



PROYECTO FIN DE CARRERA

INGENIERÍA INDUSTRIAL

INTEGRACIÓN DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA CON UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN EXISTENTE

Autor:

Natalia Moreno Bruned

Director del Proyecto:

Dr. José María Marín Herrero

Zaragoza, Marzo 2010

Área de Máquinas y Motores térmicos
Departamento de Ingeniería Mecánica



CENTRO POLITÉCNICO SUPERIOR



DTO. INGENIERÍA MECÁNICA



FUNDACIÓN HIDRÓGENO ARAGÓN

Anexos

Anexo A: Energía solar térmica	41
Anexo B: Descripción de la instalación de actual	45
Anexo C: Estudio de demandas energéticas	51
Anexo D: Selección del tipo de captador.....	67
Anexo E: Método f-Chart.....	69
Anexo F: Análisis de opciones	77
Anexo G: Datos climatológicos.....	79
Anexo H: Ecuaciones características de los equipos principales.....	85
Anexo I: Modelo de simulación EES y resultados.....	89
Anexo J: Cálculo de pérdidas	99
Anexo K: Proyecto de instalación	109
Anexo L: Ficha técnica de equipos principales.....	139
Anexo M: Máquinas de refrigeración solar	143
Anexo N: Fundación Hidrógeno en Aragón	149
Anexo O: Descripción de la instalación en aislada	153

Anexo A: Energía solar térmica

La energía solar térmica es una energía de tipo renovable proveniente del sol. Se basa en la captación de la radiación solar y su transformación en calor para el aprovechamiento en diversas aplicaciones. Esta transformación se realiza por medio de colectores solares, que son dispositivos específicamente diseñados para captar la energía que aporta la radiación solar, utilizándola para calentar un determinado fluido, normalmente agua, a una cierta temperatura. En función de la misma, los colectores pueden ser de baja, media o alta temperatura, debiendo cumplir mayores requisitos técnicos a medida que aumenta la temperatura, lo que se traduce en un mayor coste de inversión. Por éste y otros motivos, los colectores de baja temperatura los que han tenido un mayor desarrollo comercial.

La aplicación más generalizada de la energía solar térmica es la producción de **agua caliente sanitaria** (ACS), para la cual es suficiente con colectores de baja temperatura, siendo capaz de cubrir hasta un 70% de las necesidades térmicas a lo largo del año. Por tanto, es necesario un sistema auxiliar de tipo convencional para complementar la producción en los periodos en los que no se disponga de energía de tipo renovable, normalmente se instala de una caldera de apoyo o calentador eléctrico. Con el apoyo solar se disminuye significativamente el consumo de combustible, contribuyendo a reducir las emisiones contaminantes (Espada, 2003).

Aunque menos extendidas, hay otro tipo de aplicaciones capaces de aprovechar la energía solar térmica. Por un lado, tenemos el apoyo a una instalación de calefacción, preferentemente por **suelo radiante**. Pero también sería posible hacer un precalentamiento del agua de retorno de la caldera en una instalación de calefacción por radiadores, consiguiendo así un ahorro de combustible.

En la actualidad, están empezando a verse un número de instalaciones de **refrigeración solar**, conocida como “frío solar”, son instalaciones de producción de frío por medio de máquinas de absorción, capaces de aprovechar los excedentes de calor que se generan en los meses de verano, coincidiendo las puntas de consumo energético con la máxima radiación solar. De esta forma se consigue obtener un mayor rendimiento de las instalaciones solares térmicas, aprovechando la energía del Sol durante todo el año. Además, utilizando la refrigeración por absorción para generar frío solar, quedan subsanados los problemas de disipación energética que las instalaciones solares térmicas presentan en verano (Zabalza, 2007).

A.1 Tipos de colectores y principales características

Hay varios tipos de colectores solares, dependiendo principalmente de la aplicación a la que se destine la instalación solar térmica, lo que condiciona el tipo de materiales y los requisitos técnicos exigibles. A continuación se presentan las características y aplicaciones más comunes de los distintos tipos de colectores de baja temperatura, que son los utilizados en las instalaciones objeto de estudio en este proyecto. Sin embargo, en la actualidad existen tres grandes grupos de colectores solares en función de la temperatura a la que sean capaces de calentar el fluido: baja (menos de 100°C), media (entre 100 y 400°C), y alta temperatura (más de 400°C).

Colectores de baja temperatura

Son colectores que realizan la captación de forma directa, sin concentración de los rayos solares, como ocurre en los de mayor temperatura. En este caso, la temperatura del fluido a calentar está siempre por debajo del punto de ebullición del agua. Según los materiales y técnicas de captación empleadas se pueden distinguir tres tipos de colectores de baja temperatura: colectores de polipropileno, de placa plana, y de tubos de vacío.

- **Colectores de polipropileno**

Los colectores de polipropileno están formados por una gran cantidad de pequeños tubos de polipropileno por los que circula el agua a calentar. Estos colectores son únicamente usados para el calentamiento de piscinas exteriores durante el verano, ya que su temperatura de trabajo es del orden de 25-35°C y presentan grandes pérdidas al no disponer de cubierta exterior ni aislante. Por otra parte, debido a su composición, los colectores de polipropileno toleran bien el paso de aguas agresivas como es el agua clorada, pero aguantan muy mal las tensiones mecánicas provocadas por las heladas y los rasguños superficiales. Su precio es el más barato y oscila entre 60 - 90 €/m².

- **Colectores de placa plana**

Los colectores de placa plana son los más extendidos comercialmente en la actualidad, además de ser el modelo más utilizado en la mayoría de las instalaciones solares térmicas. Su temperatura de trabajo se sitúa entre 50 y 70°C, lo que los hace apropiados para la mayor parte de las aplicaciones. Son utilizados para producir agua caliente aplicable para ACS, calefacción por suelo radiante, precalentamiento del fluido de entrada de una caldera, etc. Su precio es del orden de 180 - 240 €/m² dependiendo de los fabricantes.

Los principales elementos que constituyen un colector de placa plana son:

- **La cubierta exterior:** formada normalmente por un cristal de vidrio simple, también pueden encontrarse cubiertas con cristal doble o incluso con materiales plásticos. Tiene la función de producir el efecto invernadero, reducir las pérdidas por convección y asegurar la estanqueidad del colector.
- **El absorbedor:** constituido por una placa metálica sobre la que se encuentra soldado un serpentín de cobre, favoreciendo el intercambio de calor entre la placa y el fluido circulante. La placa absorbidora tiene la función de absorber la radiación solar y ceder el calor acumulado al serpentín por el que circula el fluido a calentar.
- **El aislante térmico:** material que recubre los laterales y la parte posterior del colector para minimizar las pérdidas térmicