandes dimensiones.

Para lograr todo ello, se parte de los datos de demanda de calefacción, frío y agua caliente sanitaria de un distrito urbano de 500 viviendas, ubicado en el barrio Parque Goya de Zaragoza (España). Gracias a dicha información, será posible determinar los valores mínimos de potencia que el sistema habrá de cubrir cada hora. Posteriormente, se analizarán los diferentes equipos a integrar, para seguidamente introducirlos en 3 funciones objetivo que representan 3 casos distintos; mínimos costes, máxima fracción solar, y mínimas emisiones. Cada criterio de optimización generará diversas situaciones en cuanto a los equipos se refiere, para así ajustarse a lo que se desea conseguir.

En cuanto a la estructura del trabajo, este se encuentra dividido en diversos capítulos. En el primero se centra el caso de estudio, analizando los datos de demanda obtenidos y planteando el sistema de distrito. El segundo capítulo corresponde al modelado físico del sistema, en el que se detallan los distintos equipos a emplear. El tercer capítulo trata el ámbito económico, es decir, los costes de inversión y operación de los equipos, y los costes de la energía eléctrica. El cuarto capítulo abarca el sistema desde un punto de vista ambiental. En el quinto, y último capítulo, se exponen los resultados obtenidos a partir del modelo matemático de optimización implementado y resuelto en el entorno de la herramienta LINGO, así como las conclusiones extraídas de la realización de este trabajo. El resto del trabajo de fin de grado corresponde al conjunto de anexos en los cuales se detalla más a fondo el cómo y el porqué de cada uno de los pasos llevados a cabo.

Tabla de contenido

Introducción	5
1. Caso de Estudio	7
1.1 Demanda	8
1.2 Descripción del sistema.....	10
2. Modelo Físico del Sistema.....	17
2.1 Bomba de Calor	17
2.2 Sistema de Almacenamiento Térmico	21
2.3 Equipo Solar Fotovoltaico	22
3. Modelo Económico del Sistema	24
3.1 Costes de la Energía Eléctrica.....	24
3.2 Costes de Inversión y Operación.....	26
4. Modelo Ambiental del Sistema	29
5. Estudio de las Configuraciones Resultantes.....	30
5.1 Configuración Resultante	30
5.2 Costes de Inversión	31
5.3 Costes	31
5.4 Emisiones de CO₂	32
5.5 Cobertura de la Demanda	33
Referencias.....	40
Lista de Figuras.....	42
Lista de Tablas	44
Anexo 1. Teoría	46
Anexo 2. Operación de la Bomba de Calor	79
Anexo 3. Caso Base Caldera de Gas y Aire Acondicionado	119
Anexo 4. Energía Solar Fotovoltaica.....	127
Anexo 5. Elección Potencia de Bombeo.....	150
Anexo 6. Estudio de Costes y Emisiones	163
Anexo 7. Código Lingo.....	172
Anexo 8. Periodos Tarifarios	189

Introducción

La actual necesidad social, económica, política y medioambiental para reducir el consumo de combustibles fósiles y las emisiones de gases de efecto invernadero supone que cada vez haya un mayor movimiento en el que la eficiencia energética sea el eje fundamental. En este sentido, las redes de calefacción y refrigeración de distrito son una solución viable técnica y económicamente.

Los sistemas basados en redes de distrito para la distribución de calor y/o frío tienen como objetivo ofrecer un servicio de climatización (frío y calor) y agua caliente sanitaria a los ocupantes de los distintos edificios de la zona provista por una red, garantizando una mejor eficiencia energética y calidad de servicio que el que se obtiene con instalaciones individuales. Adicionalmente, esta tecnología permite un aumento del uso de energías renovables y una generación de energía más eficiente, reduciendo así las emisiones de carbono de la oferta energética del territorio. Las diversas fuentes de energía que el sistema de producción permite utilizar pueden ser de origen fósil (gas natural, gasóleo, etc.), renovable (solar, biomasa, biogás, etc.), cogeneración, calor de baja temperatura extraído del ciclo de vapor de centrales térmicas, calor residual de procesos industriales o calor procedente del tratamiento de residuos urbanos

La economía de escala juega un papel fundamental en este tipo de tecnología, pues resulta en mayores eficiencias de generación de calor, y menores emisiones de sustancias contaminantes. Permite además obtener unos costes de producción inferiores, por lo que se puede disponer de un servicio a un coste inferior que el sistema convencional.

La fiabilidad y la flexibilidad del suministro de combustible se mejoran aumentando el uso de combustibles locales, como la biomasa o los residuos. Con las plantas de cogeneración se reduce la demanda de electricidad al suministrar calefacción o refrigeración mediante los sistemas de las redes de distrito y, además, la fiabilidad de la red eléctrica se refuerza al generar la energía más cerca de los centros de población. Consecuentemente, al tener el sistema centralizado dando servicio para un elevado número de viviendas, el factor de simultaneidad disminuye, por lo tanto, la potencia instalada que se requiere es menor

Los usuarios pueden ser residentes, edificios de empresas (comercios, oficinas, hoteles), edificios de equipamientos (escuelas, hospitales), administración pública, etc. Estos sistemas producen energía térmica en unas instalaciones centralizadas, y la distribuyen hasta los múltiples usuarios mediante un conjunto de tuberías aisladas, generalmente subterráneas, a través de un fluido que puede ser vapor, agua caliente y/o agua fría. Se produce por tanto una simplificación de las instalaciones en comparación con las de carácter individual. La conexión a la red permite eliminar las calderas o bombas de calor individuales, siendo únicamente necesaria una subestación de intercambio de energías (intercambiadores, sistema de regulación de bombas y contadores de energía) entre las redes del sistema centralizado y los circuitos interiores del edificio.

El planteamiento de un sistema de redes de distrito se lleva a cabo de manera que beneficie a todas las partes implicadas. Desde el usuario que consume la energía que procede de la central para su sistema de climatización, hasta la empresa que comercializa la energía.

La Figura 1 representa un esquema del sistema de calefacción y refrigeración de distrito. Como se observa, se forma un circuito cerrado entre la estación de producción y el distrito de viviendas. El funcionamiento del sistema se basa en la conexión y desconexión del sistema bomba de calor en los periodos que haya o no demanda.



Figura 1: Esquema de sistema de calefacción y refrigeración de distrito (Sarachu, 2016).

1. Caso de Estudio

En este primer capítulo se procede a detallar las características principales de un sistema de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor, almacenamiento térmico y producción de energía solar fotovoltaica.

El objetivo de diseño de dicho sistema consiste en la cobertura tanto de la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) y calefacción, como de la demanda de refrigeración de un conjunto de 500 viviendas de Parque Goya, barrio residencial de la ciudad de Zaragoza.

Dicho distrito presenta distintas demandas anuales de energía: A nivel de calefacción, la demanda alcanza un valor de 2.397,5 MWh. A nivel de refrigeración, este valor toma la cifra de 973,2 MWh. Y a nivel de agua caliente sanitaria, la cual mantiene una demanda mensual más o menos constante, esta presenta un valor de 531 MWh. Esto daría un consumo total anual de energía de 3.901,7 MWh.

Para trabajar con estos datos de una manera más eficiente, se ha seleccionado un día tipo para cada mes, por lo que la demanda anual queda representada por 12 días tipo.

Una característica esencial de este sistema de calefacción de distrito generado es su suministro de agua caliente a una temperatura de 65 °C. La razón por la que se selecciona esta temperatura de trabajo no es más que la del cumplimiento del Código Técnico de Edificación (Documento Básico - HS Salubridad, 2017), por la cual establece que la temperatura de ACS en los puntos de consumo debe estar comprendida entre 50°C y 65°C, como condición para evitar problemas de legionelosis.

No menos importante de este valor de temperatura resulta ser la posibilidad de maximizar la eficiencia al trabajar con temperaturas bajas. Los sistemas de calefacción a baja temperatura mejoran el rendimiento, ya que exigen un menor consumo al generador de calor y presentan menores pérdidas en la instalación y depósitos de almacenamiento.

Todo ello resulta en una simplificación de las instalaciones originarias del consumidor, ya que permite eliminar las calderas o bombas de calor y frío individuales de los edificios. De esta manera únicamente se precisa de una subestación de intercambio de energías (intercambiadores, sistema de regulación de bombas y contadores de energía) entre las redes del sistema centralizado (circuitos primarios) y los circuitos interiores del edificio (circuitos secundarios).

En este trabajo se ha considerado oportuno el estudio del sistema convencional de caldera de gas y aire acondicionado para poder realizar una comparación con el sistema propuesto. De esta manera se podrán obtener las ventajas que supondría la aplicación de este último.

1.1 Demanda

Para llevar a cabo el correcto diseño de un sistema de calefacción y refrigeración de distrito es necesario conocer en primera instancia los datos de demanda energética del distrito al que se planea conectar. Esto permitirá determinar la estructura más óptima del sistema (tecnología, tamaño y número de equipos), así como planificar una adecuada operación.

La demanda total a cubrir por el sistema viene a ser la suma de las demandas de calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y refrigeración. Para ello, se parte de los datos de un conjunto de 500 viviendas del barrio residencial Parque Goya de Zaragoza obtenidos en anteriores estudios (Ramos, 2012). Estos valores de demanda fueron obtenidos gracias a la monitorización y simulación de varios edificios residenciales de dicho barrio.

Las Tablas 1.1 y 1.2 recogen la información completa de la demanda anual de calefacción, agua caliente sanitaria (ACS) y refrigeración agrupada en 12 días tipo, uno para cada mes del año. De esta manera, si se desea calcular la demanda mensual no habría más que multiplicar la demanda diaria por el número de días del mes. La demanda anual se hallaría mediante la suma de las demandas mensuales.

Observado las tablas, en especial la Tabla 1.1, la duración de la demanda de calefacción se limita a los meses de Octubre a Diciembre, y de Enero a Abril, siendo especialmente importante en Diciembre y Enero, es decir, los meses más fríos del año. Su funcionamiento está registrado entre las 7:00 y las 22:00, dándose el mayor consumo durante la mañana, especialmente a primera hora. En cuanto a la demanda de ACS, esta dura todo el año, aunque ciertamente se puede apreciar una disminución de consumo en los meses más cálidos. Su periodo de consumo está registrado desde las 7:00 hasta la 1:00 del día siguiente, siendo nulo durante el resto de horas nocturnas. Finalmente, la demanda de refrigeración queda restringida a los meses de Junio a Septiembre, los más cálidos del año. Su funcionamiento queda comprendido entre las 12:00 y las 22:00, siendo nulo durante el resto del día.

Gracias a un análisis de estos datos de demanda es posible determinar que la potencia calorífica del sistema de abastecimiento de energía térmica, para calefacción y ACS conjuntamente, debe ser de al menos 1.876,1 kW. Mientras que, para el caso de refrigeración, la potencia ha de alcanzar el valor de 2.285,8 kW. La razón de estos valores es que son los denominados “picos de demanda” de sus respectivos ámbitos. Esto significa, que el sistema de suministro energético ha de ser capaz, a priori, de cubrir tal cantidad de energía térmica en una hora. Este primer dato de 1.876,1 kW, en lo referido a calefacción y ACS, corresponde al valor de demanda energética que tiene lugar en el mes de Diciembre a las 7:00. En cambio, el dato de 2.285,8 kW, referido ahora a refrigeración, corresponde al valor de demanda energética en el mes de Julio a las 16:00.

La variación del consumo de energía térmica mensual para calefacción y ACS por parte del conjunto de viviendas a lo largo del día se puede ver en la Figura 1.1:

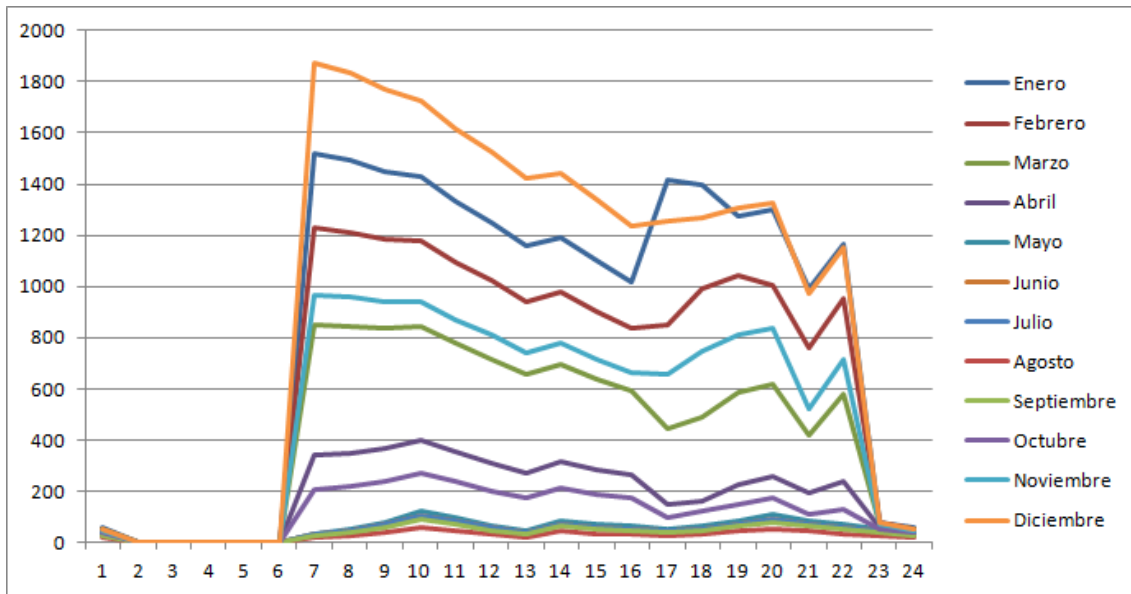


Figura 1. 1: Curvas de demanda horaria de calefacción y ACS de las viviendas para todos los meses del año.

La variación del consumo de energía térmica mensual para refrigeración por parte del conjunto de viviendas a lo largo del día se puede ver en la Figura 1.2:

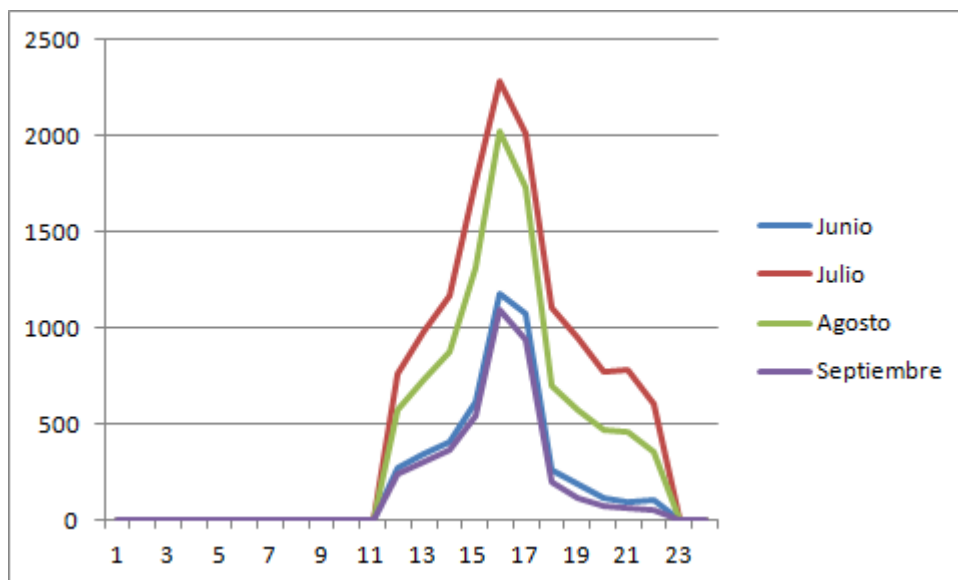


Figura 1. 2: Curvas de demanda horaria de refrigeración de las viviendas para todos los meses del año.

En ambas gráficas se puede observar que los picos de demanda son de corta duración. Para el caso del sistema de calefacción y ACS, se producen únicamente durante los meses más fríos, especialmente durante las primeras horas de la mañana y a mitad de tarde. Mientras que, para el caso del sistema de refrigeración, los picos tienen lugar durante los meses más cálidos, centrándose principalmente en las primeras horas de la tarde.

Si uno presta atención al planteamiento realizado hasta ahora, la situación del consumo energético genera un inconveniente; la necesidad de tener que dimensionar la instalación para una demanda que solo se va a requerir durante un corto periodo de tiempo, quedando así una instalación sobredimensionada para el resto del año.

Sin embargo, si al planteamiento anterior se le incorpora un sistema de almacenamiento, se puede corregir parcialmente esta situación de sobredimensionamiento, generando un apoyo en los momentos de mayor demanda mediante el suministro de una energía que previamente ha almacenado durante los periodos de menor consumo.

1.2 Descripción del sistema

Este trabajo se centra principalmente en la búsqueda y análisis de la configuración y operación óptima de un sistema de calor y frío destinado a atender las demandas de calefacción, ACS y climatización de un conjunto de viviendas. Para lograr esto se plantea un sistema de calefacción y refrigeración de distrito en el que se analiza la instalación de diversos equipos, aislados o combinados, para la obtención de la configuración más apropiada bajo distintos criterios de estudio.

Los distintos elementos que componen el sistema estudiado son:

- Equipo de bomba de calor.
- Equipo de producción de energía fotovoltaica.
- Conexión a la red eléctrica.
- Sistema de almacenamiento térmico.

La aplicación de esta clase de sistemas resultará en una simplificación de las instalaciones originarias del consumidor, permitiendo eliminar las calderas o bombas de calor y frío individuales de los edificios. A lo largo del trabajo se irán presentando descripciones de los distintos elementos que componen el sistema de calefacción y refrigeración de distrito, sin embargo, no se entrará en detalles en cuanto a los circuitos secundarios de los que dispondrá cada edificio para regular su intercambio con la red

En este estudio se propone acoplar la bomba de calor al terreno, logrando así una mayor reducción del consumo eléctrico. Esto es debido a que un aumento de la diferencia de temperaturas entre el foco caliente y frío resulta en una reducción del rendimiento de operación, por lo que se decide buscar un medio cuyas condiciones de temperatura sean más favorables y estables que las del aire a lo largo del año. Para ello, se establece un circuito secundario entre la bomba de calor y el terreno con el fin de extraer calor (energía térmica) del subsuelo. Este circuito queda conectado a la bomba de calor mediante un intercambiador, consiguiendo temperaturas de foco frío para calefacción más elevadas, al mismo tiempo que se logran temperaturas de foco caliente para refrigeración más reducidas. Así, se obtienen

diferencias de temperaturas menores para la bomba de calor, y por tanto rendimientos de operación relativamente altos, sin importar lo baja que sea la temperatura del ambiente

Por tanto, el simple hecho de plantear el sistema de calefacción y refrigeración con este equipo ya supone una ventaja competitiva frente a otros sistemas que no tienen la capacidad para aprovechar la energía existente en el ambiente, precisando en comparación una cantidad de energía eléctrica menor. Además, los equipos de bomba de calor podrán estar formados por combinaciones de diferentes modelos de bombas y, por tanto, presentar distintas prestaciones unos de otros.

En el Anexo Teórico (Anexo 1) se presenta este concepto de la bomba de calor de una manera más exhaustiva y detallada.

La configuración de estudio implementa tanto una conexión a la red de distrito, como a un conjunto de paneles fotovoltaicos para la obtención de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento. La adición del equipo fotovoltaico supone en definitiva una reducción de la demanda de energía eléctrica a la red.

El sistema inicialmente descrito estaba diseñado para ser capaz de llegar a cubrir la demanda energética del conjunto de viviendas a lo largo de todo el día. Sin embargo, tales dimensiones solo se precisan para alcanzar los valores pico de demanda durante reducidos periodos de tiempo. Esto da como resultado una clara situación sobredimensionamiento de la instalación, la cual resulta en mayores costes y mantenimiento. Para solucionar esto se planteaba la incorporación de un sistema de almacenamiento de energía térmica. La función de estos equipos no es solo el aprovisionamiento de energía térmica, sino también cederla cuando sea necesario, llegando a trabajar como una fuente de energía adicional.

Existen tres maneras distintas de almacenar energía térmica: calor latente, sensible y termoquímico, centrándose este trabajo en el método de calor sensible. Dicho mecanismo se caracteriza por involucrar un aumento de temperatura sin cambio de fase en la acumulación térmica. Dentro de este campo, se ha escogido el método de almacenamiento en tanques de agua (TTES), ya que presenta un diseño más simple, así como una mayor eficiencia.

Todo ello se explica con más detenimiento en el Anexo Teórico (Anexo 1).

A continuación, se muestra el esquema de la instalación propuesta en este trabajo de fin de grado operando en modo calefacción (Figura 1.3), y en modo refrigeración (Figura 1.4):

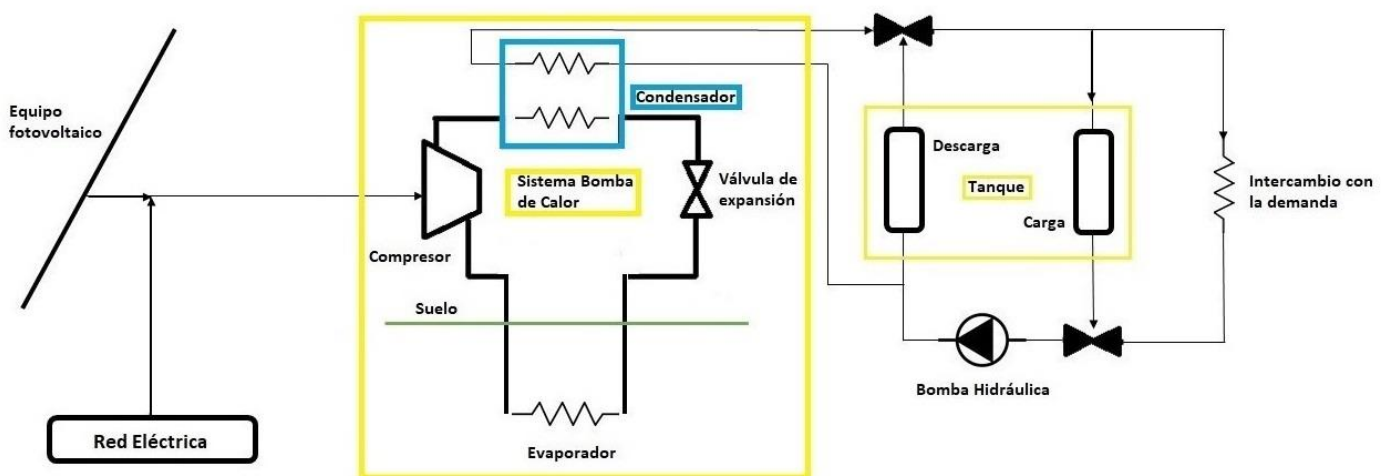


Figura 1. 3: Representación gráfica del modelo de calefacción propuesto en este proyecto.

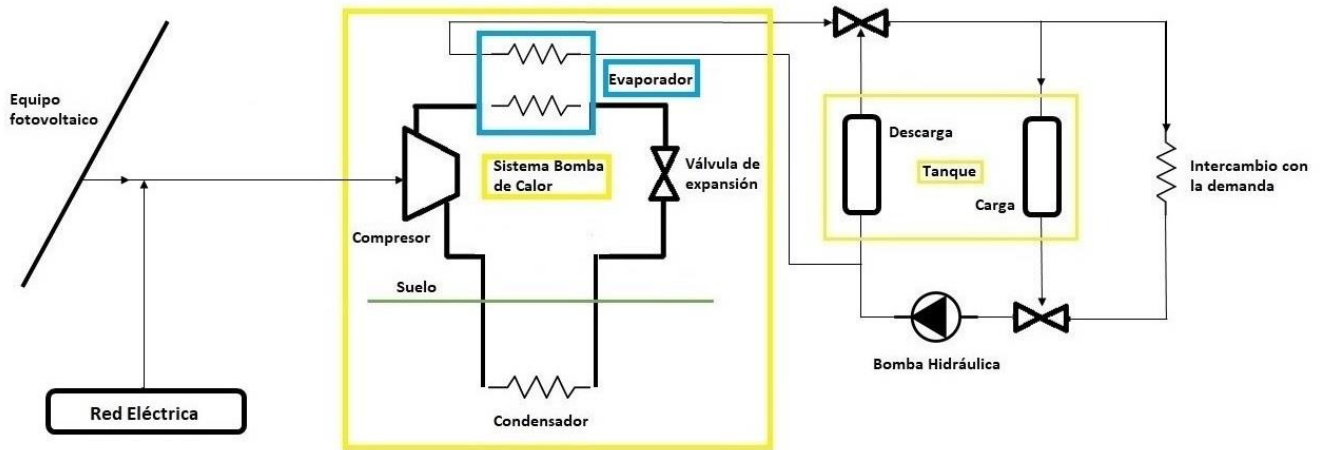


Figura 1. 4: Representación gráfica del modelo de refrigeración propuesto en este proyecto.

Cuando se lleve a cabo la optimización, se definirá la configuración detallada, junto con la estrategia de operación óptima, ya que para cada caso las dimensiones y el número de equipos es variable en función de los criterios de la optimización.

Modos de operación

A continuación, se exponen los distintos casos de operación que pueden darse durante el funcionamiento del sistema:

- Apagado. Esta situación se da en caso de que no haya consumo ni sea necesario almacenar energía.
- Bomba de calor suministrando energía directamente al distrito. Este caso tiene lugar cuando la potencia térmica de la bomba de calor es suficiente para satisfacer la demanda (Figura 1.5).



Figura 1. 5: Esquema del sistema de calefacción de distrito suministrando energía directamente al distrito.

- Bomba de calor suministrando energía al sistema de almacenamiento. Únicamente en aquellos momentos en los que no haya demanda desde el distrito y sea necesario y aconsejable acumular. En este caso, el calor generado por la bomba de calor se dirige al tanque de agua, formándose así un circuito cerrado que conecta la bomba de calor y el sistema de almacenamiento, dejando al distrito desconectado (Figura 1.6).

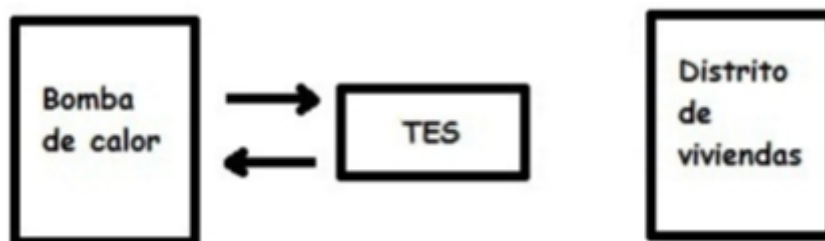


Figura 1. 6: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de carga del sistema de almacenamiento térmico (TES).

- Bomba de calor suministrando energía al distrito y al sistema de almacenamiento. Tiene lugar cuando la potencia térmica de la bomba de calor es superior a la demanda y es necesario almacenar energía para un uso posterior (Figura 1.7).

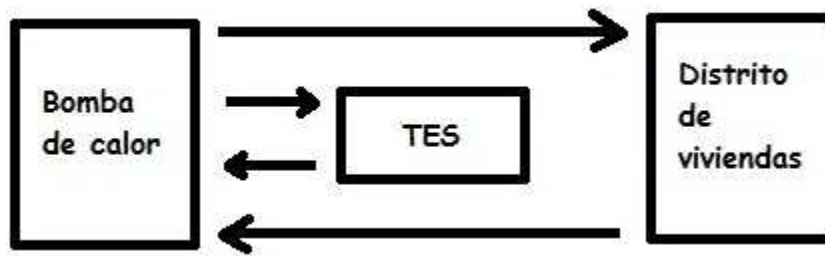


Figura 1. 7: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de carga del sistema de almacenamiento térmico (TES) mientras la bomba cede calor también al distrito.

- Bomba de calor y sistema de almacenamiento suministrando energía al distrito de forma conjunta en los momentos de mayor demanda (Figura 1.8).



Figura 1. 8: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) como apoyo a la bomba de calor.

- Bomba de calor desconectada, siendo el almacenamiento el que suministra la energía al distrito (Figura 1.9).



Figura 1. 9: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) como única fuente de energía.

Como se ha podido apreciar, la bomba de calor se sitúa siempre aguas arriba del depósito de acumulación térmica (TTES), suministrándole energía térmica a este en los momentos de carga del almacenamiento y consumiendo energía eléctrica de la red.

Sistema con caldera gas

Como se ha hecho mención al principio del trabajo, este sistema también va a ser sometido a análisis para poder realizar comparaciones en el ámbito de calefacción y ACS.

Este equipo consiste en un sistema de calefacción de distrito en el que la producción térmica es generada por una caldera de gas. Su funcionamiento se basa simplemente en conectar la caldera de calor en los periodos que hay demanda, regulando su potencia, y desconectarla en momentos sin consumo.

Inicialmente este sistema se plantea como un caso base a mejorar, sin embargo, la mera centralización de la producción para abastecer a un conjunto de viviendas ya supone un ahorro, puesto que al tener equipos de mayor tamaño se consigue una mayor eficiencia, al mismo tiempo que se reduce el factor de simultaneidad.

A continuación, se presenta un esquema de la instalación de caldera de gas (Figura 1.10). Al igual que sucedía el sistema de distrito cuando el equipo de bomba de calor funcionaba directamente sobre el distrito, se forma un circuito cerrado entre la caldera de gas y las viviendas. El agua calentada en la caldera sale hacia las viviendas y retorna a una temperatura inferior tras haber intercambiado calor con ellas.

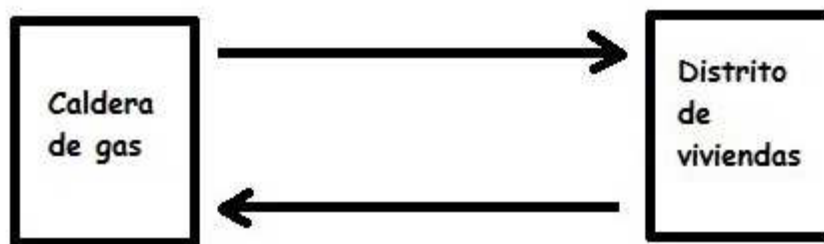


Figura 1. 10: Esquema de sistema de calefacción de distrito con caldera de gas.

A partir de los datos de demanda térmica del distrito de viviendas, se determina la necesidad de seleccionar un equipo que posea una potencia calorífica de al menos 1876,1 kW, para así poder hacer frente a esta demanda. Para ello, este trabajo se apoya en el catálogo de calderas de FER Calefacción (FER, 2016), seleccionando la caldera de gas MARK RH 2000, cuya potencia calorífica útil es de 2.360 kW, suficiente poder para cubrir las necesidades térmicas del conjunto de viviendas.

Los costes anuales de este sistema son de 114741,05 €/año, desglosándose en 14.029,38 €/año de costes fijos y 100.711,67 €/año de costes variables.

Por otro lado, las emisiones anuales de CO_2 por la quema del combustible gas natural alcanzan valores de 737.982.000 gramos.

La elección de esta caldera de gas se expone con más detalle en el Anexo Caso Base Caldera de Gas y Aire Acondicionado (Anexo 3).

Sistema con aire acondicionado

El otro sistema base que se analiza en este trabajo de fin de grado es el de aire acondicionado, el cual se comparará con el sistema de bombas de calor actuando en refrigeración.

A diferencia del sistema anterior, este no presenta una configuración de distrito, sino que es por vivienda individual. Por esta razón, se tomará la demanda térmica de refrigeración del distrito, y se determina el valor de la demanda de frío por vivienda. De este modo, dado un total de 500 viviendas, la demanda de refrigeración por hogar será de 4,57 kW.

Del catálogo de equipos de aire acondicionado de la empresa Fujitsu (Fujitsu, 2014), se selecciona el modelo de split individual para interiores ASYG24LFCC. Dicho modelo presenta un rendimiento, *EER*, y una potencia frigorífica en condiciones nominales de 3,23 y 7,1 kW. Sin embargo, dadas las altas temperaturas de la ciudad de Zaragoza en verano, las condiciones de operación difieren de las nominales, por lo que estos valores también lo harán. Bajo estas condiciones de trabajo, el *EER* pasa a ser 2,5, mientras que la potencia frigorífica es de 5,5 kW. Este valor resulta superior a la demanda de 4,57 kW, por lo que la demanda de frío queda cubierta a lo largo de todo el año.

Los costes anuales de este sistema son de 642,18 €/año, desglosándose en 310,92 €/año de costes fijos y 331,26 €/año de costes variables.

Una vez determinados los costes del sistema base de refrigeración individual, conviene analizarlo en el entorno del distrito entero, para así poder llevar a cabo comparaciones con el resto de las configuraciones estudiadas. Para ello, se considera que todas las viviendas del barrio residencial disponen de un equipo de estas características, por lo que se multiplican los costes fijos, variables y totales por el número de viviendas. De esta manera, los costes fijos anuales generales son 155.460 €/año, los costes variables anuales generales son 165.630 €/año, y los costes totales anuales generales son 321.090 €/año.

Para finalizar, las emisiones de CO_2 obtenidas debidas a la red eléctrica resultan 0.385 $kgCO_2/kWh$, por lo que anualmente se emiten 1.136,67 kg de CO_2 por vivienda, es decir, 568.337 kg de CO_2 totales.

La elección de este equipo de aire acondicionado se expone con más detalle en el Anexo Caso Base Caldera de Gas y Aire Acondicionado (Anexo 3).

Por consiguiente, el caso base de sistema de calefacción y refrigeración vendrá compuesto por la contribución de estos dos equipos, generando unos costes fijos finales de 169.489,38 €/año, unos costes variables finales de 266.341,67 €/año, y unos costes totales finales de 435.831,05 €/año.

A nivel de emisiones de CO_2 , la caldera de gas produce anualmente un total de 737.982 kg de CO_2 , mientras que el split de aire acondicionado emite 568.337 kg de CO_2 . Esto genera un total anual de 1.306.319 kg de CO_2 .

En este trabajo, tanto las emisiones fijas de CO_2 de la caldera de gas, como del split de aire acondicionado han sido obviadas debido al desconocimiento de estas. Sin embargo, dado el alto valor de las emisiones variables, no se comete error apreciable al obviarlas.

2. Modelo Físico del Sistema

El modelo de optimización del sistema de calefacción y refrigeración de distrito con bomba de calor, almacenamiento térmico y producción de energía solar fotovoltaica se puede dividir en tres subapartados: el modelo físico, que se estudia en este capítulo, el económico, y el modelo ambiental, que se verán posteriormente.

El modelo físico se basa en evaluar el potencial y dimensionar los sistemas de calefacción y refrigeración de distrito, estimando el funcionamiento de dichos sistemas a partir de los datos de demanda de calefacción, agua caliente sanitaria y frío de un conjunto de viviendas.

Seguidamente se presentan y analizan los tres dispositivos principales que forman este sistema de distrito.

2.1 Bomba de Calor

Una bomba de calor es un dispositivo termodinámico que, utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña, recoge calor de un medio para transferirlo hacia otro de nivel térmico superior, con el objetivo de calentarlo.

Como se ha explicado en el capítulo anterior, el acoplamiento de la bomba de calor al terreno resulta en unas mejores condiciones térmicas de trabajo, así como una reducción considerable del consumo de energía eléctrica por parte de la bomba. Por tanto, para lograr intercambio de calor con el subsuelo se ha seleccionado agua subterránea como el medio más apropiado, clasificando así la bomba de calor requerida como agua-agua.

De entre la variedad de fabricantes, tipologías y características de las bombas de calor comerciales que se pueden encontrar en el mercado, se decide seleccionar la gama de bombas de calor agua-agua EWSH 410/1610 de Wesper (Wesper, 2014). Se trata de una gama de bombas compactas y reversibles, es decir, que pueden funcionar como calefacción y refrigeración, con un amplio rango de operación.

Mediante los datos de demanda que se han estudiado en el capítulo “Caso de Estudio”, se determina que la potencia térmica del sistema a instalar debe ser igual o superior a la máxima demandada; 1.876 kW para el caso de calefacción y ACS, y 2.286 kW para el caso de refrigeración.

Estos valores de demanda se incrementan considerando un índice de pérdidas de valor 10% sobre el total para tener en consideración las pérdidas en el transporte de la energía (Talebi, Bastani, Mirzaei, & Haghigat, 2016). De esta manera, los valores de demanda son 2.063,6 kW para calefacción y ACS, y 2.514,6 kW para refrigeración.

Del catálogo mencionado, se escogen tres bombas de calor diferentes para su estudio:

- Bomba de calor EWSH W 1460.
- Bomba de calor EWSH W 1110.
- Bomba de calor EWSH W 700.

El comportamiento de cada una de estas bombas se ha simulado tanto para calefacción como refrigeración, considerando sus condiciones de trabajo sobre el conjunto de viviendas estudiadas, mediante el programa informático Engineering Equation Solver (EES, 2017). El objetivo de ello es determinar sus prestaciones bajo unas condiciones concretas de trabajo, que pueden diferir de sus condiciones nominales.

La razón de no implementar el tanque de almacenamiento térmico en este estudio es que su presencia no altera el comportamiento de la bomba de calor durante la operación, sino que resulta en una disminución de la potencia mínima requerida por la bomba de calor para atender de la demanda.

En este estudio es necesario analizar el comportamiento en calefacción y refrigeración por separado, como se verá a continuación en ciertos aspectos:

Para la simulación de las bombas de calor en calefacción se han tenido en consideración las siguientes hipótesis:

- Se supone un salto térmico de 5 °C en el condensador de la bomba de calor, por tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es de 50 °C en condiciones nominales (45°C la temperatura del agua en dicha salida), de 70 °C en las condiciones de operación seleccionadas (65°C la temperatura del agua en dicha salida).
- Se supone un salto térmico de 5 °C en el evaporador de la bomba de calor, por lo tanto, la temperatura del refrigerante en el evaporador será de 7,5 °C, ya que la temperatura media de intercambio con el terreno es de 12,5 °C (entra el agua al intercambiador con el evaporador a 15 °C y sale a 10 °C).

Para la simulación de las bombas de calor en refrigeración se considera lo siguiente:

- Se supone nuevamente un salto térmico de 5 °C en el condensador de la bomba de calor, por tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es de 40 °C en condiciones nominales, que a su vez son las condiciones de trabajo (35°C la temperatura del agua en dicha salida).
- Se supone un salto térmico de 5 °C en el evaporador de la bomba de calor, por lo tanto, la temperatura del refrigerante en el evaporador será de 4,5 °C, ya que la temperatura media de intercambio con el terreno es de 9,5 °C (entra el agua al intercambiador con el evaporador a 12 °C y sale a 7 °C).

Como resultado de la simulación realizada se han obtenido los siguientes gráficos (Figuras 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4) para la bomba de calor EWSH W 1460, quedando mostradas las condiciones nominales y de trabajo, así como otras posibles condiciones de operación. Para cada gráfico, la línea azul representa el resultado del modelo, y la línea roja es el ajuste a una función matemática de línea recta. Este mismo procedimiento para analizar el comportamiento de la máquina se ha seguido con el modelo EWSH W 1110 y EWSH W 700.

En el Anexo Operación de la Bomba de Calor (Anexo 2) se encuentra una descripción completa de los modelos elaborados y las características técnicas de las bombas de calor comerciales consideradas.

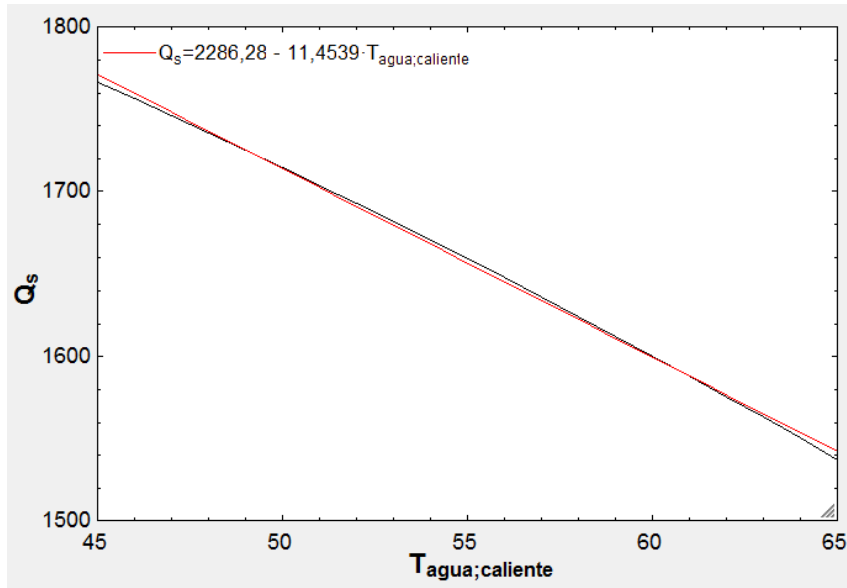


Figura 2. 1: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 operando en calefacción.

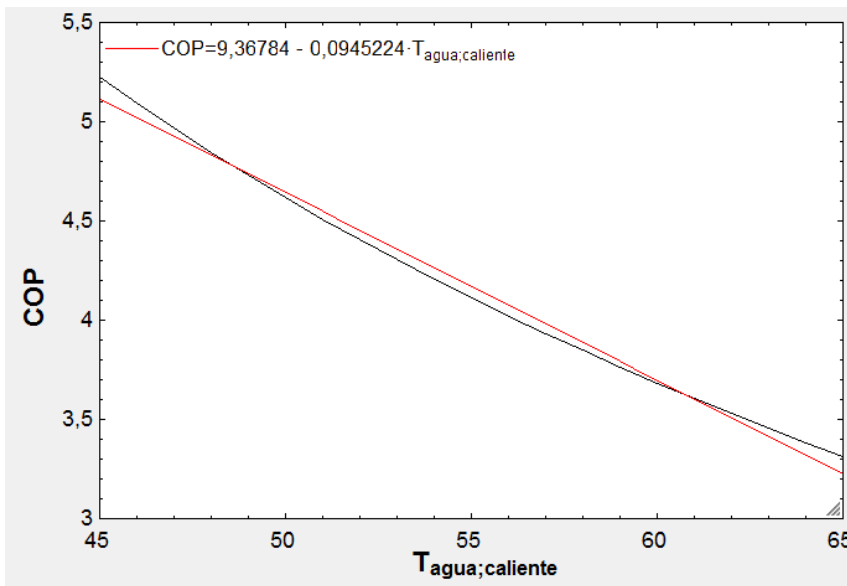


Figura 2. 2: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 operando en calefacción.

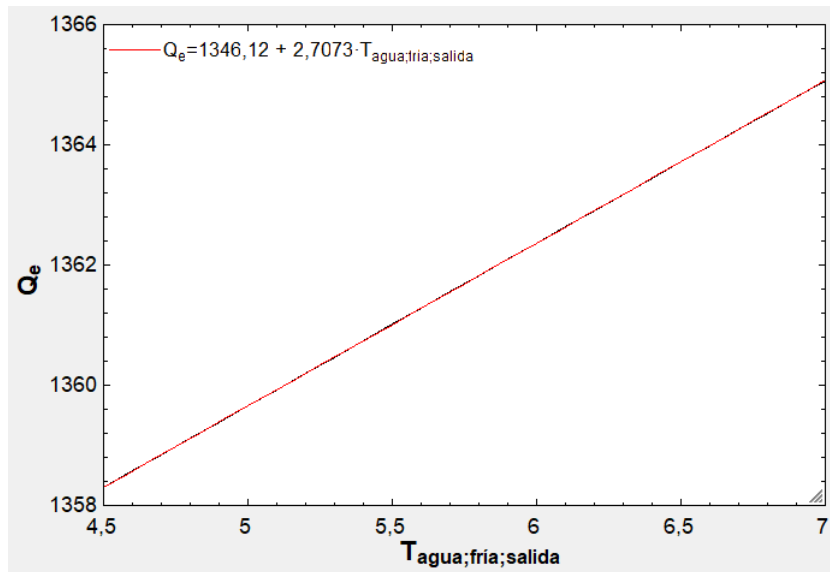


Figura 2. 3: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 operando en refrigeración.

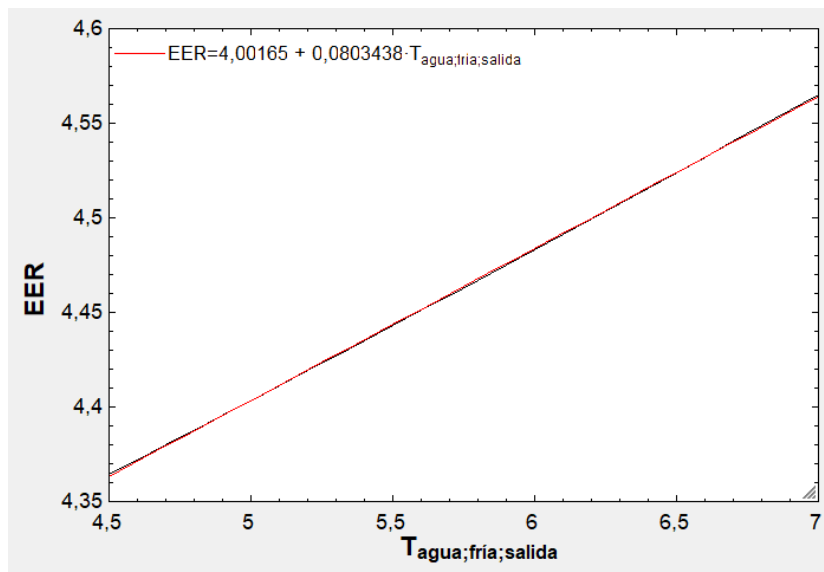


Figura 2. 4: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 operando en refrigeración.

La regulación de estas bombas de calor viene dada mediante el mecanismo de encendido y apagado cada cierto periodo de tiempo, por lo que se deduce que no es posible un funcionamiento a carga parcial. Esto, a priori, podría representar un problema, pues a lo largo del año no siempre es necesario que el sistema de bomba de calor funcione a plena carga (Figuras 1.1 y 1.2 del capítulo Caso de Estudio). Sin embargo, de acuerdo con los estudios de Coberán (Corberán, Donadello, Martínez-Galván, & Montagud, 2013), esto no supone un mayor consumo energético como cabría de esperar. La razón de ello es que el

comportamiento dinámico de la bomba de calor y su coeficiente de operación son cuasi-estacionarios, y que los periodos de puesta en marcha son muy cortos y despreciables en comparación con el periodo ON típico de 2-3 minutos.

La razón por la que este estudio ha tratado con tres bombas de calor en vez de con solo una es debido a que existen diversas situaciones de trabajo, diferentes entre sí, que serán estudiadas posteriormente y, como se verá, no sería correcto determinar un único modelo de bomba de calor para todas ellas por igual.

2.2 Sistema de Almacenamiento Térmico

Un sistema de almacenamiento térmico (sus siglas en inglés, TES) es un sistema de acumulación de energía térmica que permite desacoplar la producción de energía de su consumo, y además permite reducir la potencia requerida para la bomba de calor, al apoyar a esta cuando es necesario alcanzar los valores de los picos de demanda.

Previamente se ha comentado que, para este trabajo de fin de grado, se ha decidido escoger para su aplicación el sistema de almacenamiento térmico por calor sensible, concretamente el de tipo tanque de agua.

Los sistemas de almacenamiento por calor sensible se basan en el principio según el cual la fase del material de almacenamiento de energía térmica no cambia durante la transferencia de calor. El almacenamiento se lleva a cabo aumentando la temperatura del medio de almacenamiento, por lo que es necesario que dicho medio posea las siguientes características:

- Capacidad térmica elevada
- Estabilidad a largo plazo bajo la oscilación térmica
- Compatibilidad con los materiales del depósito
- Bajo coste

A pesar de ser una tecnología de coste considerable, el tanque de agua es una forma muy común de almacenar el calor. El agua tiene muchas ventajas como material de almacenamiento: es barato, disponible fácilmente, no tóxico y tiene buenas propiedades físicas (elevada capacidad de almacenamiento de energía térmica, alta conductividad térmica, etc.). Por este motivo, el agua se emplea a menudo en los sistemas de calefacción y refrigeración centralizados como fluido transportador de calor, así como material de acumulación térmica.

La cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas (Ecuación 1).

$$Q = m * c_p * \Delta T \quad (1)$$

El sistema presenta un rango de temperaturas de almacenamiento comprendido entre dos valores, máximo y mínimo. Para el caso de calefacción, la temperatura máxima de almacenamiento del tanque queda condicionada por la temperatura máxima de trabajo de las bombas de calor y del fluido, 65°C. Este valor tenía su origen en el Código Técnico de Edificación (2017), en la sección de salubridad, punto HS4. 2.1.3. Condiciones mínimas de suministro, donde se establece que la temperatura de ACS en los puntos de consumo debe estar comprendida entre 50°C y 65°C, a fin de evitar problemas de legionelosis. Por otro lado, la temperatura mínima se caracteriza por un valor de 30°C, que se corresponde con la temperatura de retorno de la red de distrito de calefacción.

Al mismo tiempo, la temperatura máxima y mínima de almacenamiento del tanque para refrigeración queda limitada a 13°C y 5°C respectivamente (Khir & Haouari, 2015).

Otro elemento característico es que los acumuladores no presentan unas condiciones de operación ideales, y por tanto sufren pérdidas de calor al ambiente. Estos valores vendrán condicionados por el grado de precisión del estudio realizado sobre estos dispositivos, y que, teniendo en cuenta las temperaturas de trabajo y al ser estudiados hora a hora, tomarán el reducido valor del 1% sobre la energía acumulada.

En cuanto a las dimensiones del tanque, este está constituido por módulos almacenadores de 1000 m³ cada uno, lo que significa que el volumen final del tanque será múltiplo de dicho valor (Bernad, 2017). Esto induce a pensar que el límite de energía almacenada únicamente se ve condicionado por el número de módulos que se deseen colocar. Por tanto, a mayor volumen de tanque generado, mayor cantidad de energía térmica es posible almacenar, y en definitiva, más homogéneo es el funcionamiento de la instalación.

No cabe duda entonces de que, a priori, este valor del volumen del tanque no es conocido, ni por tanto fijo para todas las situaciones que se puedan estudiar. De hecho, en cada una de las tres condiciones de trabajo que se analizan, el valor de dicho volumen será calculado, pudiendo diferir los unos de los otros.

Esta sección sobre sistemas de almacenamiento térmico queda descrita con más detalle en el Anexo 1 (Anexo Teórico).

2.3 Equipo Solar Fotovoltaico

El aprovechamiento de la radiación solar como recurso para la obtención de energía eléctrica puede llevarse a cabo de dos formas distintas:

- Energía solar térmica: Aprovecha la radiación solar para calentar un fluido produciendo energía térmica, que es posteriormente transformada en energía eléctrica en un ciclo termodinámico (central solar termoeléctrica).
- Energía solar fotovoltaica: Basada en la interacción entre la radiación solar y los semiconductores p-n.

Este proyecto se centra en la producción de energía térmica por medio de bombas de calor alimentadas con paneles fotovoltaicos, quedando las centrales termoeléctricas fuera del alcance de este proyecto. Los paneles fotovoltaicos son equipos que generan corriente continua al incidir la luz del sol sobre su superficie. Esta característica está basada en las propiedades de los materiales semiconductores.

Para este trabajo se ha seleccionado el panel P6Y-245, de la compañía SumSol (SumSol, 2016), cuyas principales características son:

- Potencia nominal (P_{max}) = 245 W
- Voltaje en circuito abierto (U_{oc}) = 37,98 V
- Corriente en cortocircuito (I_{sc}) = 8,49 A
- Eficiencia del módulo (η_{panel}) = 16,1 %

El modelado y dimensionado de los paneles fotovoltaicos se realiza en función del área de estos. Nuevamente, este valor no va a ser conocido a priori, sino que se determinará para cada uno de los estudios realizados. No conviene olvidar tampoco que el sistema no es ideal, debido a la existencia de una serie de pérdidas de potencia producidas por diversas cuestiones. A continuación, se presenta la relación existente entre la potencia producida y el área irradiada de las placas fotovoltaicas (Ecuación 2):

$$W_{solar} (hora) = \eta_{total} * \frac{G(hora)}{1000} * A_{PV} \quad (2)$$

La variable " A_{PV} " representa el área del panel fotovoltaico, y " G " representa la irradiación que reciben los paneles fotovoltaicos a una hora determinada. Su valor no es constante y varía hora a hora a lo largo del año, por lo que su estimación ha de hacerse de una manera cuidadosa y correcta. Para aprovechar la máxima radiación solar posible, los paneles fotovoltaicos son colocados en una orientación e inclinación determinadas. La localidad escogida es Zaragoza, la cual presenta una geolocalización de 41,65183° Norte y -0,88114° Este. Al encontrarse en el hemisferio norte, la orientación óptima de los paneles será hacia el sur. Por otro lado, la inclinación óptima anual se determinará mediante el método de la inclinación óptima anual, Ecuación 3:

$$\beta_{opt} = 3,7 + 0,69 * |\Phi| \quad (3)$$

En ella, " Φ " corresponde a la latitud del lugar (41,65183°), por lo que el resultado es de 32,5° de inclinación óptima anual.

Este último valor permite calcular la radiación horaria que realmente reciben los paneles fotovoltaicos debido a su superficie inclinada.

Los conceptos teóricos de este apartado, así como los desarrollos de fórmulas y valores alcanzados quedan detallados en el Anexo Energía Solar Fotovoltaica (Anexo 4).

3. Modelo Económico del Sistema

En este capítulo se presenta el modelo económico desarrollado para el sistema de calefacción de distrito con bomba de calor, almacenamiento térmico y producción de energía solar fotovoltaica. Este modelo se basa en evaluar los costes de inversión y operación de los equipos que componen el sistema de calefacción y refrigeración de distrito, así como el factor de amortización y el coste de la energía eléctrica.

Los principales factores implicados en un proyecto de este tipo son: la Administración local, las empresas gestoras de estas instalaciones (normalmente empresas de servicios energéticos, ESE), los industriales de los equipos de generación de energía, al mismo tiempo que los suministradores, los promotores inmobiliarios y los clientes finales.

Los ayuntamientos o entidades regidoras municipales tienen una posición muy importante e influyente en estas instalaciones ya que llevan a cabo la planificación del territorio. Además, las administraciones pueden agilizar trámites administrativos concediendo o denegando las licencias; pueden intervenir activamente y estar implicadas en los proyectos contribuyendo también económicamente a que se desarrollen.

3.1 Costes de la Energía Eléctrica

El consumo de energía se compone de la electricidad consumida por el equipo de bomba de calor y la consumida por la bomba hidráulica que hace circular el agua a través de todo el entramado de tuberías. Esta última se añade para compensar la caída de presión que se produce en el intercambiador (Ontiveros, 2010). El desarrollo del cálculo de la potencia de la bomba hidráulica queda expuesto en el Anexo Elección Potencia de Bombeo (Anexo 5).

Tanto las bombas de calor como la hidráulica tienen dos posibles fuentes de electricidad para su funcionamiento: la red eléctrica y los paneles fotovoltaicos. Para definir la primera de ellas, es necesario especificar la tarifa a contratar, para así poder definir los costes asociados a la conexión de la red y al consumo.

Las distintas bombas de calor presentes en el estudio precisan de las siguientes potencias para su funcionamiento:

	Calefacción	Refrigeración
EWSH W 1460	333 kW	297 kW
EWSH W 1110	255 kW	228 kW
EWSH W 700	159 kW	144 kW

Tabla 3. 1: Potencias requeridas por las bombas de calor para calefacción y refrigeración.

Al no conocer qué tipo de bomba de calor se va a implementar en cada uno de los estudios realizados, ni si habrá o no un sistema de almacenamiento térmico, se decide

contratar la tarifa en base a la potencia más elevada que pueda requerirse. Estudiando el informe de precios energéticos regulados del IDAE (IDAE, 2017), se llega a la conclusión de que la tarifa que más se ajusta a este caso es la de Alta Tensión (Potencia contratada ≥ 450 kW), concretamente la de tipo 6.1 A (≥ 1 kV y < 30 Kv). La tarifa de Baja Tensión ha sido descartada al no proveer potencias superiores a 250 kW.

La peculiaridad de este tipo de tarifa es que tiene discriminación horaria, estando formada por 6 periodos distintos con sus respectivas potencias contratadas, costes de peajes de acceso y cargos, y coste de la energía en el mercado:

- Potencia contratada: Corresponde a la potencia adquirida en cada periodo horario. La ley insta a que la potencia contratada siga un orden ascendente, es decir, que la potencia en el P_{n+1} sea igual o mayor que la contratada en el P_n .
- Costes de peajes de acceso: Los peajes de acceso están compuestos de un término de potencia (T_p) y un término de energía (T_e). De esta manera, el coste del acceso depende tanto de la potencia que el consumidor tenga contratada como del consumo que haya realizado. Estos peajes son fijados por el Ministerio de Industria, Energía y Turismo, y deben ser revisados anualmente.
- Costes de mercado: Aplicado sobre la energía consumida al igual que los peajes de acceso. Este coste de mercado puede obtenerse de dos formas: bien se llega a un acuerdo con la compañía concesionaria para un coste fijo anual, o bien se accede al mercado libre, en el que el coste de mercado evoluciona diariamente según la oferta y la demanda. En este trabajo se va a suponer un coste eléctrico fijado por la compañía.

Para determinar este coste de mercado, se han seleccionado datos de una institución nacional del sector energético como es la OMIE (OMIE, 2017). Para cada uno de los seis periodos se han escogido tres valores de coste de mercado en días aleatorios, pertenecientes al último año, y se ha calculado su media, obteniéndose así el coste de mercado estimado. Tras ello se ha añadido un sobrecoste de 0.01 €/kWh como consecuencia de los honorarios de la compañía concesionaria. Los resultados finales son mostrados a continuación en la Tabla 3.2:

Periodo	Término de Potencia (€/kW y Año)	Término de Energía (€/kWh)	Coste del mercado eléctrico (€/kWh)	Potencia Contratada (kW)
P1	39,139427	0,026674	0,068173333	500
P2	19,586654	0,019921	0,074496667	500
P3	14,334178	0,010615	0,071516667	600
P4	14,334178	0,005283	0,065443333	700
P5	14,334178	0,003411	0,046853333	750
P6	6,540177	0,002137	0,044763333	750

Tabla 3. 2: Datos de la tarifa eléctrica 6.1A de alta tensión para este trabajo (IDAE, 2017).

El coste anual de conexión a la red resulta de aplicar la Ecuación 4 utilizando los datos mostrados en la Tabla 3.2:

$$C_{CONEXIÓN} [\text{€/año}] = \sum_{p=1}^6 (Pot_{contratada_{periodo p}} * T_{terminodePotencia_{periodo p}}) \quad (4)$$

Este coste anual de conexión a la red se considera como coste de inversión, y, por tanto, perteneciente a los costes fijos.

Adicionalmente, a todas las tarifas anteriores se les aplica un recargo por energía reactiva en caso de que el factor de potencia sea inferior a 0,95 y un recargo por exceso de potencia en caso de que la potencia demandada supere la contratada. Sin embargo, este trabajo decide imponer como condición sobre el sistema propuesto que nunca se pueda sobrepasar ese valor. De este modo, se evita un posible aumento de los costes. Así mismo, este proyecto no contempla la opción de vender electricidad a la red, ni tiene en cuenta los impuestos de la electricidad ni el Impuestos sobre el Valor Añadido (IVA).

En cuanto a la energía eléctrica consumida a lo largo del año, su coste representa el de carácter variable. Su cálculo se realizará mediante la Ecuación 5:

$$C_{VARIABLES} [\text{€/año}] = \sum_{j=1}^{12} (NDAY(j) * \sum_{i=1}^{24} COSTE_{CONSUMIDO}(i,j) * W_{Total\ Red}(i,j)) \quad (5)$$

Donde la variable $COSTE_{CONSUMIDO}(i,j)$ representa la suma del término de energía y los costes del mercado eléctrico para cada hora del día tipo.

La aplicación y desarrollo de toda esta información queda registrada más exhaustivamente en el Anexo Estudio de Costes y Emisiones (Anexo 6).

3.2 Costes de Inversión y Operación

Se ha explicado anteriormente cómo el sistema de calefacción y refrigeración de distrito no posee a priori una configuración de equipos definida. Esto genera la necesidad de establecer un modelo en base a los dispositivos empleados. Dependiendo del objeto de estudio, la configuración óptima podrá disponer, o no, de un tanque de almacenamiento térmico, de un sistema de producción de energía solar fotovoltaica, etc.

Profundizando un poco más esta situación, se considera oportuno establecer los costes de inversión de los equipos en función de una unidad característica. De esta manera, la variable característica asociada la bomba de calor será el kW , para el caso de los paneles fotovoltaicos será el m^2 , y para la del tanque de almacenamiento térmico será el $Vol (m^3)$.

La Tabla 3.3 presentada a continuación muestra los costes de inversión de los equipos en función de sus respectivas unidades características.

Tecnología	Coste Unitario
Bomba de Calor	481 €/kW
Panel Fotovoltaico	264 €/m ²
Almacenamiento Térmico	$\alpha * 4660 * Vol^{0,615}$

Tabla 3. 3: Información de los costes unitarios (Pina, Lozano, & Serra, 2016)

En la expresión de los costes unitarios del almacenamiento térmico, el parámetro α es un factor de corrección de costes económicos de inversión de diferentes tecnologías de almacenamiento estacional, y que, para este trabajo, toma el valor de 1 (de Guadalquivar, 2016). En cuanto a la variable Vol , su valor se toma múltiplo de $1000 m^3$, pues el tanque se encuentra compuesto por módulos de dicho volumen.

La suma de los costes finales de los distintos equipos seleccionados, más los costes de conexión a la red eléctrica anteriormente introducidos, representa los costes de inversión ($Costes_{INV}$) mediante la Ecuación 6:

$$Costes_{INV} [\text{€}] = Coste_{BOMBAS} + Coste_{PANELES} + Coste_{TES} + C_{CONEXIÓN} \quad (6)$$

A su vez, existen unas variables que han de ser igualmente calculadas, como son: los costes relacionados con la amortización y el mantenimiento, f_{AM} , y los sobrecostes producidos por los costes indirectos, f_{CI} (Pina, Lozano, & Serra, 2016).

El factor de amortización y mantenimiento resulta ser una suma entre el factor de gastos concernientes a la operación y mantenimiento de los equipos, f_{MTO} , y el *Capital Recovery Factor* (CRF) de la inversión (Ecuación 7).

$$f_{AM} = f_{MTO} + CRF \quad (7)$$

El factor de mantenimiento representa el 3,25 % del coste total de inversión (0,0325 año⁻¹), según la tesis de Rubén Royo Millán (Millán, 2015).

Por otro lado, el CRF está calculado conforme a 20 años, que ha sido escogido como periodo de amortización y que, al mismo tiempo, corresponde a la vida útil de los PV y de las bombas de calor (Ecuación 8). La tasa de interés anual es del 0.03, que es la misma que la utilizada en el trabajo de Mateo de Guadalquivar (de Guadalquivar, 2016).

$$CRF = int * \frac{(1+int)^{años}}{(1+int)^{años-1}} \quad (8)$$

La sustitución y resolución de estas ecuaciones genera el valor de $0,067 \text{ año}^{-1}$ para el CRF , y el valor de $0,1 \text{ año}^{-1}$ para el f_{AM} .

El factor de costes indirectos, f_{CI} , presenta un valor de 0,2 según el documento Power Energy (Pina, Lozano, & Serra, 2016).

A partir de estos tres costes, f_{AM} , f_{CI} y $Costes_{INV}$, se obtienen los costes fijos tal y como se muestra en la Ecuación 9:

$$C_{FIJOS} [\text{€/año}] = f_{AM} * (1 + f_{CI}) * Costes_{INV} \quad (9)$$

Una vez determinados los costes fijos y variables, simplemente es necesarios sumarlos para determinar los costes totales anuales (Ecuación 10):

$$C \text{ [€/año]} = C_{FIJOS} + C_{VARIABLES} \quad (10)$$

Los desarrollos y explicaciones de todas estas ecuaciones se encuentran en el Anexo Estudio de Costes y Emisiones (Anexo 6).

4. Modelo Ambiental del Sistema

Una vez definidos los distintos equipos que intervienen en la configuración de red de distrito, se han estimado las emisiones de CO_2 que tienen lugar. La fabricación de estos dispositivos genera unas emisiones que deben ser contabilizadas, a la hora de evaluar las emisiones totales generadas en la instalación (Tabla 4.1).

Tecnología	Emisión Unitaria
Bomba de Calor	160 kg CO_2 /kW
Panel Fotovoltaico	285 kg CO_2 /m ²
Almacenamiento Térmico	211 kg CO_2 /m ³

Tabla 4. 1: Información de las emisiones unitarias (Pina, Lozano, & Serra, 2016).

Estos datos son combinados entre sí para formar una variable anual denominada emisiones de CO_2 fijas (ECO_2_{FIJAS}) mediante la Ecuación 11:

$$ECO_2_{FIJAS} [\text{Kg } CO_2/\text{año}] = \frac{ECO_2_{TES}}{50} + \frac{ECO_2_{BOMBAS} + ECO_2_{PANELES}}{20} \quad (11)$$

Los numeradores corresponden a las emisiones totales de CO_2 de cada uno de los equipos que intervienen en la configuración resultante. Se calculan mediante el producto de la emisión unitaria de cada dispositivo (Tabla 2.7) por su variable característica: kW de potencia para las bombas de calor, m² para los paneles fotovoltaicos, y m³ para el almacenamiento térmico. En cambio, los denominadores que aquí aparecen corresponden a la vida útil de los equipos referidos (50 años para el tanque y 20 años para las bombas y los paneles fotovoltaicos).

Por otro lado, existen también las llamadas emisiones de CO_2 variables, calculadas mediante la Ecuación 12. En ella la variable ECO_2_{RED} corresponde a las emisiones de CO_2 de la red eléctrica española, 0.385 kg CO_2 /kWh (Carvalho, 2011), (REE, 2009):

$$ECO_2_{VARIABLES} = \sum_{j=1}^{12} NDAY(j) * \sum_{i=1}^{24} ECO_2_{RED} * W_{Total\ Red}(i,j) \quad (12)$$

Por tanto, la suma de emisiones fijas y variables representa las emisiones totales de CO_2 (Ecuación 13):

$$ECO_2 [\text{kg } CO_2/\text{año}] = ECO_2_{FIJAS} + ECO_2_{VARIABLES} \quad (13)$$

El desarrollo y explicación de las fórmulas presentadas queda mostrado en el Anexo Estudio de Costes y Emisiones (Anexo 6).

5. Estudio de las Configuraciones Resultantes

Mediante el código diseñado en el entorno de la herramienta LINGO (LINDO, 2011), se obtienen las configuraciones resultantes para cada uno de los criterios analizados:

- Mínimos Costes
- Mínimas Emisiones de CO_2
- Máxima Fracción Solar

El código principal que ha sido generado cuenta con una serie de variables a optimizar según la función que se desee ejecutar. Algunas de estas variables son el número de bombas de calor empleadas, el área del campo fotovoltaico, o el volumen del tanque de almacenamiento energético. Todas y cada una de ellas dispondrán de un valor u otro dependiendo del criterio seguido, pues no siempre es posible valerse de todas las condiciones favorables de forma simultánea.

Estos criterios serán estudiados y comparados entre sí en 4 aspectos diferentes. El primero será la configuración resultante, es decir, el número y dimensiones de los dispositivos instalados para optimizar dicha función. El segundo aspecto serán los costes de inversión de los equipos (TES, bombas de calor y módulos fotovoltaicos). El tercero serán los costes anuales, divididos en fijos y en variables. Y, finalmente, el último aspecto será las emisiones de CO_2 , también diferenciadas en fijas y en variables.

5.1 Configuración Resultante

La Tabla 5.1 mostrada a continuación indica cómo varían las configuraciones de los equipos escogidos en cada caso en función de la variable que se desee optimizar. Cada configuración afecta tanto a los costes como a las emisiones, como se verá a continuación.

Configuración	Volumen TES (m^3)	Área PV (m^2)	Cantidad Bombas	Fracción Solar (%)
Mínimos costes	236,24	0	1	0
Mínimas emisiones	91,82	4500	2	57
Máxima fracción solar	242,5	4992.5	4	61

Tabla 5. 1: Configuraciones resultantes según el criterio seguido.

Resulta interesante observar no solo la cantidad de bombas de calor implantadas en cada caso, sino también los tipos. Bajo el criterio de mínimos costes, la única bomba de calor incluida en la configuración es del tipo EWSH W 1110. Bajo el criterio de mínimas emisiones, se instalan dos bombas, una de tipo EWSH W 1110 y otra de tipo EWSH W 1460. Finalmente, bajo el criterio de máxima fracción solar se llegan a instalar un total de 4 bombas de calor (3 del modelo EWSH W 700, y una EWSH W 1460).

5.2 Costes de Inversión

Los costes de inversión de cada equipo y cada configuración son los mostrados en la Tabla 5.2. Tal y como se aprecia, la configuración que presenta una mayor inversión inicial es la de máxima fracción solar, debido en gran medida a lo explicado anteriormente.

Inversión	Coste TES (€)	Coste PV (€)	Coste Bombas (€)	Coste Conexión (€)	Coste Inversión (€)
Mínimos costes	134.277,4	0	647.426	63.653,24	845.356,64
Mínimas emisiones	75.094,02	1.188.000	1.496.872	63.653,24	2.823.619
Máxima fracción solar	136.479	1.318.014	2.047.136	63.653,24	3.565.283

Tabla 5. 2: Costes de inversión de los equipos según el criterio seguido.

5.3 Costes

Analizando ahora los costes anuales, se obtienen los resultados de la Tabla 5.3:

Costes Anuales	Costes Fijos (€/año)	Costes Variables (€/año)	Coste Totales (€/año)	Porcentaje Variables (%)
Mínimos costes	101.154,4	82.079,66	183.234,1	44,8
Mínimas emisiones	337.871,0	52.066,64	389.937,7	13
Máxima fracción solar	426.617,6	49.110,48	475.728,1	10
Caldera gas y split aire acondicionado	169.489,38	266.341,67	435.831,05	61,1

Tabla 5. 3: Costes anuales del modelo según el criterio seguido.

Si se observa la Tabla 5.3, se puede apreciar la incorporación del modelo base de calefacción y aire acondicionado al estudio comparativo. De esta manera, se determina que este modelo tradicional no resulta en la configuración de menor coste, ya que no presenta los costes anuales más bajos. Por tanto, atendiendo meramente al criterio económico, la sustitución del modelo tradicional por el de mínimos costes, o por el de mínimas emisiones plantearía una situación económicamente beneficiosa.

Al igual que ocurría en el análisis de la inversión inicial de equipos, el criterio de Máxima fracción solar se caracteriza por tener los costes totales anuales más elevados. Los costes fijos de estos son considerablemente mayores en comparación con los costes fijos del criterio de mínimos costes, aunque no se distancia tanto del de mínimas emisiones, pues ambos presentan unas inversiones similares (Tabla 5.2). En relación a los costes variables, resulta lógico ver que el criterio de máxima fracción solar posea menores valores en comparación con el resto de los modelos, pues la presencia de equipos fotovoltaicos genera un ahorro en cuanto a la obtención de energía eléctrica.

5.4 Emisiones de CO_2

Emisiones CO_2	Emisiones fijas (kg CO_2 /año)	Emisiones variables (kg CO_2 /año)	Emisiones totales (kg CO_2 /año)	Porcentaje Variables (%)
Mínimos costes	11.764,95	477.150,9	488.915,9	97,6
Mínimas emisiones	89.408,50	245.747,6	335.156,1	73,3
Máxima fracción solar	106.214,5	232.723,3	338.937,8	68,6
Caldera gas y split aire acondicionado	-	1.306.319	1.306.319	100

Tabla 5. 4: Emisiones anuales de CO_2 del modelo según el criterio seguido.

El volumen del tanque de almacenamiento térmico también desempeña un papel fundamental en el ámbito de las emisiones. Una vez más, el criterio de Máxima fracción solar es el que presenta una magnitud mayor en términos fijos (Emisiones fijas). Estas emisiones poseen un valor de tal magnitud debido a las dimensiones del tanque y de los equipos fotovoltaicos, mientras que las emisiones variables disminuyen al haber un uso menor de la red eléctrica por la instalación fotovoltaica. Conviene mencionar que, a pesar de que el modelo de emisiones fijas posea el mayor volumen de tanque de almacenamiento térmico que el resto de configuraciones, sus emisiones fijas no alcanzan valores elevados, ya que apenas dispone de una sola bomba de calor y carece de instalación de paneles fotovoltaicos.

En relación al caso base, se recuerda del capítulo 1 que sus emisiones fijas no han sido determinadas dadas las dificultades de acceso a tal información. Sin embargo, tales son sus emisiones variables que añadir estas emisiones no representaría cambio alguno, pues este modelo base presenta las mayores emisiones anuales de CO_2 de entre todos los propuestos.

5.5 Cobertura de la Demanda

Una vez estudiados los distintos criterios bajo todos los aspectos de análisis, es necesario comprobar si tiene lugar el cumplimiento del objetivo principal, la cobertura de la demanda energética. Para ello se han efectuado unos gráficos para cada criterio en los que queda reflejado no solo si se alcanzan los valores de energía solicitados para cada mes del año, sino también de dónde se obtiene dicha energía.

Mínimos costes

La primera gráfica (Figura 5.1) corresponde al análisis de la procedencia de la electricidad requerida por la instalación para poder cumplir la demanda energética.

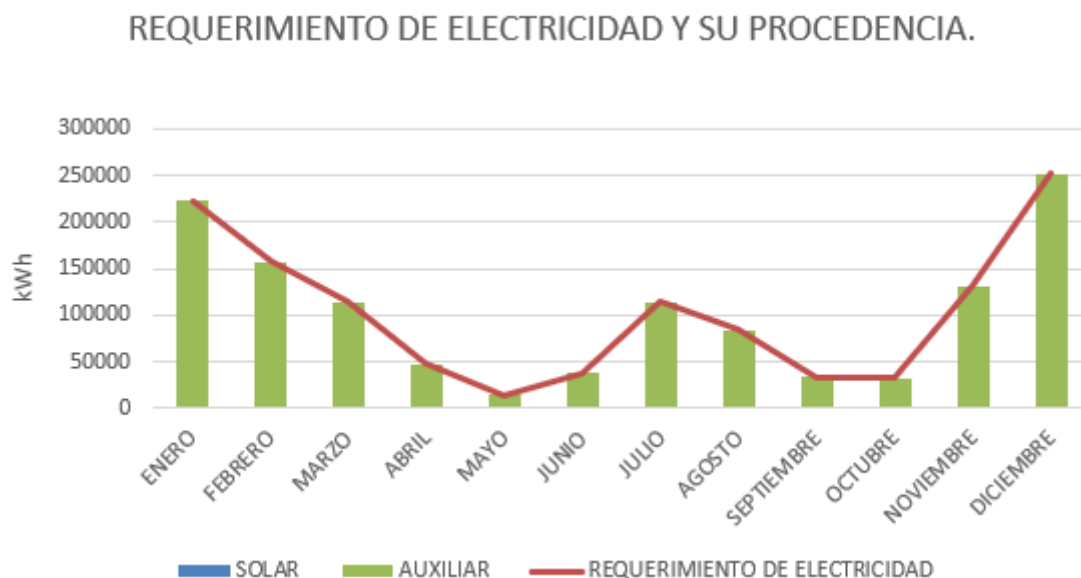


Figura 5. 1: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de Mínimos costes.

Este gráfico muestra cómo la demanda es alcanzada mediante la energía eléctrica procedente de la red, sin la participación de dispositivos solares. Esto último es debido a que, bajo este criterio, el área de los módulos fotovoltaicos es optimizada a valor 0. Por tanto, la única manera restante para obtener energía es mediante la red eléctrica.

Lo siguiente que se analiza es la procedencia de la energía térmica, es decir, si la energía proviene directamente de las bombas de calor, o del tanque de almacenamiento térmico. La Figura 5.2 muestra dicho comportamiento mes a mes, pudiéndose observar que el tanque actúa como complemento del sistema de bombas de calor, sin llegar a trabajar de

manera única frente al conjunto de viviendas, a diferencia de la bomba de calor que sí lo hace en ciertos meses.

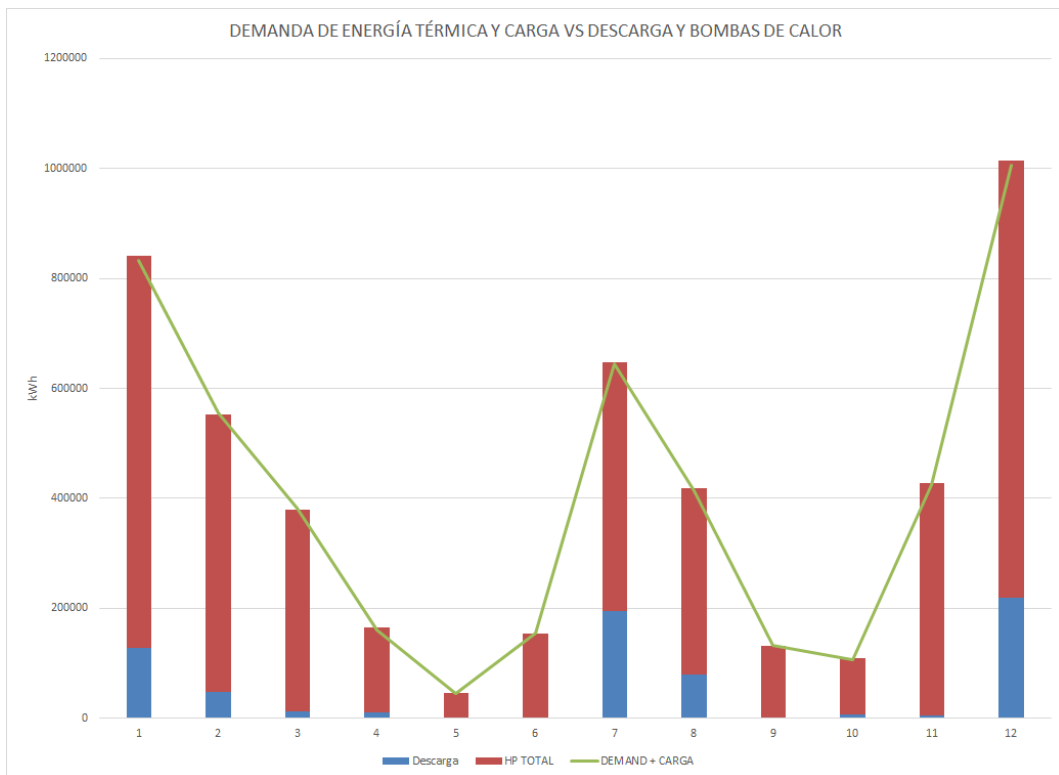


Figura 5. 2: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimos costes.

Mínimas emisiones de CO₂

La primera gráfica (Figura 5.3) muestra el requerimiento de electricidad de cada mes, y las diferentes vías empleadas para alcanzarla.

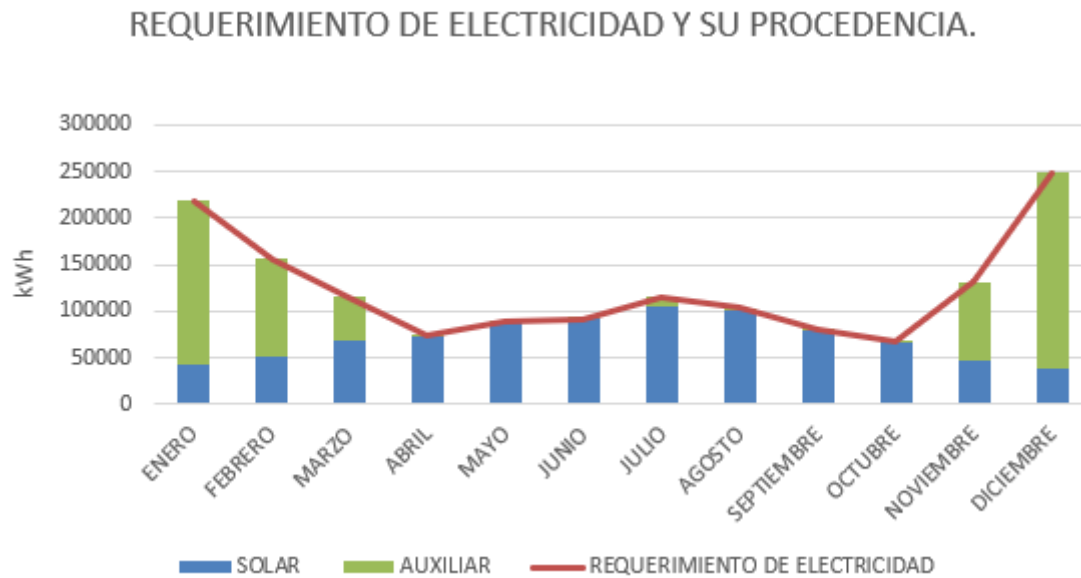


Figura 5. 3: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de Mínimas emisiones.

Nuevamente la demanda eléctrica es alcanzada en todos los meses del año, pero a diferencia del criterio anterior, en esta ocasión sí existe producción de energía por parte de los paneles fotovoltaicos. De esta manera se produce una coexistencia en la producción de energía eléctrica entre el sistema fotovoltaico y la red eléctrica.

En cuanto a la demanda de energía térmica, la Figura 5.4 muestra cómo se cumplen los requisitos de demanda mediante el sistema de bombas de calor y el almacenamiento térmico.

DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA Y CARGA VS DESCARGA Y BOMBAS DE CALOR

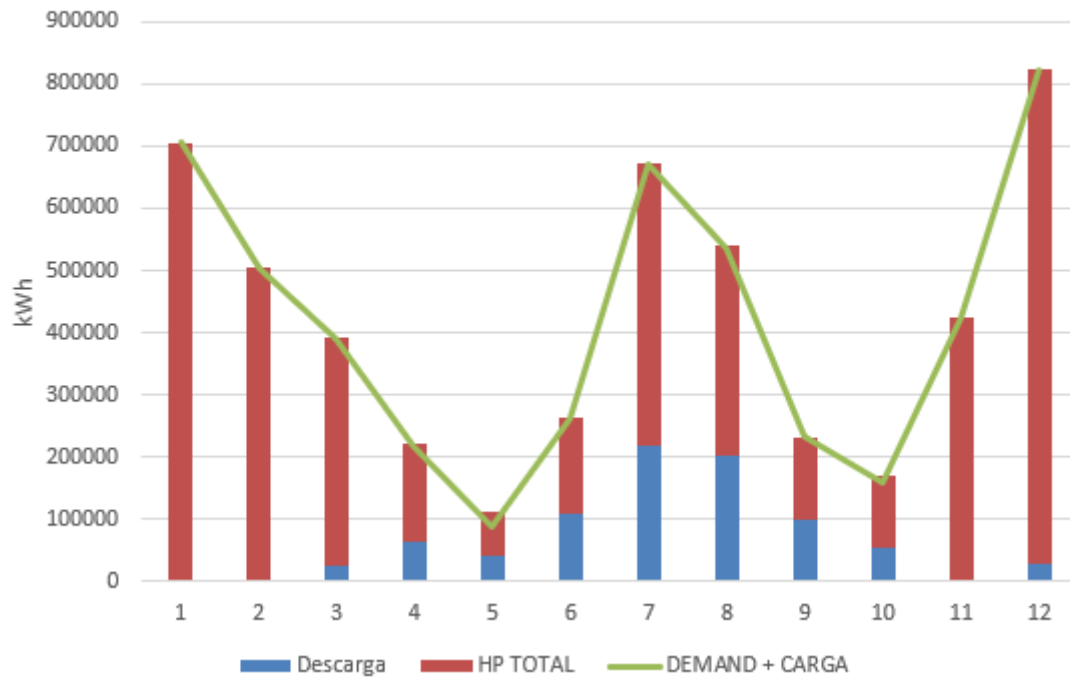


Figura 5. 4: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimas emisiones.

Máxima fracción solar

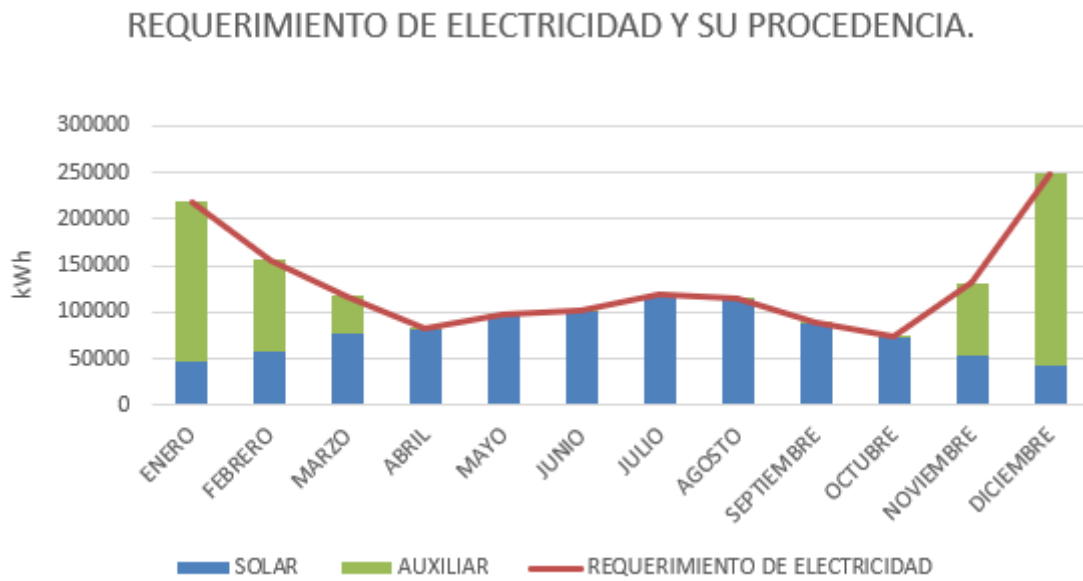


Figura 5. 5: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de máxima fracción solar.

El comportamiento de esta gráfica (Figura 5.5) se puede encontrar muy similar al del caso de mínimas emisiones, aunque aquí la contribución de la energía procedente de los paneles fotovoltaicos sea un poco mayor.

DEMANDA DE ENERGÍA TÉRMICA Y CARGA VS DESCARGA Y BOMBAS DE CALOR

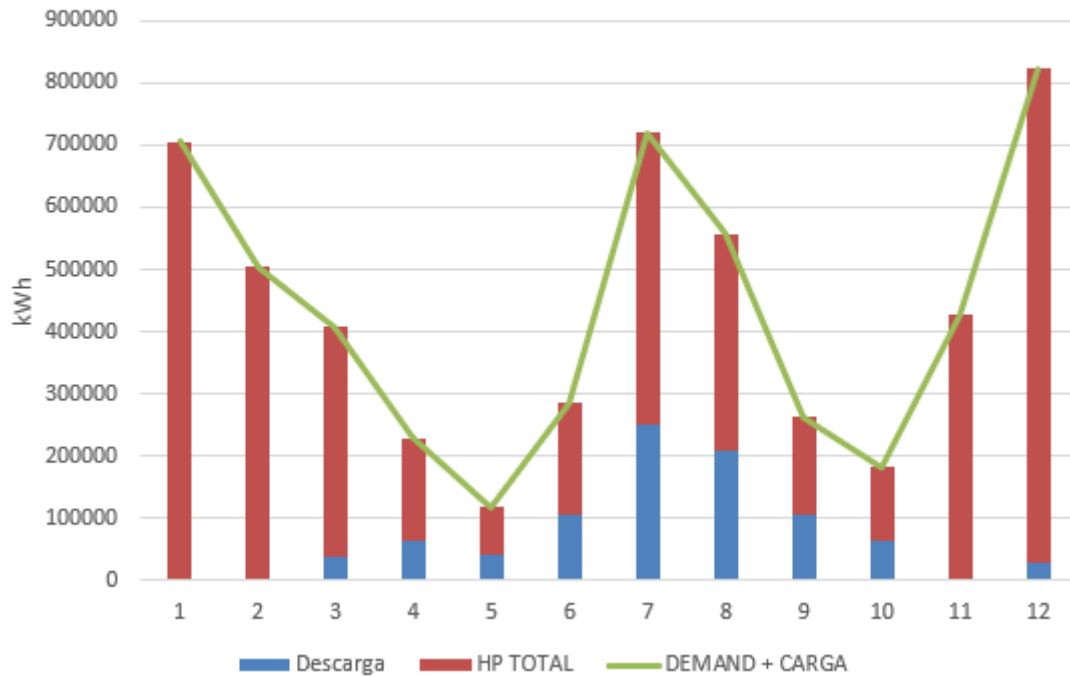


Figura 5. 6: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimas emisiones.

Por último, esta configuración también logra cubrir la demanda a lo largo de todo el año mediante el sistema bomba de calor y almacenamiento térmico.

Una mención es requerida a la naturaleza de los resultados obtenidos. El programa informático con el que se han determinado estas configuraciones está orientado principalmente a la resolución de ecuaciones de carácter lineal. Sin embargo, el código realizado, presentado en el Anexo Código Lingo (Anexo 7), presenta elementos de carácter no lineal, lo que resulta en valores y soluciones que pueden considerarse como óptimos locales, y no óptimos globales. Por tanto, podría considerarse la posibilidad de estudiar otros métodos para la obtención de resultados más precisos.

Conclusiones y nuevas vías de estudio

Tras realizar el estudio comparativo de las configuraciones resultantes, se alcanzan las siguientes conclusiones:

- Se es capaz de dar una cobertura completa de la demanda de calefacción y distrito a lo largo del año.
- Es posible aprovechar las horas más baratas de las tarifas con discriminación horaria para la producción de la energía necesaria, llegando a usar al máximo la energía solar, y maximizando la fracción solar del sistema.
- El modelo propuesto, bajo el criterio de mínimos costes o mínimas emisiones, resulta ser tanto más económico, como menos contaminante que el modelo tradicional caso base.
- La inversión en equipos de energía solar fotovoltaica es una acción directa de reducción de emisiones de CO_2 . Es por ello que las configuraciones alcanzadas mediante los criterios de mínimas emisiones y máxima fracción solar presentan bajos índices de emisiones de CO_2 , pues ambos se presentan grandes equipos fotovoltaicos.

Entre las nuevas vías de estudio que se abren, se podrían considerar:

- El estudio de otros modelos de almacenamiento de energía térmica, ya sean de calor sensible (BTES o PTES), de calor latente (estudio de los PCM), o incluso almacenamientos termoquímicos.
- Incorporación de otros tipos de fuentes de energía renovable, como la biomasa, la energía eólica o la termoeléctrica, para un uso en sistemas similares de producción de energía.
- Implementación de la venta de electricidad a la red eléctrica, así como un estudio de la adición a este modelo de baterías eléctricas, estudiando el marco regulatorio y su efecto en el diseño del sistema.
- Reducción del coeficiente de pérdidas del tanque. Mientras que en este proyecto se ha supuesto un coeficiente en función de la energía almacenada, sería interesante un estudio de la transmisión de calor a través del medio, de forma que se pudiese cuantificar estas pérdidas, en función de la temperatura interna del tanque.

Referencias

- Bernad, A. (2017). *Estudio Comparativo de Sistemas Solares de Calefacción de Distrito con Bomba de Calor y Almacenamiento de Energía Térmica para una Urbanización en Parque Goya (Zaragoza)*. Universidad de Zaragoza.
- Carvalho, M. (2011). *Thermoeconomic and environmental analyses for the synthesis of polygeneration systems in the residential-commercial sector*. Universidad de Zaragoza.
- Corberán, J. M., Donadello, D., Martínez-Galván, I., & Montagud, C. (2013). Partialization Losses of ON/OFF Operation of Water-to-Water Refrigeration/Heat-Pump Units. En *International Journal of Refrigeration* (págs. 2251-2261).
- de Guadalfajara, M. (2016). *Economic and Environmental Analysis of Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage for the Residential Sector*. Universidad de Zaragoza.
- Documento Básico - HS Salubridad. (Junio de 2017). Código Técnico de Edificación - HS4. 2.1.3. Condiciones Mínimas de Suministro.
- EES. (1992-2017). Engineering Equation Solver. University of Wisconsin–Madison, EEUU: F-Chart Software.
- FER. (2016). *Catálogo Calderas y Grupos Térmicos de Gas y de Gasóleo*.
- IDAE. (2017). *Informe de Precios Energéticos Regulados*. Gobierno de España: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.
- Khair, R., & Haouari, M. (2015). *Optimization Models for a Single-Plant District Cooling System*. Univerisdad de Qatar.
- LINDO. (2011). Optimization Modeling Software for Linear, Nonlinear, and Integer Programming. LINDO Systems Inc.
- Millán, R. R. (2015). *Sistemas de calefacción de distrito con bomba de calor y almacenamiento térmico*. Universidad de Zaragoza.
- OMIE. (2017). Operador del Mercado Ibérico de Energía. *Precio horario del mercado diario*.
- Ontiveros, J. F. (2010). *Dimensionamiento de Equipos de Transferencia de Calor*.
- Pina, E. A., Lozano, M. A., & Serra, L. M. (2016). *Multicriteria synthesis of trigeneration systems assisted with renewable energy sources and thermal energy storage*. Power Energy.
- Ramos, J. C. (2012). *Optimización del Diseño y Operación de Sistemas de Cogeneración para el Sector Residencial-Comercial*. Universidad de Zaragoza.
- REE. (2009). *Red Eléctrica Española*.
- Sarachu, E. (2016). *District Heating & Cooling o redes urbanas de calor y frío; ventajas de un sistema eficiente*. Caloryfrio.

SumSol. (2016). Catálogo de Productos [Fichas Técnicas].

Talebi, B., Bastani, A., Mirzaei, P., & Haghigat, F. (2016). *A Review of District Heating Systems: Modelling and Optimization*. ResearchGate.

Wesper, A. (2014). Catalog Water Cooled Chiller.

Lista de Figuras

Figura 1: Esquema de sistema de calefacción y refrigeración de distrito (Sarachu, 2016).	6
Figura 1. 1: Curvas de demanda horaria de calefacción y ACS de las viviendas para todos los meses del año.....	9
Figura 1. 2: Curvas de demanda horaria de refrigeración de las viviendas para todos los meses del año.....	9
Figura 1. 3: Representación gráfica del modelo de calefacción propuesto en este proyecto....	11
Figura 1. 4: Representación gráfica del modelo de refrigeración propuesto en este proyecto. 12	
Figura 1. 5: Esquema del sistema de calefacción de distrito suministrando energía directamente al distrito.....	13
Figura 1. 6: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de carga del sistema de almacenamiento térmico (TES).	13
Figura 1. 7: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de carga del sistema de almacenamiento térmico (TES) mientras la bomba cede calor también al distrito.	14
Figura 1. 8: Esquema del sistema de calefacción de distrito durante la fase de descarga del sistema de almacenamiento térmico (TES) como apoyo a la bomba de calor.	14
Figura 1. 9: Esquema de sistema de calefacción de distrito con caldera de gas.	15
Figura 2. 1: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.	19
Figura 2. 2: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.	19
Figura 2. 3: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.	20
Figura 2. 4: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.....	20
Figura 5. 1: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de Mínimos costes.	33
Figura 5. 2: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimos costes.	34
Figura 5. 3: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de Mínimas emisiones.	35

Figura 5. 4: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimas emisiones.	36
Figura 5. 5: Requerimiento de electricidad y su procedencia bajo el criterio de máxima fracción solar.....	37
Figura 5. 6: Demanda de energía térmica y carga vs descarga del TES y acción de las bombas de calor bajo el criterio de Mínimas emisiones.	38

Lista de Tablas

Tabla 3. 1: Potencias requeridas por las bombas de calor para calefacción y refrigeración.	24
Tabla 3. 2: Datos de la tarifa eléctrica 6.1A de alta tensión para este trabajo (IDAE, 2017).	25
Tabla 3. 3: Información de los costes unitarios (Pina, Lozano, & Serra, 2016)	26
Tabla 4. 1: Información de las emisiones unitarias (Pina, Lozano, & Serra, 2016).	29
Tabla 5. 1: Configuraciones resultantes según el criterio seguido.....	30
Tabla 5. 2: Costes de inversión de los equipos según el criterio seguido.	31
Tabla 5. 3: Costes anuales del modelo según el criterio seguido.	31
Tabla 5. 4: Emisiones anuales de <i>CO2</i> del modelo según el criterio seguido.....	32

Anexo 1. Teoría

Tabla de contenido

Anexo 1. Teoría	46
Sistemas de calefacción y frío centralizados de distrito	52
Bomba de calor	60
Sistemas de almacenamiento térmico	65
Calor latente	67
Calor sensible	69
Termoquímico	73
Referencias.....	76

La sociedad de hoy en día enfrenta uno de los problemas más críticos de toda la historia, la llamada crisis energética. La desaparición progresiva de determinados recursos energéticos, como los combustibles fósiles, la contaminación medioambiental, o la creciente demanda energética son algunos de los puntos que caracterizan dicha crisis.

Como respuesta a esta situación no solo se promueve la adopción de una conciencia de responsabilidad medioambiental, sino también la búsqueda y desarrollo de nuevos procesos de producción energética más sostenibles y eficientes. El objetivo fundamental reside en la disminución de la dependencia energética, la optimización de la seguridad del suministro y el cuidado del medio ambiente.

El consumo de energía es uno de los grandes medidores del progreso y bienestar de una sociedad. Datos históricos muestran que este consumo, a nivel global, se ha multiplicado desde la era industrial. Hoy en día, el uso de la energía forma parte de nuestro estilo de vida y, cuanto más desarrollada está una sociedad, más energía consume. El Doctor Daniel M. Pasquevich, director del Instituto de Energía y Desarrollo Sustentable en Argentina (IEDS), defiende que este aumento del consumo energético se ve impulsado sin cese alguno tanto por el crecimiento socioeconómico de las naciones, como por el aumento de población mundial (Pasquevich).

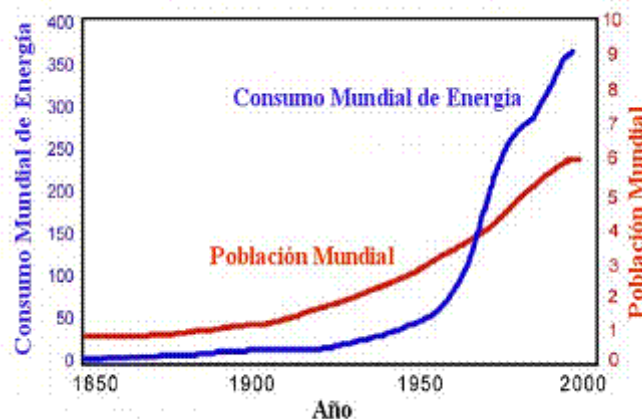


Figura A1. 1: Evolución del consumo mundial de energía y de la población mundial (Pasquevich).

Según estudios llevados a cabo por organismos como el IEDS o el CIEMAT (Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas), el consumo energético diario promedio por persona sugiere cifras ampliamente desiguales entre países desarrollados y subdesarrollados. Esto origina una clara evidencia de las fuertes diferencias que existen entre los diversos países del mundo, y de cómo la distribución y el acceso a la energía es un indicador de la manera en la que se encuentra repartida la riqueza.

Dichos estudios también muestran que, actualmente, alrededor del 86 % de la energía que se consume procede de combustibles fósiles: petróleo (32,9 %), carbón (29,2 %) y gas (23,8 %), dejando una escasa participación a las fuentes de energía renovables (Hidroeléctrica, Nuclear...) (BP, 2016). La Figura A1.2 muestra lo expuesto:

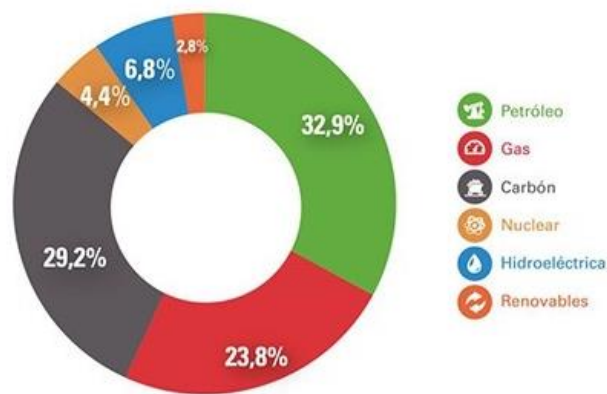


Figura A1. 2: Distribución del consumo mundial de energía primaria por fuentes (BP, 2016).

Según datos del Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), el sector residencial resulta un elemento clave en el contexto energético actual, debido a la importancia de sus necesidades energéticas y a su gran potencial de ahorro. Las estadísticas del MINETUR (Ministerio de Industria, Energía y Turismo) que publica el IDAE indican que el servicio de calefacción es el mayor demandante de energía, con casi la mitad de todo el consumo del sector (43 %). Le siguen los electrodomésticos (25%), el agua caliente sanitaria (18%), la cocina, la iluminación y el aire acondicionado (IDAE, 2014). El reparto de consumo se muestra en el gráfico de la Figura A1.3.

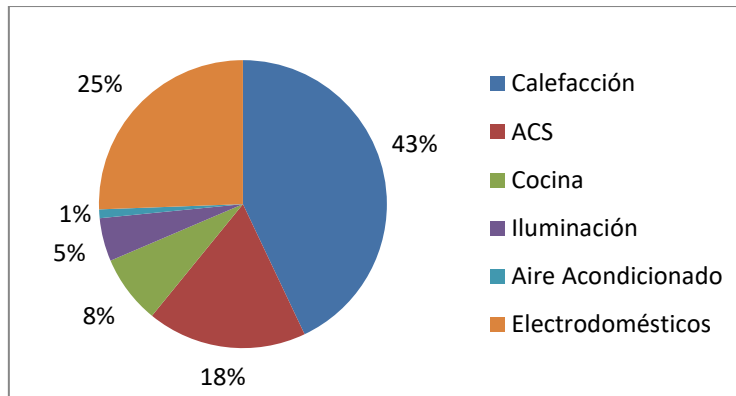


Figura A1. 3: Estructura de consumo del sector residencial español según usos energéticos (IDAE, 2014).

Factores como el crecimiento de población, y por tanto del número de hogares, la disposición cada vez más usual de equipos tecnológicos, y el mayor confort de la sociedad son algunas de los motivos del aumento de los consumos energéticos dentro del sector residencial. Conforme se vaya produciendo un incremento de la capacidad adquisitiva y una mejora del nivel de vida, la presencia del sector residencial en el ámbito de la demanda energética será cada vez mayor.

Esto por tanto plantea la necesidad de una adecuada planificación energética que facilite la transición a un modelo más sostenible y diversificado, en el que las fuentes de energía renovables tengan una mayor repercusión en la cobertura de la demanda energética.

El consumo medio anual de un hogar en España está basado principalmente en el consumo de energía eléctrica procedente de la red, combustibles, mayoritariamente productos petrolíferos, gas natural y energías renovables (IDAE, 2014). La Figura A1.4 muestra cómo España es un país con una alta posibilidad de implantación de energía solar, pues solo el 1 % de la energía consumida en las viviendas es de origen solar.

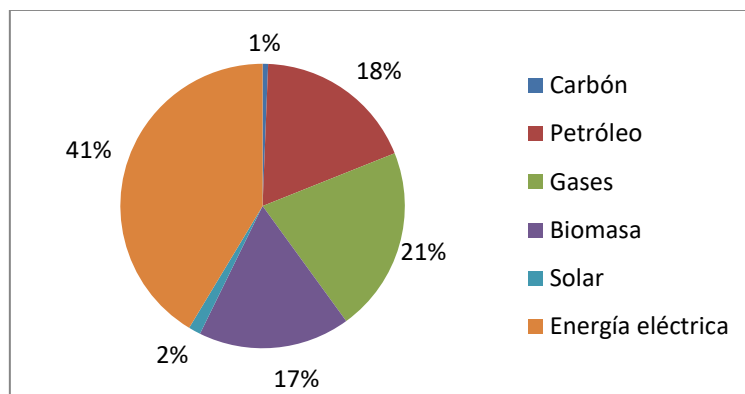


Figura A1. 4: Procedencia de la energía consumida en el sector residencial español (IDAE, 2014).

De acuerdo con datos de la Red Eléctrica Española (REE), alrededor de un 40 % de la energía eléctrica de la red tiene su origen en fuentes de energía de carácter renovable, siendo las principales la energía nuclear, hidráulica y eólica.

En cuanto a la calefacción y agua caliente sanitaria como usos energéticos existen dos sistemas de aporte; individual y centralizado. El primero resulta ser predominante entre los hogares para ambos servicios, mientras que los sistemas centrales tienen una presencia considerablemente inferior. La caldera convencional, el equipo de calefacción y ACS mayoritario, está presente en cerca de la mitad de los hogares españoles. Sin embargo, en zonas como la del Mediterráneo destacan los equipos de calefacción eléctricos (bombas de calor, calefactores y radiadores eléctricos). Otro tipo de calderas son las de condensación, que a pesar de presentar una mayor eficiencia que los sistemas convencionales, se caracterizan por estar pobremente incorporadas (1 % de los hogares con calefacción). Las principales fuentes de energía utilizadas en calefacción son la electricidad (46 %) y el gas natural (32 %), mientras que en el caso del agua caliente sanitaria son el gas natural (40 %), el butano (26 %) y la electricidad (22 %) (IDAE, 2014).

El Reglamento de Instalaciones en los Edificios, RITE, establece las exigencias de eficiencia energética y seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas en los edificios para atender la demanda del bienestar e higiene de las personas, tanto en las fases de diseño, dimensionado y ejecución, como durante su uso y mantenimiento.

Se consideran instalaciones térmicas aquellas fijas de climatización y de producción de agua caliente sanitaria, destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene de las personas en cualquier tipo de edificio.

El RITE debe aplicarse a las instalaciones térmicas de los edificios de nueva construcción, así como a las de los edificios que se reformen. El objetivo es que las instalaciones térmicas tengan un consumo reducido de energía convencional y, como consecuencia, una limitada generación de emisiones de gases y partículas contaminantes.

Sistemas de calefacción y frío centralizados de distrito

El suministro de calor desde una fuente central no es una idea nueva. En tiempos de los romanos, en Pompeya, el agua caliente circulaba por canales abiertos para suministrar calefacción a los edificios y a los baños.

En el año 1877, Birdsill Holly estableció el primer sistema comercial de DH (*district heating* o red de calor) en Estados Unidos de América en Lockport (Nueva York). Como fuente de calor central utilizó una caldera en el sótano de su casa y construyó un anillo con tuberías de vapor, radiadores y líneas de retorno de condensados.

El año 1893, el edificio del Ayuntamiento de Hamburgo, Alemania, instaló un sistema de calefacción aprovechando el calor residual de una central eléctrica.

A principios del siglo XX, en muchas ciudades de Estados Unidos de América (EEUU), Escandinavia y Europa se establecieron o extendieron sistemas de redes de distrito. El calor, para muchos de estos sistemas, venía de las centrales eléctricas que había por todo el país, muy próximas a los centros urbanos. El calor se suministraba en forma de vapor residual de las centrales de generación de electricidad.

Sin embargo, después de la Segunda Guerra Mundial, en EEUU y Europa se tomaron direcciones distintas. En Estados Unidos, el rápido crecimiento urbano y las economías de escala provocaron la instalación de grandes centrales eléctricas a las afueras de las áreas urbanas. En Europa, y en especial en Escandinavia, puesto que la electricidad y el gas natural no eran tan abundantes como en EEUU, el DH prosperó al mismo tiempo que se construían centrales de cogeneración para suministrar la demanda creciente de electricidad mediante sistemas que garantizaran un ahorro mayor de combustibles fósiles.

Pero en la década de 1970 se produjeron una serie de cambios respecto a las redes DH, tanto en Estados Unidos como en Europa debido a la Segunda Crisis del Petróleo. Esta crisis se produjo en 1979 bajo los efectos conjugados de la revolución iraní y de la Guerra Irán-Irak, provocando un drástico aumento de los precios del petróleo, que, sumado a la gran dependencia que tenía de él la industria, obligó a los países a disminuir la cuota de dicho recurso en su consumo energético. En muchos países, donde la mayoría de los sistemas de calefacción empleaban gasóleo como combustible, hubo restricciones en su uso. De esta forma, se promovió el funcionamiento sistemas de calefacción de distrito, en sustitución de los sistemas individuales, para suministrar calor a menor coste (AIGUASOL, 2011).

Los sistemas basados en redes de distrito para la distribución de calor y/o frío tienen como objetivo ofrecer un servicio de climatización (frío y calor) y agua caliente sanitaria a los ocupantes de los distintos edificios de la zona provista por una red, garantizando una mejor eficiencia energética y calidad de servicio que el que se obtiene con instalaciones individuales.

Los usuarios pueden ser residentes, edificios de empresas (comercios, oficinas, hoteles), edificios de equipamientos (escuelas, hospitales), administración pública, etc. Estos sistemas producen energía térmica en unas instalaciones centralizadas, y la distribuyen hasta los múltiples usuarios mediante un conjunto de tuberías aisladas, generalmente subterráneas, a través de un fluido que puede ser vapor, agua caliente y/o agua fría.

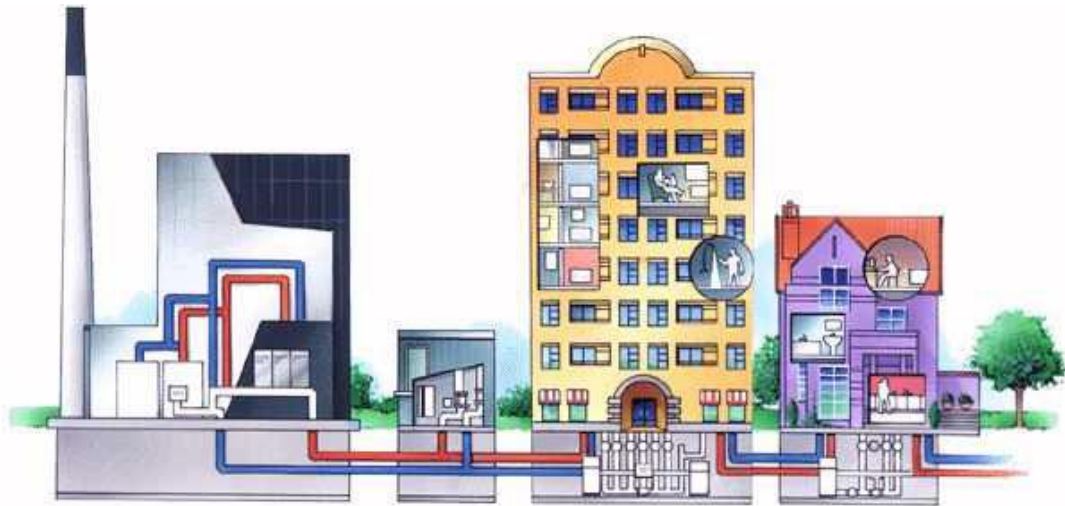


Figura A1. 5: Esquema del sistema de calefacción de distrito (AIGUASOL, 2011).

Las redes de distrito, por un lado, mejoran la eficiencia energética del sector servicios y edificación al ofrecer sistemas de climatización más eficientes que la suma de las pequeñas calderas descentralizadas y, de este modo, consiguen que se reduzca la intensidad energética de la demanda. Por otro lado, permiten que aumente el uso de las energías renovables y la generación energética más eficientes, y se reduce, así, la emisión de carbono de la oferta energética del territorio. El factor de escala permite disponer de tecnologías que controlan mucho mejor las emisiones al ambiente.

A pesar de las ventajas de las redes de distrito, su implantación en España es todavía incipiente si se compara con otros países que, incluso, tengan la misma climatología.

Desde el punto de vista de los propietarios o gestores de edificios, las redes de distrito modernas ofrecen beneficios económicos y técnicos. Reducen los gastos de funcionamiento y mantenimiento relacionados con las calderas y las máquinas enfriadoras en cada edificio, al mismo tiempo que el productor de la red de distrito puede ofrecer al consumidor servicios energéticos más eficientes. Dicho de otro modo, las empresas que trabajan con redes de distrito pueden ser consideradas actores importantes en el futuro de los servicios energéticos.

Dichas redes aportan flexibilidad de combustible para el futuro, facilitando la integración de nuevas fuentes renovables y con bajos niveles de emisiones de CO_2 , a diferencia de las instalaciones individuales donde tal integración es más complicada. Esto genera una situación de competencia entre las diferentes fuentes de calor y combustibles, ofreciendo una nueva oportunidad de negocio para las empresas operadoras del sistema y de servicio para los consumidores que se conecten a la red.

La actual necesidad social, económica, política y medioambiental para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero supone que cada vez haya un mayor movimiento a través de la legislación y, consecuentemente, de configuración de nuevos mercados donde la eficiencia energética sea el eje fundamental. Como tal, las redes de distrito son una solución viable técnica y económicamente.

A continuación, se resumen las principales ventajas de los sistemas de calefacción de distrito frente a las pequeñas instalaciones:

- Simplicidad de instalaciones --> La conexión a la red permite eliminar las calderas o bombas de calor individuales, siendo únicamente necesaria una subestación de intercambio de energías (intercambiadores, sistema de regulación de bombas y contadores de energía) entre las redes del sistema centralizado (redes primarias) y los circuitos interiores del edificio (circuitos secundarios).
- Mayor eficiencia ---> La generación del calor necesario se realiza con mayor eficiencia, gracias a la utilización de equipos de mayor tamaño, y menor impacto ambiental para la misma cantidad de energía producida. Permite obtener unos costes de producción inferiores, por lo que se puede disponer de un servicio a un coste inferior que el sistema convencional.
- Integración de diversas fuentes energéticas ---> El sistema de producción puede utilizar una mayor variedad de fuentes energéticas, ya sean de origen fósil (gas natural, gasóleo, etc.), renovable (solar, biomasa, biogás, etc.), cogeneración, calor de baja temperatura extraído del ciclo de vapor de centrales térmicas, calor residual de procesos industriales o calor procedente del tratamiento de residuos urbanos.
- Menor potencia requerida ---> Al tener el sistema centralizado dando servicio para un elevado número de viviendas, el factor de simultaneidad disminuye, por lo tanto, la potencia instalada que se requiere es menor.
- Menores costes ---> Se consigue que el coste de los equipos por unidad de capacidad instalada disminuya debido a las economías de escala, así como obtener menores precios en la compra de combustible o electricidad.
- Menor impacto ambiental ---> Se eliminan de los edificios los fluidos refrigerantes y los impactos de ruido y vibraciones, además, se asegura una gestión óptima del sistema al estar controlado por personal técnico capacitado.

En el año 2010, diversas empresas del sector de redes de distribución de calor y frío formaron una entidad para promover y defender la imagen y el prestigio del sector de redes de calor y frío. Dicha asociación recibe el nombre de Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío (ADHAC).

En 2011, y con el IDAE como colaborador, ADHAC decidió comenzar la elaboración de un censo de redes de calor y frío instaladas en España. Los últimos datos de los que se disponen son de 2016, año en el que se localizaron 330 redes, de las cuales 306 censadas (Figura A1.6). Suponen más de 550 kilómetros de redes, dan servicio a más de 4000 edificios y generan un ahorro del 82 % en consumo de combustibles fósiles y de 180.000 toneladas de CO_2 al año.

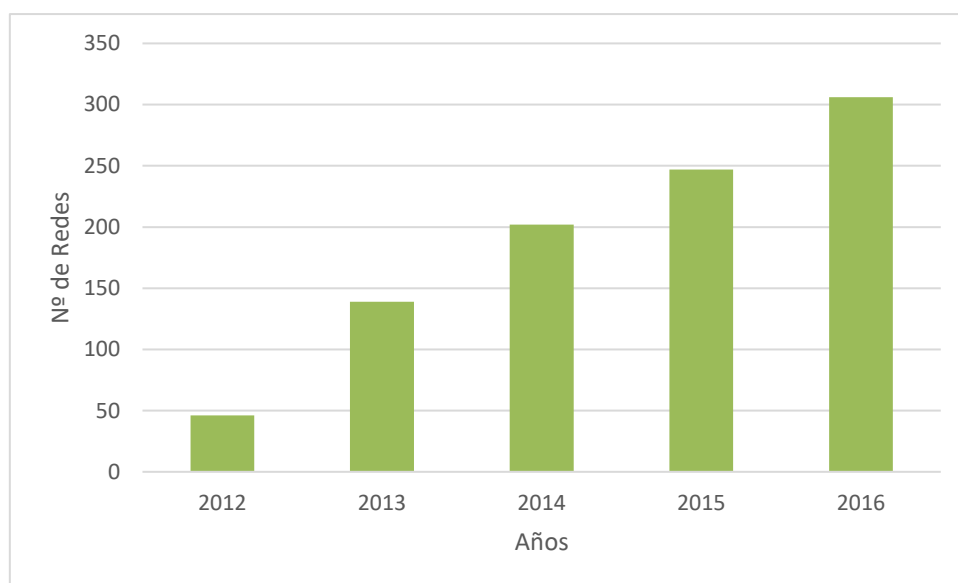


Figura A1. 6: Evolución del número de redes de calor y frío de distrito en España desde la creación del censo (ADHAC, 2016).

En el siguiente gráfico (Figura A1.7) se presenta el reparto de redes por Comunidades Autónomas. Destaca Cataluña con 103 redes (33% de las redes de España), seguida por Castilla y León con 44 (14 %), Navarra con 32 (10 %) y Madrid y País Vasco con 26 cada uno (8,5 % respectivamente). En Aragón hay 12 redes, apenas el 4% del total nacional. A lo largo de los cinco años de los que se tienen datos, ha habido un incremento de las redes de distrito en la mayoría de las Comunidades Autónomas.

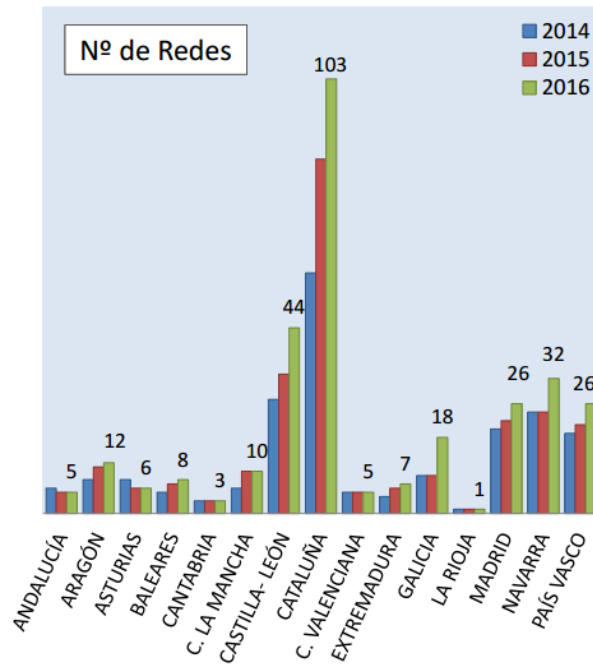


Figura A1. 7: Distribución geográfica de las redes de calor y frío de distrito en España entre 2014 y 2016 (ADHAC, 2016).

Por potencia instalada (Figura A1.8) vuelve a destacar Cataluña con 36 MW (35,8 % de los 1.219 MW totales instalados en España), Madrid pasa al segundo puesto con 316 MW (26 %). Le siguen Navarra con 144 (12 %), Castilla y León con 79 MW (6,5 %) y País Vasco con 73 MW (6 %). En Aragón, la potencia instalada son 42 MW, lo que equivale al 3,5 %.

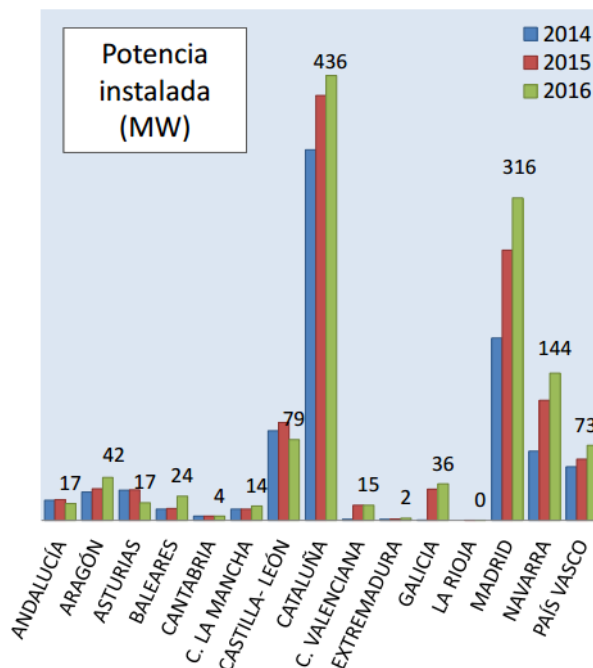


Figura A1. 8: Distribución geográfica por potencia instalada de las redes de calor y frío de distrito en España entre 2014 y 2016 (ADHAC, 2016).

El tipo de redes de distrito predominantes son las de calor. Suman un total de 277 redes, lo que supone el 90 % de las redes censadas en España. Tal y como muestra la Figura A1.9, el 10 % restante se reparte entre redes de calor y frío, 26 (9 %), y redes de frío, 3 (1 %).

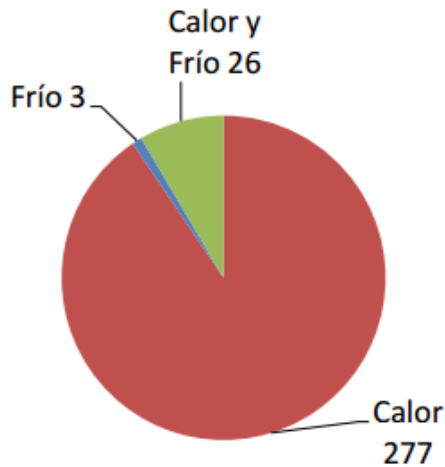


Figura A1. 9: Nº de redes de distrito en España por tipo de suministro (ADHAC, 2016).

En cambio, según potencia instalada, las redes de calor y frío con 717,8 MW (59 %) superan a las redes de calor con 494,3 MW (40,4 %), como se puede observar en la Figura A1.10. Las redes de frío apenas llegan al 1 % con 6,9 MW de potencia instalada.

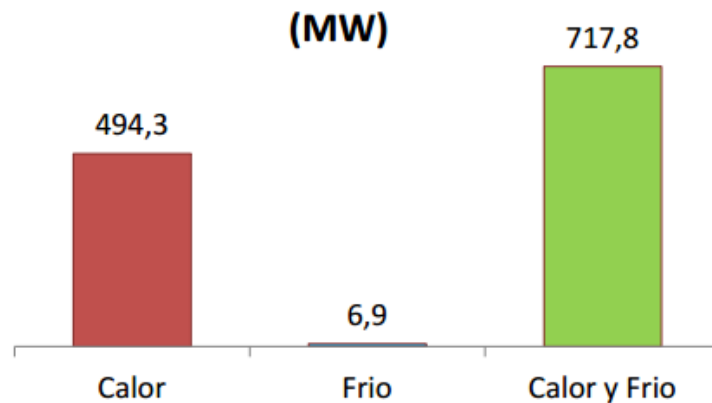


Figura A1. 10: Potencia instalada de las redes de distrito en España en función de su generación (ADHAC, 2016).

De las redes registradas, el 8% están destinadas a la industria, 69% al sector terciario y 23% a viviendas. Este reparto se puede ver en el gráfico de la Figura A1.11.

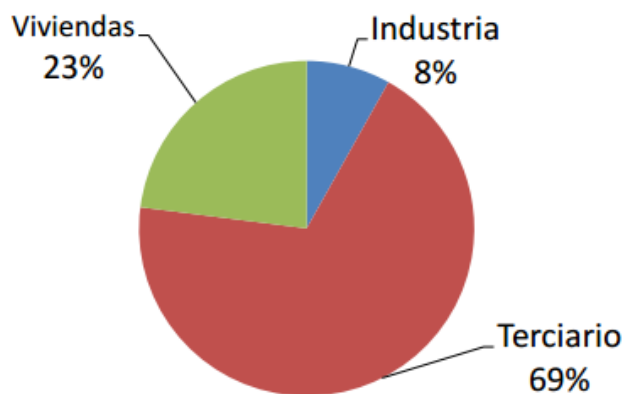


Figura A1. 11: Reparto de las redes de distrito en España en función de su destino (ADHAC, 2016).

En términos de potencia, las redes destinadas exclusivamente a la industria cuentan con el 21%, las del sector terciario con el 48% y las de viviendas con el 31%. Este reparto se puede ver en el gráfico de la Figura A1.12.

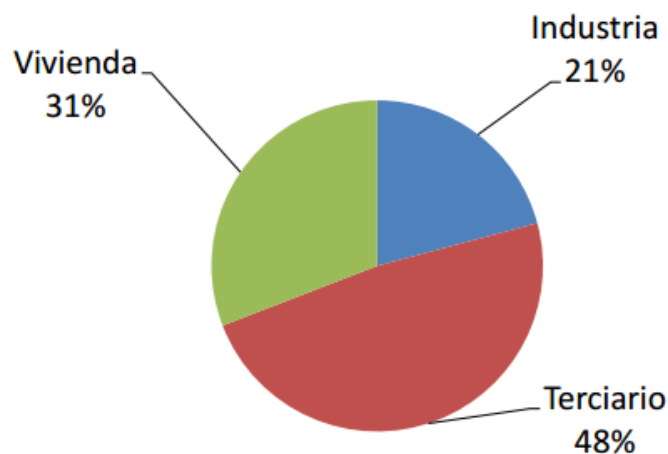


Figura A1. 12: Reparto de la potencia instalada de las redes de distrito en España en función de su destino (ADHAC, 2016).

Respecto a la titularidad de las redes, el informe indica que el 47 % de las redes españolas son públicas, el 48 % son privadas y el 5 % restante son mixtas. A partir de estos datos, se puede entender que es necesario un apoyo por parte de la administración para la instalación de redes de distrito, especialmente en el caso de redes de grandes dimensiones que necesitan una gran inversión y uso de suelo público para la distribución. Por potencia instalada, las públicas representan el 21 %, las privadas el 37 % y las mixtas el 42 %.

La mayoría de las redes, 225 de las 306 redes censadas, aprovechan la facilidad de integración de energías renovables (biomasa) con la que cuentan los sistemas centralizados. El resto de redes consumen gas natural (41 redes), gasoil (10), electricidad (3) o varias fuentes (27) (ADHAC, 2016). Este reparto se puede ver en el gráfico de la Figura A1.13.

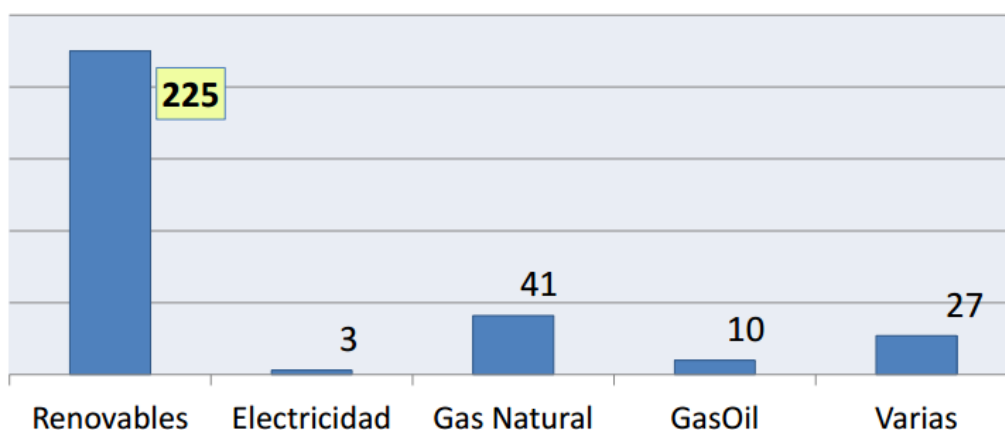


Figura A1. 13: Número de redes de distrito censadas en España por tipo de energía consumida (ADHAC, 2016).

Por potencia instalada, el gas natural supone un 47,4 % del consumo, las energías renovables un 31,4 %, la electricidad un 18,8 % y el gasoil un 2,4 % (Figura A1.14). Respecto a años anteriores, ha aumentado el consumo de renovables y disminuido el de electricidad, mientras que el consumo del resto de fuentes de energía se ha mantenido estable.

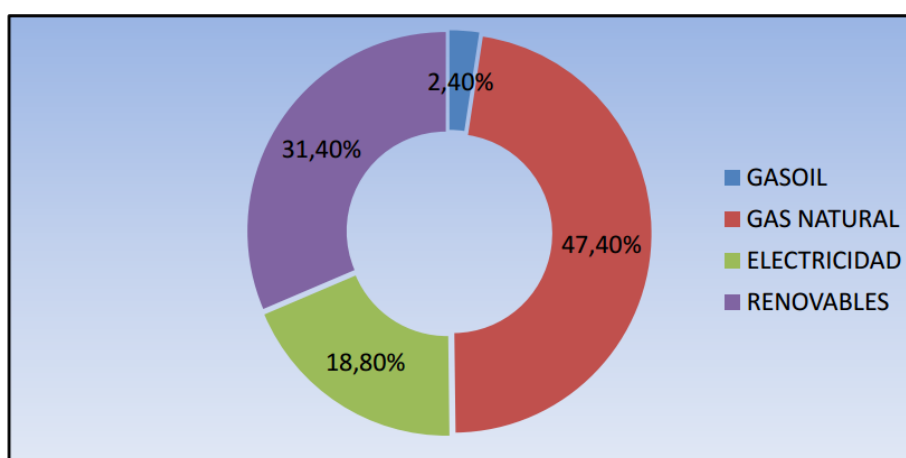


Figura A1. 14: Tipo de Energía consumida por Potencia Instalada en redes de distrito en España (ADHAC, 2016).

Bomba de calor

Desde un punto de vista termodinámico se podría afirmar que el calor no es algo que exista o se pueda acumular. Lo que existe y se puede acumular es la energía que poseen las sustancias debido a encontrarse en un estado o nivel térmico determinado. Es el intercambio energético que se produce entre dos cuerpos o sustancias que se encuentran a diferente temperatura o estado a lo que se llama calor o transmisión de calor.

La Termodinámica postula que el calor se transfiere de forma espontánea desde un medio con un nivel térmico superior a uno de nivel térmico inferior, sin el requerimiento de ningún dispositivo. Sin embargo, el proceso inverso no puede ocurrir de manera espontánea, es decir, por sí mismo. La transferencia de calor desde un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura mayor requiere dispositivos especiales.

Una bomba de calor es un dispositivo termodinámico cíclico que recoge calor de un medio, aire (principalmente), agua o tierra, para transferirlo hacia otro de nivel térmico mayor con el objetivo de calentarlo. Esto se consigue utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña, lo que supone una ventaja frente a otros sistemas que no tienen la capacidad para aprovechar la energía existente en el ambiente, ya que se logra una aportación de energía eléctrica considerablemente menor.

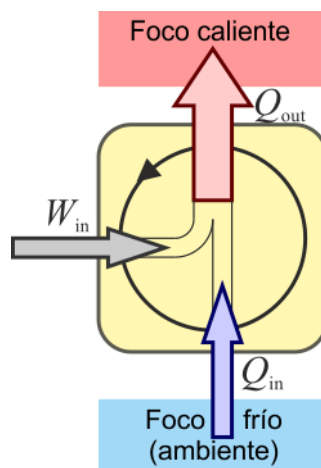


Figura A1. 15: Esquema ciclo bomba de calor.

Una máquina frigorífica es un dispositivo cíclico que transfiere energía térmica desde una región de baja temperatura hasta otra de alta temperatura, gracias al trabajo aportado desde el exterior.

En realidad, ambos son, en esencia, los mismos dispositivos, que solo difieren en sus objetivos. La máquina frigorífica tiene como objetivo extraer calor de un espacio frío, para mantener su baja temperatura, transfiriéndolo o desechándolo en otra zona de mayor temperatura. El objetivo de una bomba de calor es aportar calor a un espacio para mantenerlo caliente, tomándolo de una fuente de baja temperatura, como el aire exterior frío o el agua de un pozo.

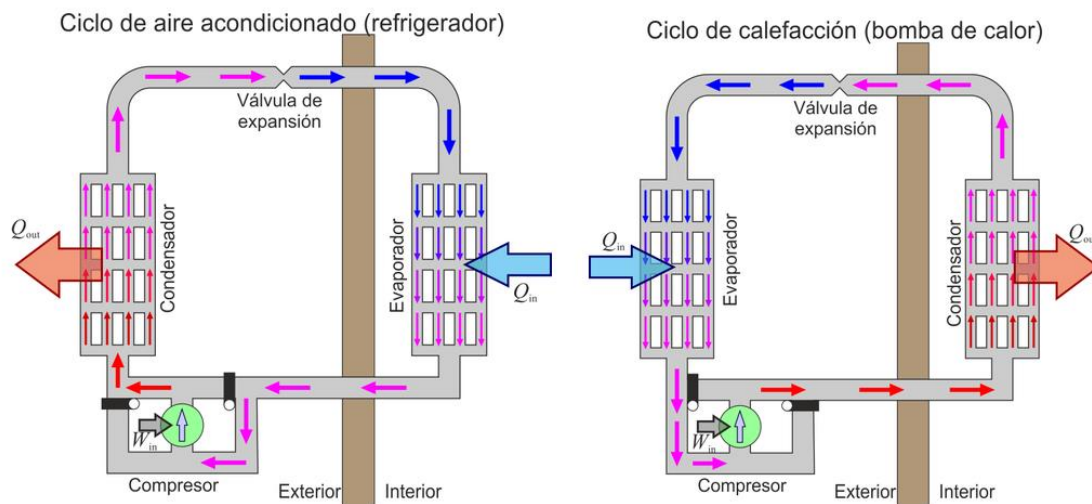


Figura A1. 16: Representación de ciclos de aire acondicionado y de calefacción.

En el trabajo aquí presentado, la bomba de calor con la que se trabaja es capaz de operar en ambos sentidos, como si de un cambio de polaridad se tratara. Esto permite alcanzar los objetivos de las dos máquinas.

Lo fluidos de trabajo utilizados en estos ciclos se llaman refrigerantes o fluidos frigorígenos, que en distintas partes de la máquina sufren transformaciones de presión, temperatura y fase (líquida o gaseosa), y mediante las cuales se realiza la transferencia de energía.

Los componentes básicos de una bomba de calor son:

- Compresor: Máquina alimentada mediante energía eléctrica que comprime el refrigerante con el fin de aumentar su presión y temperatura antes de pasar al condensador.
- Condensador: Elemento de intercambio térmico en el que el refrigerante condensa a una temperatura mayor que la del foco caliente, cediéndole calor a este.
- Válvula de expansión: Dispositivo que disminuye la presión del refrigerante antes de pasar por el evaporador.
- Evaporador: Elemento de intercambio térmico en el que el refrigerante se evapora a una temperatura menor que la del foco frío, extrayendo calor de este.

Para hacer una bomba de calor reversible, se puede actuar de dos maneras: La primera consiste en añadir a la máquina una válvula inversora de cuatro vías. La válvula es eléctrica, es decir, accionada por un solenoide. Esta válvula se intercala en el circuito frigorífico y se manda, generalmente, con un conmutador invierno-verano. Al accionar la válvula se cambia el sentido de circulación del fluido frigorífico, de forma que el evaporador se transforma en condensador y a la inversa.

La segunda manera de lograr la reversibilidad de la bomba se basa en generar una inversión del ciclo en el lazo hidráulico.

La reversibilidad de la máquina no supone ningún problema, salvo el número de horas de funcionamiento, que lógicamente será muy superior al de cualquier máquina de una sola función.

El objetivo de la función de calefacción de la bomba de calor es mantener la temperatura interior de una vivienda o edificio por encima de la temperatura ambiente, o proporcionar calor a determinados procesos industriales que tienen lugar a temperatura elevada. Mientras, el objetivo de la función de refrigeración de la bomba de calor es justo lo opuesto; mantener la temperatura interior de la vivienda o edificio por debajo de la temperatura ambiente.

Las bombas de calor reversibles más comunes son por compresión de vapor, y se han adaptado bien a las aplicaciones de calefacción y refrigeración, utilizándose cada vez más para esta finalidad. Otro tipo de bombas de calor, como las de absorción, están más orientadas a aplicaciones industriales, aunque también se está estudiando su utilización para calefacción.

La bomba de calor basa su funcionamiento en el ciclo de Rankine inverso. El objetivo del ciclo de calefacción es ceder calor, Q_{out} , al foco caliente. En el caso del sistema de calefacción correspondería al espacio interior, mientras que en el caso de refrigeración correspondería al espacio exterior, siempre con la finalidad de dotarla de una mayor temperatura. En situación estacionaria, la cantidad de energía proporcionada al foco caliente mediante transferencia de calor es la suma de la energía cedida al fluido de trabajo (refrigerante) por el foco frío, Q_{in} , y el trabajo neto aportado al ciclo, W_{neto} (Ecuación 1.1):

$$Q_{out} = Q_{in} + W_{neto} \quad (1.1)$$

La bomba de calor no genera energía, únicamente la transporta de una región fría a otra más caliente. En este cometido, se obtienen rendimientos superiores al 100%. Para evitar la confusión que esto podría suponer, en este tipo de máquinas el concepto de rendimiento toma el nombre genérico de “eficiencia”.

Evidentemente, en las máquinas reversibles habrá dos coeficientes de eficiencia; uno como bomba de calor y otro como máquina frigorífica, conocidos en la práctica como *COP* y *EER* respectivamente, siendo calculados de manera diferente para calefacción y refrigeración. En el primer caso de la bomba de calor el coeficiente de eficiencia se denomina *COP*, acrónimo de *Coefficient of Performance*, mientras que en el segundo caso es denominado como *EER*, acrónimo de *Energy Efficiency Ratio*.

El coeficiente de operación, *COP*, de todo ciclo de bomba de calor se define como la relación entre el calor depositado en el foco caliente y el trabajo neto necesario para conseguir este efecto (Ecuación 1.2):

$$COP = \frac{Q_{out}}{W_{neto}} \quad (1.2)$$

El ratio de eficiencia energética, *EER*, de todo ciclo de bomba de calor se define como la relación entre el calor extraído en el foco frío y el trabajo neto necesario para conseguir este efecto (Ecuación 1.3):

$$EER = \frac{Q_{in}}{W_{neto}} \quad (1.3)$$

Una cuestión muy importante a tener en cuenta en el funcionamiento de la bomba de calor es la diferencia de temperatura entre los focos. La razón de ello es que unos valores muy distanciados entre las temperaturas del foco caliente y frío provocan que el rendimiento de la bomba disminuya. Esto significa que aquellas bombas que trabajen con aire atmosférico exterior como foco (foco frío para calefacción y foco caliente para refrigeración) van a consumir mayor energía eléctrica, o incluso van a necesitar algún sistema de apoyo auxiliar (calentadores de resistencia eléctrica, o un horno de gas o petróleo) para proporcionar calefacción o frío los días en los que la temperatura ambiente es muy extrema. Por ello, resulta conveniente buscar un foco que pueda mantener una temperatura más estable durante todo el año, como pueden ser el terreno y el agua del subsuelo. De esta forma se consiguen temperaturas de foco frío para calefacción más elevadas, al mismo tiempo que se logran temperaturas de foco caliente para refrigeración más reducidas. Así, se obtienen diferencias de temperaturas menores para la bomba de calor, y por tanto rendimientos de operación relativamente altos, sin importar lo baja que sea la temperatura del ambiente.

Como se ha enunciado anteriormente, las principales fuentes de energía térmica son el aire atmosférico (sistemas aire-aire), el agua y el suelo, siendo la primera de ellas la más común.

El mayor problema de los sistemas que emplean el aire como foco frío es la formación de escarcha, que tiene lugar en climas húmedos cuando la temperatura desciende por debajo de 2 a 5 °C. La acumulación de escarcha en los serpentines del evaporador genera mayor resistencia a la transferencia de calor, por lo que resulta un impedimento para el correcto funcionamiento del intercambiador. Para poder descongelarla es necesario invertir el ciclo, lo que origina una reducción en la eficiencia del sistema.

Acoplando la bomba de calor al terreno se consigue una mayor reducción de la demanda de energía primaria debido a que, durante la mayor parte del tiempo, el suelo posee condiciones de temperatura más favorables que el aire. A pesar de ser una tecnología ampliamente implantada en la mayoría de los países del norte de Europa y América (Sanner, Karytsas, Mendrinós, & Rybach, 2003), las instalaciones de bomba de calor acoplada al terreno son de reciente aplicación en las zonas mediterráneas. Los sistemas cuyo foco frío es el suelo requieren una gran tubería situada bajo el suelo a cierta profundidad donde la temperatura se mantiene relativamente constante.

Los sistemas que utilizan el agua como fuente suelen abastecerse con agua subterránea a profundidades de hasta 80 metros en el intervalo de temperaturas entre 5 y 18 °C, lo que provoca que no tengan problemas de formación de escarcha. En general poseen coeficientes de operación más elevados, aunque son algo más complejos y requieren fácil acceso a un gran depósito de agua, como el agua subterránea.

Así pues, las bombas de calor pueden clasificarse en función de sus focos caliente y frío. Tomando como primer término el medio al que está conectado el foco externo y como segundo el medio del foco interior, serán: aire-aire, aire-agua, agua-agua y agua-aire.

Otra manera de clasificar la bomba de calor es según su construcción:

- Compacta: Todos los elementos que la componen se encuentran alojados dentro de una misma carcasa.

- Split o partida: Constituida por una unidad exterior, en la que se alojan el compresor y la válvula de expansión, separada de una unidad interior para evitar ruidos y vibraciones en el interior de los edificios.
- Multi split: Constituida por una unidad exterior y varias unidades interiores.

Además, la tipología según su funcionamiento las clasifica en:

- Reversibles: Incorporan una válvula inversora de ciclo, o válvula de 4 vías, que permite invertir el sentido del flujo de refrigeración, transformando el condensador en evaporador y viceversa, de modo que pueden funcionar como calefacción o como refrigeración.
- No reversibles: Únicamente funcionan en ciclo de calefacción.

Las bombas de calor, por lo general, resultan más costosas que otros sistemas de calefacción cuando se adquieren y se instalan, pero a la larga ahorran dinero en algunas áreas ya que reducen el costo de calefacción. Por ello, a pesar de sus costos iniciales relativamente más altos, las bombas de calor experimentaron un fuerte crecimiento hasta 2008, a partir de entonces, debido a la crisis económica y la menor construcción de viviendas, su crecimiento ha ido dando altibajos.

Sistemas de almacenamiento térmico

La naturaleza intermitente de las fuentes de energías renovables las coloca en clara desventaja frente a los combustibles fósiles. Los combustibles fósiles son en esencia almacenables, pudiéndose ajustar oferta y demanda energética. Por consiguiente, es preciso conseguir métodos de almacenamiento energético eficientes y económicos para poder aspirar a un futuro energético basado principalmente en recursos renovables.

Un sistema de almacenamiento térmico (sus siglas en inglés, TES) no es más que un sistema de acumulación de energía térmica. Su función no es solo el aprovisionamiento de energía térmica, sino también cederla cuando sea necesario, llegando a trabajar como una fuente de energía adicional (Dinçer & Rosen, 2010).

Los sistemas de almacenamiento térmico tienen el potencial de incrementar el uso efectivo de la energía térmica y de facilitar el control de la producción térmica a gran escala. Suelen emplearse cuando existe una falta de concordancia entre demanda y producción de energía.

Si se recuerdan las demandas de calefacción, ACS y refrigeración (Figuras 1.1 y 1.2), estas presentaban unos comportamientos muy irregulares a lo largo del año. Gracias a estos dispositivos es posible reducir la potencia requerida por la bomba de calor, dado que ya no sería necesario alcanzar los valores de los picos de demanda debido al complemento energético por parte del sistema de almacenamiento térmico. Todo ello resulta en un funcionamiento más homogéneo de la instalación, así como facilitar un ajuste entre producción y demanda.

Sin embargo, estos acumuladores no presentan unas condiciones de operación ideales, ya que sufren pérdidas de calor al ambiente que son proporcionales a la superficie exterior del acumulador. Por tanto, cuanto mayor es el volumen del sistema, mayor es la energía térmica acumulada, pero también lo son las pérdidas.

Si se analiza más a fondo es fácilmente detectable que a pesar de que las pérdidas puedan ser mayores a medida que aumentamos el volumen del acumulador, las pérdidas relativas de calor tienen un comportamiento totalmente contrario. Esto es así porque el ratio superficie/volumen es menor a medida que el volumen aumenta, y por tanto estas pérdidas relativas son menores.

Además, gracias a esta relación superficie volumen, el coste de construcción de los acumuladores por unidad de volumen se reduce al aumentar su tamaño (Schmidt, Mangold, & Muller-Steinhagen, 2004). Por ello interesa agrupar un elevado número de viviendas para construir grandes sistemas de almacenamiento que puedan abastecer sus necesidades de acumulación. De este modo, se conseguirán sistemas más económicos y con menores pérdidas.

Es importante destacar que estos dispositivos de almacenamiento térmico han estado muy presentes en las instalaciones solares termoeléctricas, debido a la falta de coincidencia entre las horas de máxima radiación solar con los períodos de mayor demanda energética. Diariamente, el pico de consumo energético tiene lugar en horas posteriores a la puesta de sol. Los sistemas de almacenamiento pueden ayudar a solventar parcialmente este problema, proveyendo al bloque de potencia de la energía almacenada durante el día en períodos de nubes o nocturnos (Almagro, 2012). No obstante, los TES no solo están ligados a sistemas solares, sino también a sistemas de refrigeración, por ejemplo en electrónica para reducir los picos de electricidad (Yu, 2008). El almacenamiento de frío presenta claras ventajas como la

obtención de bajas temperaturas sin máquinas frigoríficas, por lo que se precisa menor energía primaria (Skogsberg & Nordell).

Dependiendo del volumen de acumulación, los sistemas de almacenamiento térmico se clasifican en:

- Acumulación: El sistema se caracteriza por un volumen capaz de atender cualquier valor de demanda punta con el agua acumulada, incluida la punta.
- Semiacumulación: El sistema solo es capaz de suministrar una parte de la demanda, necesitando la ayuda de la producción para cubrir la punta completa.

Existen tres mecanismos térmicos para acumular energía:

- Calor latente: La acumulación térmica involucra un cambio de fase.
- Calor sensible: La acumulación térmica involucra un aumento de temperatura sin cambio de fase.
- Termoquímico: Esta técnica aprovecha reacciones químicas endotérmicas reversibles que requieren energía térmica para que se produzcan. Cuando se activa la reacción exotérmica reversible, la energía térmica es liberada.

Calor latente

El calor latente es la energía requerida por una cantidad de sustancia para cambiar de fase (sólido a líquido, o líquido a gaseoso). De ese modo, el almacenamiento latente se realiza mediante materiales que cambian de fase dentro de un rango operativo de temperaturas.

El fenómeno de cambio de fase puede ser transición del tipo sólido-sólido, líquido-vapor y sólido-líquido, siendo esta última la más empleada. Esto es debido a que las sustancias que lo presentan pueden tener entalpías de cambio de fase relativamente elevadas con bajos índices de expansión volumétrica, lo que genera un mayor calor intercambiado.

La cantidad de energía almacenada viene dada por la Ecuación 1.4:

$$Q = m * (c_{ps} * (T_f - T_s) + h + c_{pl} * (T_l - T_f)) \quad (1.4)$$

Donde c_{ps} y c_{pl} son los calores específicos medios en las fases sólidas y líquidas respectivamente, h es la entalpía de cambio de fase, T_f es la temperatura de fusión, T_s es la temperatura del sólido y T_l es la temperatura del líquido (Moran & Shapiro, 2004)

Estos dispositivos se basan en el aprovechamiento del calor intercambiado en el cambio de fase de unos materiales denominados PCM (de sus siglas en inglés, Phase Change Materials) como efecto útil de almacenamiento. Lo característico de estos PCM es que permiten almacenar una mayor cantidad de calor en un mismo volumen, logrando una mayor densidad de energía almacenada, y por tanto reducir el volumen de almacenamiento necesario para una determinada cantidad de energía térmica (Hasnain, 1998).

Es importante destacar que se permite almacenar esta energía en un intervalo relativamente pequeño de temperatura y, posteriormente, devolverla a temperatura constante o en un pequeño intervalo de temperaturas. El almacenamiento de calor latente es por tanto un proceso casi isoterma, lo que puede suponer una mejora sustancial de la cantidad de energía almacenada en comparación a un sistema de almacenamiento de calor sensible en el mismo rango de temperaturas.

El cambio de fase líquido-sólido es el más utilizado de todos. La razón de ello es que las sustancias que lo poseen presentan elevadas entalpías de cambio de fase, al mismo tiempo que muestran reducidas variaciones en su volumen.

La incorporación de estos materiales está condicionada en parte por su elevado precio, aunque cada vez son más los fabricantes que consiguen abaratar sus costes mediante la comercialización de sustancias no puras o mezclas. Este tipo de almacenamiento está en fase de expansión debido a la incorporación progresiva de nuevos materiales con diferentes propiedades y temperaturas de cambio de fase (Cabeza, Fernández, & Barrineche, 2015).

Además de la ya comentada elevada densidad energética de los sistemas de almacenamiento por calor latente, otra gran ventaja de estos sistemas es la temperatura de trabajo. Al no aumentar la temperatura con el almacenamiento energético, tampoco aumentan las pérdidas de energía que derivarían de ese aumento de temperatura. Se puede por tanto seleccionar un material que cambie de fase a la temperatura que más interese.

Sin embargo, a pesar de que el interés en este tipo de sistemas crece a un ritmo presuroso, aún quedan importantes obstáculos a salvar. La mayor parte de los PCM tienen una baja conductividad térmica, lo cual conduce a bajos ratios de carga/descarga del sistema.

Las principales dificultades técnicas que frenan la aplicación a escala comercial de los sistemas con PCM son la baja conductividad térmica y los depósitos de sólidos en las superficies de intercambio, fruto de un cambio de fase incompleto en parte del material.

Para mejorar la conductividad térmica de los sistemas de almacenamiento con PCM pueden tomarse medidas como mejorar el intercambio de calor utilizando la transferencia de masa (lo cual sólo es posible cuando el material de almacenamiento se encuentra en estado líquido), o mejorar la conductividad térmica del medio de almacenamiento mediante la inclusión de materiales de alta conductividad. El material más comúnmente utilizado para este fin es el grafito. Los medios de almacenamiento producto de la combinación de materiales de cambio de fase con grafito suele tener una conductividad térmica en torno a 5-10 W/m*K, mientras que los materiales de cambio de fase comerciales presentan unos valores de la conductividad térmica dentro del rango de 0.2-0.8 W/m*K (Almagro, 2012).

Los materiales más comunes de cambio de fase líquido-sólido, dentro del rango de temperaturas de 20 a 80 °C, son las ceras de parafina, las sales hidratadas, las mezclas eutécticas y los ácidos grasos. Las sales hidratadas son más baratas que las ceras de parafina, además de tener un calor latente doblemente mayor. Sin embargo, su temperatura de fusión es baja, por lo que puede resultar inapropiada para muchas aplicaciones y presentar corrosión en contacto con metales. Las mezclas eutécticas están formadas por dos componentes con punto de fusión más bajo que el que poseen individualmente, esto permite que la mezcla alcance el punto de congelación más bajo posible y ambos solidifiquen a esa temperatura eutéctica. Los ácidos grasos poseen un calor latente similar al de las ceras de parafina, aunque son más caros.

En la actualidad no se ha desarrollado este tipo de almacenamiento en una planta a escala comercial debido a las dificultades técnicas anteriormente mencionadas. No obstante, es remarcable el creciente esfuerzo científico para alcanzar una base de conocimiento consolidada de esta tecnología.

Calor sensible

El calor sensible es aquel que recibe un cuerpo o sustancia provocando que aumente su temperatura sin afectar a su estructura molecular ni, por lo tanto, a su estado.

En general, la cantidad de calor necesaria para calentar o enfriar un cuerpo es directamente proporcional a la masa del cuerpo y a la diferencia de temperaturas.

La cantidad de energía introducida viene dada por la siguiente Ecuación 1.5:

$$Q = m * c_p * \Delta T \quad (1.5)$$

Los sistemas de almacenamiento por calor sensible se basan en el principio según el cual la fase del material energético que se almacena no cambia durante la transferencia de calor. El almacenamiento se lleva a cabo aumentando la temperatura del medio de almacenamiento; por ello, es necesario que dicho medio tenga una capacidad térmica elevada, estabilidad a largo plazo bajo la oscilación térmica, compatibilidad con sus contenidos y un bajo coste. El almacenamiento sensible puede clasificarse en función del medio de sistemas de almacenamiento como almacenamiento en medio sólido y en medio líquido. Este último es el único probado y desarrollado a escala comercial. El 100% de los sistemas de almacenamiento térmico existentes en el mundo utiliza esta tecnología (Moran & Shapiro, 2004).

Una forma común de almacenar el calor es en tanques de agua o en lechos de piedra. El agua tiene muchas ventajas como material de almacenamiento: es barato, disponible fácilmente, no tóxico y tiene buenas propiedades físicas (elevada capacidad de almacenamiento de energía térmica, alta conductividad térmica, etc.). Por ello, el agua se emplea a menudo en los sistemas de calefacción centralizados como fluido transportador de calor, así como material de acumulación térmica. También es habitual su uso en los sistemas de energía solar. Los materiales pétreos se utilizan generalmente en sistemas de acumulación nocturnos cuando el fluido transportador de calor es aire (Almagro, 2012).

El principal inconveniente del almacenamiento de energía mediante calor sensible es que a medida que aumenta la temperatura del material almacenado, aumentan las pérdidas energéticas. Por ello, ha de tenerse muy en cuenta el aislamiento del depósito que lo contiene con el fin de disminuir la transferencia de calor al exterior y así evitar grandes pérdidas de energía térmica. Cuanto mejor sea el aislamiento, habrá menores pérdidas, aunque el coste del depósito o tanque de almacenamiento será mayor.

Una manera de lograr una mayor eficiencia en el almacenamiento resulta ser el aprovechamiento de las condiciones favorables que ofrece el subsuelo. Es decir, la acumulación de energía térmica mediante el almacenamiento térmico subterráneo (UTES, del inglés Underground Thermal Energy Storage).

Antes de continuar, es necesario definir una serie de conceptos relacionados con esta temática para evitar cualquier tipo de confusión. En primer lugar, se denomina agua subterránea al agua que se encuentra por debajo de la superficie del suelo, en los distintos estados y relaciones de composición con la parte sólida y gaseosa. En cuanto a la formación geológica que contiene agua ocupando la totalidad de los vacíos, y que la transmite de un punto a otro en cantidades suficientes para permitir su desarrollo económico, esta recibe el nombre de acuífero. Se define como nivel freático o tabla de agua, en los acuíferos libres, al lugar geométrico de los puntos donde la presión hidrostática es igual a la presión atmosférica. Por encima del nivel freático los poros del suelo pueden contener aire o agua, por lo cual se la

llama zona de aireación. En la zona freática, por debajo de la tabla de agua, los intersticios están llenos de agua por lo cual se la llama también zona de saturación

Una vez comprendidos estos términos, se presentan los principales métodos de almacenamiento térmico subterráneo, según la International Renewable Energy Agency - Energy Technology Systems Analysis Programme (IRENA-ETSAP, 2013):

Almacenamiento en tanques de agua

Tank Thermal Energy Storage (TTES). Esta técnica consiste en el diseño de un tanque de almacenamiento de agua. A pesar de ser una tecnología cara, son los sistemas más usados, y cuenta con una gran versatilidad debido a la posibilidad de utilización en distintos rangos de temperaturas. Su volumen se diseña de acuerdo con las necesidades que debe cubrir, por lo que varía considerablemente según la instalación. Además, puede construirse enterrado en el suelo, semi-enterrado o directamente en el exterior. El material de construcción es generalmente hormigón armado, con forma cilíndrica y troncocónica en la parte superior. Las paredes se aíslan y se recubren de una capa de acero inoxidable o compuesto plástico reforzado con fibra de vidrio para asegurar la estanqueidad.

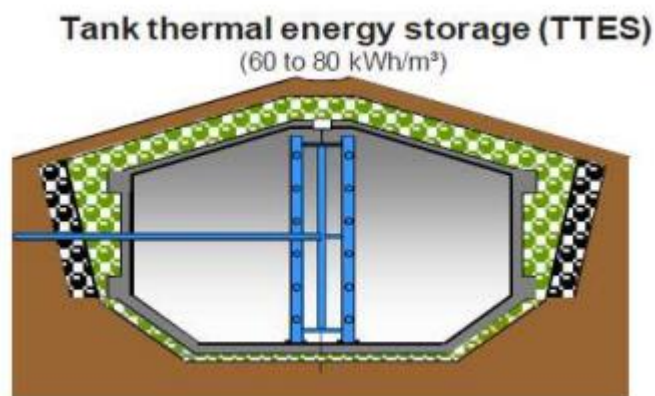


Figura A1. 17: Almacenamiento de energía térmica en tanque de agua (SDH).

En caso de almacenar aire caliente en lugar de agua, se utilizaría un lecho de grava como sistema de almacenamiento. La capacidad calorífica de un sistema de almacenamiento en grava es aproximadamente el 40 % de la del agua, por lo que sería necesario disponer de un volumen 2,5 veces superior para poder almacenar la misma cantidad de energía.

Almacenamiento en acuífero

Aquifer Thermal Energy Storage (ATES). Consiste en aprovechar el agua subterránea como medio de almacenamiento en un depósito natural. Es el método de acumulación más barato, aunque se ve influenciado por la normativa de cada país en referencia a la explotación de aguas subterráneas. Además, se debe dar el caso en el que el acuífero prescinda corrientes de agua subterránea y esté cerca de la producción. Este tipo de almacenamiento es empleado cuando el nivel freático se encuentra muy próximo a la superficie del terreno. Normalmente esta clase de tecnología opera de modo estacional. El agua subterránea extraída en verano es usada para refrigeración mediante transferencia de calor desde el edificio a dicha agua.

Después, esta agua subterránea calentada es inyectada nuevamente en el acuífero, generando un almacenaje de esta. En época invernal, la dirección del flujo es invertida de tal manera que el agua subterránea calentada sea extraída y usada para calefacción (a menudo combinada con una bomba de calor). Por tanto, el ATES utiliza el subsuelo como un almacenamiento temporal para regular variaciones estacionales en cuanto a la demanda de calefacción y refrigeración. A la hora de reemplazar sistemas tradicionales de calefacción y refrigeración (dependencia de fósil), el ATES puede servir como una alternativa de reducción de consumo de energía primaria y de emisiones asociadas de CO_2 .

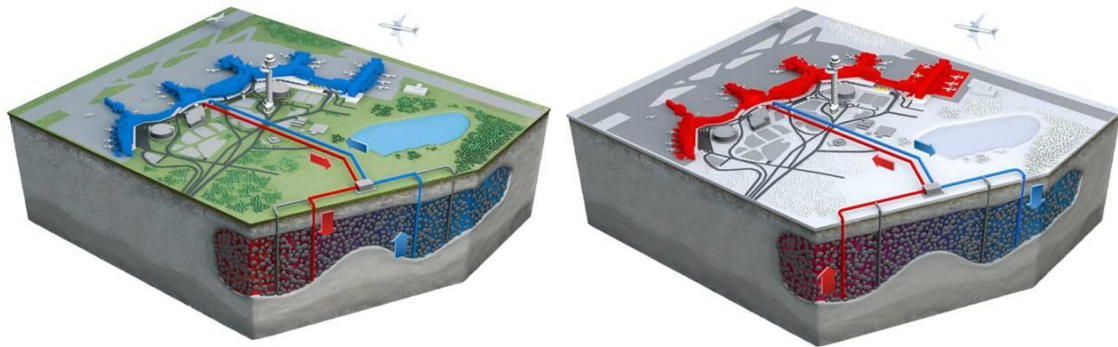


Figura A1. 18: Almacenamiento de energía térmica en acuífero. Esquema de funcionamiento en verano (izquierda) e invierno (derecha) (Underground-Energy).

Almacenamiento en perforaciones enterradas

Borehole Thermal Energy Storage (BTES). Esta técnica emplea intercambiadores de calor con las capas sólidas que forman el suelo. El motivo de colocar estos dispositivos sobre las capas es porque en ellas se va almacenando el calor, y posteriormente se extrae para el consumo. Para ello, se construyen e instalan unos tubos enterrados a una distancia de la superficie de al menos 30-100 metros para intercambiar calor con el terreno, que, a esas profundidades, mantiene una temperatura prácticamente constante. Requieren también el apoyo de pequeños tanques de agua que proporcionen un tiempo de respuesta rápido, puesto que el terreno presenta inercias térmicas elevadas. Los BTES son considerados una mejora frente a los sistemas geotérmicos convencionales de bomba de calor, ya que pueden alcanzar coeficientes de operación de entre 4 y 8, comparados con los *COP* de estos últimos que alcanzan valores de alrededor de 3,5.

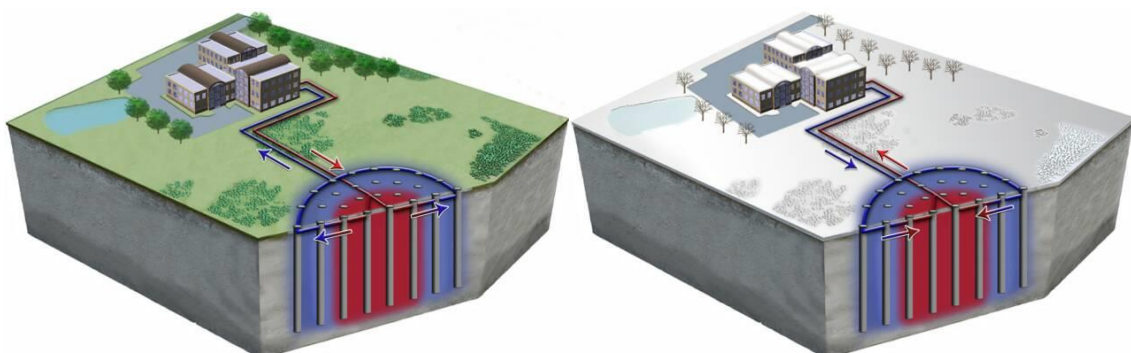


Figura A1. 19: Almacenamiento de energía térmica en perforaciones enterradas. Esquema de funcionamiento en verano (izquierda) e invierno (derecha) (Underground-Energy).

Almacenamiento en excavaciones en la tierra

Pit Thermal Energy Storage (PTES). Consiste en almacenar la energía en balsas de agua, para así reducir los costes de excavación. A su vez precisan de cubierta y paredes para aislarse. La energía térmica suele almacenarse en agua, por lo que la excavación también debe de estar impermeabilizada. Este sistema de almacenamiento supone menores costes de construcción respecto al TTES, sin embargo, cuenta con un mayor índice de pérdidas de calor, y mayores limitaciones de espacio que estos.

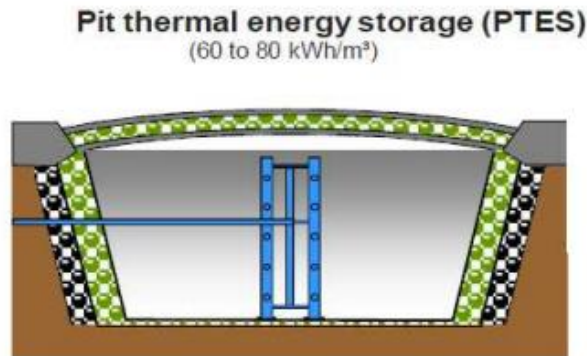


Figura A1. 20: Almacenamiento de energía térmica en excavaciones en la tierra (SDH).

Respecto a los sistemas de almacenamiento enterrados, no hay un diseño general, sino que cada uno se diseña específicamente para cada caso concreto según sus necesidades. Por tanto, cada instalación se hace a medida, aunque los componentes básicos sean productos industriales estándar.

Los sistemas de almacenamiento en acuífero pueden encontrarse en países europeos como Suecia, Bélgica, Alemania y, especialmente, los Países Bajos. En Noruega existen varias instalaciones de almacenamiento en perforaciones enterradas. Mientras que el almacenamiento en excavaciones en tierra se da en países del norte de Europa como Dinamarca, Suecia y Alemania (Bonte, Stuyfzand, & Van Beelen, 2011).

Termoquímico

Es el menos investigado y desarrollado hasta el momento, ya que solo ha sido probado en plantas piloto a pequeña escala en laboratorios. Sin embargo, es el que presenta un mayor potencial debido al calor liberado cuando se produce la reacción.

Este tipo de sistemas depende principalmente del calor procedente del campo solar para desarrollar reacciones químicas reversibles, por lo que el medio de almacenamiento ha de tener la habilidad de disociarse completamente en el rango de temperaturas del campo solar. Las reacciones que se dan en el período de carga son endotérmicas mientras que en los períodos de descarga se obtienen reacciones exotérmicas. La cantidad de energía almacenada depende principalmente del calor liberado en la reacción y el grado de conversión, dado por la Ecuación 1.6:

$$Q = m * a_r * \Delta h \quad (1.6)$$

Donde a_r es la fracción reaccionada y es Δh el calor de reacción por unidad de masa, siendo m la unidad de masa del medio de almacenamiento (Almagro, 2012).

El almacenamiento termoquímico presenta notables ventajas frente a los demás tipos de almacenamiento. Esto es debido a que los productos químicos tras la reacción de disociación presentan un potencial estimable, ya que pueden ser almacenados indefinidamente a temperatura ambiente, reduciendo considerablemente las pérdidas térmicas. Además, los procesos exotérmicos ocurren a temperatura constante si el calor es extraído a una razón que evite el calentamiento espontáneo. Pero desafortunadamente, el almacenamiento termoquímico presenta una serie de impedimentos técnicos como son las limitaciones en la transferencia de calor, la inestabilidad cíclica, problemas de reversibilidad en las reacciones y el elevado coste. Asimismo, durante el almacenamiento termoquímico puede haber pérdidas ligadas al almacenamiento de gases que pueden estar restringidos por reacciones cinéticas.

De entre estas 3 opciones, este proyecto se centra en el almacenamiento térmico por calor sensible. A su vez, se ha decidido trabajar con el Tank Thermal Energy Storage (TTES) para el almacenamiento de energía térmica. Esto es debido a que presenta un diseño más simple, así como una mayor eficiencia.

Algo que precisa especial atención es la limitación establecida para la temperatura máxima de almacenamiento del tanque para calefacción en función de la temperatura máxima de trabajo de las bombas de calor y del fluido, la cual viene dada por el ACS. Para ver esto, basta con identificar en el Código Técnico de Edificación (2017), en la sección de salubridad, el punto HS4. 2.1.3. Condiciones mínimas de suministro, el cual establece que la temperatura de ACS en los puntos de consumo debe estar comprendida entre 50°C y 65°C, como condición para evitar problemas de legionelosis. Por tanto, se ha escogido una temperatura de trabajo de 65 °C para operar con cierto margen.

Al mismo tiempo, la temperatura máxima y mínima de almacenamiento del tanque para refrigeración queda limitada a 13°C y 5°C respectivamente (Khir & Haouari, 2015).

Los sistemas de almacenamiento térmico presentan dos principales características de gran importancia a tener presente en cuanto al funcionamiento del sistema:

- Eficiencia de carga y descarga (round-trip) ---> Es el ratio de la energía útil recuperada del sistema de almacenamiento con respecto a la cantidad de calor inicialmente extraída de la fuente de calor.
- El almacenamiento térmico está limitado por las pérdidas térmicas en tanques, tuberías e intercambiadores de calor, además de estar condicionado por el coste unitario de energía entregada (€/KWh).

En la actualidad, se están llevando a cabo notables esfuerzos tanto por el desarrollo de nuevos sistemas de almacenamiento que sean rentables y presenten una alta densidad energética en términos de almacenamiento, como por la mejora de los ya existentes (aumento del rango de temperaturas de operación del medio de almacenamiento, reducción de costes, mejora de la conductividad y de los procesos de transferencia en general, etc). Sin embargo, es importante recalcar una serie de aspectos que se han de tener en cuenta necesariamente a la hora de desarrollar sistemas de almacenamiento:

- Alta densidad de energía del material de almacenamiento.
- Eficiente transferencia de calor entre el material de almacenamiento y el fluido de transferencia, fruto de un correcto diseño del equipo de intercambio de calor.
- Respuesta rápida frente a los cambios de carga en el modo de descarga.
- Baja actividad química del material de almacenamiento y del fluido de transferencia con los materiales del sistema.
- Buena estabilidad química del material de almacenamiento.
- Alta eficiencia térmica y bajo consumo de energía eléctrica parásita por el sistema.

- Bajo impacto medioambiental en caso de derrame accidental de grandes cantidades de productos químicos utilizados en el sistema de TES.
- Bajo coste de material de almacenamiento, teniendo en cuenta los materiales adicionales incorporados al sistema (p.ej. grafito).
- Facilidad de operación y bajos costes.
- Viabilidad de la ampliación del diseño del sistema.

Referencias

- ADHAC. (2016). *Censo de Redes*. Asociación de Empresas de Redes de Calor y Frío.
- AIGUASOL. (2011). *Guía Básica de Redes de Distrito de Calor y de Frío*. Instituto Catalán de Energía.
- Almagro, D. (2012). *Almacenamiento Térmico en Aplicaciones Solares de Concentración de Alta Temperatura*. Universidad de Sevilla.
- Bonte, M., Stuyfzand, P. J., & Van Beelen, P. (2011). *Underground thermal energy storage: environmental risks and policy developments in the Netherlands and European Union*.
- BP. (2016). *BP Statistical Review of World Energy*. España.
- Cabeza, L. F., Fernández, A. I., & Barrineche, C. (2015). *Handbook of Clean Energy Systems*.
- Dinçer, I., & Rosen, M. A. (2010). *Thermal Energy Storage: Systems and Applications*.
- Documento Básico - HS Salubridad. (Junio de 2017). Código Técnico de Edificación - HS4. 2.1.3. Condiciones Mínimas de Suministro.
- Hasnain. (1998). *Heat Storage Materials and Techniques*.
- IDAE. (2014). *Informe Anual de Consumos Energéticos. Sector Residencial/ Hogares*. Gobierno de España: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.
- IRENA-ETSAP. (2013). *Thermal Energy Storage, Technology Brie*.
- Khair, R., & Haouari, M. (2015). *Optimization Models for a Single-Plant District Cooling System*. Univerisdad de Qatar.
- Moran, M. J., & Shapiro, H. N. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*.
- Pasquevich, D. M. (s.f.). *La Creciente Demanda Mundial de Energía frente a los Riesgos Ambientales*. Argentina: Instituto de Energía y Desarrollo Sustentable. Comisión Nacional de Energía Atómica.
- Sanner, B., Karytsas, C., Mendrinos, D., & Rybach, L. (2003). Current Status of Ground Source Heat Pumps and Underground Thermal Energy Storage in Europe. En *Geothermics, Vol 32* (págs. 579-588).
- Schmidt, T., Mangold, D., & Muller-Steinhagen, H. (2004). Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage in Germany. En *Solar Energy* (págs. 165-174).
- SDH. (s.f.). *Solar District Heatings Guidelines*.
- Skogsberg, K., & Nordell, B. (s.f.). *Cold Storage Applications*. Sweden: Luleå University of Technology.

Underground-Energy. (s.f.). *Applied Hydrogeology Geothermal Innovation*.

Yu, Y. (2008). A new integrated system with cooling storage in soil and ground-coupled heat pump. En *Applied Thermal Engineering* (págs. 1450-1462).

Anexo 2. Operación de la Bomba de Calor

Tabla de contenido

Bomba de calor EWSH W 1460	87
Bomba de calor EWSH W 1110	99
Bomba de calor EWSH W 700	109
Referencias.....	117

Recordando lo presentado anteriormente en el Anexo Teórico (Anexo 1), una bomba de calor es un dispositivo termodinámico cíclico que recoge calor de un medio y logra transferirlo hacia otro de nivel térmico superior con el objetivo de calentarlo. Esto se consigue utilizando una cantidad de trabajo relativamente pequeña, lo que supone una ventaja frente a otros sistemas que no tienen la potencia para aprovechar la energía existente en el ambiente, ya que se logra una aportación de energía eléctrica considerablemente menor.

El esquema de la bomba de calor queda representado en la Figura A2.1, donde se pueden apreciar los componentes básicos de dicho sistema, definidos previamente en el Anexo Teórico.

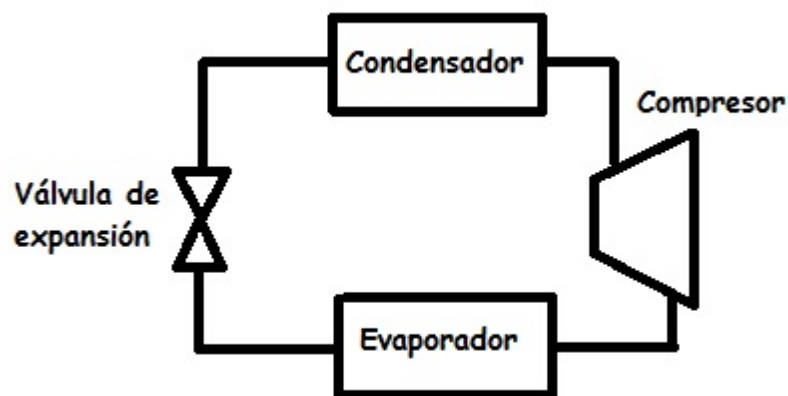


Figura A2. 1: Esquema de los componentes de una bomba de calor.

Con el objetivo de lograr unas mejores condiciones térmicas de trabajo, se decide acoplar la bomba de calor al terreno. De esta manera se logra una mayor estabilidad de la temperatura del foco durante todo el año, obteniendo temperaturas de foco frío para calefacción más elevadas, al mismo tiempo que se logran temperaturas de foco caliente para refrigeración más reducidas. Así, se obtienen diferencias de temperaturas menores para la bomba de calor, y por tanto rendimientos de operación relativamente altos, sin importar lo baja que sea la temperatura del ambiente.

Este intercambio con el subsuelo precisa de un entramado de tuberías, más o menos simple, que alcance profundidades en las que la temperatura mantenga un valor constante.

Para el intercambio de calor en los dos focos del dispositivo se ha seleccionado agua como el medio más apropiado, por tanto, la bomba requerida se clasifica como agua-agua.

De entre la variedad de fabricantes, tipologías y características de las bombas de calor comerciales que se pueden encontrar en el mercado, se decide seleccionar la gama de bombas de calor agua-agua EWSH 410/1610 de Wesper (Wesper, 2014). Dicha gama posee un rango de potencia en condiciones nominales de 394/1505 kW en términos de refrigeración, y 477/1976 kW en términos de calefacción. El refrigerante empleado en el circuito interno de la bomba de calor es el R134-A.

Se trata de una gama de bombas compactas y reversibles, con un amplio rango de operación. Los compresores son de doble tornillo y la carcasa y tubos del evaporador y del condensador son de alta eficiencia. Entre otras características, tiene control por

microprocesador de diálogo universal, fácil de leer, con acceso a todas las informaciones, válvula de expansión electrónica y servicio de descarga de las válvulas de gas y líquido en línea.

A continuación, se muestra la sección del catálogo correspondiente a este tipo de bombas de calor agua-agua en el que se pueden ver los diferentes modelos y sus especificaciones. Los valores que muestra son los obtenidos con un funcionamiento de la bomba en condiciones nominales.

Water Cooled Chiller | *Airwell Wesper*

**EWSH W
410 / 1610**
HEAT PUMP
ON WATER SIDE
SCREW

- › Cooling Capacity from 406 to 1604 KW
- › Heating capacity from 477 to 1976 KW
- › Size = 14
- › Refrigerant : R134 A
- › EER up to 5.06
- › ESSEER up to 5.72
- › COP up to 5.30

MAIN FUNCTIONS:

- › **Reversible on hydraulic circuit**
- › Twin Screw compressors
- › Shell and tube evaporator high efficiency
- › Shell and tube condenser high efficiency
- › Linear Modulating control capacity 25...100 %
- › 2 cooling circuits

AVAILABLE VERSIONS:

- › Brine version

Product Advantages

- › 2 cooling circuits
- › Plug and play, robust and reliable
- › Leaving evaporator Temperature up to -10°C
- › Microprocessor control universal dialog, easy to read and acces to all informations
- › Electronic expansion valve STD
- › Input for air ambient t°
- › Service valves gas discharge and liquid line
- › EUROVENT CERTIFIED
- › Large operating range




Main accessories and options

Code

- 118 › Brine version kit A
- 119 › Brine version kit B
- 171 › Rubber antivibration holders
- 550 › Stop valve on compressor suction line
- 731 › Safety water flow switch
- 780 › Noise absorption box
- 919 › Clock card
- 923 › COM MBUS/JBUS serial board
- 926 › LON serial board
- 931 › BACnet Ethernet - SNMP - TCP/IP serial board
- 932 › BACnet MS/TP serial board
- 942 › Serial card for GSM Modem
- 943 › Data Logger

Figura A2. 2: Catálogo de bombas de calor (Wesper, 2014).

EWSH W MODEL		410	460	510	540	610	700	790
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	kW	394	443	494	551	603	656	740
Compressors power input	kW	82,5	92,4	103	109	134	144	163
Compressors operating current [OA]	A	148	178	195	202	225	250	273
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop	kPa	10	16	17	22	24	14	12
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	82,6	92,8	103	114	128	139	156
Pressure drop	kPa	10	12	15	1	23	18	22
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	kW	477	533	598	666	736	830	963
Compressors power input	kW	94,8	106	119	128	144	159	182
Compressors operating current [OA]	A	244	247	289	295	240	271	304
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	65,7	73,4	82,4	92,6	102	115	134
Pressure drop	kPa	13	18	19	22	26	8	6
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop	kPa	7	2	1	4	16	16	17
PARTIAL HEAT RECOVERY (3)								
HEATING CAPACITY	kW	49,7	55,5	62,3	70	77	87,2	101
Heat recovery water flow	m³/h	8,56	9,57	10,7	12,1	13,3	15	17,5
Heat recovery pressure drop	kPa	4,6	4,2	3,7	3,5	3,3	3,4	3,8
COMPRESSORS								
Quantity	n.	2	2	2	2	2	2	2
Maximum current	A	205	236	270	288	330	367	414
Starting current	A	383	469	630	639	811	544	568
Stepless capacity control		25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100
EVAPORATOR								
Water volume	l	149	142	255	255	255	255	237
Max water flow rate	m³/h	95	100	127	127	127	127	154
CONDENSER								
Total water volume	l	78	78	99	99	99	99	109
Max water flow rate	m³/h	98	98	116	116	116	116	170
PARTIAL HEAT RECOVERY EXCHANGERS								
Total water volume	l	14,4	14,4	19,2	19,2	19,2	27	37
Max water flow rate	m³/h	37	37	37	37	37	37	37
REFRIGERANT								
Total refrigerant charge (optional excluded)	kg	65	65	155	155	155	155	142
Gas circuits	n.	2	2	2	2	2	2	2
POWER SUPPLY								
V/Ph/Hz		400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
ENERGY EFFICIENCY INDEXES								
EER - Energy Efficiency Ratio		4,78	4,79	4,8	5,06	4,5	4,56	4,54
COP - Coefficient of Performance		5,03	5,03	5,03	5,2	5,11	5,22	5,29
ESEER - Eurovent Standard		5,41	5,34	5,25	5,72	5,12	5,19	5,16
IPLV - ARI 550/590		5,72	5,42	5,39	6,04	5,44	5,51	5,49
SOUND LEVEL								
Sound pressure level [Lp] (4)	dB(A)	74	74	74	74	79	79	79
Sound power level [Lw] (5)	dB(A)	91,8	91,8	91,8	91,8	96,8	96,8	97,6
DIMENSIONS								
Length	mm	3359,5	3359,5	3349,5	3349,5	3435	3514	3694
Width	mm	975	975	1013	1013	1007	1060	1210
Height	mm	1498	1498	1618	1618	1740	1780	1888
NET WEIGHT								
	KG	3237	3268	3498	3498	3590	3720	3967
HYDRAULIC CONNECTIONS								
EVAPORATOR								
Inlet/outlet - (OD)	Ø mm	168,3	168,3	168,3	168,3	168,3	168,3	219,1
CONDENSER								
Inlet/outlet - (ISO228/1)	n x Ø	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"
Inlet/outlet - (OD)	n x Ømm	--	--	--	--	--	--	--
PARTIAL HEAT RECOVERY								
Inlet/outlet - (ISO228/1)	n x Ø	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"

1. Gross value - Referred to chilled water temperature 12/7°C; water to the condenser 30/35°C.
 2. Gross value - Referred to chilled water temperature 15/10°C; water outlet to the condenser 45°C.
 3. Gross value - Referred to chilled water temperature 12/7°C; water to the condenser 30/35°C and hot water temperature 40/45°C.
 4. Sound pressure level [Lp] 1m far according to ISO EN 3744.
 5. Sound power level [Lw] according to ISO EN 9614 - 2

Figura A2. 3: Prestaciones bombas de calor (Wesper, 2014).

EWSH W MODEL		940	1050	1110	1140	1310	1460	1610
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	KW	880	973	1031	1073	1224	1365	1505
Compressors power input	KW	196	218	228	236	269	297	335
Compressors operating current [OA]	A	299	349	362	385	463	516	567
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	17	24	23	21	24	33	41
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	186	206	218	227	259	288	319
Pressure drop	kPa	17	18	23	20	16	17	20
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	KW	1115	1257	1346	1412	1569	1766	1976
Compressors power input	KW	215	240	255	271	298	333	378
Compressors operating current [OA]	A	335	386	406	441	516	575	642
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	155	175	187	196	218	246	275
Pressure drop	kPa	13	25	21	22	20	35	43
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	13	12	15	13	11	12	14
PARTIAL HEAT RECOVERY (3)								
HEATING CAPACITY	KW	117	132	142	148	165	186	208
Heat recovery water flow	m³/h	20,2	22,8	24,4	25,6	28,5	32,1	35,8
Heat recovery pressure drop	kPa	4,6	5,2	7,2	8,3	10,9	13,5	16,5
COMPRESSORS								
Quantity	n.	2	2	2	2	2	2	2
Maximum current	A	474	536	567	615	710	798	896
Starting current	A	611	721	827	903	1058	1182	1324
Stepless capacity control		25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100
EVAPORATOR								
Water volume	l	229	276	276	370	368	357	431
Max water flow rate	m³/h	172	172	172	220	245	267	312
CONDENSER								
Total water volume	l	109	135	135	155	171	182	210
Max water flow rate	m³/h	186	216	216	240	260	284	320
PARTIAL HEAT RECOVERY EXCHANGERS								
Total water volume	l	32	34	34	39	39	54	54
Max water flow rate	m³/h	67	67	67	67	67	67	67
REFRIGERANT								
Total refrigerant charge (optional excluded)	kg	136	130	130	121	180	176	172
Gas circuits	n.	2	2	2	2	2	2	2
POWER SUPPLY								
	V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
ENERGY EFFICIENCY INDEXES								
EER - Energy Efficiency Ratio		4,49	4,46	4,52	4,55	4,55	4,6	4,49
COP - Coefficient of Performance		5,19	5,24	5,28	5,21	5,27	5,3	5,23
ESEER - Eurovent Standard		5,06	5,06	5,16	5,04	5,04	5,1	4,99
IPLV - ARI 550/590		5,37	5,34	5,46	5,17	5,18	5,24	5,12
SOUND LEVEL								
Sound pressure level [Lp] (4)	dB(A)	82	82	82	82	82	84	84
Sound power level [Lw] (5)	dB(A)	100,6	100,6	101,2	101,2	101,2	103,6	103,6
DIMENSIONS								
Length	mm	3894	3894	3932,5	3874	4273	4273	4352
Width	mm	1210	1210	1218	1287	1284	1284	1284
Height	mm	1888	1888	1890	1975	2084	2084	2108
NET WEIGHT								
	KG	4071	4835	4949	5031	5549	6407	6537
HYDRAULIC CONNECTIONS								
EVAPORATOR								
Inlet/outlet - (OD)	Ø mm	219,1	219,1	219,1	219,1	219,1	273	273
CONDENSER								
Inlet/outlet - (ISO228/1)	n x Ø	2 x 3"	2 x 3"	2 x 3"	--	--	--	--
Inlet/outlet - (OD)	n x Ømm	--	--	--	2 x 114,3	2 x 114,3	2 x 114,3	2 x 141,3
PARTIAL HEAT RECOVERY								
Inlet/outlet - (ISO228/1)	n x Ø	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"	2 x 2"

1. Gross value - Referred to chilled water temperature 12/7°C; water to the condenser 30/35°C.
 2. Gross value - Referred to chilled water temperature 15/10°C; water outlet to the condenser 45°C.
 3. Gross value - Referred to chilled water temperature 12/7°C; water to the condenser 30/35°C and hot water temperature 40/45°C.
 4. Sound pressure level [Lp] 1m far according to ISO EN 3744.
 5. Sound power level [Lw] according to ISO EN 9614 - 2

Figura A2. 4: Prestaciones bombas de calor (Wesper, 2014).

Mediante los datos de demanda que se han estudiado en el capítulo “Caso de Estudio”, se determina que la potencia térmica del sistema a instalar debe ser igual o superior a la máxima demandada; 1.876 kW para el caso de calefacción y ACS, y 2.286 kW para el caso de refrigeración.

Estos valores de demanda se incrementan teniendo en cuenta un índice de pérdidas de valor 10% sobre el total para tener en consideración las pérdidas en el transporte de la energía (Talebi, Bastani, Mirzaei, & Haghigat, 2016). De esta manera, los valores de demanda son 2.063,6 kW para calefacción y ACS, y 2.514,6 kW para refrigeración.

Se han escogido 3 bombas de calor diferentes para su estudio:

- Bomba de calor EWSH W 1460.
- Bomba de calor EWSH W 1110.
- Bomba de calor EWSH W 700.

La razón de ello es que según el criterio de optimización que se desee realizar posteriormente, podrán surgir diferentes combinaciones de dichas bombas.

Cada una de estas bombas será analizada tanto en funcionamiento para calefacción, como para refrigeración, actuando directamente sobre el conjunto de viviendas. La razón de no implementar el tanque de almacenamiento térmico en este estudio es que su presencia no altera el comportamiento de la bomba durante la operación, sino que resulta en una disminución de la potencia mínima requerida por la bomba de calor para la cumplimentación de la demanda.

El almacenamiento térmico permite suavizar la curva de demanda eliminando los picos, reduciendo así la potencia máxima necesaria del equipo de producción de calor. En este caso se considera que el sistema de almacenamiento térmico es capaz de acumular la energía necesaria para que la demanda exigida a la bomba de calor sea prácticamente constante.

A continuación, se describen los comportamientos de las bombas citadas.

Bomba de calor EWSH W 1460

La primera bomba de calor a analizar es la EWSH W 1460 de la gama EWSH 410/1610 de Wesper, cuyas prestaciones son mostradas en la Figura A2.5:

EWSH W MODEL		940	1050	1110	1140	1310	1460	1610
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	kW	880	973	1031	1073	1224	1365	1505
Compressors power input	kW	196	218	228	236	269	297	335
Compressors operating current [OA]	A	299	349	362	385	463	516	567
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	17	24	23	21	24	33	41
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	186	206	218	227	259	288	319
Pressure drop	kPa	17	18	23	20	16	17	20
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	kW	1115	1257	1346	1412	1569	1766	1976
Compressors power input	kW	215	240	255	271	298	333	378
Compressors operating current [OA]	A	335	386	406	441	516	575	642
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	155	175	187	196	218	246	275
Pressure drop	kPa	13	25	21	22	20	35	43
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	13	12	15	13	11	12	14
PARTIAL HEAT RECOVERY (3)								
HEATING CAPACITY	kW	117	132	142	148	165	186	208
Heat recovery water flow	m ³ /h	20,2	22,8	24,4	25,6	28,5	32,1	35,8
Heat recovery pressure drop	kPa	4,6	5,2	7,2	8,3	10,9	13,5	16,5
COMPRESSORS								
		TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW
Quantity	n.	2	2	2	2	2	2	2
Maximum current	A	474	536	567	615	710	798	896
Starting current	A	611	721	827	903	1056	1182	1324
Stepless capacity control		25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100
EVAPORATOR								
	N.	1	1	1	1	1	1	1
Water volume	l	229	276	276	370	368	357	431
Max water flow rate	m ³ /h	172	172	172	220	245	267	312
CONDENSER								
	N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume	l	109	135	135	155	171	182	210
Max water flow rate	m ³ /h	186	216	216	240	260	284	320
PARTIAL HEAT RECOVERY EXCHANGERS								
	N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume	l	32	34	34	39	39	54	54
Max water flow rate	m ³ /h	67	67	67	67	67	67	67
REFRIGERANT								
		R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A
Total refrigerant charge (optional excluded)	kg	136	130	130	121	180	176	172
Gas circuits	n.	2	2	2	2	2	2	2
POWER SUPPLY								
	V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
ENERGY EFFICIENCY INDEXES								
EER - Energy Efficiency Ratio		4,49	4,46	4,52	4,55	4,55	4,6	4,49
COP - Coefficient of Performance		5,19	5,24	5,28	5,21	5,27	5,3	5,23
ESEER - Eurovent Standard		5,08	5,06	5,16	5,04	5,04	5,1	4,99
IPLV - ARI 550/590		5,37	5,34	5,46	5,17	5,18	5,24	5,12

Figura A2. 5: Prestaciones bomba de calor EWSH W 1460 (Wesper, 2014).

De todas las características dadas para condiciones nominales de la bomba, las que resultan ser más importantes para el estudio son las que se muestran en la Tabla A2.1:

Prestaciones	Condiciones Nominales
Tº del agua a la salida del condensador para calefacción	45°C
Tº del agua a la salida del evaporador para refrigeración	7°C
Potencia Calorífica Q_s	1.766 kW
Potencia Frigorífica Q_e	1.365 kW
Trabajo del compresor para calefacción W_c	333 kW
Trabajo del compresor para refrigeración W_c	297 kW
<i>COP</i>	5,3
<i>EER</i>	4,6
Refrigerante	R-134A

Tabla A2. 1: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 1460.

Se decide comenzar diseñando el equipo para el caso de calefacción y ACS. Una cuestión que se ha de tener en cuenta es que las condiciones de trabajo difieren de las nominales, por lo que no se recomienda asegurar a priori que una bomba pueda cumplir los requisitos implantados por la demanda. Mientras que las características de la gama de bombas del catálogo se dan para condiciones nominales de 45°C, la potencia calorífica debería analizarse a una temperatura de trabajo de 65 °C.

Para resolver esto, se ha empleado el programa Engineering Equation Solver (EES, 2017), mediante el cual se ha diseñado un modelo de bomba de calor. De esta manera será posible determinar las prestaciones de la bomba para cualquier punto de operación en el que se desee trabajar, ya que estas condiciones de trabajo pueden cambiar si se varía alguna de sus circunstancias. Cuanto más se distancien las temperaturas de operación de las temperaturas nominales de la bomba de calor, mayores serán las diferencias producidas en sus prestaciones.

Para la simulación de las bombas de calor se han tenido en consideración las siguientes hipótesis:

- Se supone un salto térmico de 5 °C en el condensador de la bomba de calor, por tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es de 50 °C en condiciones nominales (45°C la temperatura del agua en dicha salida), de 70 °C en las condiciones de operación seleccionadas (65°C la temperatura del agua en dicha salida).
- Se supone un salto térmico de 5 °C en el intercambio del evaporador de la bomba de calor, por lo tanto, la temperatura del refrigerante en el evaporador será de 7,5 °C, ya que la temperatura media de intercambio con el terreno es de 12,5 °C (entra el agua al intercambiador con el evaporador a 15 °C y sale a 10 °C).

En primer lugar, se desarrolla una simulación de la bomba de calor trabajando en condiciones nominales, fijando como datos de entrada los valores de la temperatura del agua a la salida del condensador ($T_{\text{agua_caliente}}$), la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador ($T_{\text{refrig_evap}}$) y la potencia calorífica (Q_s). De esta forma se ha obtenido el valor del caudal de refrigerante, que pasa a ser un nuevo dato de entrada para la nueva simulación fuera de condiciones nominales. Las Figuras A2.6 y A2.7 muestran el modelo y los resultados obtenidos.

```

T_agua_caliente=45 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_refrig_evap=7,5 "Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador"
Q_s=1766 "Potencia calorífica en condiciones nominales"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}
T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}
P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}
rend_c=0,828
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}
T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada al válvula de expansión}
T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
COP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)

```

Figura A2. 6: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para calefacción.

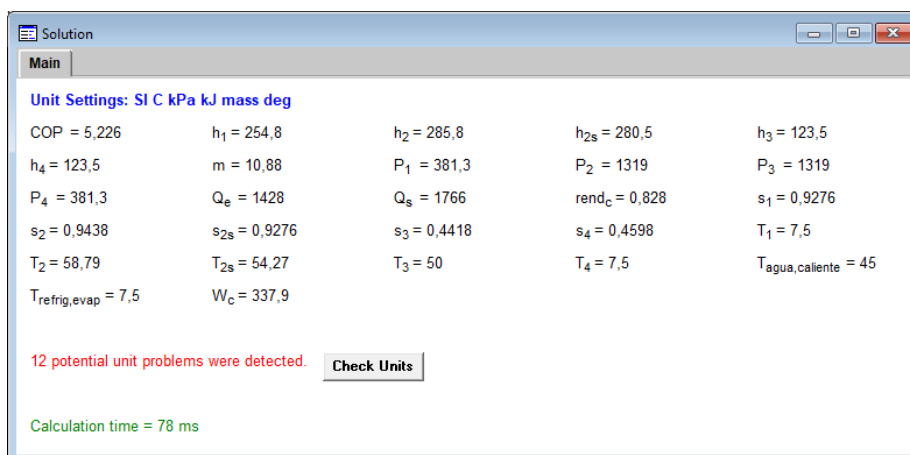


Figura A2. 7: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para calefacción.

Como se puede observar, el caudal másico toma un valor de 10,88 kg/s. A continuación, se analiza el sistema en unas condiciones diferentes a las nominales, como por

ejemplo las que se dan a una temperatura de 65 °C, que corresponde a la de trabajo (Figuras A2.8 y A2.9).

Para ello se establece este valor de 10,88 kg/s como variable de entrada, introduciendo a su vez la variable Q_s como desconocida, ya que este era el valor de la potencia en condiciones nominales.

```

T_agua_caliente=65 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_refrig_evap=7,5 "Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador"
m=10,88 "Caudal másico"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}
T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}
P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}
rend_c=0,828
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}
T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada a la válvula de expansión}
T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
COP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)

```

Figura A2. 8: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones no nominales para calefacción.

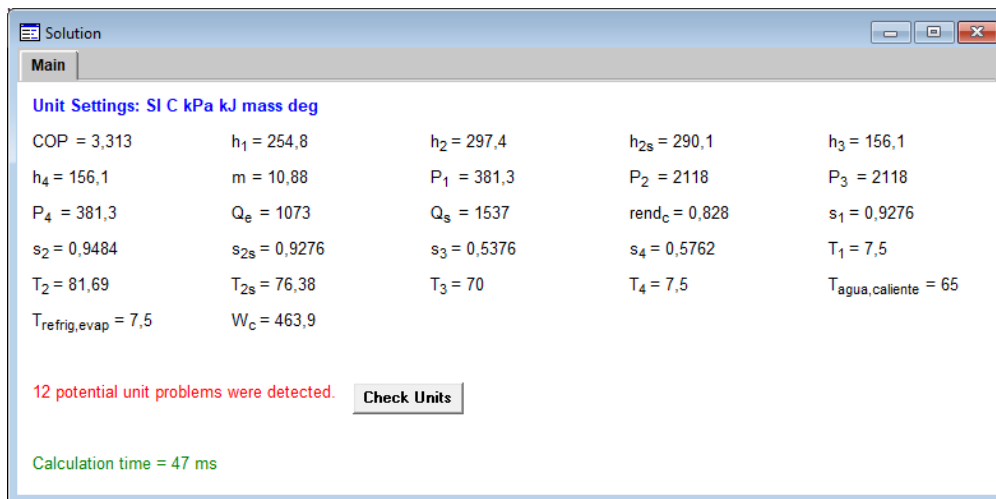


Figura A2. 9: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones no nominales para calefacción.

Analizando lo calculado, las variables presentan diferentes valores a los que se han obtenido en condiciones nominales. El valor más importante a tener en consideración es la potencia, pues es el indicador de si la bomba es capaz o no de cubrir la demanda de energía. En este caso el valor de esta variable es del orden de 1.537 kW, lo cual es inferior al demandado de 2.063,6 kW ($1.876 \cdot 1,1$).

Debido a que la bomba de calor no es capaz de cubrir la demanda por sí sola, sería necesario realizar un acoplamiento en paralelo de dos o más bombas para alcanzar una cobertura completa. Dicha situación podría contar, por ejemplo, con dos bombas iguales de tipo EWSH W 1460, con una de tipo EWSH W 1460 y otra de tipo EWSH W 1110, etc.

Esta cuestión se resolverá más adelante mediante una simulación de todo el conjunto de calefacción de distrito a través del programa informático de optimización LINGO (LINDO, 2011). En él será preciso conocer las relaciones de los valores de la potencia calorífica y del coeficiente de operación (COP) en función de la temperatura de salida. Para este paso, a partir de la última simulación realizada, se elimina la temperatura de salida del agua del condensador y se genera una tabla paramétrica que calcula los valores del COP , potencia calorífica (Q_s) y trabajo del compresor (W_c) para un rango de valores de temperatura de salida.

1.21	1 T _{agua;caliente}	2 COP	3 Q _s	4 W _c
Run 1	45	5,226	1766	338
Run 2	46	5,094	1756	344,8
Run 3	47	4,967	1746	351,5
Run 4	48	4,846	1736	358,2
Run 5	49	4,729	1725	364,8
Run 6	50	4,616	1714	371,4
Run 7	51	4,508	1704	377,9
Run 8	52	4,404	1693	384,3
Run 9	53	4,303	1682	390,8
Run 10	54	4,206	1670	397,1
Run 11	55	4,112	1659	403,4
Run 12	56	4,021	1648	409,7
Run 13	57	3,933	1636	415,9
Run 14	58	3,848	1624	422,1
Run 15	59	3,765	1612	428,2
Run 16	60	3,684	1600	434,3
Run 17	61	3,606	1588	440,3
Run 18	62	3,53	1575	446,3
Run 19	63	3,456	1563	452,2
Run 20	64	3,384	1550	458,1
Run 21	65	3,313	1537	463,9

Tabla A2. 2: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.

Acto seguido, a partir de los datos obtenidos mediante la tabla paramétrica, se genera una curva que representa la potencia calorífica en función de la temperatura de salida del agua del condensador, y otra que representa *COP* en función de la temperatura de salida del agua del condensador. Se obtiene en cada una de ellas la función de la ecuación de la recta a la que se aproxima dicha curva, que es la que se empleará en la simulación del sistema de calefacción de distrito completo.

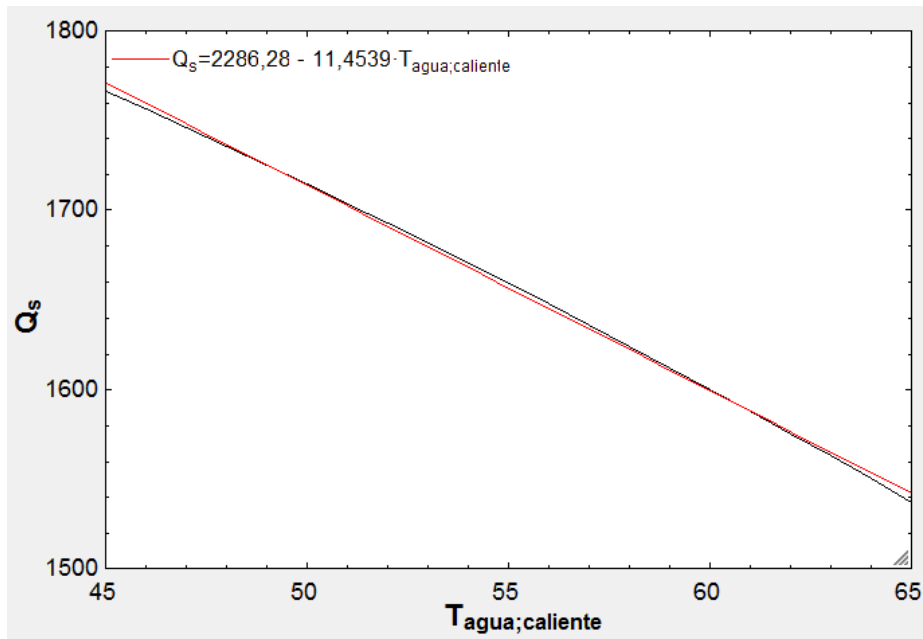


Figura A2. 10: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.

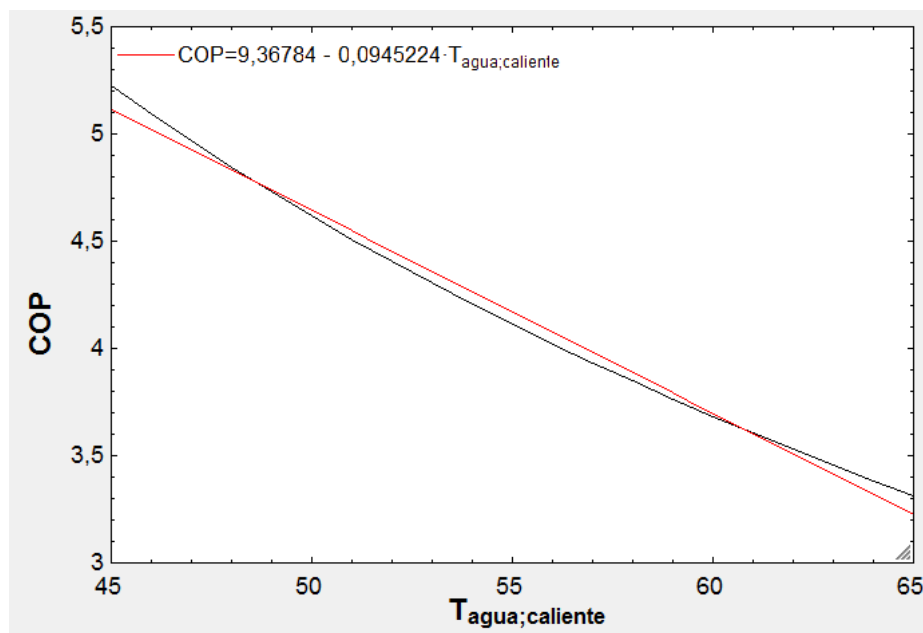


Figura A2. 11: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.

En la siguiente tabla (Tabla A2.3) se recogen los principales valores obtenidos a partir de la simulación de la bomba de calor EWSH W 1460 mostrada anteriormente. En la columna central se muestran los datos para un funcionamiento en condiciones nominales de operación, y en la de la derecha los datos para la temperatura de trabajo.

Calefacción	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del condensador	45°C	65°C
Potencia Calorífica Q_s	1.766 kW	1.537 kW
Trabajo del compresor W_c	338 kW	463,9 kW
COP	5,226	3,313

Tabla A2. 3: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción y ACS.

Ahora se procede a analizar la función de refrigeración de la bomba de calor, la cual presentaba una demanda de 2.514,6 kW. Para ello se realiza el mismo procedimiento, solo que ha de modificarse el modelo diseñado en EES para ajustarse de manera correcta a la nueva situación. Dado que la función de refrigeración tiene lugar durante un período de trabajo diferente al de calefacción, algunos datos como la temperatura del agua en el condensador, o la temperatura del agua en el evaporador toman valores diferentes a los previamente trabajados. Es decir, las condiciones nominales cambian:

- Se supone nuevamente un salto térmico de 5 °C en el intercambio del condensador de la bomba de calor, por tanto, la temperatura del refrigerante a la salida del condensador es de 40 °C en condiciones nominales, que a su vez son las condiciones de trabajo (35°C la temperatura del agua en dicha salida).
- Se supone un salto térmico de 5 °C en el intercambio del evaporador de la bomba de calor, por lo tanto, la temperatura del refrigerante en el evaporador será de 4,5 °C, ya que la temperatura media de intercambio con el terreno es de 9,5 °C (entra el agua al intercambiador con el evaporador a 12 °C y sale a 7 °C).

En primer lugar, se comprueba si la bomba de calor EWSH W 1460 es capaz de satisfacer la demanda de frío requerida por sí sola. El procedimiento a seguir es el mismo que se ha empleado anteriormente.

```

T_agua_caliente=35 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_agua_fria_salida=7 "Temperatura del agua a la salida del evaporador"
T_agua_fria_entrada=12 "Temperatura del agua a la entrada del evaporador"
T_refrig_evap=((T_agua_fria_salida+T_agua_fria_entrada)/2)-5 "Temperatura del refrigerante a la
salida del evaporador"
Q_e=1365 "Potencia frigorifica"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}
T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}
P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}
rend_c=0,71
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}
T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada a la válvula de expansión}
T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
EER=(h_1-h_4)/(h_2-h_1)

```

Figura A2. 12: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para refrigeración.

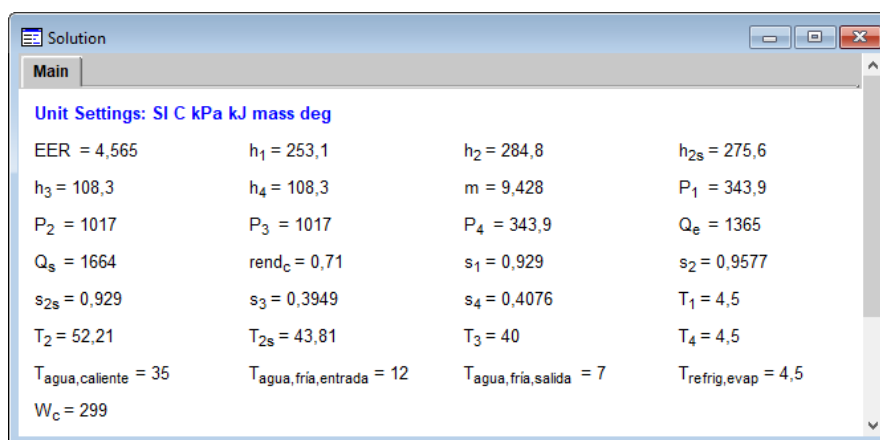


Figura A2. 13: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para refrigeración.

De aquí se deduce que la potencia de 1.365 kW suministrada por esta bomba en condiciones no nominales, en términos de refrigeración, no alcanza la potencia demandada de 2.514,6 kW. Por ello es necesario combinarla con alguna otra, como en el caso de calefacción, para lograr nuevamente una cobertura total de la demanda.

1..24	1 T _{agua; fría; salida}	2 EER	3 Q _e	4 W _c
Run 1	7	4,565	1365	299
Run 2	6,9	4,557	1365	299,5
Run 3	6,8	4,549	1365	300
Run 4	6,7	4,54	1364	300,5
Run 5	6,6	4,532	1364	301
Run 6	6,5	4,524	1364	301,4
Run 7	6,4	4,516	1363	301,9
Run 8	6,2	4,499	1363	302,9
Run 9	6,1	4,491	1363	303,4
Run 10	6	4,483	1362	303,9
Run 11	5,9	4,475	1362	304,4
Run 12	5,8	4,467	1362	304,9
Run 13	5,7	4,459	1362	305,4
Run 14	5,6	4,451	1361	305,8
Run 15	5,5	4,443	1361	306,3
Run 16	5,4	4,435	1361	306,8
Run 17	5,3	4,427	1360	307,3
Run 18	5,2	4,419	1360	307,8
Run 19	5,1	4,411	1360	308,3
Run 20	5	4,403	1360	308,8
Run 21	4,9	4,396	1359	309,3
Run 22	4,8	4,388	1359	309,8
Run 23	4,7	4,38	1359	310,2
Run 24	4,6	4,372	1359	310,7

Tabla A2. 4: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.

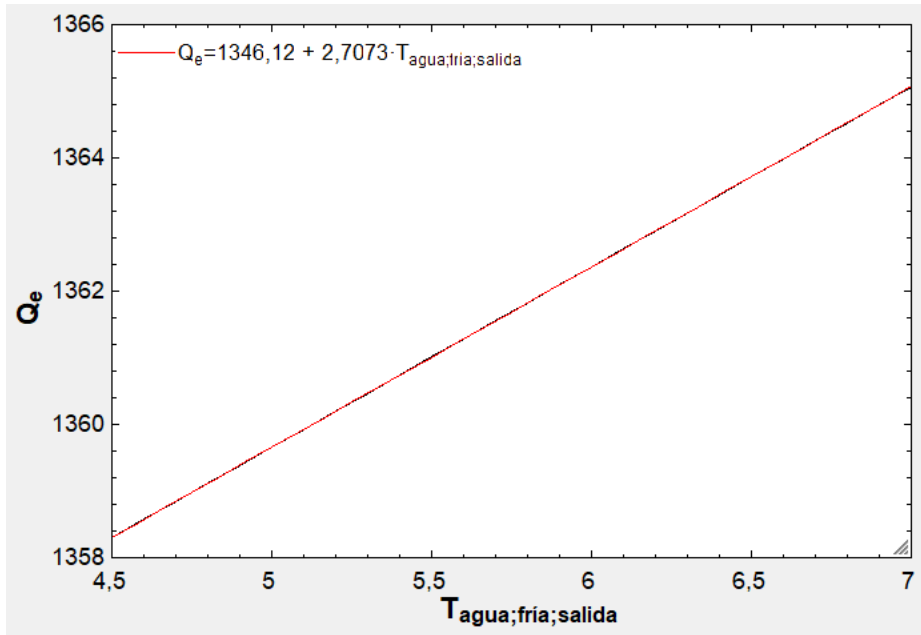


Figura A2. 14: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.

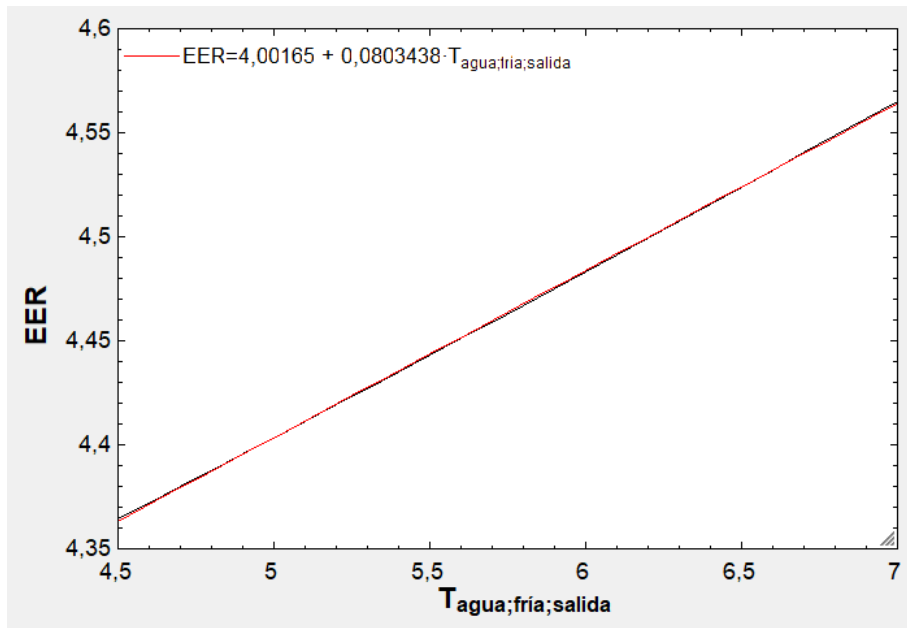


Figura A2. 15: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.

En la siguiente tabla (Tabla A2.5) se recogen los principales valores obtenidos a partir de la simulación de la bomba de calor EWSH W 1460 mostrada anteriormente. En la columna central se muestran los datos para un funcionamiento en condiciones nominales de operación, y en la de la derecha los datos para la temperatura de trabajo.

Refrigeración	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del evaporador	7°C	7°C
Potencia Frigorífica Q_e	1365 kW	1365 kW
Trabajo del compresor W_c	299 kW	299 kW
<i>EER</i>	4,565	4,565

Tabla A2. 5: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.

Una conclusión que se alcanza es que la demanda de refrigeración resulta ser prioritaria sobre la de calefacción y ACS. Esto significa que, a la hora de escoger una bomba de calor para cumplimentar una demanda conjunta de calefacción y refrigeración, es necesario actuar principalmente sobre la segunda.

Bomba de calor EWSH W 1110

Seguidamente, se analiza la bomba de calor EWSH W 1110, extraída de igual manera del catálogo de bombas de calor Wesper de gama EWSH 410/1610. Dicha bomba es capaz de entregar una potencia calorífica de 1346 kW, y una potencia frigorífica de 1031 kW, ambas en condiciones nominales. Es importante resaltar nuevamente que estas últimas condiciones coinciden con las condiciones de trabajo en términos de refrigeración.

Las prestaciones que el catálogo muestra son las que aparecen en la Figura A2.16:

EWSH W MODEL		940	1050	1110	1140	1310	1460	1610
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	kW	880	973	1031	1073	1224	1365	1505
Compressors power input	kW	196	218	228	236	269	297	335
Compressors operating current [OA]	A	299	349	362	385	463	516	567
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	17	24	23	21	24	33	41
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	186	206	218	227	259	288	319
Pressure drop	kPa	17	18	23	20	16	17	20
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	kW	1115	1257	1346	1412	1569	1766	1976
Compressors power input	kW	215	240	255	271	298	333	378
Compressors operating current [OA]	A	335	386	406	441	516	575	642
EVAPORATOR								
Water flow rate	m³/h	155	175	187	196	218	246	275
Pressure drop	kPa	13	25	21	22	20	36	43
CONDENSER								
Water flow rate	m³/h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	13	12	15	13	11	12	14
PARTIAL HEAT RECOVERY (3)								
HEATING CAPACITY	kW	117	132	142	148	165	186	208
Heat recovery water flow	m³/h	20,2	22,8	24,4	25,6	28,5	32,1	35,8
Heat recovery pressure drop	kPa	4,6	5,2	7,2	8,3	10,9	13,5	16,5
COMPRESSORS								
		TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW
Quantity	n.	2	2	2	2	2	2	2
Maximum current	A	474	536	567	615	710	798	896
Starting current	A	611	721	827	903	1058	1182	1324
Stepless capacity control		25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100
EVAPORATOR								
	N.	1	1	1	1	1	1	1
Water volume	l	229	276	276	370	368	367	431
Max water flow rate	m³/h	172	172	172	220	245	267	312
CONDENSER								
	N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume	l	109	135	135	155	171	182	210
Max water flow rate	m³/h	186	216	216	240	260	284	320
PARTIAL HEAT RECOVERY EXCHANGERS								
	N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume	l	32	34	34	39	39	54	54
Max water flow rate	m³/h	67	67	67	67	67	67	67
REFRIGERANT								
		R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A
Total refrigerant charge (optional excluded)	kg	136	130	130	121	180	176	172
Gas circuits	n.	2	2	2	2	2	2	2
POWER SUPPLY								
	V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
ENERGY EFFICIENCY INDEXES								
EER – Energy Efficiency Ratio		4,49	4,46	4,52	4,55	4,55	4,6	4,49
COP – Coefficient of Performance		5,19	5,24	5,28	5,21	5,27	5,3	5,23
ESEER - Eurovent Standard		5,08	5,06	5,16	5,04	5,04	5,1	4,99
IPLV - ARI 550/590		5,37	5,34	5,46	5,17	5,18	5,24	5,12

Figura A2. 16: Prestaciones bomba de calor EWSH W 1110 (Wesper, 2014).

De todas estas características mostradas en la figura anterior, nuevamente para condiciones nominales de la bomba, las que resultan ser más importantes para el estudio son las mostradas en la Tabla A2.6:

Prestaciones	Condiciones Nominales
Tº del agua a la salida del condensador para calefacción	45°C
Tº del agua a la salida del evaporador para refrigeración	7°C
Potencia Calorífica Q_s	1346 kW
Potencia Frigorífica Q_e	1031 kW
Trabajo del compresor para calefacción W_c	255 kW
Trabajo del compresor para refrigeración W_c	228 kW
<i>COP</i>	5,28
<i>EER</i>	4,52
Refrigerante	R-134A

Tabla A2. 6: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 1110.

Al igual que en los casos anteriores, se ha realizado una simulación para calefacción y refrigeración fijando como datos de entrada los valores ofrecidos por el fabricante, en condiciones nominales, de la temperatura del agua a la salida del condensador (T_agua_caliente), la temperatura del refrigerante a la salida del evaporador (T_refrig_evap) y la potencia calorífica (Q_s) o la potencia frigorífica (Q_e).

Las Figuras A2.17 y A2.18 muestran el modelo elaborado y los resultados obtenidos para calefacción:

T_agua_caliente=65 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_refrig_evap=7,5 "Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador"
m=8,291 "Caudal másico"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}

T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a,T=T_1)
s_1=entropy(R134a,T=T_1,x=1)
h_1=enthalpy(R134a,T=T_1,x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}

P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a,P=P_2,s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a,T=T_2s,P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}

rend_c=0,828
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}

T_2=temperature(R134a,P=P_2,h=h_2)
s_2=entropy(R134a,P=P_2,h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada al válvula de expansión}

T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a,T=T_3)
s_3=entropy(R134a,T=T_3,x=0)
h_3=enthalpy(R134a,T=T_3,x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}

P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a,P=P_4,h=h_4)
s_4=entropy(R134a,T=T_4,h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
COP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)

Figura A2. 17: Simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones no nominales para calefacción.

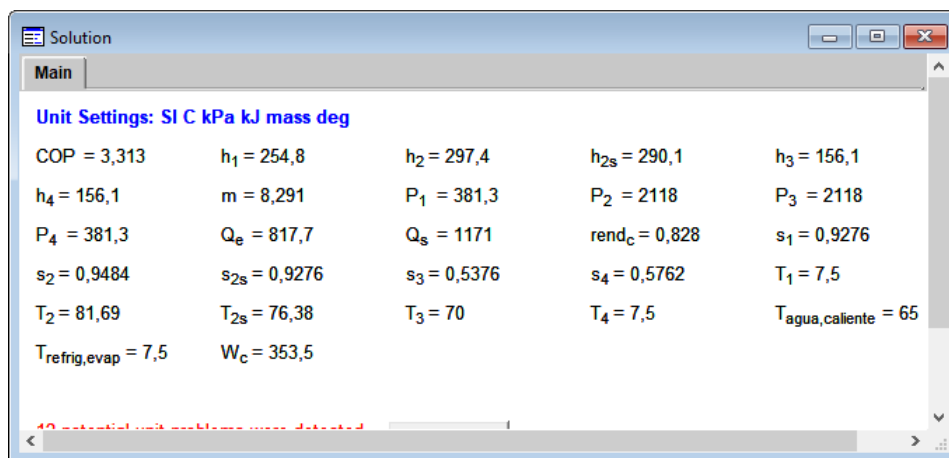


Figura A2. 18: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones no nominales para calefacción.

Se genera la tabla paramétrica (Tabla A2.7) como se ha explicado anteriormente, y se obtienen las gráficas y ecuaciones de la recta que se muestran en las Figuras A2.19 y A2.20:

1.21	1 T _{agua;caliente}	2 COP	3 Q _s	4 W _c
Run 1	45	5,226	1346	257,6
Run 2	46	5,094	1338	262,7
Run 3	47	4,967	1330	267,9
Run 4	48	4,846	1323	272,9
Run 5	49	4,729	1315	278
Run 6	50	4,616	1306	283
Run 7	51	4,508	1298	288
Run 8	52	4,404	1290	292,9
Run 9	53	4,303	1281	297,8
Run 10	54	4,206	1273	302,6
Run 11	55	4,112	1264	307,4
Run 12	56	4,021	1255	312,2
Run 13	57	3,933	1247	316,9
Run 14	58	3,848	1238	321,6
Run 15	59	3,765	1228	326,3
Run 16	60	3,684	1219	330,9
Run 17	61	3,606	1210	335,5
Run 18	62	3,53	1200	340,1
Run 19	63	3,456	1191	344,6
Run 20	64	3,384	1181	349,1
Run 21	65	3,313	1171	353,5

Tabla A2. 7: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para un cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.

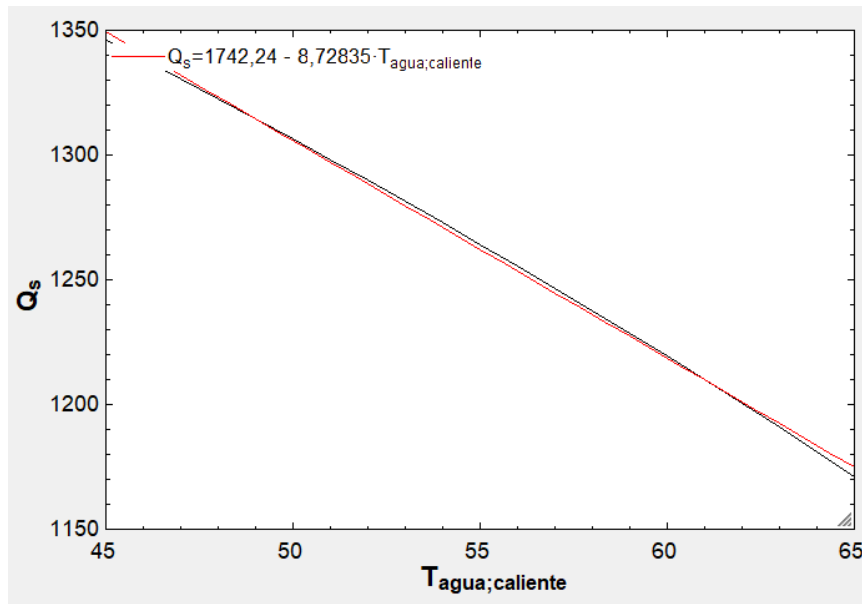


Figura A2. 19: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.

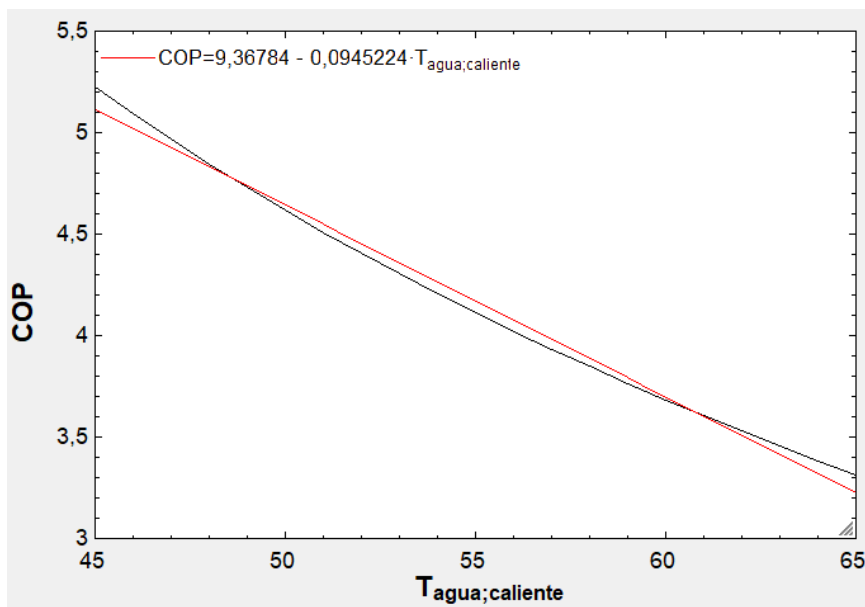


Figura A2. 20: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.

La comparativa de las prestaciones de la bomba de calor EWSH W 1110, bajo condiciones nominales y no nominales, se muestra a continuación en la Tabla A2.8:

Calefacción	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del condensador	45°C	65°C
Potencia Calorífica Q_s	1346 kW	1171 kW
Trabajo del compresor W_c	257,6 kW	353,5 kW
COP	5,226	3,313

Tabla A2. 8: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción y ACS.

Esta bomba de calor, combinada con un sistema de almacenamiento que permita un funcionamiento casi constante de la bomba, es capaz de abastecer la demanda térmica del conjunto de viviendas.

En cuanto a refrigeración, las Figuras A2.21 y A2.22 representan el modelo y los resultados obtenidos. Mediante la tabla paramétrica (Tabla A2.9) se obtienen las Figuras A2.23 y A2.24.

```

T_agua_caliente=35 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_agua_fria_salida=7 "Temperatura del agua a la salida del evaporador"
T_agua_fria_entrada=12 "Temperatura del agua a la entrada del evaporador"
T_refrig_evap=((T_agua_fria_salida+T_agua_fria_entrada)/2)-5 "Temperatura del refrigerante a
la salida del evaporador"
m=7,121 "Caudal másico"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}
T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}
P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}
rend_c=0,703|
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}
T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada a la válvula de expansión}
T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
EER=(h_1-h_4)/(h_2-h_1)

```

Figura A2. 21: Simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones nominales para refrigeración.

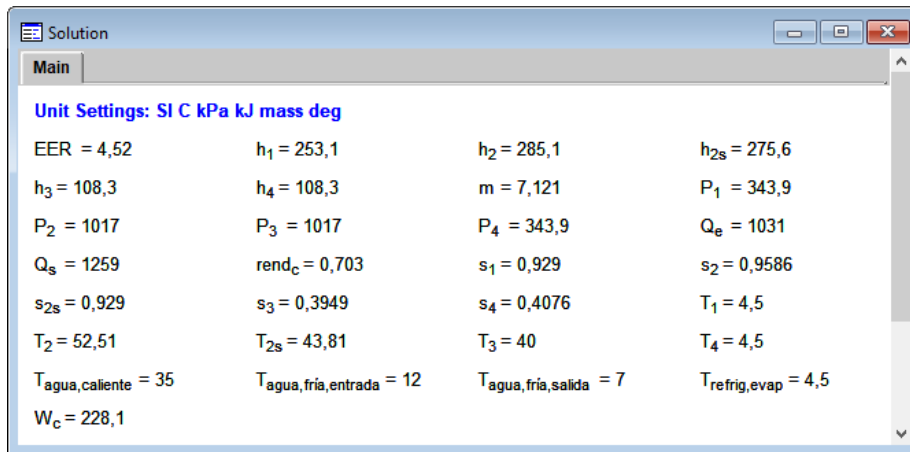


Figura A2. 22: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones nominales para refrigeración.

1.24	1 T _{agua;fria;salida}	2 EER	3 Q _e	4 W _c
Run 1	7	4,52	1031	228,1
Run 2	6,9	4,512	1031	228,5
Run 3	6,8	4,504	1031	228,8
Run 4	6,7	4,496	1030	229,2
Run 5	6,6	4,487	1030	229,6
Run 6	6,5	4,479	1030	230
Run 7	6,4	4,471	1030	230,3
Run 8	6,3	4,463	1030	230,7
Run 9	6,2	4,455	1029	231,1
Run 10	6,1	4,447	1029	231,4
Run 11	6	4,439	1029	231,8
Run 12	5,9	4,431	1029	232,2
Run 13	5,8	4,423	1029	232,6
Run 14	5,7	4,415	1028	232,9
Run 15	5,6	4,407	1028	233,3
Run 16	5,5	4,399	1028	233,7
Run 17	5,4	4,391	1028	234
Run 18	5,3	4,383	1028	234,4
Run 19	5,2	4,376	1027	234,8
Run 20	5,1	4,368	1027	235,2
Run 21	5	4,36	1027	235,5
Run 22	4,9	4,352	1027	235,9
Run 23	4,8	4,344	1027	236,3
Run 24	4,7	4,337	1026	236,7

Tabla A2. 9: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas actuando en refrigeración.

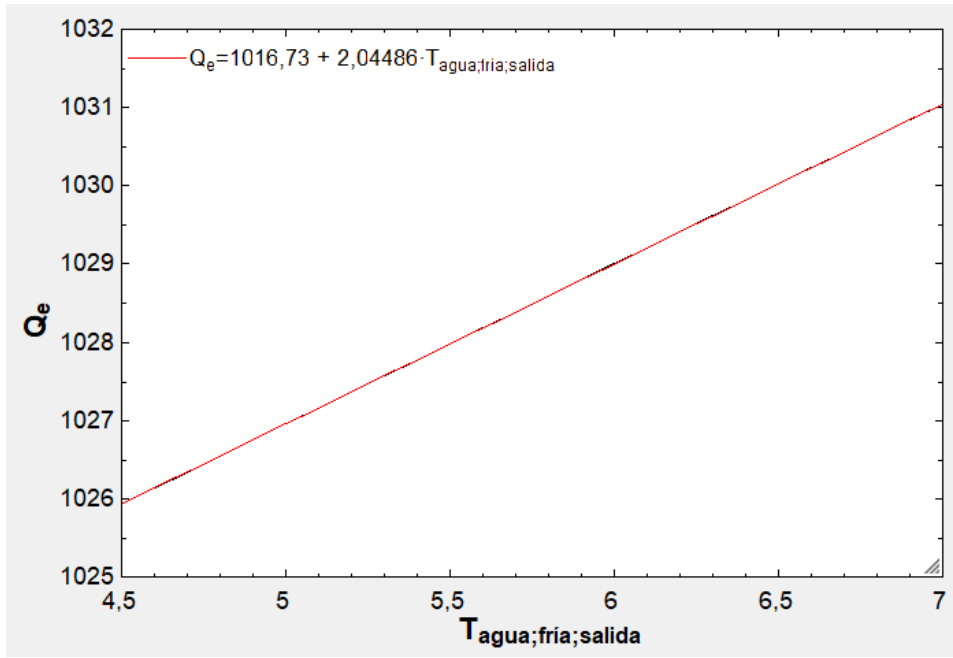


Figura A2. 23: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.

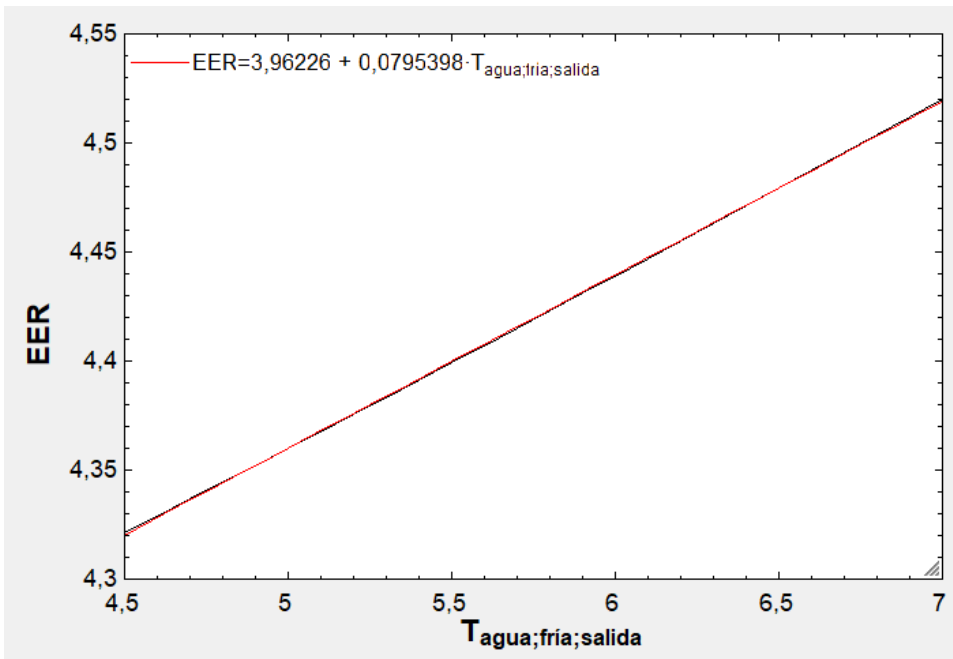


Figura A2. 24: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.

Refrigeración	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del evaporador	7°C	7°C
Potencia Frigorífica Q_e	1031 kW	1031 kW
Trabajo del compresor W_c	228,1	228,1
<i>EER</i>	4,52	4,52

Tabla A2. 10: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en refrigeración.

Bomba de calor EWSH W 700

La última bomba de calor a analizar es la EWSH W 700, capaz de entregar una potencia calorífica de 830 kW, y una potencia frigorífica de 656 kW, ambas en condiciones nominales.

Las prestaciones de dicha que el catálogo nos muestras son:

EWSH W MODEL			410	460	510	540	610	700	790
SUMMER WORKING MODE (1)									
COOLING CAPACITY		kW	394	443	494	551	603	656	740
Compressors power input		kW	82,5	92,4	103	109	134	144	163
Compressors operating current [OA]		A	148	178	195	202	225	250	273
EVAPORATOR									
Water flow rate		m³/h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop		kPa	10	16	17	22	24	14	12
CONDENSER									
Water flow rate		m³/h	82,6	92,8	103	114	128	139	156
Pressure drop		kPa	10	12	15	1	23	18	22
WINTER WORKING MODE (2)									
HEATING CAPACITY		kW	477	533	598	666	736	830	963
Compressors power input		kW	94,8	106	119	128	144	159	182
Compressors operating current [OA]		A	244	247	289	295	240	271	304
EVAPORATOR									
Water flow rate		m³/h	65,7	73,4	82,4	92,6	102	115	134
Pressure drop		kPa	13	18	19	22	26	8	6
CONDENSER									
Water flow rate		m³/h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop		kPa	7	2	1	4	16	16	17
PARTIAL HEAT RECOVERY (3)									
HEATING CAPACITY		kW	49,7	55,5	62,3	70	77	87,2	101
Heat recovery water flow		m³/h	8,56	9,57	10,7	12,1	13,3	15	17,5
Heat recovery pressure drop		kPa	4,6	4,2	3,7	3,5	3,3	3,4	3,8
COMPRESSORS									
			TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW	TWIN-SCREW
Quantity		n.	2	2	2	2	2	2	2
Maximum current		A	205	236	270	288	330	367	414
Starting current		A	383	469	630	639	811	544	568
Stepless capacity control			25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100	25...100
EVAPORATOR									
		N.	1	1	1	1	1	1	1
Water volume		l	149	142	255	255	255	255	237
Max water flow rate		m³/h	95	100	127	127	127	127	154
CONDENSER									
		N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume		l	78	78	99	99	99	99	109
Max water flow rate		m³/h	98	98	116	116	116	116	170
PARTIAL HEAT RECOVERY EXCHANGERS									
		N.	2	2	2	2	2	2	2
Total water volume		l	14,4	14,4	19,2	19,2	19,2	27	37
Max water flow rate		m³/h	37	37	37	37	37	37	37
REFRIGERANT									
			R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A	R134A
Total refrigerant charge (optional excluded)		kg	65	65	155	155	155	155	142
Gas circuits		n.	2	2	2	2	2	2	2
POWER SUPPLY		V/Ph/Hz	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50	400/3/50
ENERGY EFFICIENCY INDEXES									
EER - Energy Efficiency Ratio			4,78	4,79	4,8	5,06	4,5	4,56	4,54
COP - Coefficient of Performance			5,03	5,03	5,03	5,2	5,11	5,22	5,29
ESEER - Eurovent Standard			5,41	5,34	5,25	5,72	5,12	5,19	5,16
IPLV - ARI 550/590			5,72	5,42	5,39	6,04	5,44	5,51	5,49

Figura A2. 25: Prestaciones bomba de calor EWSH W 700 (Wesper, 2014).

Prestaciones	Condiciones Nominales
Tº del agua a la salida del condensador para calefacción	45°C
Tº del agua a la salida del evaporador para refrigeración	7°C
Potencia Calorífica Q_s	830 kW
Potencia Frigorífica Q_e	656 kW
Trabajo del compresor para calefacción W_c	159 kW
Trabajo del compresor para refrigeración W_c	144 kW
<i>COP</i>	5,22
<i>EER</i>	4,56
Refrigerante	R-134A

Tabla A2. 11: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 700.

T_agua_caliente=65 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_refrig_evap=7,5 "Temperatura del refrigerante a la salida del evaporador"
m=5,112 "Caudal másico"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}

T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}

P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}

rend_c=0,828
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}

T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada a la válvula de expansión}

T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}

P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
COP=(h_2-h_3)/(h_2-h_1)

Figura A2. 26: Simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones no nominales para calefacción.

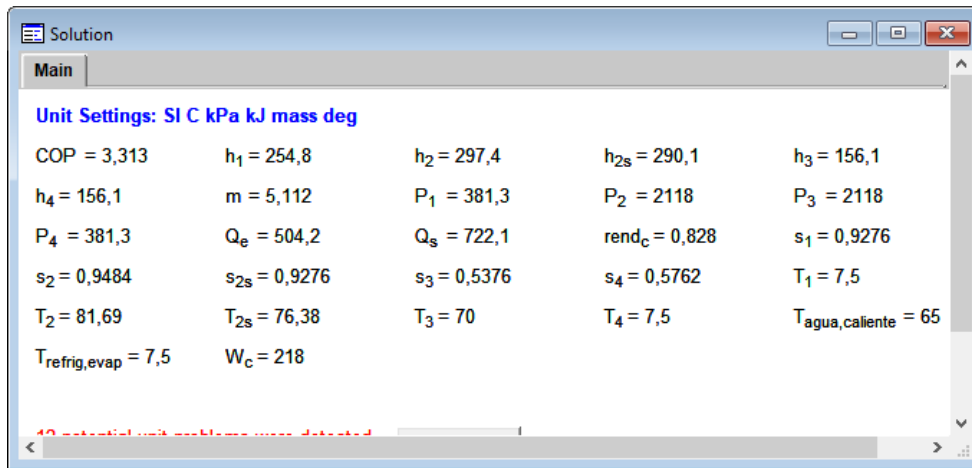


Figura A2. 27: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones no nominales para calefacción.

1.21	1 T _{agua,caldiente}	2 COP	3 Q _s	4 W _c
Run 1	45	5,226	829,9	158,8
Run 2	46	5,094	825,2	162
Run 3	47	4,967	820,3	165,2
Run 4	48	4,846	815,4	168,3
Run 5	49	4,729	810,5	171,4
Run 6	50	4,616	805,5	174,5
Run 7	51	4,508	800,4	177,5
Run 8	52	4,404	795,3	180,6
Run 9	53	4,303	790,1	183,6
Run 10	54	4,206	784,8	186,6
Run 11	55	4,112	779,5	189,6
Run 12	56	4,021	774,1	192,5
Run 13	57	3,933	768,6	195,4
Run 14	58	3,848	763,1	198,3
Run 15	59	3,765	757,5	201,2
Run 16	60	3,684	751,8	204
Run 17	61	3,606	746	206,9
Run 18	62	3,53	740,2	209,7
Run 19	63	3,456	734,2	212,5
Run 20	64	3,384	728,2	215,2
Run 21	65	3,313	722,1	218

Tabla A2. 12: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.

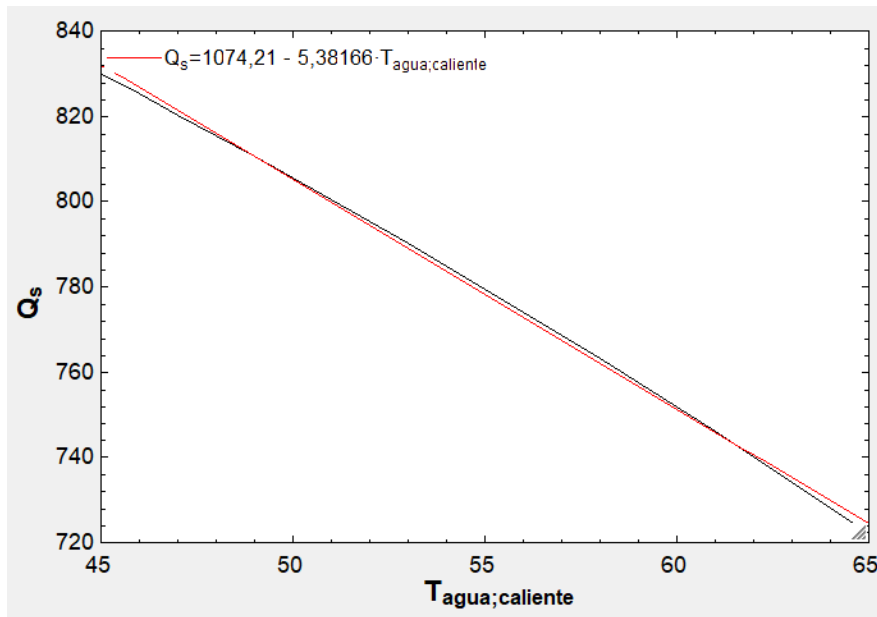


Figura A2. 28: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.

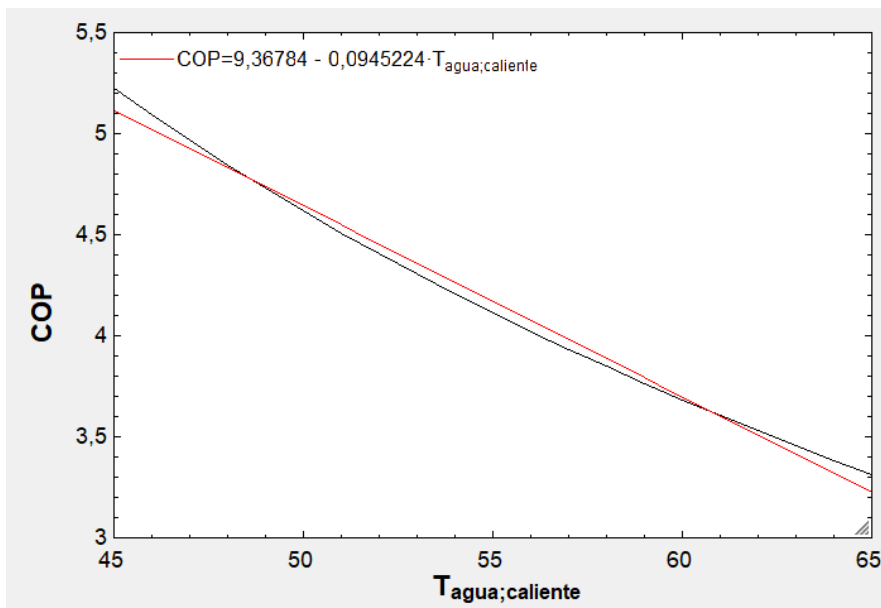


Figura A2. 29: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.

Calefacción	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del condensador	45°C	65°C
Potencia Calorífica Q_s	830 kW	722,1 kW
Trabajo del compresor W_c	159 kW	218 kW
COP	5,226	3,313

Tabla A2. 13: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba EWSH W 700 actuando en calefacción y ACS.

```

T_agua_caliente=35 "Temperatura del agua a la salida del condensador"
T_agua_fria_salida=7 "Temperatura del agua a la salida del evaporador"
T_agua_fria_entrada=12 "Temperatura del agua a la entrada del evaporador"
T_refrig_evap=((T_agua_fria_salida+T_agua_fria_entrada)/2)-5 "Temperatura del refrigerante a la
salida del evaporador"
m=4,531 "Caudal másico"

{Estado1. Salida del evaporador/ Entrada al compresor}
T_1=T_refrig_evap
P_1=p_sat(R134a;T=T_1)
s_1=entropy(R134a;T=T_1;x=1)
h_1=enthalpy(R134a;T=T_1;x=1)

{Estado2s. Salida ideal del compresor/ Entrada ideal al condensador}
P_2=P_3
s_2s=s_1
T_2s=temperature(R134a;P=P_2;s=s_2s)
h_2s=enthalpy(R134a;T=T_2s;P=P_2)

{Rendimiento isoentrópico del compresor para obtener h2}
rend_c=0,71
rend_c=(h_2s-h_1)/(h_2-h_1)

{Estado2. Salida del compresor/ Entrada al condensador}
T_2=temperature(R134a;P=P_2;h=h_2)
s_2=entropy(R134a;P=P_2;h=h_2)

{Estado3. Salida del condensador/ Entrada a la válvula de expansión}
T_3=T_agua_caliente+5
P_3=p_sat(R134a;T=T_3)
s_3=entropy(R134a;T=T_3;x=0)
h_3=enthalpy(R134a;T=T_3;x=0)

{Estado4. Salida de la válvula de expansión/ Entrada al evaporador}
P_4=P_1
h_4=h_3
T_4=temperature(R134a;P=P_4;h=h_4)
s_4=entropy(R134a;T=T_4;h=h_4)

Q_s/m=h_2-h_3
W_c/m=h_2-h_1
Q_e/m=h_1-h_4
EER=(h_1-h_4)/(h_2-h_1)

```

Figura A2. 30: Simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones nominales para refrigeración.

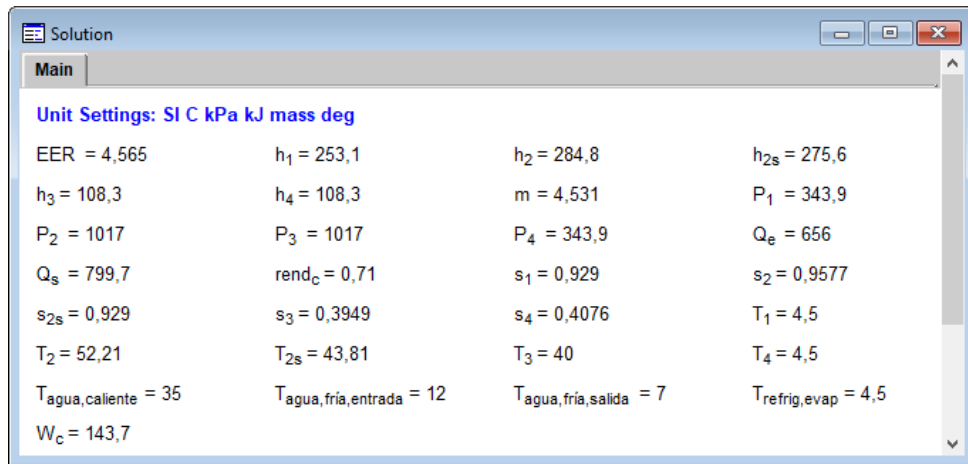


Figura A2. 31: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones nominales para refrigeración.

1..24	1 T _{agua,fría,salida}	2 EER	3 Q _e	4 W _c
Run 1	7	4,565	656	143,7
Run 2	6,9	4,557	655,9	143,9
Run 3	6,8	4,549	655,8	144,2
Run 4	6,7	4,54	655,6	144,4
Run 5	6,6	4,532	655,5	144,6
Run 6	6,5	4,524	655,4	144,9
Run 7	6,4	4,516	655,3	145,1
Run 8	6,3	4,508	655,1	145,3
Run 9	6,2	4,499	655	145,6
Run 10	6,1	4,491	654,9	145,8
Run 11	6	4,483	654,7	146
Run 12	5,9	4,475	654,6	146,3
Run 13	5,8	4,467	654,5	146,5
Run 14	5,7	4,459	654,3	146,7
Run 15	5,6	4,451	654,2	147
Run 16	5,5	4,443	654,1	147,2
Run 17	5,4	4,435	654	147,5
Run 18	5,3	4,427	653,8	147,7
Run 19	5,2	4,419	653,7	147,9
Run 20	5,1	4,411	653,6	148,2
Run 21	5	4,403	653,4	148,4
Run 22	4,9	4,396	653,3	148,6
Run 23	4,8	4,388	653,2	148,9
Run 24	4,7	4,38	653	149,1

Tabla A2. 14: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas para refrigeración.

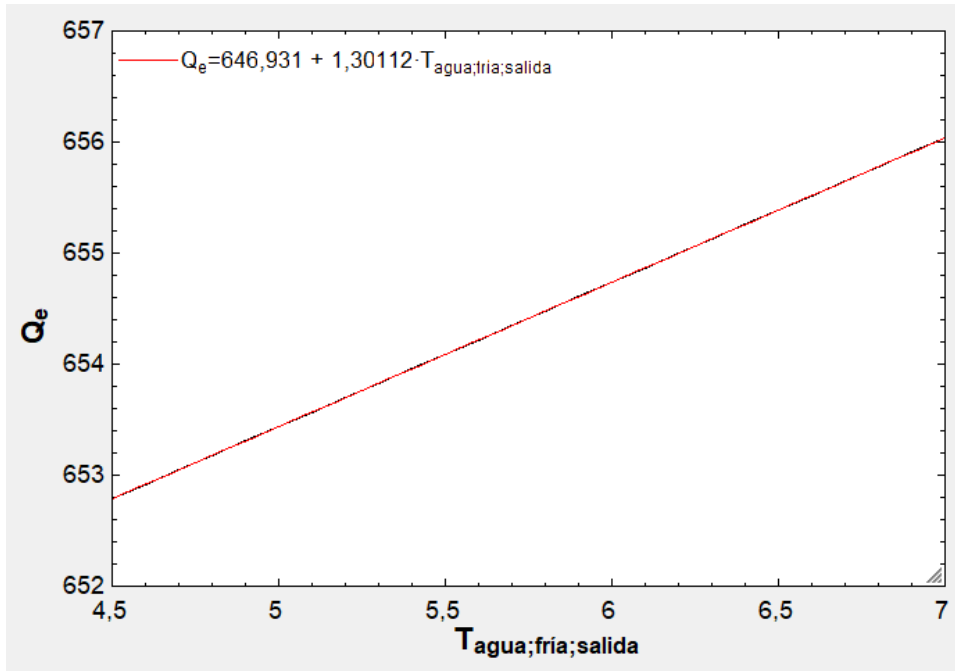


Figura A2. 32: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.

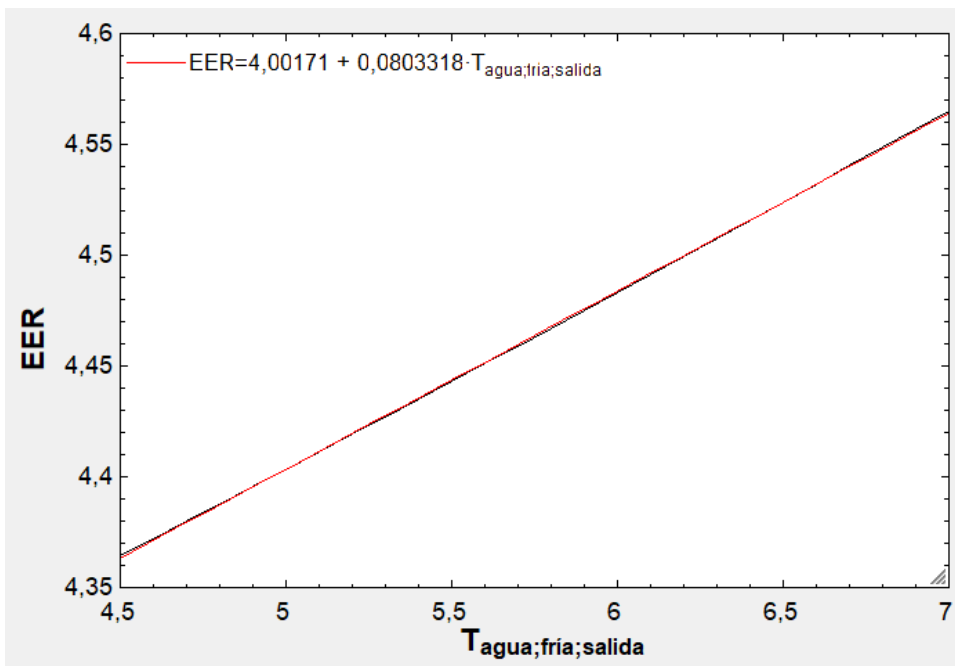


Figura A2. 33: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.

Refrigeración	Condiciones Nominales	Condiciones de Trabajo
Tº del agua a la salida del evaporador	7°C	7°C
Potencia Frigorífica Q_e	656 kW	656 kW
Trabajo del compresor W_c	143,7	143,7
<i>EER</i>	4,565	4,565

Tabla A2. 15: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba EWSH W 700 actuando en refrigeración.

Referencias

- EES. (1992-2017). Engineering Equation Solver. University of Wisconsin–Madison, EEUU: F-Chart Software.
- LINDO. (2011). Optimization Modeling Software for Linear, Nonlinear, and Integer Programming. LINDO Systems Inc.
- Talebi, B., Bastani, A., Mirzaei, P., & Haghigat, F. (2016). *A Review of District Heating Systems: Modelling and Optimization*. ResearchGate.
- Wesper, A. (2014). Catalog Water Cooled Chiller.

Anexo 3. Caso Base

Caldera de Gas y Aire Acondicionado

Como se ha podido observar hasta el momento, el presente trabajo de fin de grado se centra en la aplicación de bomba de calor y sistemas de almacenamiento térmico integrados en una red urbana. Sin embargo, se ha optado por analizar y exponer también los casos base de caldera de gas y aire acondicionado para poder realizar comparaciones, y así obtener conclusiones más precisas.

En lo referido a calefacción, a partir de los datos de demanda térmica del distrito de viviendas, se determina la necesidad de seleccionar un equipo que posea una potencia calorífica de al menos 1876,1 kW, para así poder hacer frente a esta demanda. Para ello, este trabajo se apoya en el catálogo de calderas de FER Calefacción (FER, Catálogo Calderas y Grupos Térmicos de Gas y de Gasóleo, 2016), seleccionando la caldera de gas MARK RH 2000, cuya potencia calorífica útil es de 2.360 kW, suficiente poder para cubrir las necesidades térmicas del conjunto de viviendas. Su rendimiento es del 95,77 % cuando trabaja a carga completa y del 96,78 % cuando funciona al 30 % de la potencia nominal.

Una de las ventajas muy a tener en cuenta de los sistemas de calefacción de distrito es el ahorro económico, concretamente en el coste de obtención de los equipos. Esto es así ya que el coste de los equipos por unidad de capacidad instalada disminuye debido a las economías de escala, además de poder obtener menores precios en la compra de combustible o electricidad.

El precio sin IVA de la caldera seleccionada es de 35.850 €, el cual alcanza el valor de 43.378,5 € una vez se haya tenido en cuenta el Impuesto de Valor Añadido. Aplicando un factor de módulo simple de 1,80 (Ulrich & Vasudevan, 2004) para añadir los costes de instalación y de los sistemas asociados, el coste de inversión ascendería a 78.081,3 €. Tomando ahora una vida media de 20 años, y un factor de mantenimiento de $0,15 \text{ año}^{-1}$, los costes fijos anuales alcanzan el valor de 14.029,38 €/año.

Con un coste del gas natural para consumidores industriales de 0,037 €/kWh (EUROSTAT, 2016), los costes variables suponen 100.711,67 €/año.

Por tanto, los costes totales anuales se calculan mediante la ecuación A3.1:

$$C \text{ [€/año]} = C_{FIJOS} + C_{VARIABLES} \quad (\text{A3.1})$$

Dando un resultado de 114741,05 €/año.

En relación a las emisiones de gases contaminantes, para el gas natural las emisiones son de 252 gramos de CO_2 por cada kWh térmico (de Guadalfajara, 2016). Ante una demanda anual de calefacción y ACS de 2928,5 MW, las emisiones de CO_2 alcanzan valores de 737.982.000 gramos.

A continuación, se muestra en la Figura A3.1 el catálogo de calderas de gas y de gasóleo de donde se ha seleccionado el modelo descrito.

Fer

MARK RH 1600 ÷ 2600

Calderas y Grupos Térmicos de Gas y de Gasóleo, Industriales de Acero de Alta Eficiencia



Electrónico EBM



Termostático

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES

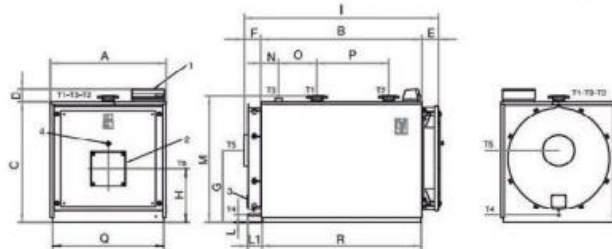
- Generador térmico presurizado predisposto para quemador a aire soplado de combustible líquido o gaseoso, con inversión de llama en cámara de combustión con 3 giros de humos.
- Cuerpo caldera de acero revestido de material aislante.
- Certificación energética 3***, según directiva 92/42/CE.
- Sistema de control en la circulación del fluido termovector, que mejora el intercambio y evita choques térmicos.
- Turbuladores de nuevo diseño para incrementar el intercambio térmico.
- Tubos de humo salientes de la plancha posterior para prevenir la formación de agua por condensación.
- Puerta anterior con abertura reversible, e innovado sistema de regulación y cierre en un único mecanismo.
- Panel de mandos tipo "satellite" disponible en versión termostático y en versión electrónico con termoregulación EBM (Efficient Boiler Management). PEDIR A PARTE.

DIMENSIONES Y CONEXIONES

MODELO	Medidas en mm															T3	T4	T5	Peso kg		
	A	B	C	D	E	F	G	H	I	L	L1	M*	N	O	P					Q*	
MARK RH 1600	1610	2772	1810	-	210	250	1005	860	3232	145	195	1950	662	850	1000	1000	150	100	1"1/2	450	3900
MARK RH 2000	1800	2976	2000	-	220	250	1100	940	3446	145	195	1950	716	850	1150	1170	200	125	1"1/2	500	5300
MARK RH 2600	1800	3346	2000	-	220	250	1100	940	3816	145	195	1950	786	850	1450	1170	200	125	1"1/2	500	5800

* Dimensiones mínimas para pasar por la puerta

1. Cuadro de mandos
2. Brida conexión quemador
3. Puerta limpieza cámara humos
4. Manta control llama
- T1. Ida calefacción
- T2. Retorno calefacción
- T3. Conexión vaso de expansión
14. Descarga cisterna
- T5. Conexión chimenea
- T6. Conexión quemador



CALDERA SIN QUEMADOR

MODELO	Consumo Térmico		Potencia útil		Rendimiento (η) a Pn		Pérdida lado humos	Contenido agua	Pérdida lado agua Δt= 10/15/20°C	Presión máx. ejercida	Precio
	Máx.	Min	Máx.	Min	100%Dn	30%Dn					
MARK RH 1600	1.930,0	1.291,0	1.845,0	1.229,0	95,60	96,50	7,2	1.925	150 / 70 / 42	6	27.825,00
MARK RH 2000	2.464,7	1.603,1	2.360,0	1.535,0	95,77	96,78	7,5	2.600	145 / 65 / 45	6	35.850,00
MARK RH 2600	3.128,8	2.033,7	3.000,0	1.950,0	95,90	96,91	8,2	2.920	190 / 90 / 61	6	37.090,00

Figura A3. 1: Catálogo de calderas y grupos térmicos de gas y de gasóleo (FER, 2016).

En lo referido a refrigeración, mediante los datos de demanda térmica del distrito de viviendas, se determina el valor de la demanda de frío por vivienda. La razón de ello es que los equipos de aire acondicionado se venden en su mayoría de forma individual. Por tanto, dado un total de 500 viviendas, la demanda de refrigeración por vivienda será de 4,57 kW. Se escoge para ello el catálogo de aires acondicionados de la empresa Fujitsu (Fujitsu, 2014), seleccionando el modelo de split individual para interiores ASYG24LFCC, cuyas prestaciones en condiciones de trabajo nominales se muestran en la Figura A3.2:

Specifications				ASYG18LFCA	ASYG24LFCC	ASYG30LFCA
Model No.	Indoor unit		AOYG18LFC	AOYG24LFCC	AOYG30LFT	
	Outdoor unit					
Power Source	V/Ø/Hz		230/1/50	230/1/50	230/1/50	
Capacity	Cooling	kW	5.2 (0.9-6.0)	7.1 (0.9-8.0)	8.0 (2.9-9.0)	
	Heating		6.3 (0.9-9.1)	8.0 (0.9-10.6)	8.8 (2.2-11.0)	
Input Power	Cooling/Heating		1.52/1.71	2.20/2.21	2.49/2.44	
EER	Cooling	W/W	3.42	3.23	3.21	
COP	Heating		3.68	3.61	3.61	
Pdesign	Cooling/Heating (@-10°C)		5.2/5.9	7.1/7.1	8.0/8.0	
SEER	Cooling	W/W	6.94	6.11	5.69	
SCOP	Heating (Average)		3.87	3.80	3.80	
Energy Efficiency Class	Cooling		A++	A++	A+	
	Heating (Average)		A	A	A	
Running Current	Cooling/Heating	A	6.8/7.6	9.7/9.7	10.9/10.7	
Annual Energy Consumption	Cooling	kWh/a	262	406	492	
	Heating		2130	2610	2941	
Moisture Removal			2.6	2.7	3.2	
Sound Pressure (Cooling)	Indoor	H/M/L/Q	dB(A)	43/37/33/26	49/42/37/32	48/42/37/33
	Outdoor			50	55	53
Sound Power (Cooling)	Indoor	High	dB(A)	58	64	64
	Outdoor			65	68	68
Airflow Rate (High)	Indoor / Outdoor		m ³ /h	900/2150	1120/2460	1100/3600
Net Dimension H x W x D	Indoor		mm	320X998X238	320X998X238	320X998X238
			kg(lbs)	14 (31)	14 (31)	14 (31)
	Outdoor		mm	620X790X298	620X790X298	830X900X330
			kg(lbs)	41 (90)	41 (90)	61 (135)
Piping Connections (Small / Large)			mm	6.35/12.8	6.35/15.88	9.52/15.88
Drain Hose Diameter (I.D./O.D.)			mm	12/16	12/16	12/16
Max Pipe Length (Pre-Charge)			m	25 (15)	30 (15)	50 (20)
Max Height Difference			m	20	20	30
Operation Range	Cooling	°CDB	-10 to 46	-10 to 46	-10 to 46	
	Heating		-15 to 24	-15 to 24	-15 to 24	
Refrigerant (Global Warming Potential)			R410A (1,975)	R410A (1,975)	R410A (1,975)	

Figura A3. 2: Catálogo aire acondicionado (Fujitsu, 2014).

Sin embargo, dadas las altas temperaturas alcanzadas en la ciudad de Zaragoza durante el periodo de verano, las condiciones de trabajo de estos dispositivos difieren de las presentadas en la Tabla A3.2. Esto supone una disminución del rendimiento de la instalación, y por tanto una disminución de la potencia frigorífica. Para evaluar esto de manera correcta, se establece un rendimiento, *EER*, de valor 2,5 (diferente del *EER* de valor 3,23 en condiciones nominales). De esta manera se determina que el valor de la potencia frigorífica es de 5,5 kW, suficiente para cubrir la demanda frigorífica individual de 4,57 kW.

Los costes de adquisición e instalación de estos dispositivos son de 1100 € (IVA incluido) y 250 € respectivamente, dando unos costes de inversión de los equipos de 1350 €.

Para el funcionamiento de este equipo es necesaria una conexión a la red, y no siendo necesaria una potencia superior a 10 kW (2,2 kW), se decide contratar la tarifa de baja tensión 2.0 A (IDAE, 2017). Esta tarifa no presenta discriminación horaria alguna, y posee las siguientes características (Figura A3.3):

Tarifa	Término de Potencia (€/kW y Año)	Término de Energía (€/kWh)	Coste del mercado eléctrico (€/kWh)	Coste Consumido (€/kWh)	Potencia Contratada (kW)
2.0 A	38,043426	0,044027	0,0681733	0,1122	10

Tabla A3. 1: Datos de la tarifa eléctrica 2.0 A de baja tensión para este trabajo (IDAE, 2017).

Esta tarifa de 10 kW podría parecer excesiva ante el valor de 2,2 kW de consumo de potencia, pero dado el desconocimiento del resto de necesidades eléctricas, se decide trabajar con cierto margen.

Mediante estos datos de la Tabla A3.1 es posible calcular un coste de conexión anual a la red eléctrica de 380,43 €. Estos costes son incluidos en los costes de inversión, que junto al valor de vida útil de estos equipos de aire acondicionado (10 años), se obtienen unos costes fijos anuales de 310,92 €/año.

Por otro lado, los costes variables anuales hallados mediante la potencia consumida y el coste consumido tienen un valor de 331,26 €/año. Por simplificación computacional se ha estipulado que los equipos aquí estudiados trabajan siempre a plena carga, 2,2 kW.

Como se puede observar, el cálculo anual de los costes de refrigeración se restringe a los meses de verano (Mayo, Junio, Julio y Agosto), y a las horas entre las 11:00 y las 24:00 (Figura 1.2). Así pues, el valor de los costes totales anuales es de 642,18 €/año.

Para finalizar, las emisiones de CO_2 obtenidas debidas a la red eléctrica resultan 0.385 $kgCO_2/kWh$, por lo que anualmente se emiten 1.136,67 kg de CO_2 por vivienda, es decir, 568.337 kg de CO_2 totales.

La explicación de todos estos cálculos queda constatada en el Anexo Estudio de Costes y Emisiones (Anexo 6).

Referencias

- EUROSTAT. (2016). *Energy Price Statistics. Natural Gas Prices for Industrial Consumers*.
- FER. (2016). *Catálogo Calderas y Grupos Térmicos de Gas y de Gasóleo*.
- Fujitsu. (2014). *Catálogo aires acondicionados*.
- IDAE. (2017). *Informe de Precios Energéticos Regulados*. Gobierno de España: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.
- Ulrich, G., & Vasudevan, P. (2004). *Chemical Engineering Process Design and Economics: A Practical Guide (2nd Ed.)*. Process Publishing Co.

Anexo 4. Energía Solar Fotovoltaica

Tabla de contenido

Tabla de contenido.....	129
La célula fotovoltaica	132
Efecto de la irradiancia y la temperatura.....	135
Conexión serie-paralelo y efecto sombra en las células	139
Elección del panel fotovoltaico	142
Modelización del panel fotovoltaico y pérdidas en el proceso de conversión	143
Bibliografía	148

La energía solar fotovoltaica es una fuente de energía renovable capaz de producir energía eléctrica, obtenida directamente a partir de la radiación solar incidente sobre un dispositivo semiconductor denominado célula fotovoltaica. Al conjunto de estas células fotovoltaicas interconectadas entre sí se le denomina panel o módulo fotovoltaico.

Estos sistemas fotovoltaicos convierten la radiación solar, visible o no, directamente en energía eléctrica con una eficiencia de entre el 6 y 21%. A diferencia de otros paneles solares, no transforman calor en energía eléctrica, y no precisan de agua para una refrigeración del sistema.

Algunas de las principales ventajas de estos dispositivos son:

- Alta fiabilidad y larga vida.
- Coste de mantenimiento bajo.
- No genera contaminación acústica ni residual.
- La producción de electricidad tiene lugar cerca de los consumidores.
- Fácilmente reciclables.

Sin embargo, también presentan desventajas, como:

- Fluctuaciones en la producción de energía eléctrica debido a la radiación solar, por lo que si la célula no se encuentra alineada perpendicularmente al Sol se pierde entre un 10-25 % de la energía incidente.
- Altos costes de instalación.
- Necesidad de componentes adicionales a la placa fotovoltaica (Almacenadores y convertidores).

La producción se ve afectada asimismo por las condiciones meteorológicas adversas, como la falta de sol, nubes o la suciedad que se deposita sobre los paneles. Se entiende por tanto que, durante el periodo nocturno, debido a la ausencia de radiación solar, no existe producción de energía eléctrica. Esto implica que para garantizar el suministro de electricidad es necesario complementar esta energía con otras fuentes de energía.

Además, se han desarrollado unos seguidores solares para maximizar la producción de energía y así reducir las fluctuaciones en ella por la falta de alineación con la luz solar.

En España, este tipo de energía se usa principalmente para producir electricidad a gran escala a través de redes de distribución, aunque también permite alimentar innumerables aplicaciones y aparatos autónomos, abastecer refugios de montaña o viviendas aisladas de la red eléctrica. Debido a la creciente demanda de energías renovables, la fabricación de células solares e instalaciones fotovoltaicas ha avanzado considerablemente en los últimos años. Un ejemplo de ello son los paneles fotovoltaicos flotantes en los que la empresa francesa Ciel&Terre lleva trabajando desde 2011. Su sistema permite que paneles solares comunes sean instalados sobre grandes masas de agua como embalses, lagos, presas y canales de agua para riego y similares. Su finalidad es crear una alternativa sencilla y asequible a los parques solares terrestres (Ciel&Terre, 2011).

Antes de continuar, conviene dejar claros dos conceptos muy presentes en esta temática:

- Irradiación: Densidad de energía solar recibida en un determinado periodo de tiempo, medido en Wh/m^2 , o si es por día, $Wh/m^2/día$.
- Irradiancia: Densidad de potencia instantánea recibida, se mide en W/m^2 .

La célula fotovoltaica

La célula solar o fotovoltaica es el elemento básico del sistema debido a que la conversión directa de luz solar en electricidad ocurre en su interior. El material de estas células fotovoltaicas es principalmente silicio mono o multi-cristalino (15-21% y 14-16% de eficiencia respectivamente).

En el caso del Silicio (Si), el cristal es tetravalente; cada átomo posee 4 electrones de valencia, disponibles para un enlace químico con otros átomos que lo rodeen (Figura A4.1).

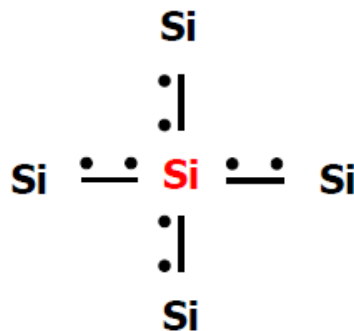


Figura A4. 1: Diagrama de electrones del Si.

Para entender el proceso de conversión es necesario analizar la estructura de energía de banda de los átomos y la generación del par electrón-agujero.

La banda de energía es el conjunto de niveles de energía que posee un electrón. Puede distinguirse entre la banda de valencia, compuesta por el par electrón involucrado en el enlace químico, y la banda de conducción, compuesta por electrones con un nivel de energía mayor que el anterior y que le permite el movimiento en la red cristalina.

La denominada energía de gap representa la energía necesaria por el electrón para pasar de la banda de valencia a la de conducción. La Figura A4.2 lo muestra de manera esquemática.

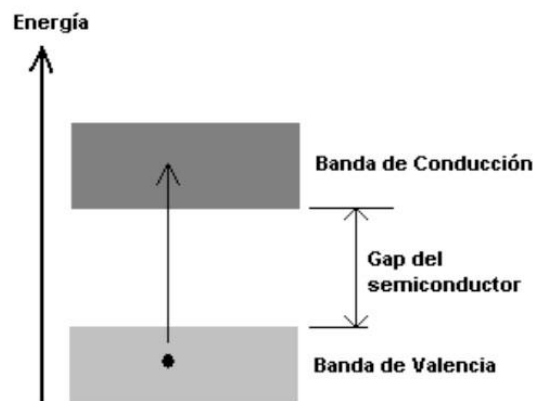


Figura A4. 2: Diagrama de la banda de energía de un semiconductor.

Para la generación del par electrón-agujero, en primer lugar, es necesario construir una unión homónima P-N de cristales semiconductores. En ella, uno de los cristales es dopado con átomos trivalentes (Boro) y el otro dopado con átomos pentavalentes (Fósforo).

Esta primera capa tiene una cantidad media de electrones libres menor que una capa de silicio puro. Los electrones están ligados a la red cristalina que, en consecuencia, es eléctricamente neutra, pero presenta huecos positivos (p). La conducción eléctrica está asegurada por estos portadores de carga que se desplazan por todo el material.

En la capa tipo N, hay un número de electrones libres mayor que en una capa de silicio puro, de ahí el nombre del dopaje n, negativo. El material permanece eléctricamente neutro, ya que tanto los átomos de silicio como los del material dopante son neutros. Sin embargo, la red cristalina tiene globalmente una mayor presencia de electrones que en una red de silicio puro.

La capa de tipo N se coloca sobre la de tipo P, y ambas presentan unos grosores muy diferenciados. La primera de 1 micrómetro, y la segunda de entre 200 y 300 micrómetros. El hecho de que la capa de tipo N se encuentre arriba y sea mucho más fina que la P facilita el acceso de la radiación a la zona unión de los cristales.

El principio de una célula fotovoltaica es obligar a los electrones y a los huecos a avanzar hacia el lado opuesto del material en lugar de simplemente recombinarse en él: así, se producirá una diferencia de potencial y por lo tanto tensión entre las dos partes del material, como ocurre en una pila.

En la interfase, los electrones del cristal tipo N se mueven hacia el cristal tipo P, y viceversa para los agujeros, formando de esta manera la zona de depleción o de agotamiento (cargas positivas distribuidas en N y cargas negativas distribuidas en P). Esto puede verse de forma más clara en la Figura A4.3:

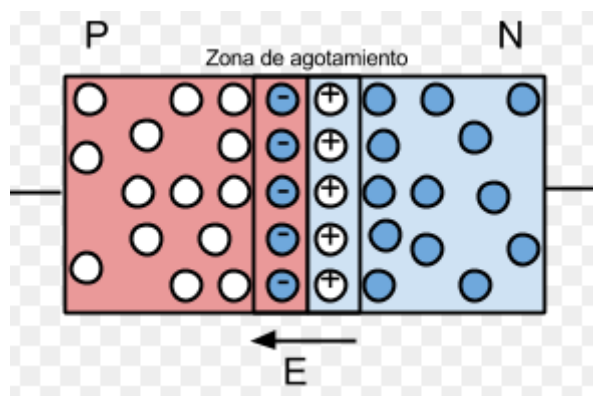


Figura A4. 3: Distribución de cargas en la zona de depleción de una unión P-N.

Cuando esta unión de semiconductores dopados se expone a radiación electromagnética, un fotón incidente golpea a un electrón y lo arranca, creando un hueco en el átomo. Sin embargo, no todos los fotones que alcanzan el cristal dopado son capaces de generar esta situación. Solo aquellos con energía suficiente, mayor que la de gap ($E_{ph} = h \cdot \nu = h \cdot c / \lambda \geq E_{gap}$), son capaces de generar los pares electrón-agujero.

Este fenómeno es más eficaz en la zona de depleción, donde casi no hay portadores de carga (electrones o huecos), ya que son anulados, o en la cercanía inmediata a esta; cuando un fotón crea un par electrón-hueco es improbable que cada uno encuentre a su opuesto, pero si la creación tiene lugar en un sitio más alejado de la unión, existe una gran oportunidad para recombinarse.

No obstante, aunque a priori se podría afirmar que cuanto menor sea el espesor de la capa N, mayor la probabilidad de que el par electrón-agujero no se recombine, y por tanto más favorable para la célula, esto no es así, pues es necesario un mínimo nivel de grosor de la capa N para la captación de fotones.

En presencia de un campo eléctrico en la unión, de N hacia P, los electrones extraídos por el fotón son atraídos al cristal N, que en esos momentos se encuentra cargado positivamente, y los agujeros son atraídos al cristal P, cargado negativamente. De esta manera solo se permite el flujo de corriente en una dirección, llegando la zona de depleción a actuar como un diodo. Este movimiento de cargas es la fuente de la corriente fotovoltaica " I_{ph} " (Figura A4.4).

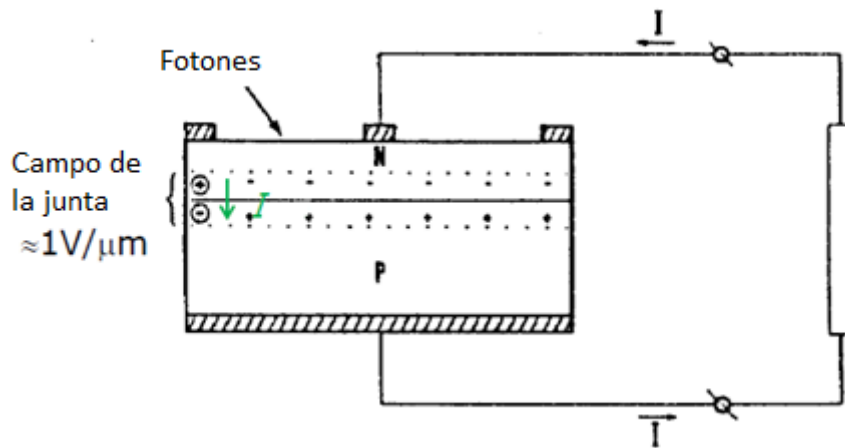


Figura A4. 4: Representación de la corriente generada en la célula fotovoltaica (Spertino, 2016).

Cabe recordar que existen una serie de pérdidas de potencia en las células solares debido a factores como:

- No todos los fotones logran penetrar en la célula, ya que una parte de ellos son reflejados. Para evitar esto, se aplica una capa de recubrimiento antirreflectante en la cara frontal de la célula.
- Algunos pares de electrón-agujero se recombinan antes de ser separados por el campo eléctrico presente en la unión de los cristales.
- El aislamiento eléctrico de las superficies laterales es imperfecto.

Efecto de la irradiancia y la temperatura

Como en todo dispositivo eléctrico, las variables fundamentales de análisis son la corriente y el voltaje. La relación de estas dos se muestra a continuación en la Figura A4.5:

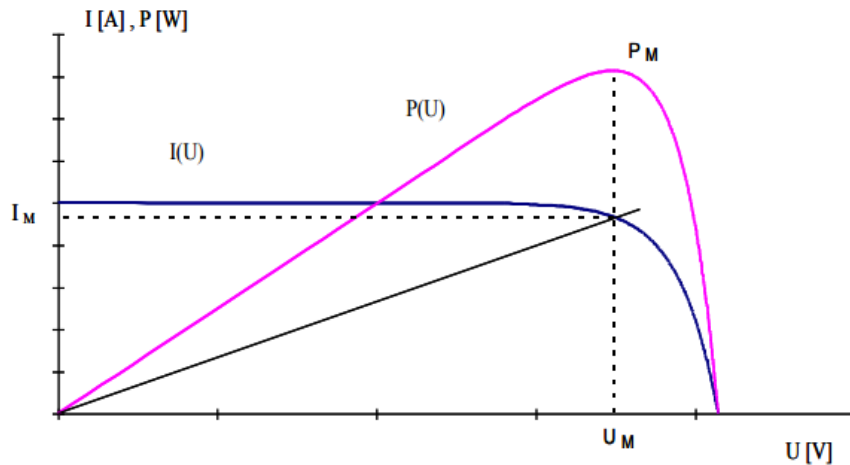


Figura A4. 5: Curva característica I-U de una célula fotovoltaica (Spertino, 2016).

La curva característica Intensidad-Voltaje de una célula irradiada se caracteriza por ser de carácter no lineal. Como se puede apreciar en ella, aparece una tercera variable como es la potencia "P". Su curva indica los valores que la corriente y voltaje han de tomar para alcanzar el punto de máxima potencia. Por lo tanto, los valores más indicativos de esta curva serían:

- I_{mpp} : Intensidad máxima en el punto de máxima potencia.
- U_{mpp} : Voltaje máximo en el punto de máxima potencia.
- I_{sc} : Intensidad de cortocircuito.
- U_{oc} : Voltaje de circuito abierto.

El valor de " U_{oc} " correspondería un punto donde la potencia fuera 0 y el voltaje fuera máximo, concretamente el punto de corte más alejado del eje X. Mientras que el valor de " I_{sc} " correspondería a un punto donde la potencia fuera 0 nuevamente y la corriente fuera máxima. En este caso el punto de origen de coordenadas.

Para comprender mejor la influencia de la temperatura y la irradiancia en el comportamiento de la célula, es necesario profundizar en el estudio de su circuito interno (Figura A4.6).

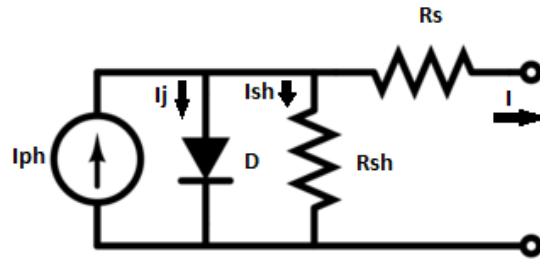


Figura A4. 6: Circuito interno de una célula fotovoltaica (Spertino, 2016).

La corriente “ I_{ph} ”, explicada anteriormente, viene definida por la Ecuación 4.1:

$$I_{ph} [A] = K_{mat} * G * A \quad (4.1)$$

- K_{mat} : Constante característica del material [A/W]
- G : Irradiancia [W/m^2]
- A : Área del panel fotovoltaico [m^2]

La corriente “ I_j ” que circula por el diodo responde a la Ecuación 4.2:

$$I_j [A] = I_o * (e^{\frac{q*U_j}{k*T}} - 1) \quad (4.2)$$

- I_o : Intensidad de saturación inversa propia del diodo [A]
- q : Carga del electrón ($1,602*10^{-19}$ C)
- U_j : Caída de voltaje en el diodo [V]
- k : Constante de Boltzman ($1,3806*10^{-23}$ J/K)
- T : Temperatura absoluta [K]

La resistencia “ R_{sh} ” está relacionada con el aislamiento de las paredes laterales de la célula. Cuanto mejor sea este, mayor será su valor, y por tanto menor la corriente que circula por esa rama.

La resistencia “ R_s ” está referenciada a las conexiones de los busbars frontales, siendo menor cuanto mejor sea esta.

Finalmente, la corriente de salida será:

$$I[A] = I_{ph} - I_j - U_j/R_s \quad (4.3)$$

- I_{ph} : Corriente fotovoltaica [A]
- I_j : Corriente que circula por el diodo [A]
- U_j : Caída de voltaje en el diodo [V]
- R_s : Resistencia de los busbars frontales [Ω]

Gracias a ello es fácilmente apreciable cómo la irradiancia “ G ” influye de manera directa en la corriente “ I_{ph} ”, y por tanto en la corriente final “ I ”.

Entonces, dado que la intensidad se ve afectada por la irradiancia, también lo hará la curva característica, y por tanto el voltaje (Figura A4.7):

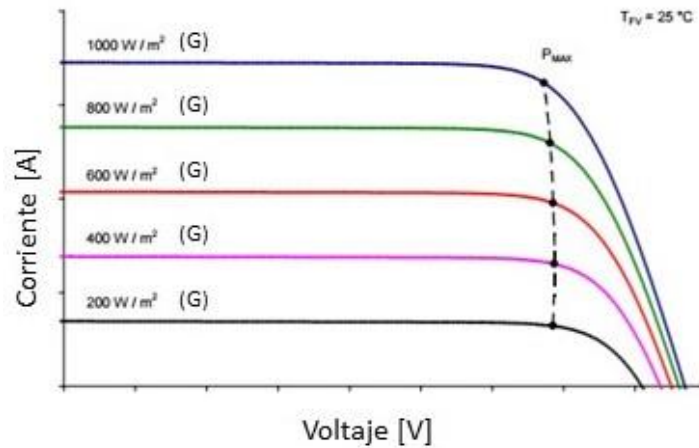


Figura A4. 7: Variación de la curva característica en función de la irradiancia “ G ” ($T=cte$) (Spertino, 2016).

Como se puede observar, la intensidad se ve fuertemente afectada por la diferente radiación incidente, a diferencia del voltaje que apenas sufre cambio gracias a la ley logarítmica:

$$U_{oc} [V] = \left(\frac{k \cdot T}{q}\right) \cdot \ln\left(\frac{I_{ph}}{I}\right) \quad (4.4)$$

En cuanto a la dependencia de la temperatura, esta genera un comportamiento opuesto al producido por la irradiancia (Figura A4.8).

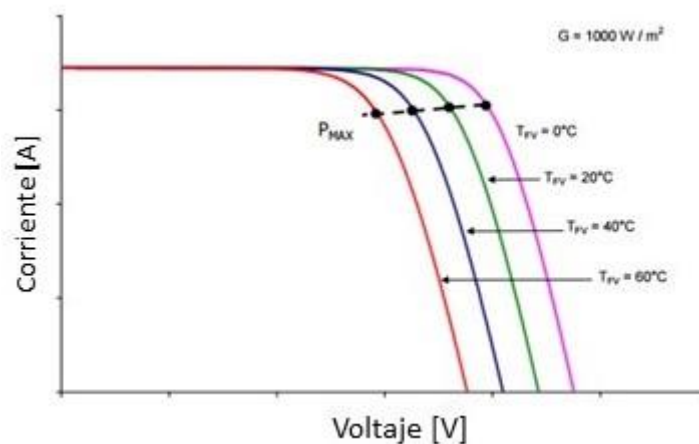


Figura A4. 8: Variación de la curva característica en función de la temperatura “ T ” ($G = cte$) (Spertino, 2016).

A medida que la temperatura aumenta, la corriente de cortocircuito no se ve afectada, mientras que la corriente de máxima potencia sí decrece ligeramente. En cambio, el voltaje sufre una variación mucho más significativa. Los valores en circuito abierto cada vez son menores, así como los de máxima potencia.

$$U_{oc} [V] = \left(\frac{k \cdot T}{q}\right) \cdot \ln\left(\frac{I_{ph}}{I}\right)$$

El aumento de temperatura trae consigo una disminución " I_j ", por lo tanto, un aumento de " I ". Esto genera en última instancia una disminución de " U_{oc} ", y por tanto de " U_{mpp} ".

Teniendo en cuenta la aplicación práctica, es importante resaltar la variación simultánea que sufren la irradiancia y la temperatura a lo largo de las horas de luz del día (Figura A4.9). En dicha figura se distingue entre Temperatura de la célula (T_c), Temperatura ambiente (T_{amb}), Irradiancia (G) y Potencia (P).

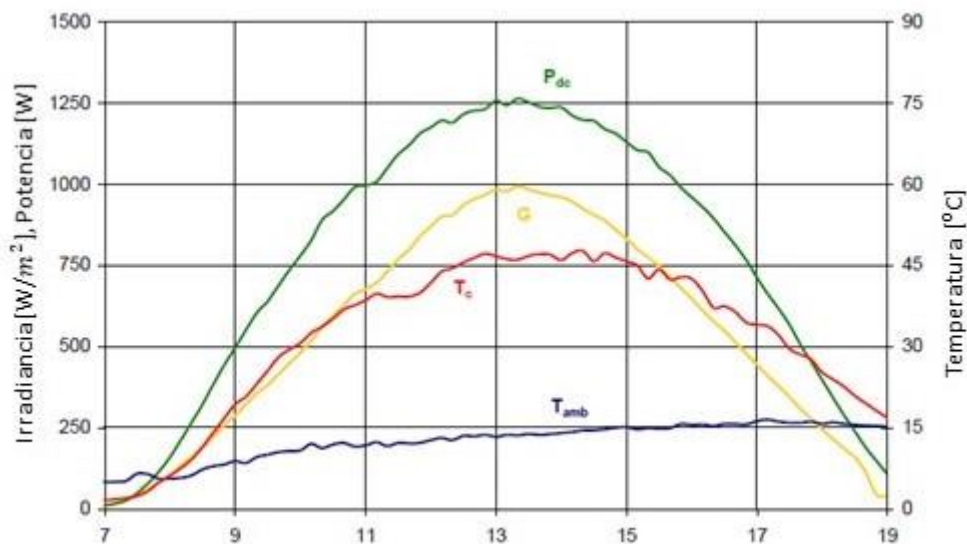


Figura A4. 9: Variación simultánea de irradiancia y temperatura a lo largo de las horas luminosas del día (Spertino, 2016).

Como conclusiones de este apartado, se determina que tanto la potencia como la intensidad máxima son proporcionales a la irradiancia " G ", mientras que el voltaje máximo se encuentra influenciado principalmente por la temperatura de la célula " T_c ". Estas dependencias, y por tanto variaciones, son las causantes de una reducción en la potencia máxima generada.

Conexión serie-paralelo y efecto sombra en las células

Toda célula solar de silicio cristalino proporciona un voltaje, independientemente de la superficie que presente, de entre 0,5 y 0,6 V, y una densidad de corriente, dependiente de la superficie, de entre 25 y 35 mA/cm².

No obstante, las cargas precisan de un voltaje y una corriente mayores de los que una simple célula es capaz de suministrar, por lo que es necesario conectar varias células en serie o en paralelo para alcanzar la potencia requerida.

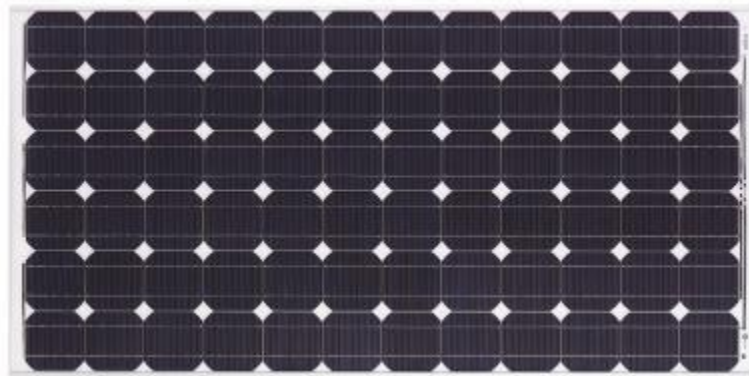


Figura A4. 10: Módulo o panel fotovoltaico compuesto de 72 células interconectadas.

Esta conexión, serie o paralelo, presenta un requisito muy importante, y es que todas y cada una de las células que se aúnan han de tener la misma curva característica. Evidentemente esto no siempre es posible, y por tanto se generan situaciones de no concordancia entre células.

Para ver las repercusiones de dicha situación se expone el siguiente caso para la conexión en serie:

Si por ejemplo se conectaran N_s células en serie, todas ellas con las mismas curvas características, la curva característica resultante no sería otra salvo la generada por la suma de los voltajes de cada una, manteniendo el valor de la corriente. Pero si en el caso de que una de ellas tuviera una curva característica diferente a la de las demás, ya fuera por defectos de manufactura, la curva característica resultante sufriría cambios, pues el valor del voltaje sumado por parte de la célula anormal no sería igual al del resto de células. Y más importante, la corriente de salida de la conexión serie vendría limitada por la corriente de la célula anormal, que evidentemente sería menor a la del resto. Esto acarrearía una potencia menor, aun si esta célula fuera eliminada de la configuración y se trabajase con N_s-1 células.

Además, si la corriente requerida por la carga supera la suministrada por la conexión en serie, que pertenece a la de la célula anormal, esta última adoptaría un comportamiento de carga con voltaje inverso. Si bajo estas condiciones se diera además una situación de cortocircuito, la nueva carga tendría que absorber toda la potencia suministrada por el resto de células, y si se llegara a superar el límite de la célula, podría darse la rotura (rango de rotura entre -20 y -30 V).

Para solucionar estas situaciones se coloca un diodo en paralelo con la célula anormal, para así evitar el comportamiento como carga con voltaje inverso.

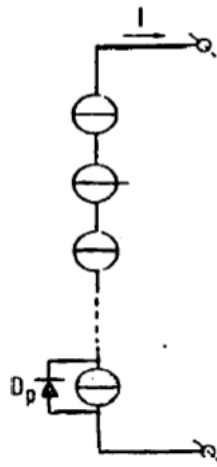


Figura A4. 11: Colocación de diodo en paralelo con la célula anormal (Spertino, 2016).

De esta manera la corriente de la conexión en serie no se ve limitada por la de la célula anormal, y por tanto la potencia suministrada no se ve reducida en tal medida, aunque sí un poco debido a la contribución del diodo. Cabe destacar que tal técnica de protección resultaría excesivamente cara si se aplicara a cada una de las células existentes. Por ello se colocan en paralelo grupos de células en serie dentro de un módulo fotovoltaico.

El siguiente caso presenta las repercusiones de la situación de no concordancia entre células para conexión en paralelo:

Si por ejemplo se conectaran N_p células en paralelo, todas ellas con las mismas curvas características, la curva característica resultante no sería otra salvo la generada por la suma de las corrientes de cada una, manteniendo el valor del voltaje. Pero si en el caso de que una de ellas tuviera una curva característica diferente a la de las demás, ya fuera por defectos de manufactura, la curva característica resultante sufriría cambios, pues el valor de la corriente sumada por parte de la célula anormal no sería igual al del resto de células. Y más importante, el voltaje de salida de la conexión paralela vendría limitada por la corriente de la célula anormal, que evidentemente sería menor a la del resto. Esto acarrearía una potencia menor, aun si esta célula fuera eliminada de la configuración y se trabajase con N_p-1 células.

Además, si el voltaje requerido por la carga supera el suministrado por la conexión en paralelo, que pertenece a la de la célula anormal, esta última adoptaría un comportamiento de carga con corriente inversa. Si bajo estas condiciones se diera además una situación de circuito abierto, la nueva carga tendría que absorber toda la corriente suministrada por el resto de células. El sobrecalentamiento de la célula podría causar la rotura.

Para solucionar estas situaciones se coloca un diodo en cada una de las ramas paralelas entre sí, en serie con la célula anormal de cada rama, para así evitar el comportamiento como carga con corriente inversa. Esta protección no es posible incorporarla si solamente hay una célula por rama, dado que el voltaje que habría de soportar el diodo sería igual al voltaje de la célula fotovoltaica.

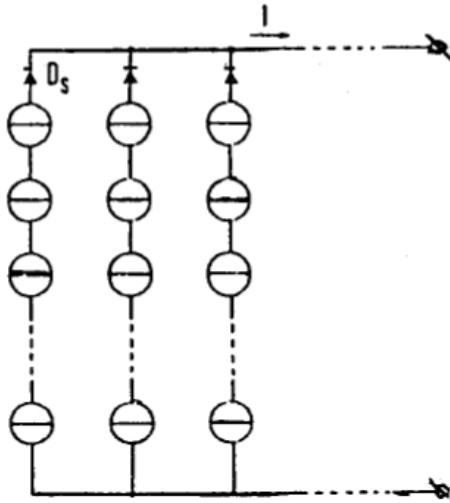


Figura A4. 12: Colocación de diodo en serie con la célula anormal de la rama (Spertino, 2016).

De esta manera la tensión de la conexión paralela no se ve limitada por la de la célula anormal, y por tanto la potencia suministrada no es reducida en tal medida, aunque sí un poco debido a la contribución del diodo.

Como conclusión de este estudio, es necesario el uso de células con curvas características lo más similares posible para que las conexiones serie-paralelo se puedan llevar a cabo. Ello precisa de una cuidadosa selección de las células manufacturadas. Una manera de lograr esto sería la elección de todas aquellas células con la misma corriente de cortocircuito " I_{sc} ", el mismo voltaje en circuito abierto " U_{oc} " y la misma potencia máxima " P_{max} ". No obstante, por muy bien que sea esta selección de células, siempre existen unas pérdidas de no concordancia, estimadas entre un 2 y 4% del total.

Es importante destacar también la contribución de las condiciones atmosféricas en estas situaciones. Cuando una célula deja de recibir radiación directa de luz solar, es decir a la sombra, su comportamiento pasa a ser el mismo que el de una célula con una curva característica diferente al resto. Por ello se suele tratar el efecto de la no concordancia y el efecto sombra como iguales al generar ambos las mismas repercusiones en el sistema.

Elección del panel fotovoltaico

Para este trabajo se ha seleccionado el panel P6Y-245, de la compañía SumSol (SumSol, 2016). De entre todas sus características en condiciones estándar, las más importantes para su modelización son las siguientes (ver Figura A2.13):

- Potencia nominal (P_{max}) = 245 W
- Voltaje en circuito abierto (U_{oc}) = 37,98 V
- Corriente en cortocircuito (I_{sc}) = 8,49 A
- Eficiencia del módulo (η_{panel}) = 16,1 %

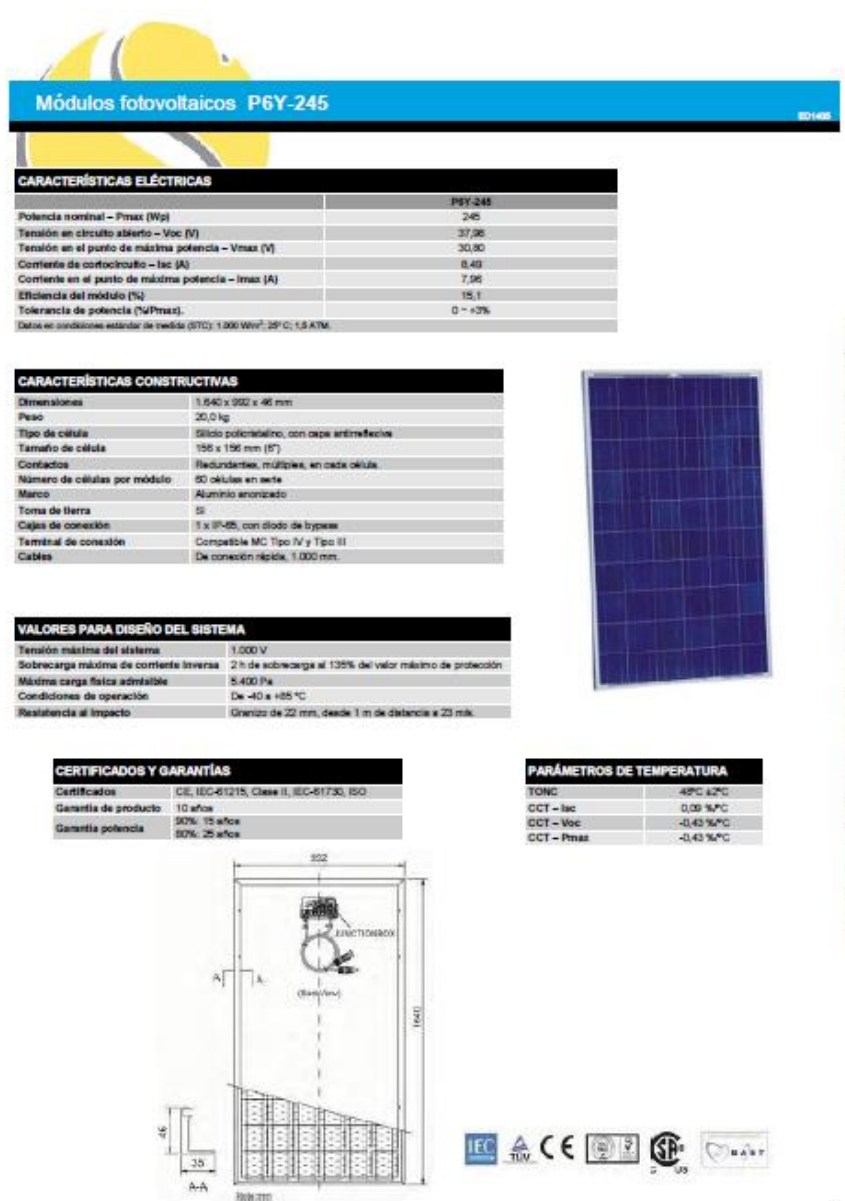


Figura A4. 13: Catálogo paneles fotovoltaicos (SumSol, 2016).

Modelización del panel fotovoltaico y pérdidas en el proceso de conversión

A la hora de modelar los paneles fotovoltaicos se ha de tener en cuenta que van a ser calculados conforme al área. Si se busca cómo relacionar estos valores con la potencia producida por hora por los paneles fotovoltaicos, se ha de modelar el rendimiento en función de la inclinación del panel, pues como se comenta más adelante, la potencia generada depende de la irradiancia que este recibe sobre su cristal.

Como paso previo al análisis de la eficiencia de un módulo fotovoltaico, es apropiado definir algunos conceptos como las denominadas condiciones estándar o la NOCT. Las condiciones estándar, STC en inglés, son aquellas condiciones de referencia, bajo las que se realizan los ensayos y test para indicar la actuación del panel. Son raramente dadas en la naturaleza, y se caracterizan por las siguientes especificaciones:

- Irradiancia 1000 W/m^2 .
- Temperatura de la célula 25°C .
- Coeficiente de masa de aire (AM) 1,5. Este coeficiente representa la longitud del camino óptico directo a través de la atmósfera terrestre.

Por otro lado, la NOCT representa la temperatura de operación normal de la célula. Es la temperatura de equilibrio de una célula solar que está dentro de un módulo, expuesto al sol y bajo condiciones estándar. Su importancia radica en que establece la relación entre la temperatura a la que se encuentra la célula y el rendimiento del panel. Según el catálogo, el valor de la NOCT es de $48^\circ\text{C} (\pm 2^\circ\text{C})$ para el panel seleccionado. Además, el cálculo de la NOCT también se realiza siempre bajo unas condiciones determinadas:

- Irradiancia 800 W/m^2 .
- Temperatura del ambiente 20°C .
- Velocidad del viento 1 m/s .

A continuación, se presente el rendimiento de un panel fotovoltaico en condiciones estándar ($G = 1000 \text{ W/m}^2$), el cual viene dado por la Ecuación 4.5:

$$\eta_{panel} = \frac{P_{max}}{G * A_{PV}} \quad (4.5)$$

- P_{max} : Potencia máxima alcanzada por el panel [W]
- G : Irradiancia para condiciones estándar ($G = 1000 \text{ W/m}^2$)
- A_{PV} : Área del panel fotovoltaico [m^2]

Si se desea realizar un correcto modelado, no es preciso olvidar que el sistema no es ideal. Esto es debido a la existencia de una serie de pérdidas de potencia producidas principalmente por:

- Espectro solar diferente al espectro de referencia. Esto produce una reducción del rendimiento del 2%. Por tanto, aparece un coeficiente de eficiencia a tener en cuenta de valor 0,98 (Ortiz, 2008):

$$\eta_{spec} = 0,98$$

- Situaciones de no concordancia entre los módulos de células conectados. El valor de este coeficiente de eficiencia es facilitado por el fabricante del módulo (SumSol, 2016):

$$\eta_{mis} = 0,97$$

- Suciedad y reflexión en el cristal frontal debido a la posición fija de los paneles, los cuales por tanto no siempre están recibiendo la radiación máxima (Ortiz, 2008):

$$\eta_{dirt} = 0,95$$

$$\eta_{ref} = 0,97$$

- Cableado, diodos, fusibles e interruptores (Ortiz, 2008):

$$\eta_{wir} = 0,985$$

- Conversión DC-AC por parte del inversor y uso de la técnica rastreo del punto de máxima potencia (MPP tracker) (Ortiz, 2008):

$$\eta_{PCU} = 0,98$$

- Transformador (Ortiz, 2008):

$$\eta_{trafo} = 0,97$$

- Temperatura de trabajo de la célula, si hay diferencia con respecto a la de referencia (25°C). Reducción del rendimiento a altas temperaturas y aumento de este a bajas. Para analizar esta situación hay que emplear el término previamente introducido, la NOCT, cuyo valor en este trabajo es de 48°C gracias al panel escogido.

Gracias a este dato se calcula en primer lugar la temperatura de la célula:

$$T_c \text{ [}^\circ\text{C]} = T_{amb} + \frac{NOCT - 20^\circ\text{C}}{800 \text{ W/m}^2} * G \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (4.6)$$

Como se puede apreciar, este valor de la temperatura de la célula depende de la radiación incidente, y por tanto del momento del día en que se analice.

Acto seguido se calculan los valores de voltaje en circuito abierto y corriente en circuito cerrado a la temperatura calculada:

$$U_{oc}(T_c) [V] = U_{oc}(STC) * (1 + \beta_{U_{oc}}\% * \Delta T_c) \quad (4.7)$$

- $U_{oc}(STC) = 37,98 \text{ V}$
- $\beta_{U_{oc}}\% = -0,43 \text{ \%/}^\circ\text{C}$
- $\Delta T_c = T_c - 25 \text{ }^\circ\text{C}$

$$I_{sc}(G, T_c) [A] = I_{sc}(STC) * \frac{G [W/m^2]}{1000} * (1 + \alpha_{I_{sc}}\% * \Delta T_c) \quad (4.8)$$

- $I_{sc}(STC) = 8,49 \text{ A}$
- $\alpha_{I_{sc}}\% = 0,09 \text{ \%/}^\circ\text{C}$
- $\Delta T_c = T_c - 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Una vez obtenidos estos valores, no hay más que emplear la siguiente Ecuación 4.10 para obtener el valor del coeficiente de eficiencia de la temperatura:

$$\eta_{temp} = \frac{P_{max}}{I_{sc}(G, T_c) * U_{oc}(T_c)} \quad (4.9)$$

Como ha quedado demostrado, la radiación solar juega un papel fundamental en el funcionamiento del panel fotovoltaico. Es por ello por lo que su estimación ha de hacerse de una manera cuidadosa y correcta. A ello se suma la variación de la irradiancia a lo largo del año. Debido a la órbita elíptica de la Tierra, la irradiancia que alcanza la atmósfera en los meses de invierno es mayor que en los meses de verano, debido a la proximidad del planeta al sol durante los primeros y últimos meses del año (Figura A4.14)

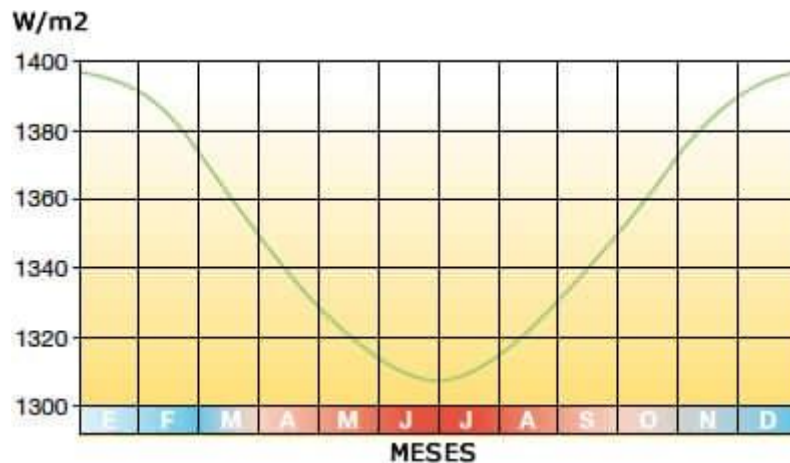


Figura A4. 14: Variación de la irradiación que alcanza la atmósfera a lo largo del año (SunFields, 2017).

La atmósfera atenúa la radiación solar debido a los fenómenos de reflexión, absorción y difusión que los componentes atmosféricos (moléculas de aire, ozono, vapor de agua, CO_2 , aerosoles, etc.) producen sobre esta.

Dos aspectos fundamentales a tener en cuenta en este tipo de instalaciones son la orientación e inclinación de los paneles, ya que ambos condicionan directamente la cantidad de energía eléctrica generada, y por tanto su eficiencia y rentabilidad. En cuanto a la orientación, esta depende de la latitud a la que los equipos se encuentren. La localidad escogida es Zaragoza, la cual presenta una geolocalización de $41,65183^\circ$ Norte y $-0,88114^\circ$ Este. Al encontrarse en el hemisferio norte, la orientación óptima de los paneles será hacia el sur. Por otro lado, la inclinación óptima anual se determinará mediante el método de la inclinación óptima anual (Ecuación 4.11):

$$\beta_{opt} [^\circ] = 3,7 + 0,69 * |\Phi| \quad (4.10)$$

En ella, Φ corresponde con la latitud del lugar ($41,65183^\circ$), por lo que el resultado es de $32,5^\circ$ de inclinación óptima anual.

Este método ofrece una gran aproximación en sus resultados, sin embargo, no siempre se puede emplear. Dependiendo de la zona y la climatología, a veces no se puede aplicar criterios de máxima captación posible para determinar la inclinación. En lugares con nevadas frecuentes se requiere inclinaciones cercanas a los 90° para evitar acumulaciones sobre la superficie del generador. En zonas desérticas, para evitar la acumulación de arena sobre la superficie la inclinación mínima debe ser de 45° y en regiones lluviosas tropicales hace falta una inclinación mínima de 30° .

A continuación, se muestran los datos obtenidos del seguimiento de la radiación solar durante 24 horas, para cada uno de los días tipo de los que se compone el año. Estos valores de la Tabla A4.1 provienen de placas fotovoltaicas dispuestas según la orientación e inclinación calculada:

Hora	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
6	0	0	0	3	32	45	37	15	0	0	0	0
7	0	0	45	91	132	151	152	123	69	0	0	0
8	63	123	178	227	277	301	320	293	218	154	85	51
9	186	268	332	376	430	458	495	476	386	312	220	170
10	312	414	482	516	571	600	656	646	546	468	358	293
11	415	531	600	626	680	709	779	778	673	593	470	395
12	473	597	666	686	739	768	845	850	742	663	533	452
13	473	597	666	686	739	768	845	850	742	663	533	452
14	415	531	600	626	680	709	779	778	673	593	470	395
15	312	414	482	516	571	600	656	646	546	468	358	293
16	186	268	332	376	430	458	495	476	386	312	220	170
17	63	123	178	227	277	301	320	293	218	154	85	51
18	0	0	45	91	132	151	152	123	69	0	0	0
19	0	0	0	3	32	45	37	15	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Tabla A4. 1: Seguimiento horario de la radiación solar [W/m^2] sobre los paneles fotovoltaicos con una inclinación de $32,5^\circ$.

Si agrupamos todos los coeficientes de eficiencia anteriormente citados en uno solo, se obtiene el denominado *Performance Ratio* (PR), que viene dado por la Ecuación 4.11:

$$PR = \eta_{trafo} * \eta_{temp} * \eta_{PCU} * \eta_{wir} * \eta_{ref} * \eta_{dirt} * \eta_{mis} * \eta_{spec} \quad (4.11)$$

Así pues, la producción del campo de paneles fotovoltaicos a nivel horario va a venir dada por la Ecuación 4.12:

$$W_{solar} (hora) = PR * \eta_{panel} * \frac{G(hora)}{1000} * A_{PV} \quad (4.12)$$

Referencias

Ciel&Terre. (2011). Hydrelío Technology. Francia.

Ingelibre. (2016). *Inclinación Óptima de las Placas Fotovoltaicas*.

Ortiz, E. (2008). *Huerta Fotovoltaica de 1.2 Mw, con Seguimiento Solar y Conexión a Red en Sevilla*. 9º Congreso Nacional del Medio Ambiente.

Sinovoltaics. (2016). *Measuring the temperature coefficient of a PV module*.

Spertino, F. (2016). *Power Generation from Renewable Sources*. Italia: Politecnico di Torino.

SumSol. (2016). Catálogo de Productos [Fichas Técnicas].

SunFields. (2017). *Radiación, Geometría, Recorrido óptico, Irradiancia y HSP*.

Anexo 5. Elección Potencia de Bombeo

La bomba hidráulica es uno de los consumidores directos de energía eléctrica en el sistema bomba de calor. Su función es la de compensar la caída de presión que se produce en el intercambiador, así como bombear el agua en la zona de suministro energético hacia el consumidor. Por tanto, la potencia de bombeo del agua es un elemento de suma importancia a tener en cuenta, ya que de ser insuficiente podría suponer que el modelo no funcione correctamente, haciendo que no se cubra la demanda y causando fallos de funcionamiento. Por otro lado, una potencia superior a la necesaria causaría sobrecostes y no estaría cerca del funcionamiento óptimo.

Para comenzar, se decide realizar, de forma aproximada, un dimensionamiento del modelo, suponiendo una longitud total del sistema completo de unos 1000 metros de tubería recta. Este dato permitirá calcular las pérdidas de presión en las tuberías del modelo. Sin embargo, es necesario tener en consideración que un sistema real no solo está constituido por tuberías rectas, sino también por codos, cambios de dirección, e incluso los serpentines de los intercambiadores de calor. Por ello, será necesario aplicar un factor de seguridad, de valor 1,3, para alcanzar una correcta estimación de la potencia necesaria.

Como es de esperar, el trabajar con una bomba de calor u otra tiene repercusiones directas sobre el valor de dicha potencia de bombeo, por tanto, se procede a analizar las siguientes situaciones que ofrece el catálogo de bombas de calor Airwell (Wesper, 2014):

- Bomba de calor EWSH W 1460.
- Bomba de calor EWSH W 1110.
- Bomba de calor EWSH W 700.

A priori se podría cuestionar si la bomba hidráulica presenta diferentes potencias de bombeo en su calefacción y refrigeración. Esto sin embargo no es así debido a que ambos funcionamientos poseen el mismo caudal máximo para cada bomba. Este asunto se verá de manera más detallada en la demostración que prosigue.

Selección de la potencia de bombeo para la bomba EWSH W 1460.

De acuerdo con el libro de Marín (Marín, Monné, & Uche, 2007), las pérdidas de carga en función de la longitud de la tubería recta, suponiendo que el proceso es isotermo y despreciando el factor de pérdidas, se calculan de acuerdo con la Ecuación 5.1:

$$\frac{\Delta p}{L} = -f * \frac{1}{2} * \rho * \frac{V^2}{D_H} \quad (5.1)$$

- Δp : Caída de presión a lo largo de la tubería [Pa]
- L : Longitud de la tubería [m]
- f : Factor de fricción
- ρ : Densidad del fluido [kg/m^3]
- V : Velocidad del fluido [m/s]
- D_H : Diámetro hidráulico [m]

Atendiendo al Código Técnico de Edificación (Documento Básico - HS Salubridad, 2017), la velocidad del fluido caloportador (agua en este caso) en el interior de las tuberías del entramado ha de ser un valor comprendido entre 0,5 y 2 m/s. Por ello se escoge un valor intermedio de 1,2 m/s.

$$V = 1,2 \text{ m/s}$$

La ecuación 5.1 precisa también la definición del diámetro hidráulico para su resolución. Al tener tuberías de sección circular, el diámetro hidráulico coincide con el diámetro de la tubería:

$$D_H = D$$

El valor de este diámetro de tubería se obtiene mediante la Ecuación 5.2, la cual resulta ser la definición de caudal volumétrico. Esta expresión permite obtener el área transversal de la tubería, y con ella el diámetro necesario, que es igual a 0.2626 m. El valor de Q_{max} para la bomba de calor escogida es de $234 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$\frac{Q_{max}}{3600} = V * A_{Tubería} \quad (5.2)$$

Anteriormente se ha cuestionado si una misma bomba de calor puede presentar diferentes potencias de bombeo cuando trata con calefacción y con refrigeración. La explicación de por qué esto no sucede en este caso tiene lugar en la Ecuación 5.2. Como se puede apreciar, el valor de entrada Q_{max} depende totalmente de la bomba escogida. Si se observa el catálogo de las bombas de calor, el funcionamiento de estas está clasificado en

modo verano y modo invierno. El primero de ellos engloba principalmente refrigeración, mientras que el segundo engloba calefacción, por lo que los componentes identificativos para el análisis son el evaporador y el condensador respectivamente. Analizando esto, el caudal volumétrico del condensador en el modo de funcionamiento de invierno (calefacción) coincide con el caudal volumétrico del evaporador en el modo de funcionamiento de verano (refrigeración), tal y como se muestra en la Figura A5.1:

Heat pump on water side - EWSH W 410 / 1610 | **Airwell Wesper**

EWSH W MODEL		940	1050	1110	1140	1310	1460	1610
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	kW	880	973	1031	1073	1224	1365	1505
Compressors power input	kW	196	218	228	236	269	297	335
Compressors operating current [OA]	A	299	349	382	385	463	516	507
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	17	24	23	21	24	35	41
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	186	206	218	227	259	288	319
Pressure drop	kPa	17	18	23	20	16	17	20
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	kW	1115	1257	1346	1412	1569	1766	1978
Compressors power input	kW	215	240	255	271	296	333	378
Compressors operating current [OA]	A	335	366	406	441	516	575	642
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	155	175	187	196	218	246	275
Pressure drop	kPa	13	25	21	22	20	35	43
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
Pressure drop	kPa	13	12	15	13	11	12	14

Figura A5. 1: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 1460 (Wesper, 2014).

Esto demostraría que no existe diferencia alguna en términos de potencia de bombeo para el funcionamiento de la bomba de calor EWSH W 1460 en calefacción y refrigeración.

A continuación, se calcula otro elemento necesario de la Ecuación 5.1, como es el factor de fricción de Darcy (f). Para lograr esto, se calcula en primera instancia el valor del número de Reynolds. El motivo de ello es la dependencia existente entre el régimen del flujo y el factor de fricción. Utilizando el valor de la viscosidad del agua (μ) a 65 °C (Tabla A5.1) y por medio de la Ecuación 5.3, se obtiene el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\rho * D_H * V}{\mu (65\text{ }^{\circ}\text{C})} \quad (5.3)$$

$$\mu = 0,000434 \text{ kg}/(\text{m} * \text{s})$$

$$\rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$$

El valor de Reynolds calculado es de 726.127. Para valores de $Re \geq 4000$ (para flujo interno en tuberías circulares), el fluido tiene un comportamiento turbulento.

Ahora se emplea la relación de Filonenko mostrada en la Ecuación 5.4 para obtener el valor de f :

$$f = (0,79 * \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (5.4)$$

$$f = 0,0123$$

Con todos estos valores ya calculados se aplica la Ecuación 5.1, obteniéndose que las pérdidas de carga por unidad de longitud son:

$$\frac{\Delta p}{L} = -33,7 \text{ Pa/m}$$

Por tanto, las pérdidas de carga totales se hallan mediante el producto de las pérdidas de carga por unidad de longitud ($\Delta p/L$) por la longitud de la tubería ($L=1000 \text{ m}$):

$$\Delta p = -33,7 \text{ Pa/m} * 1000 \text{ m} = -33.720 \text{ Pa}$$

El símbolo negativo del resultado no es más que un indicador de que la presión en el punto final es inferior a la del inicio.

Para obtener finalmente la potencia de bombeo necesaria para cubrir las pérdidas de presión en el sistema, es necesario aplicar la Ecuación 5.5 mostrada a continuación:

$$\dot{W}_{p\acute{e}rdidas} = \frac{\dot{m}_{max} * \Delta p}{\rho} \quad (5.5)$$

$$\Delta p = 33.720 \text{ Pa}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Aquí aparece un nuevo término, \dot{m}_{max} , que representa el caudal másico máximo. Para calcular dicho término se recurre a la Ecuación 5.6, en la que nuevamente se ha de introducir el caudal volumétrico extraído del catálogo, así como el término N_{BC} , el cual indica el número de bombas de calor que pueden trabajar de manera simultánea (2 en el caso más desfavorable).

$$\dot{m}_{max} = N_{BC} * Q_{max} * \frac{\rho}{3600} \quad (5.6)$$

$$Q_{max} = 234 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

El término N_{BC} de la Ecuación 5.6 no puede ser determinado a priori, pues su valor dependerá del modelo que se haya considerado. Por tanto, se calculará el caudal másico máximo y la potencia mínima de bombeo para una sola bomba.

$$\dot{m}_{max} = 65 \text{ kg/s}$$

$$\dot{W}_{pérdidas} = 2.190 \text{ W}$$

La razón de esto último es que no se puede asegurar que el número máximo de bombas en funcionamiento al mismo tiempo vaya a ser dos, y, aunque lo fuera, no se podría saber qué bombas son las que se encuentran implementadas. En otras palabras, es posible que el modelo final alcanzado presente una combinación de bombas de calor EWSH W 1460, 700 y 1110, por lo que la potencia de bombeo vendrá dada por la suma de las potencias mínimas de bombeo de todas aquellas que compongan el modelo.

Regresando a los resultados obtenidos, la bomba necesaria debe tener una potencia mínima de 2.190 W para una sola bomba de calor en funcionamiento. Estos cálculos solo han tenido en cuenta las secciones de tuberías rectas. Para aproximarse al sistema real, que tendrá codos, cambios de dirección, y además los serpentines de los intercambiadores de calor, se va a aplicar un coeficiente de seguridad de 1.3, para poder asegurar el funcionamiento de la instalación (Bernad, 2017). Con todo esto, la potencia de bombeo del sistema va a ser de 2.846,5 W.

Este coeficiente de seguridad puede alejarse más o menos de la realidad, pero dado que la potencia de bombeo no resulta significativa en comparación con la que podría requerirse por las bombas de calor, la estimación de este coeficiente no es crítica.

La Tabla A5.1 recoge los valores de las diferentes variables que intervienen en este desarrollo:

V	1,2 m/s
Q_{max}	234 m ³ /h
D_H	0,2626 m
μ	0,000434 Kg/(m*s)
Re	726.127
f	0,0123
$\Delta p/ L$	-33,72 Pa/m
\dot{m}_{max}	65 Kg/s
$\dot{W}_{pérdidas}$	-2.847 W

Tabla A5. 1: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 1460.

Selección de la potencia de bombeo para la bomba EWSH W 1110.

El método seguido para el análisis es idéntico al del apartado anterior, a diferencia de los datos empleados (bomba diferente, prestaciones diferentes).

En el apartado anterior se había demostrado que no había diferencia entre las pérdidas de carga por unidad de longitud en el funcionamiento de calefacción y en el de refrigeración, ya que ambos presentaban los mismos caudales volumétricos. En esta situación con la bomba EWSH W 1110 sucede lo mismo, como se aprecia en la Figura A5.2:

Heat pump on water side - EWSH W 410 / 1610 | *Airwell Wesper*

EWSH W MODEL		940	1050	1110	1140	1310	1460	1610	
SUMMER WORKING MODE (1)									
	COOLING CAPACITY	kW	880	973	1031	1073	1224	1365	1505
	Compressors power input	kW	196	218	228	236	269	297	335
	Compressors operating current [DA]	A	299	349	362	365	463	516	567
EVAPORATOR									
	Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
	Pressure drop	kPa	17	24	23	21	24	33	41
CONDENSER									
	Water flow rate	m ³ /h	186	206	218	227	259	288	319
	Pressure drop	kPa	17	18	23	20	16	17	20
WINTER WORKING MODE (2)									
	HEATING CAPACITY	kW	1115	1257	1346	1412	1569	1766	1976
	Compressors power input	kW	215	240	255	271	298	333	378
	Compressors operating current [DA]	A	335	386	406	441	516	575	642
EVAPORATOR									
	Water flow rate	m ³ /h	155	175	187	198	218	246	275
	Pressure drop	kPa	13	25	21	22	20	35	43
CONDENSER									
	Water flow rate	m ³ /h	151	167	177	184	210	234	258
	Pressure drop	kPa	13	12	15	13	11	12	14

Figura A5. 2: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 1110 (Wesper, 2014).

Aquí el caudal volumétrico toma el valor de 177 m³/h, lo que supondrá una diferencia en todos los resultados calculados frente a los del apartado anterior.

La Tabla A5.2 recoge los valores de las diferentes variables que intervienen en este desarrollo:

V	1,2 m/s
Q_{max}	177 m ³ /h
D_H	0,2284 m
μ	0,000434 Kg/(m*s)
Re	631.523
f	0,0126
$\Delta p/L$	-39,7 Pa/m
\dot{m}_{max}	49,2 Kg/s
$\dot{W}_{pérdidas}$	-2.538 W

Tabla A5. 2: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 1110.

Selección de la potencia de bombeo para la bomba EWSH W 700.

Nuevamente, no hay diferencia entre las pérdidas de carga por unidad de longitud en el funcionamiento de calefacción y en el de refrigeración (Figura A5.3):

EWSH W MODEL		410	460	510	540	610	700	790
SUMMER WORKING MODE (1)								
COOLING CAPACITY	kW	394	443	494	551	603	656	740
Compressors power input	kW	82,5	92,4	103	109	134	144	163
Compressors operating current [OA]	A	148	178	195	202	225	250	273
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop	kPa	10	16	17	22	24	14	12
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	82,6	92,6	103	114	128	139	156
Pressure drop	kPa	10	12	15	1	23	18	22
WINTER WORKING MODE (2)								
HEATING CAPACITY	kW	477	533	598	666	736	830	963
Compressors power input	kW	94,8	106	119	128	144	159	182
Compressors operating current [OA]	A	244	247	289	295	240	271	304
EVAPORATOR								
Water flow rate	m ³ /h	65,7	73,4	82,4	92,6	102	115	134
Pressure drop	kPa	13	18	19	22	26	8	6
CONDENSER								
Water flow rate	m ³ /h	67,7	76,1	84,7	94,6	103	113	127
Pressure drop	kPa	7	2	1	4	16	16	17

Figura A5. 3: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 700 (Wesper, 2014).

La Tabla A5.3 recoge los valores de las diferentes variables que intervienen en este desarrollo:

V	1,2 m/s
Q_{max}	113 m ³ /h
D_H	0,1825 m
μ	0,000434 Kg/(m*s)
Re	504596
f	0,0131
$\Delta p/L$	-51,7 Pa/m
\dot{m}_{max}	31,4 Kg/s
$\dot{W}_{pérdidas}$	-2.110,5 W

Tabla A5. 3: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 700.

Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas

Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)	Temperatura °C	Viscosidad dinámica kg / (m·s)
0,00	0,001792	50,00	0,000547
1,00	0,001731	51,00	0,000538
2,00	0,001674	52,00	0,000529
3,00	0,001620	53,00	0,000521
4,00	0,001569	54,00	0,000512
5,00	0,001520	55,00	0,000504
6,00	0,001473	56,00	0,000496
7,00	0,001429	57,00	0,000489
8,00	0,001386	58,00	0,000481
9,00	0,001346	59,00	0,000474
10,00	0,001308	60,00	0,000467
11,00	0,001271	61,00	0,000460
12,00	0,001236	62,00	0,000453
13,00	0,001202	63,00	0,000447
14,00	0,001170	64,00	0,000440
15,00	0,001139	65,00	0,000434
16,00	0,001109	66,00	0,000428
17,00	0,001081	67,00	0,000422
18,00	0,001054	68,00	0,000416
19,00	0,001028	69,00	0,000410
20,00	0,001003	70,00	0,000404
21,00	0,000979	71,00	0,000399
22,00	0,000955	72,00	0,000394
23,00	0,000933	73,00	0,000388
24,00	0,000911	74,00	0,000383
25,00	0,000891	75,00	0,000378
26,00	0,000871	76,00	0,000373
27,00	0,000852	77,00	0,000369
28,00	0,000833	78,00	0,000364
29,00	0,000815	79,00	0,000359
30,00	0,000798	80,00	0,000355
31,00	0,000781	81,00	0,000351
32,00	0,000765	82,00	0,000346
33,00	0,000749	83,00	0,000342
34,00	0,000734	84,00	0,000338
35,00	0,000720	85,00	0,000334
36,00	0,000705	86,00	0,000330
37,00	0,000692	87,00	0,000326
38,00	0,000678	88,00	0,000322
39,00	0,000666	89,00	0,000319
40,00	0,000653	90,00	0,000315
41,00	0,000641	91,00	0,000311
42,00	0,000629	92,00	0,000308
43,00	0,000618	93,00	0,000304
44,00	0,000607	94,00	0,000301
45,00	0,000596	95,00	0,000298
46,00	0,000586	96,00	0,000295
47,00	0,000576	97,00	0,000291
48,00	0,000566	98,00	0,000288
49,00	0,000556	99,00	0,000285
		100,00	0,000282

Tabla A5. 4: Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas (Hatschek, 1928).

Referencias

Bernad, A. (2017). *Estudio Comparativo de Sistemas Solares de Calefacción de Distrito con Bomba de Calor y Almacenamiento de Energía Térmica para una Urbanización en Parque Goya (Zaragoza)*. Universidad de Zaragoza.

Documento Básico - HS Salubridad. (Junio de 2017). Código Técnico de Edificación.

Hatschek, E. (1928). *The viscosity of liquids*. Nueva York: Van Nostrand company.

Marín, J. M., Monné, C., & Uche, J. (2007). *Transferencia de calor*. Zaragoza.

Wesper, A. (2014). Catalog Water Cooled Chiller.

Anexo 6. Estudio de Costes y Emisiones

Como es común en la gran mayoría de proyectos, los costes vienen condicionados por más de una sola vía. En este trabajo los costes y las emisiones siguen un planteamiento muy similar, al mismo tiempo que ambos son analizados anualmente.

En el caso de los costes totales, estos están constituidos por costes fijos, variables, y de conexión. En cuanto a las emisiones, únicamente tienen presencia las emisiones fijas y las variables. Las siguientes Ecuaciones 6.1 y 6.2 muestran todo ello de manera más clara, donde “C” equivale a costes anuales, y “ECO₂” a emisiones anuales de CO₂:

$$C \text{ [€/año]} = C_{FIJOS} + C_{VARIABLES} \quad (6.1)$$

$$ECO_2 \text{ [kg CO}_2\text{/año]} = ECO_{2\text{ FIJAS}} + ECO_{2\text{ VARIABLES}} \quad (6.2)$$

Para realizar este estudio se ha decidido utilizar un modelo de valores por unidad característica de los elementos que componen el sistema. Dichos elementos que van a ser objeto de estudio son la bomba de calor, los paneles fotovoltaicos, y el sistema de almacenamiento energético. Todos ellos presentarán valores en cuanto a Coste Unitario y Emisión Unitaria de CO₂, viniendo determinados por una unidad característica. Las variables relacionadas con la bomba de calor emplearán el KW como unidad característica, mientras que en el caso de los paneles fotovoltaicos será el m². En cuanto al sistema de almacenamiento térmico, este no presenta una dependencia tan directa sobre una unidad característica, por lo que será analizado en mayor detalle seguidamente. La Tabla A6.1 presenta la información citada acerca de dichos equipos:

Tecnología	Coste Unitario	Emisión Unitaria
Bomba de Calor	481 €/KW	160 kg CO ₂ /KW
Panel Fotovoltaico	264 €/m ²	285 kg CO ₂ /m ²

Tabla A6. 1: Información de los costes y emisiones unitarias (Pina, Lozano, & Serra, 2016).

El motivo de no incluir el TES en la Tabla A6.1 es que este presenta una mayor complejidad. Para estimar de manera más correcta sus valores de inversión y emisiones, se ha optado por seguir el planteamiento expuesto en la tesis de Mateo de Guadalfajara (de Guadalfajara, 2016). En ella se plantea la Ecuación 6.3 para hallar los costes fijos del tanque:

$$Coste_{TES} \text{ [€]} = \alpha * 4660 * Vol^{0,615} \quad (6.3)$$

Una variable interesante de la Ecuación 6.3 es α , un factor de corrección de costes económicos de inversión de diferentes tecnologías de almacenamiento estacional, y que puede tomar los siguientes valores:

- $\alpha = 1$ ---> TTES (valor en este trabajo).
- $\alpha = 0,5$ ---> PTES.
- $\alpha = 0,33$ ---> BTES.

En cuanto a la variable “*Vol*”, esta representa el volumen del tanque de almacenamiento energético. No es un valor fijo conocido a priori, ya que dependerá del análisis que se lleve a cabo mediante el programa informático de optimización LINGO (LINDO 2011). Además, el tanque está compuesto de módulos de 1000 m^3 , por lo que el volumen de este siempre será múltiplo de dicho valor (Bernad, 2017).

Siguiendo la Ecuación 6.1, el primer elemento a calcular son los costes fijos anuales. Para determinarlos se emplea la Ecuación 6.4 mostrada a continuación:

$$C_{FIJOS} [\text{€/año}] = f_{AM} * (1 + f_{CI}) * Costes_{INV} \quad (6.4)$$

En ella aparecen unas variables que han de ser calculadas previamente, como son: los costes relacionados con la amortización y el mantenimiento, los sobrecostes producidos por los costes indirectos (Pina, Lozano, & Serra, 2016), y los costes de inversión de los equipos.

El factor de amortización f_{AM} es una suma entre el factor de mantenimiento y el *Capital Recovery Factor (CRF)* de la inversión (Ecuación 6.5).

$$f_{AM} [\text{año}^{-1}] = CRF + f_{MTO} \quad (6.5)$$

Para la estimación del factor de mantenimiento, este trabajo se apoya en la tesis de Rubén Royo Millán (Millán, 2015), estableciendo un valor de 0.0325. Por otro lado, el *CRF* (Ecuación 6.6) está calculado conforme a 20 años, que ha sido escogido como periodo de amortización, y que, al mismo tiempo, corresponde al ciclo de vida de los PV y las bombas de calor. La tasa de interés es del 0.03, que es la misma que la utilizada en el trabajo de Mateo de Guadalfajara (de Guadalfajara, 2016).

$$CRF = int * \frac{(1+int)^{años}}{(1+int)^{años}-1} \quad (6.6)$$

El factor de costes indirectos (f_{CI}) presenta un valor de 0,2 según el documento Power Energy (Pina, Lozano, & Serra, 2016).

Para el cálculo de los costes de inversión de los equipos se utilizarán los costes unitarios que se han mostrado en la Tabla A6.1 y la Ecuación 6.3, tal y como se muestra la Ecuación 6.7:

$$Costes_{INV} [\text{€}] = Coste_{BOMBAS} + Coste_{PANELES} + Coste_{TES} + C_{CONEXIÓN} \quad (6.7)$$

Estos datos de costes unitarios citados se combinan mediante las Ecuaciones 6.8 y 6.9 para obtener las variables “ $Coste_{BOMBAS}$ ” y “ $Coste_{PANELES}$ ”:

$$Costes_{BOMBAS} [\text{€}] = N_{BC} * CosteUnit_{BC} * PotenciaNominal_{BC} \quad (6.8)$$

$$Costes_{PANELES} [\text{€}] = CosteUnit_{PV} * \text{Área}_{PV} \quad (6.9)$$

La potencia nominal de la bomba de calor es un dato que depende de la bomba seleccionada. Por otro lado, el área destinada a los paneles fotovoltaicos tampoco es un valor conocido en primera instancia. Pues, como en el caso del volumen del tanque, dependerá de la función a optimizar.

El último elemento de la Ecuación 6.8 son los costes asociados a la conexión, es decir, a la tarifa eléctrica contratada (Ecuación 6.10). Se estiman sumando los productos del término de potencia de cada periodo (6 en total) por el coste anual de la potencia contratada de cada periodo.

$$C_{CONEXIÓN} [\text{€/año}] = \sum_{p=1}^6 (Potcontratada_{periodo p} * \text{Término de Potencia}_{periodo p}) \quad (6.10)$$

La Tabla A6.2 presentada a continuación muestra las potencias y costes anuales correspondientes a cada periodo:

Periodo	Término de Potencia (€/kW y Año)	Potencia Contratada (kW)
P1	39,139427	500
P2	19,586654	500
P3	14,334178	600
P4	14,334178	700
P5	14,334178	750
P6	6,540177	750

Tabla A6. 2: Costes anuales y potencias de los diferentes periodos eléctricos (IDAE, 2017).

El segundo elemento de la Ecuación 6.1 son los costes variables anuales, los cuales siguen la Ecuación 6.11:

$$C_{VARIABLES} [\text{€/año}] = \sum_{j=1}^{12} (NDAY(j) * \sum_{i=1}^{24} COSTE_{CONSUMIDO}(i, j) * W_{Total Red}(i, j)) \quad (6.11)$$

Como se puede apreciar, la ecuación aquí expuesta consta de un doble sumatorio. El motivo de ello es la inclusión de variables pertenecientes a todas las horas de cada uno de los días tipo. De ese modo, las “j” del sumatorio representan los meses, mientras que las “i” tienen en consideración las horas del día.

Al comienzo de la tesis se decidió trabajar con 12 días tipo, uno para cada mes, con el fin de simplificar cuentas y análisis. Cuando los cálculos pasan a ser de base anual, es necesario multiplicar cada variable de cada día tipo por el número de días de los que se compone dicho

mes al cual representa. Por ello se introduce la variable $NDAY$, la cual tendrá un valor de días u otro en función del mes al que se esté referido.

Por otro lado, el coste consumido representa el coste de la unidad de potencia que se ha empleado, y por tanto pagado, a lo largo de cada hora del día tipo. Según pertenezca a un periodo u otro cada hora del día, el coste será diferente. La Tabla A6.3 representa el coste consumido de cada periodo, así como los términos de energía y costes de mercado que lo forman:

Periodo	Término de Energía (€/kWh)	Coste del mercado eléctrico (€/kWh)	Coste Consumido (€/kWh)
P1	0,026674	0,068173333	0,09485
P2	0,019921	0,074496667	0,09442
P3	0,010615	0,071516667	0,08213
P4	0,005283	0,065443333	0,07073
P5	0,003411	0,046853333	0,05026
P6	0,002137	0,044763333	0,04690

Tabla A6. 3: Costes de los diferentes periodos eléctricos (IDAE, 2017).

Por último, la variable $W_{Total Red}$ simboliza la potencia requerida a la red eléctrica para lograr un funcionamiento completo del sistema. Dicha potencia solicitada será la diferencia entre la potencia total requerida (bombas de calor e hidráulica) y la potencia suministrada por los equipos de energía fotovoltaica. Uno de los objetivos de este trabajo es analizar si la implementación de esta energía renovable tiene ventajas no solo medioambientales, sino también económicas.

Con esto finalizaría el estudio de los costes, dejando paso al análisis de las emisiones de CO_2 . La ecuación 6.2 únicamente muestra dos elementos a tener en cuenta, las emisiones fijas y las variables.

Para las emisiones fijas, se utilizarán también los datos de la Tabla A6.1. Nuevamente, las bases de estas variables son anuales, por lo que se trabaja dividiendo las emisiones de fabricación de cada equipo analizado entre su vida útil, que para el tanque corresponde con 50 años, y para las bombas y paneles fotovoltaicos es de 20 años. De esta manera se obtiene la Ecuación A6.12:

$$ECO_2_{FIJAS} [\text{kg } CO_2/\text{año}] = \frac{ECO_2_{TES}}{50} + \frac{ECO_2_{BOMBAS} + ECO_2_{PANELES}}{20} \quad (6.12)$$

Los datos de emisiones unitarias de la Tabla A6.1 se combinan mediante las Ecuaciones 6.13, 6.14 y 6.15 para obtener las variables " ECO_2_{BOMBAS} " y " $ECO_2_{PANELES}$ ":

$$ECO_2_{BOMBAS} [\text{€}] = N_{BC} * EUnit_{BC} * PotenciaNominal_{BC} \quad (6.13)$$

$$ECO_2_{PANELES} [\text{€}] = EUnit_{PV} * \text{Área}_{PV} \quad (6.14)$$

$$ECO_2_{TES} [\text{kg } CO_2] = 211 * Vol \quad (6.15)$$

La Ecuación 6.15 es también resultado directo del análisis del ciclo de vida del tanque de la tesis de Mateo de Guadalfajara (de Guadalfajara, 2016).

Analizando ahora el caso de las emisiones variables, resulta conveniente centrar la atención en la tesis doctoral de Mónica Carvalho (Carvalho, 2011). En su estudio sobre el ciclo de vida del producto (LCA en sus siglas inglesas *Life Cycle Analysis*) acerca de las emisiones de CO_2 para cada fuente energética, se concluye que las emisiones de la red eléctrica española corresponden a $0.385 \text{ kg}CO_2/\text{kWh}$. Para el caso de la producción de energía eléctrica por parte de los paneles fotovoltaicos, las emisiones de CO_2 son 0, puesto que las emisiones de dicho gas asociadas a la construcción, instalación y mantenimiento de los paneles ya se han considerado en las emisiones fijas.

$$ECO_2_{VARIABLES} = \sum_{j=1}^{12} NDAY(j) * \sum_{i=1}^{24} ECO_2_{RED} * W_{Total\ Red}(i, j) \quad (6.16)$$

Al igual que en la Ecuación 6.11 sobre costes variables, aquí también aparece un doble sumatorio. De nuevo el objetivo es la inclusión de una variable perteneciente a todas las horas de cada uno de los días tipo, siendo las “j” los meses, y las “i” las horas del día.

En este trabajo se realiza un análisis del sistema propuesto bajo diferentes condiciones de estudio, por lo que las variables características serán objeto de gran interés, así como los costes y emisiones de CO_2 resultantes.

Referencias

- Bernad, A. (2017). *Estudio Comparativo de Sistemas Solares de Calefacción de Distrito con Bomba de Calor y Almacenamiento de Energía Térmica para una Urbanización en Parque Goya (Zaragoza)*. Universidad de Zaragoza.
- Carvalho, M. (2011). *Thermoeconomic and environmental analyses for the synthesis of polygeneration systems in the residential-commercial sector*. Universidad de Zaragoza.
- de Guadalfajara, M. (2016). *Economic and Environmental Analysis of Central Solar Heating Plants with Seasonal Storage for the Residential Sector*. Universidad de Zaragoza.
- IDAE. (2017). *Informe de Precios Energéticos Regulados*. Gobierno de España: Ministerio de Industria, Energía y Turismo.
- Millán, R. R. (2015). *Sistemas de calefacción de distrito con bomba de calor y almacenamiento térmico*. Universidad de Zaragoza.
- Pina, E. A., Lozano, M. A., & Serra, L. M. (2016). *Multicriteria synthesis of trigeneration systems assisted with renewable energy sources and thermal energy storage*. Power Energy.

Anexo 7. Código Lingo

!Pablo Martínez Gil. N.I.A.: 680991 Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales;

!Análisis bombas de calor EWSH W 700, 1110 y 1460 con almacenamiento estacional y con energía solar fotovoltaica, capaz de cubrir toda la demanda de calefacción, ACS y refrigeración en la urbanización de parque Goya en Zaragoza durante todo el año;

SETS:

MONTH/JAN..DEC/:

Wmenssol,Wmenselec,DEM,NDAY,Tipol,Tipo2,EAmes,Ecarga,Edescarga!,EAmaxmen;; !Meses del año, con variables asociadas a cada uno de ellos;

HOURL/1..24/;

DATABASE (HOUR!I;,MONTH!J;):

demandaelectrica,RendPV,Rend_temp,T_PV,V_OC,I_SC,!T_TANK,Qdispdescargacalefaccion,Qdispdescargafrío,Qdispdescargacalefaccion,Qdispdescargafrío,;

Qcaluthp1invierno,Qcaluthp2invierno,Qcaluthp3invierno,Qfriguthp1verano,Qfriguthp2verano,Qfriguthp3verano,Qutcargacalefaccion,Qutcargafrío,

Qutdescargacalefaccion,Qutdescargafrío,FU1_1verano,FU1_1invierno,FU1_2verano,FU1_2invierno,FU1_3verano,FU1_3invierno,FU1_4verano,FU1_4invierno,

FU2_1verano,FU2_1invierno,FU2_2verano,FU2_2invierno,FU2_3verano,FU2_3invierno,FU3_1verano,FU3_1invierno,FU3_2verano,FU3_2invierno,!FUcargaverano,

FUcargainvierno,FUdescargaverano,FUdescargainvierno,;Wsol,Welectrico,Qdemandacalefaccion,Qdemandafrío,Wtotalred,Wbombeo,Wbombeo_tanque,!,DEMhora,Ycargahora,Ydescargahora,;Ecargahora,Edescargahora,EA,!Datos que serán calculados por el código;

POTENCIA_CONTRATADA,COSTE_CONSUMIDO,HEAT_DEMAND,DHW_DEMAND,COOL_DEMAND,SOLAR_IRRAD,AMB_TEMP; !Datos de entrada;

ENDSETS

DATA:

T_ACCAL = 65; !°C, Temperatura del agua caliente a la salida del condensador en términos de calefacción;

T_AFCAL = 10; !°C, Temperatura del agua fría a la salida del evaporador en términos de calefacción (Entra a 15°C y sale a 10°C);

T_ACREF = 35; !°C, Temperatura del agua caliente a la salida del condensador en términos de refrigeración;

T_AFREF = 7; !°C, Temperatura del agua fría a la salida del evaporador en términos de refrigeración (Entra a 12°C y sale a 7°C);

BIGM=100000;

NDAY = 31 !Días de cada uno de los meses del año;
 28
 31
 30
 31
 30
 31
 31
 30

```

31
30
31;

Tipo1 =    1 !Demanda de calefacción durante el año, 1 significa que
está presente, 0 que no lo está;
1
1
1
1
0
0
0
0
1
1
1;

Tipo2 =    0 !Demanda de frío durante el año, 1 significa que está
presente, 0 que no lo está;
0
0
0
0
1
1
1
1
0
0
0;

!Equipos;

!Bombas de calor Airwell EWSH W 700;
BC_PotCalNominal1 = 830; !KW;
BC_PotFrigNominal1 = 656; !KW;
BC_ElecCalNominal1 = 159; !KW, variable meramente informativa;
BC_ElecFrigNominal1 = 144; !KW, variable meramente informativa;
QmaxBC1 = 113; !m3/h, caudal volumétrico en el lado del condensador en
calefacción y en el lado del evaporador en refrigeración;

!Bombas de calor Airwell EWSH W 1110;
BC_PotCalNominal2 = 1346; !KW;
BC_PotFrigNominal2 = 1031; !KW;
BC_ElecCalNominal2 = 255; !KW, variable meramente informativa;
BC_ElecFrigNominal2 = 228; !KW, variable meramente informativa;
QmaxBC2 = 177 ; !m3/h, caudal volumétrico en el lado del condensador
en calefacción y en el lado del evaporador en refrigeración;

!Bombas de calor Airwell EWSH W 1460;
BC_PotCalNominal3 = 1766; !KW;
BC_PotFrigNominal3 = 1365; !KW;
BC_ElecCalNominal3 = 333; !KW, variable meramente informativa;
BC_ElecFrigNominal3 = 297; !KW, variable meramente informativa;
QmaxBC3 = 234; !m3/h, caudal volumétrico en el lado del condensador en
calefacción y en el lado del evaporador en refrigeración;

!Almacenamiento térmico;
Cp = 4180; !J/kgK;
Densidad = 1000; !kg/m3;

```

```

Tmaxcal = 65; !°C;
Tmincal = 30; !°C;
Tmaxfrio = 13; !°C;
Tminfrio = 5; !°C;

!Datos economicos;
Annos = 20; !Tiempo de vida de los equipos bombas de calor y paneles
fotovoltaicos utilizados, y periodo de amortización;
Annostank = 50; !Tiempo de vida del tanque de almacenamiento térmico;
int = 0.03; !Ratio de intereses;

!Datos de tarifa eléctrica 6.1a;
POTCONTRATADAP1 = 500; !KW, Potencia contratada en el periodo 1;
POTCONTRATADAP2 = 500; !KW, Potencia contratada en el periodo 2;
POTCONTRATADAP3 = 600; !KW, Potencia contratada en el periodo 3;
POTCONTRATADAP4 = 700; !KW, Potencia contratada en el periodo 4;
POTCONTRATADAP5 = 750; !KW, Potencia contratada en el periodo 5;
POTCONTRATADAP6 = 750; !KW, Potencia contratada en el periodo 6;

!Precios de las tarifas contratadas;
COSTEANNOP1 = 39.13942; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 1;
COSTEANNOP2 = 19.58665; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 2;
COSTEANNOP3 = 14.33418; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 3;
COSTEANNOP4 = 14.33418; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 4;
COSTEANNOP5 = 14.33418; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 5;
COSTEANNOP6 = 6.54018; !€/KW AÑO, Coste anual en función de la
potencia contratada en el periodo 6;

!Características del módulo fotovoltaico P6Y - 245 de SumSol;
EffPV = 0.167;
P_max_PV = 245;!W;

!Rendimientos fotovoltaicos;
!Coeficiente de eficiencia de la temperatura se calcula en función de
la radiciación solar incidente, y por tanto no es constante;
Rend_spc = 0.98; !Diferencia del espectro solar conforme al de
referencia;
Rend_mis = 0.97; !No concordancia entre los módulos conectados;
Rend_dirt = 0.95; !Suciedad en el cristal frontal que impide la
captación de la radiación máxima;
Rend_ref = 0.97; !Reflexión de parte de la radición incidente sobre el
cristal frontal;
Rend_wire =0.985; !Cableado, diodos, fusibles e interruptores;
Rend_PCU = 0.98; !Inversor y MPP tracker;
Rend_trafo = 0.97; !Transformador;
NOCT = 48; !°C, Temperatura de operación normal de la célula;

!Información de los precios;
!Importando los datos desde un documento Excel llamado "Excel";
HEAT_DEMAND,DHW_DEMAND,COOL_DEMAND,SOLAR_IRRAD,AMB_TEMP,POTENCIA_CONTR
ATADA, COSTE_CONSUMIDO =
@OLE('Excel2.XLSX','C4:N27','C33:N56','C62:N85','C91:N114','C120:N143'
,'C207:N230','C236:N259');

!Variables Economicas, del documento Power Energy 2017-3013;
HP_coste = 481; !€/KW, coste referido a la bomba de calor;

```

```

PV_coste = 264; !€/m^2, coste referido al sistema fotovoltaico;

!Variables medioambientales, del documento Power Energy 2017-3013;
HP_CO2 = 160; !kgCO2/KW;
PV_CO2 = 285; !kgCO2/m^2;
Tank_CO2 = 211; !kgCO2/m^3;

!Emisiones de CO2 por parte de fuentes energéticas, como la red
eléctrica;
!Los paneles fotovoltaicos no emiten CO2 en su proceso de producción
de energía eléctrica;
CO2elec_red = 0.385; !kgCO2/KWH;

ENDDATA

CALC:

!Rendimientos paneles fotovoltaicos;
@FOR (DATABASE (I, J) :
    T_PV (I, J) = AMB_TEMP (I, J) + ((NOCT -
20)/800)*SOLAR_IRRAD (I, J); !°C, Temperatura del panel fotovoltaico a
una hora determinada de un día tipo determinado;
    V_OC (I, J) = 37.98-0.0043*37.98*(T_PV (I, J)-25); !V,
Voltaje en circuito abierto del panel fotovoltaico a una hora
determinada de un día tipo determinado;
    I_SC (I, J) = 8.49+0.0009*8.49*(T_PV (I, J)-25); !A,
Corriente en circuito cerrado del panel fotovoltaico a una hora
determinada de un día tipo determinado;
    Rend_temp (I, J) = P_max_PV / (V_OC (I, J) * I_SC (I, J));
!Coeficiente de eficiencia de temperatura a una hora determinada de un
día tipo determinado;
    RendPV (I, J) =
Rend_temp (I, J) * Rend_spc * Rend_mis * Rend_dirt * Rend_ref * Rend_wire * Rend_PCU
* Rend_trafo); !Coeficiente de eficiencia general del panel
fotovoltaico a una hora determinada de un día tipo determinado;

!Cálculos para las amortizaciones;
CRF = (int*(1+int)^Annos)/(((1+int)^Annos)-1); !Capital Recovery
Factor;
FMto = 0.0325; !Factor de mantenimiento;
FCi = 0.20; !Valor obtenido de powerEnergy 2017;
FAm = FMto + CRF; !Factor de amortización;

!Características bomba de calor EWSH W 700;
Qs1 = @ABS (1074.21-5.38166*T_ACCAL); !KW, Potencia calorífica en
función de la temperatura del agua caliente a la salida del
condensador;
COP1 = 9.36784-0.0945224*T_ACCAL;
Qe1 = @ABS (646.931+1.30112*T_AFREF); !KW, Potencia frigorífica en
función de la temperatura del agua fría a la salida del evaporador;
EER1 = 4.00171+0.0803318*T_AFREF;
PotMaxBombeo1 = 2110.5; !kW, Potencia de bombeo necesaria tomando en
consideración las pérdidas de carga;

!Características bomba de calor EWSH W 1110;
Qs2 = @ABS (1742.24-8.72835*T_ACCAL); !KW, Potencia calorífica en
función de la temperatura del agua caliente a la salida del
condensador;
COP2 = 9.36784-0.0945224*T_ACCAL;

```

```

Qe2 = @ABS(1016.73+2.04486*T_AFREF); !KW, Potencia frigorífica en
función de la temperatura del agua fría a la salida del evaporador;
EER2 = 3.96226+0.0795398*T_AFREF;
PotMaxBombeo2 = 2538; !kW, Potencia de bombeo necesaria tomando en
consideración las pérdidas de carga;

```

```

!Características bomba de calor EWSH W 1460;
Qs3 = @ABS(2286.28-11.4539*T_ACCAL); !KW, Potencia calorífica en
función de la temperatura del agua caliente a la salida del
condensador;
COP3 = 9.36784-0.0945224*T_ACCAL;
Qe3 = @ABS(1346.12+2.7073*T_AFREF); !KW, Potencia frigorífica en
función de la temperatura del agua fría a la salida del evaporador;
EER3 = 4.00165+0.0803438*T_AFREF;
PotMaxBombeo3 = 2847; !kW, Potencia de bombeo necesaria tomando en
consideración las pérdidas de carga;

```

```

ENDCALC

```

```

!OBJECTIVE FUNCTION: Se busca reducir los costes, reducir las
emisiones, o maximizar la fracción solar;

```

```

MAX = FS;
!MIN = Costes;
!MIN = EmisionesCO2;

```

```

!Vol = Numod*1000; !Volumen del tanque de almacenamiento, constituido
por módulos de 1000 m3;
!@GIN(Numod); !Variable Numod se determina como discreta;
!Numod >= 1; !Restricción del número de módulos implantados;
alpha = 1; !Factor de forma del tanque, TTES;

```

```

!Calor máximo almacenado en el tanque posible;
!AlmacenadoMaximocal = Vol*Densidad*Cp*(Tmaxcal-Tmincal)/(3600*1000);
!KW;
!AlmacenadoMaximofrio = Vol*Densidad*Cp*(Tmaxfrio-
Tminfrio)/(3600*1000); !KW;

```

```

!Caudal másico máximo de la instalación, igual en todos los puntos del
entramado de tuberías;
QmaxTotal =
(Cantidad1*QmaxBC1+Cantidad2*QmaxBC2+Cantidad3*QmaxBC3)*Densidad/3600;
!kg/seg;
Cantidad1=Y_hp1_1+Y_hp1_2+Y_hp1_3+Y_hp1_4;
Cantidad2=Y_hp2_1+Y_hp2_2+Y_hp2_3;
Cantidad3=Y_hp3_1+Y_hp3_2;

```

```

!Costes;
!Estos costes podrán ser fijos y variables;
Costes = CostesFijos + CostesVariables; !€/año;

```

```

CostesFijos = FAm*(1+FCi)*(CosteInversion); !€/año;

```

```

CosteBombas =
(Cantidad1*BC_PotCalNominal1+Cantidad2*BC_PotCalNominal2+Cantidad3*BC_
PotCalNominal3)*HP_coste; !€, Depende del número y tipo de bombas
seleccionadas;

```

```

CostePaneles = PV_coste*Area; !€, Depende del área del campo
fotovoltaico;
CosteTanque = alpha*4660*((EAmx/(1*4.18*(Tmaxfrio-Tminfrio)))^0.615);
!€, Depende del volumen del tanque;
CosteInversion = CosteBombas+CostePaneles+CosteTanque+CosteConexion;
!€, Bombas de calor, paneles fotovoltaicos, tanque y conexión a la
red;

CosteConexion =
POTCONTRATADAP1*COSTEANNOP1+POTCONTRATADAP2*COSTEANNOP2+POTCONTRATADAP
3*COSTEANNOP3+POTCONTRATADAP4*COSTEANNOP4+POTCONTRATADAP5*COSTEANNOP5+
POTCONTRATADAP6*COSTEANNOP6; !€/año;

CostesVariables =
@SUM(DATABASE(I,J):Wtotalred(I,J)*Coste_Consumido(I,J)*NDAY(J));
!€/año, Costes variables anuales;

!Emisiones;
EmisionesCO2 = EmisionesCO2Fijas + EmisionesCO2Variables; !kgCO2/año;
EmisionesCO2Fijas =
((Cantidad1*BC_PotCalNominal1+Cantidad2*BC_PotCalNominal2+Cantidad3*BC
_PotCalNominal3)*HP_CO2+PV_CO2*Area)/Annos+(Tank_CO2*EAmx/(1*4.18*(Tm
axfrio-Tminfrio))/Annostank); !kgCO2/año, Emisiones fijas anuales por
parte de la fabricación de los equipos;
EmisionesCO2Variables =
@SUM(DATABASE(I,J):Wtotalred(I,J)*NDAY(J))*CO2elec_red; !kgCO2/año,
Emisiones variables anuales por parte de la red eléctrica;

!Relacion de fraccion solar;
SOL/ELEC=FS;

!Factores instala-no instala;
@BIN(Y_hp1_1); !1º Bomba de calor EWSH W 700;
@BIN(Y_hp1_2); !2º Bomba de calor EWSH W 700;
@BIN(Y_hp1_3); !3º Bomba de calor EWSH W 700;
@BIN(Y_hp1_4); !4º Bomba de calor EWSH W 700;

@BIN(Y_hp2_1); !1º Bomba de calor EWSH W 1110;
@BIN(Y_hp2_2); !2º Bomba de calor EWSH W 1110;
@BIN(Y_hp2_3); !3º Bomba de calor EWSH W 1110;

@BIN(Y_hp3_1); !1º Bomba de calor EWSH W 1460;
@BIN(Y_hp3_2); !2º Bomba de calor EWSH W 1460;

@BIN(Y_PV); !Paneles fotovoltaicos;
@GIN(Cantidad1); !Variable Cantidad1 se determina como continua;
@GIN(Cantidad2); !Variable Cantidad2 se determina como continua;
@GIN(Cantidad3); !Variable Cantidad3 se determina como continua;

!Condiciones de contorno, horarias y mensuales;
@FOR(DATABASE(I,J):
    @BND(0,Cantidad1,4); !Rango de valores que puede
tomar la variable Cantidad1 (700);
    @BND(0,Cantidad2,3); !Rango de valores que puede
tomar la variable Cantidad2 (1110);
    @BND(0,Cantidad3,2); !Rango de valores que puede
tomar la variable Cantidad3 (1460);

```

```

!Factores de utilización de cada bomba, y de las
funciones de carga y descarga del almacenamiento;
@BND(0,FU1_1verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 700 en verano;
@BND(0,FU1_1invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 700 en invierno;
FU1_1verano(I,J)<=Y_hp1_1*Tipo2;
FU1_1invierno(I,J)<=Y_hp1_1*Tipol;

@BND(0,FU1_2verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 700 en verano;
@BND(0,FU1_2invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 700 en invierno;

FU1_2verano(I,J)<=Y_hp1_2*Tipo2;
FU1_2invierno(I,J)<=Y_hp1_2*Tipol;
@BND(0,FU1_3verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 3° Bomba de calor EWSH W 700 en verano;
@BND(0,FU1_3invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 3° Bomba de calor EWSH W 700 en invierno;
FU1_3verano(I,J)<=Y_hp1_3*Tipo2;
FU1_3invierno(I,J)<=Y_hp1_3*Tipol;
@BND(0,FU1_4verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 4° Bomba de calor EWSH W 700 en verano;
@BND(0,FU1_4invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 4° Bomba de calor EWSH W 700 en invierno;
FU1_4verano(I,J)<=Y_hp1_4*Tipo2;
FU1_4invierno(I,J)<=Y_hp1_4*Tipol;
@BND(0,FU2_1verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 1110 en verano;
@BND(0,FU2_1invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 1110 en invierno;
FU2_1verano(I,J)<=Y_hp2_1*Tipo2;
FU2_1invierno(I,J)<=Y_hp2_1*Tipol;
@BND(0,FU2_2verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 1110 en verano;
@BND(0,FU2_2invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 1110 en invierno;
FU2_2verano(I,J)<=Y_hp2_2*Tipo2;
FU2_2invierno(I,J)<=Y_hp2_2*Tipol;

@BND(0,FU2_3verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 3° Bomba de calor EWSH W 1110 en verano;
@BND(0,FU2_3invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 3° Bomba de calor EWSH W 1110 en invierno;
FU2_3verano(I,J)<=Y_hp2_3*Tipo2;
FU2_3invierno(I,J)<=Y_hp2_3*Tipol;

@BND(0,FU3_1verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 1460 en verano;
@BND(0,FU3_1invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 1° Bomba de calor EWSH W 1460 en invierno;
FU3_1verano(I,J)<=Y_hp3_1*Tipo2;
FU3_1invierno(I,J)<=Y_hp3_1*Tipol;

@BND(0,FU3_2verano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 1460 en verano;
@BND(0,FU3_2invierno(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar el FU de la 2° Bomba de calor EWSH W 1460 en invierno;

```



```

FU3_2verano(I,J)<=Y_hp3_2*Tipo2;
FU2_2invierno(I,J)<=Y_hp3_2*Tipo1;

!@BND(0,FUcargaverano(I,J),1); !Rango de valores que
puede tomar la variable FUcarga;
!@BND(0,FUcargainvierno(I,J),1); !Rango de valores
que puede tomar la variable FUcarga;
!@BND(0,FUdescargaverano(I,J),1); !Rango de valores
que puede tomar la variable FUdescarga;
!@BND(0,FUdescargainvierno(I,J),1)); !Rango de
valores que puede tomar la variable FUdescarga;
!@BIN(Ycargahora(I,J));
!@BIN(Ydescargahora(I,J));
@FOR (DATABASE (I, J) :

!Descarga;
!Calefacción;
!Qdispdescargacalefaccion(I,J) <=
AlmacenadoMaximocal; !La potencia disponible para descarga por el
tanque para calefacción ha de ser menor o igual que la potencia máxima
almacenada para calefacción;
!Qdispdescargacalefaccion(I,J) =
Tipo1(J)*(QmaxTotal*Cp*((T_TANK(I,J)-Tmincal)/(1000))); !KW, Potencia
disponible para descarga por el tanque para calefacción;
!Qutdescargacalefaccion(I,J) =
FUdescargainvierno(I,J)*Qdispdescargacalefaccion(I,J); !KWH;

!Frío;
!Qdispdescargafrío(I,J) <= AlmacenadoMaximofrío; !La
potencia disponible para descarga por el tanque para refrigeración ha
de ser menor o igual que la potencia máxima almacenada para
refrigeración;
!Qdispdescargafrío(I,J) =
Tipo2(J)*(QmaxTotal*Cp*((Tmaxfrío-T_TANK(I,J)))/(1000))); !KW, Potencia
disponible para descarga por el tanque para frío;
!Qutdescargafrío(I,J) =
FUdescargaverano(I,J)*Qdispdescargafrío(I,J); !KWH;

!Carga;
!Calefacción;
!Qdispcargacalefaccion(I,J) <= AlmacenadoMaximocal;
!La potencia disponible para carga por el tanque para calefacción ha
de ser menor o igual que la potencia máxima almacenada para
calefacción;
!Qdispcargacalefaccion(I,J) =
Tipo1(J)*(QmaxTotal*Cp*(Tmaxcal-T_TANK(I,J))/(1000))); !KW, Potencia
disponible para carga por el tanque para calefacción;
!Qutcargacalefaccion(I,J) =
FUcargainvierno(I,J)*Qdispcargacalefaccion(I,J); !KWH;

!Frío;
!Qdispcargafrío(I,J) <= AlmacenadoMaximofrío; !La
potencia disponible para carga por el tanque para refrigeración ha de
ser menor o igual que la potencia máxima almacenada para
refrigeración;
!Qdispcargafrío(I,J)
=Tipo2(J)*(QmaxTotal*Cp*(T_TANK(I,J)-Tminfrío)/(1000))); !KW, Potencia
disponible para carga por el tanque para frío;
!Qutcargafrío(I,J) =
FUcargaverano(I,J)*Qdispcargafrío(I,J); !KWH;

```

```

!Descripciones de los calores;
@FOR (DATABASE (I, J) :

    !Verano;
    Qfriguthp1verano (I, J) =
    ((Y_hp1_1*FU1_1verano (I, J)*Qe1)+(Y_hp1_2*FU1_2verano (I, J)*Qe1)+(Y_hp1_
    3*FU1_3verano (I, J)*Qe1)+(Y_hp1_4*FU1_4verano (I, J)*Qe1)); !KWH,
    Potencia frigorífica útil generada por las distintas bombas de calor
    EWSH W 700 en verano a una hora determinada de un día tipo
    determinado, teniendo en cuenta si están instaladas o no, y si están
    encendidas o no;
    Qfriguthp2verano (I, J) =
    ((Y_hp2_1*FU2_1verano (I, J)*Qe2)+(Y_hp2_2*FU2_2verano (I, J)*Qe2)+(Y_hp2_
    3*FU2_3verano (I, J)*Qe2)); !KWH, Potencia frigorífica útil generada por
    las distintas bombas de calor EWSH W 1110 en verano a una hora
    determinada de un día tipo determinado, teniendo en cuenta si están
    instaladas o no, y si están encendidas o no;
    Qfriguthp3verano (I, J) =
    ((Y_hp3_1*FU3_1verano (I, J)*Qe3)+(Y_hp3_2*FU3_2verano (I, J)*Qe3)); !KWH,
    Potencia frigorífica útil generada por las distintas bombas de calor
    EWSH W 1460 en verano a una hora determinada de un día tipo
    determinado, teniendo en cuenta si están instaladas o no, y si están
    encendidas o no;

    !Invierno;
    Qcaluthplinvierno (I, J) =
    (Y_hp1_1*FU1_1invierno (I, J)*Qs1)+(Y_hp1_2*FU1_2invierno (I, J)*Qs1)+(Y_h
    p1_3*FU1_3invierno (I, J)*Qs1)+(Y_hp1_4*FU1_4invierno (I, J)*Qs1); !KWH,
    Potencia calorífica útil generada por las bombas de calor EWSH W 700
    en invierno a una hora determinada de un día tipo determinado,
    teniendo en cuenta si están instaladas o no, y si están encendidas o
    no;
    Qcaluthp2invierno (I, J) =
    (Y_hp2_1*FU2_1invierno (I, J)*Qs2)+(Y_hp2_2*FU2_2invierno (I, J)*Qs2)+(Y_h
    p2_3*FU2_3invierno (I, J)*Qs2); !KWH, Potencia calorífica útil generada
    por las distintas bombas de calor EWSH W 1110 en invierno a una hora
    determinada de un día tipo determinado, teniendo en cuenta si están
    instaladas o no, y si están encendidas o no;
    Qcaluthp3invierno (I, J) =
    (Y_hp3_1*FU3_1invierno (I, J)*Qs3)+(Y_hp3_2*FU3_2invierno (I, J)*Qs3);
    !KWH, Potencia calorífica útil generada por las distintas bombas de
    calor EWSH W 1460 en invierno a una hora determinada de un día tipo
    determinado, teniendo en cuenta si están instaladas o no, y si están
    encendidas o no;

    Qdemandacalefaccion (I, J) =
    Tipo1 (J) * (HEAT_DEMAND (I, J) + DHW_DEMAND (I, J)) * 1.1; !KWH, Demanda de
    potencia calorífica total de una hora determinada en un día tipo
    determinado, multiplicado por 1.1 para tener en cuenta pérdidas en el
    transporte de energía;
    Qdemandafrío (I, J) = (COOL_DEMAND (I, J)) * 1.1; !KWH,
    Demanda de potencia frigorífica total de una hora determinada en un
    día tipo determinado, multiplicado por 1.1 para tener en cuenta
    pérdidas en el transporte de energía;

    !Balance horario;
    @FOR (DATABASE (I, J) :

        !Balance horario energético verano;

        (Qfriguthp1verano (I, J) + Qfriguthp2verano (I, J) + Qfriguthp3verano (I,

```

```

J))+Qutdescargafrio(I,J) = Qutcargafrio(I,J)+Qdemandafrío(I,J); !Lo
que se demanda tiene que ser igual a lo generado por las bombas de
calor y tanque en cada momento;

!Balance horario energético invierno;

(Qcaluthp1invierno(I,J)+Qcaluthp2invierno(I,J)+Qcaluthp3invierno
(I,J))+Qutdescargacalefaccion(I,J) =
Qutcargacalefaccion(I,J)+Qdemandacalefaccion(I,J); !Lo que se demanda
tiene que ser igual a lo generado por las bombas de calor y tanque en
cada momento;

Wbombeo(I,J) =
!(FUcargaverano(I,J)+FUcargainvierno(I,J)+FUdescargaverano(I,J)+FUdesc
argainvierno(I,J))*(Cantidad1*PotMaxBombeo1+Cantidad2*PotMaxBombeo2+Ca
ntidad3*PotMaxBombeo3)+;Wbombeo_tanque(I,J); !KWH, Trabajo de bombeo
para regular el correcto funcionamiento del sistema;

Wbombeo_tanque(I,J)=(Qutcargafrio(I,J)+Qutdescargacalefaccion(I,J)+
Qutdescargafrio(I,J)+Qutdescargacalefaccion(I,J))*0.03;
Welectrico(I,J) =
(Qcaluthp1invierno(I,J)/COP1)+(Qcaluthp2invierno(I,J)/COP2)+(Qcaluthp3
invierno/COP3)+(Qfriguthp1verano(I,J)/EER1)+(Qfriguthp2verano(I,J)/EER
2)+(Qfriguthp3verano/EER3); !KWH;

Wsol(I,J) =
Y_PV*RendPV(I,J)*EffPV*SOLAR_IRRAD(I,J)*Area/1000; !KWH, Producción
eléctrica del campo fotovoltaico a una hora determinada de un día tipo
determinado;

!DEMhora(I,J) =
Qdemandacalefaccion(I,J)*Tipo1(J)+Qdemandafrío(I,J)*Tipo2(J); !CUIDADO
ESTO NO SE UTILIZA PARA NADAKWH, Demanda para una hora dterminada de
de un día tipo determinado;

Ecargahora(I,J) =
Qutcargacalefaccion(I,J)+Qutdescargafrio(I,J)); !KWH, Potencia cargada
para una hora determinada de un día tipo determinado;
Edescargahora(I,J)
=Qutdescargacalefaccion(I,J)+Qutdescargafrio(I,J)); !KWH, Potencia
descargada para una hora determinada de un día tipo determinado;
!Ycargahora(I,J)=@IF(Ecargahora(I,J)#EQ#0, 0, 1);
!Ydescargahora(I,J)=@IF(Edescargahora(I,J)#EQ#0, 0,
1);

!Ycargahora(I,J)+Ydescargahora(I,J)<=1;

Qutcargafrio(I, J)<=Tipo2(J)*BIGM;
Qutdescargafrio(I, J)<=Tipo2(J)*EA(I,J);
Qutcargacalefaccion(I, J)<=Tipo1(J)*BIGM;
Qutdescargacalefaccion(I, J)<=Tipo1(J)*EA(I,J);

!EA(I,J) = Vol*Densidad*Cp*((T_TANK(I,J)-
Tmincal)*Tipo1(J)+(T_TANK(I,J)-Tminfrío)*Tipo2(J))/(3600*1000); !KWH,
Potencia total almacenada para una hora determinada de un día tipo
determinado;

Ecargahora(I,J)-Edescargahora(I,J)-EA(I,J)*0.01 =
EA(@WRAP(I+1,24),J)-EA(I,J)); !KWH;
!EAmxmen(J)=@MAX(EA(I,J));

```

```

!Balance mensual;
@FOR (MONTH (J) :

    DEM (J) =
@SUM (DATABASE (I, J) : (Qdemandacalefaccion (I, J) *Tipo1 (J) + Qdemandafrio (I, J)
) *Tipo2 (J)) *NDAY (J)); !KWH, Demanda total de cada mes, obtenida
multiplicando la potencia demandada de cada hora del día por el número
de días de ese mes;
    Ecarga (J) =
@SUM (DATABASE (I, J) : (Qutcargacalefaccion (I, J) + Qutcargafrio (I, J)) *NDAY (J)
)); !KWH, Potencia total cargada de cada mes, obtenida multiplicando
la potencia cargada de cada hora del día por el número de días de ese
mes;
    Edescarga (J) =
@SUM (DATABASE (I, J) : (Qutdescargacalefaccion (I, J) + Qutdescargafrio (I, J)) *
NDAY (J)); !KWH, Potencia total descargada de cada mes, obtenida
multiplicando la potencia descargada de cada hora del día por el
número de días de ese mes;
    EAmes (J) =
@SUM (DATABASE (I, J) : Qutcargacalefaccion (I, J) + Qutcargafrio (I, J) -
Qutdescargacalefaccion (I, J) - Qutdescargafrio (I, J)) *NDAY (J));

@FOR (MONTH (J) :

    Wmenssol (J) = @SUM (DATABASE (I, J) : Wsol (I, J) *NDAY (J));
!kWH, Producción eléctrica del campo fotovoltaico de un mes
determinado;
    Wmenselec (J) =
@SUM (DATABASE (I, J) : (Welectrico (I, J) + Wbombeo (I, J)) *NDAY (J)); !kWH,
Consumo eléctrico (potencia eléctrica requerida) de las bombas de
calor y de la bomba hidráulica en un mes determinado;

    !Qdemandafrio (16, 7) =
(Y_hp1_1 + Y_hp1_2 + Y_hp1_3 + Y_hp1_4) * Qe1 + (Y_hp2_1 + Y_hp2_2 + Y_hp2_3) * Qe2 + (Y
_hp3_1 + Y_hp3_2) * Qe3;
    !Area = 900;

SOL = @SUM (MONTH (J) : Wmenssol (J));
ELEC = @SUM (MONTH (J) : Wmenselec (J));

EAmax = 8111.72; ! RESULTADO PARA MX FS; !EAmax = 3000000;
!EAmax = 3070.61; ! RESULTADO PARA MIN EMISIONES;
!EAmax = 7900; ! RESULTADO PARA MIN COSTES;

!Balance eléctrico y final;
@FOR (DATABASE (I, J) :

    demandaelectrica (I, J) <= POTENCIA_CONTRATADA (I, J);
!Limitación de la potencia eléctrica de las bombas de calor y de la
bomba hidráulica requerida a la red a una hora determinada de un día
tipo determinado;
    demandaelectrica (I, J) = Welectrico (I, J) + Wbombeo (I, J);
!KWH, Consumo eléctrico (potencia eléctrica requerida) de las bombas
de calor y de la bomba hidráulica a una hora determinada de un día
tipo determinado;
    Wtotalred (I, J) = demandaelectrica (I, J) - Wsol (I, J);
!KWH, Potencia eléctrica de las bombas de calor y de la bomba
hidráulica, a una hora determinada de un día tipo determinado, que no

```

es posible cubrir mediante el campo fotovoltaico, y por tanto es requerida a la red;

DATA:

!Valores exportados a la hoja Excel2, para una visión más simple;

```
@OLE('Excel2.XLSX','BL261:BW284','BL289:BW312','BZ261:CK284','BZ289:CK312','CN261:CY284','CN289:CY312','DB261:DM284','DB289:DM312','BL317:BW340','BL345:BW368','BZ317:CK340','BZ345:CK368','CN317:CY340','CN345:CY368','BL373:BW396','BL401:BW424','BZ373:CK396','BZ401:CK424','S4:AD27','S34:AD57','AH4:AS27','AH34:AS57');=
```

```
FU1_1verano,FU1_1invierno,FU1_2verano,FU1_2invierno,FU1_3verano,FU1_3invierno,FU1_4verano,FU1_4invierno,FU2_1verano,FU2_1invierno,FU2_2verano,FU2_2invierno,FU2_3verano,FU2_3invierno,FU3_1verano,FU3_1invierno,FU3_2verano,FU3_2invierno;! ,FUcargaverano,FUdescargaverano,FUcargainvierno,FUdescargainvierno;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','CA4:CL27','CA34:CL57','CA63:CL86','BL4:BW27','BL34:BW57','BL63:BW86')=
```

```
Qcaluthp1invierno,Qcaluthp2invierno,Qcaluthp3invierno,Qfriguthp1verano,Qfriguthp2verano,Qfriguthp3verano;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','AH92:AS115','AH120:AS143','AH178:AS201','AH207:AS230','AW120:BH143','AH149:AS172')=Qutcargacalefaccion,Qutdescargacalefaccion,Qutcargafrio,Qutdescargafrio,RendPV,T_PV;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','AW4:BH27','AW34:BH57','AW63:BH86')=demandaelectricidad,Wtotalred,Wsol;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','T150','T151','U150','U151','T154','U154','V154','T155','U155','V155','Z154','AA154','AB154','Z155','AA155','AB155','T176','T156','U156','V156','T159');=
```

```
T_ACCAL,T_AFCAL,T_ACREF,T_AFREF,Qs1,Qs2,Qs3,COP1,COP2,COP3,Qe1,Qe2,Qe3,EER1,EER2,EER3,Qmaxtotal,QmaxBC1,QmaxBC2,QmaxBC3!,Vol;;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','T160','T161','U160','U161','T162','U162','T165','T166','T167','T170','T171','T172','X173','X174','X175','T174','T175')=
```

```
Tmaxcal,Tmincal,Tmaxfrio,Tminfrio,!AlmacenadoMaximocal,AlmacenadoMaximofrio;;Costes,CostesFijos,CostesVariables,EmisionesCO2,EmisionesCO2Fijas,EmisionesCO2Variables,Cantidad1,Cantidad2,Cantidad3,FS,Area;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','R179:AC179','AW233:BH256','R180:AC180','BL34:BW57','R181:AC181','BL63:BW86','AW149:BH172','AW177:BH200','BK177:BV200','AW205:BH228','BK205:BV228','R186:AC186','BL4:BW27');=
```

```
EAmes,EA,Ecarga,Ecargahora,Edescarga,Edescargahora!,T_TANK,Qdispcargacalefaccion,Qdispcargafrio,Qdispcargacalefaccion,Qdispcargafrio;,DEM!,DEMhora;;
```

```
@OLE('Excel2.XLSX','Y149','Y150','Y151','Y152')=CosteTanque,CosteBombas,CostePaneles,CosteInversion;
```

ENDDATA

Referencias

LINDO. (2011). Optimization Modeling Software for Linear, Nonlinear, and Integer Programming. LINDO Systems Inc.

Anexo 8. Periodos Tarifarios

HORAS		DE LUNES A VIERNES												HORAS									
DE	A	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	DE	A								
00	01	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	00	01								
01	02	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	01	02								
02	03	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	02	03								
03	04	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	03	04								
04	05	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	04	05								
05	06	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	05	06								
06	07	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	06	07								
07	08	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	07	08								
08	09	2	2	4	5	5	4	2	6	4	5	4	2	08	09								
09	10	2	2	4	5	5	3	2	6	3	5	4	2	09	10								
10	11	1	1	4	5	5	3	2	6	3	5	4	1	10	11								
11	12	1	1	4	5	5	3	1	6	3	5	4	1	11	12								
12	13	1	1	4	5	5	3	1	6	3	5	4	1	12	13								
13	14	2	2	4	5	5	3	1	6	3	5	4	2	13	14								
14	15	2	2	4	5	5	3	1	6	3	5	4	2	14	15								
15	16	2	2	4	5	5	4	1	6	4	5	4	2	15	16								
16	17	2	2	3	5	5	4	1	6	4	5	3	2	16	17								
17	18	2	2	3	5	5	4	1	6	4	5	3	2	17	18								
18	19	1	1	3	5	5	4	1	6	4	5	3	1	18	19								
19	20	1	1	3	5	5	4	2	6	4	5	3	1	19	20								
20	21	1	1	3	5	5	4	2	6	4	5	3	1	20	21								
21	22	2	2	3	5	5	4	2	6	4	5	3	2	21	22								
22	23	2	2	4	5	5	4	2	6	4	5	4	2	22	23								
23	00	2	2	4	5	5	4	2	6	4	5	4	2	23	00								
SÁBADOS DOMINGOS Y FESTIVOS*		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	SÁBADOS DOMINGOS Y FESTIVOS*									
		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6										
		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6										
		6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6										
ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE	ENERO	FEBRERO	MARZO	ABRIL	MAYO	JUNIO	JULIO	AGOSTO	SEPTIEMBRE	OCTUBRE	NOVIEMBRE	DICIEMBRE

Referencias

ESIPE. (2016). *Tarifas de acceso a redes eléctricas. Periodos tarifarios*. Entidad Supervisora Independiente de Proyectos Energéticos.

Lista de Figuras

Figura A1. 1: Evolución del consumo mundial de energía y de la población mundial (Pasquevich).	49
Figura A1. 2: Distribución del consumo mundial de energía primaria por fuentes (BP, 2016). .	50
Figura A1. 3: Estructura de consumo del sector residencial español según usos energéticos (IDAE, 2014).....	50
Figura A1. 4: Procedencia de la energía consumida en el sector residencial español (IDAE, 2014).	51
Figura A1. 5: Esquema del sistema de calefacción de distrito (AIGUASOL, 2011).	53
Figura A1. 6: Evolución del número de redes de calor y frío de distrito en España desde la creación del censo (ADHAC, 2016).....	55
Figura A1. 7: Distribución geográfica de las redes de calor y frío de distrito en España entre 2014 y 2016 (ADHAC, 2016).	56
Figura A1. 8: Distribución geográfica por potencia instalada de las redes de calor y frío de distrito en España entre 2014 y 2016 (ADHAC, 2016).	56
Figura A1. 9: Nº de redes de distrito en España por tipo de suministro (ADHAC, 2016).....	57
Figura A1. 10: Potencia instalada de las redes de distrito en España en función de su generación (ADHAC, 2016).....	57
Figura A1. 11: Reparto de las redes de distrito en España en función de su destino (ADHAC, 2016).	58
Figura A1. 12: Reparto de la potencia instalada de las redes de distrito en España en función de su destino (ADHAC, 2016).	58
Figura A1. 13: Número de redes de distrito censadas en España por tipo de energía consumida (ADHAC, 2016).....	59
Figura A1. 14: Tipo de Energía consumida por Potencia Instalada en redes de distrito en España (ADHAC, 2016).....	59
Figura A1. 15: Esquema ciclo bomba de calor.	60
Figura A1. 16: Representación de ciclos de aire acondicionado y de calefacción.	61
Figura A1. 17: Almacenamiento de energía térmica en tanque de agua (SDH).	70
Figura A1. 18: Almacenamiento de energía térmica en acuífero. Esquema de funcionamiento en verano (izquierda) e invierno (derecha) (Underground-Energy).	71
Figura A1. 19: Almacenamiento de energía térmica en perforaciones enterradas. Esquema de funcionamiento en verano (izquierda) e invierno (derecha) (Underground-Energy).....	71
Figura A1. 20: Almacenamiento de energía térmica en excavaciones en la tierra (SDH).....	72

Figura A2. 1: Esquema de los componentes de una bomba de calor.	82
Figura A2. 2: Catálogo de bombas de calor (Wesper, 2014).	83
Figura A2. 3: Prestaciones bombas de calor (Wesper, 2014).	84
Figura A2. 4: Prestaciones bombas de calor (Wesper, 2014).	85
Figura A2. 5: Prestaciones bomba de calor EWSH W 1460 (Wesper, 2014).	87
Figura A2. 6: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para calefacción.	89
Figura A2. 7: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para calefacción.	89
Figura A2. 8: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones no nominales para calefacción.	90
Figura A2. 9: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones no nominales para calefacción.	91
Figura A2. 10: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.	93
Figura A2. 11: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.	93
Figura A2. 12: Simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para refrigeración.	95
Figura A2. 13: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1460 en condiciones nominales para refrigeración.	95
Figura A2. 14: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.	97
Figura A2. 15: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.	97
Figura A2. 16: Prestaciones bomba de calor EWSH W 1110 (Wesper, 2014).	99
Figura A2. 17: Simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones no nominales para calefacción.	101
Figura A2. 18: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones no nominales para calefacción.	101
Figura A2. 19: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.	103
Figura A2. 20: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.	103
Figura A2. 21: Simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones nominales para refrigeración.	105

Figura A2. 22: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 1110 en condiciones nominales para refrigeración.	106
Figura A2. 23: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.	107
Figura A2. 24: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.	107
Figura A2. 25: Prestaciones bomba de calor EWSH W 700 (Wesper, 2014).	109
Figura A2. 26: Simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones no nominales para calefacción.	110
Figura A2. 27: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones no nominales para calefacción.	111
Figura A2. 28: Potencia calorífica Q_s en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.	112
Figura A2. 29: COP en función de la temperatura de salida del agua del condensador para la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.	112
Figura A2. 30: Simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones nominales para refrigeración.	113
Figura A2. 31: Soluciones a la simulación bomba de calor EWSH W 700 en condiciones nominales para refrigeración.	114
Figura A2. 32: Potencia frigorífica Q_e en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.	115
Figura A2. 33: EER en función de la temperatura de salida del agua del evaporador para refrigeración.	115
Figura A3. 1: Catálogo de calderas y grupos térmicos de gas y de gasóleo (FER, 2016).	122
Figura A3. 2: Catálogo aire acondicionado (Fujitsu, 2014).	123
Figura A4. 1: Diagrama de electrones del Si.	132
Figura A4. 2: Diagrama de la banda de energía de un semiconductor.	132
Figura A4. 3: Distribución de cargas en la zona de depleción de una unión P-N.	133
Figura A4. 4: Representación de la corriente generada en la célula fotovoltaica (Spertino, 2016).	134
Figura A4. 5: Curva característica I-U de una célula fotovoltaica (Spertino, 2016).	135
Figura A4. 6: Circuito interno de una célula fotovoltaica (Spertino, 2016).	136
Figura A4. 7: Variación de la curva característica en función de la irradiancia " G " ($T=cte$) (Spertino, 2016).	137

Figura A4. 8: Variación de la curva característica en función de la temperatura “T” (G =cte) (Spertino, 2016).....	137
Figura A4. 9: Variación simultánea de irradiancia y temperatura a lo largo de las horas luminosas del día (Spertino, 2016).....	138
Figura A4. 10: Módulo o panel fotovoltaico compuesto de 72 células interconectadas.....	139
Figura A4. 11: Colocación de diodo en paralelo con la célula anormal (Spertino, 2016).	140
Figura A4. 12: Colocación de diodo en serie con la célula anormal de la rama (Spertino, 2016).	141
Figura A4. 13: Catálogo paneles fotovoltaicos (SumSol, 2016).....	142
Figura A4. 14: Variación de la irradiancia que alcanza la atmósfera a lo largo del año (SunFields, 2017).	146
Figura A5. 1: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 1460 (Wesper, 2014).....	154
Figura A5. 2: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 1110 (Wesper, 2014).....	157
Figura A5. 3: Caudales hidráulicos evaporador (modo verano) y condensador (modo invierno) para la bomba de calor EWSH W 700 (Wesper, 2014).....	159

Lista de Tablas

Tabla A2. 1: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 1460.....	88
Tabla A2. 2: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción.	92
Tabla A2. 3: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en calefacción y ACS.....	94
Tabla A2. 4: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.	96
Tabla A2. 5: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1460 actuando en refrigeración.....	98
Tabla A2. 6: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 1110.....	100
Tabla A2. 7: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para un cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción.	102
Tabla A2. 8: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en calefacción y ACS.....	104
Tabla A2. 9: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas actuando en refrigeración.....	106
Tabla A2. 10: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba de calor EWSH W 1110 actuando en refrigeración.....	108
Tabla A2. 11: Recopilación de prestaciones de la bomba de calor EWSH W 700.....	110
Tabla A2. 12: Tabla paramétrica del COP, Q_s y W_c para cierto rango de temperaturas de la bomba de calor EWSH W 700 actuando en calefacción.	111
Tabla A2. 13: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba EWSH W 700 actuando en calefacción y ACS.....	113
Tabla A2. 14: Tabla paramétrica del EER, Q_e y W_c para cierto rango de temperaturas para refrigeración.....	114
Tabla A2. 15: Recopilación de datos alcanzados en simulación para la bomba EWSH W 700 actuando en refrigeración.....	116
Tabla A3. 1: Datos de la tarifa eléctrica 2.0 A de baja tensión para este trabajo (IDAE, 2017).	124
Tabla A4. 1: Seguimiento horario de la radiación solar [W/m^2] sobre los paneles fotovoltaicos con una inclinación de $32,5^\circ$	147

Tabla A5. 1: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 1460.....	156
Tabla A5. 2: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 1110.....	158
Tabla A5. 3: Recopilación de valores calculados para la bomba de calor EWSH W 700.....	159
Tabla A5. 4: Viscosidad dinámica del agua líquida a varias temperaturas (Hatschek, 1928). ..	160
Tabla A6. 1: Información de los costes y emisiones unitarias (Pina, Lozano, & Serra, 2016).. ..	165
Tabla A6. 2: Costes anuales y potencias de los diferentes periodos eléctricos (IDAE, 2017).. ..	167
Tabla A6. 3: Costes de los diferentes periodos eléctricos (IDAE, 2017).....	168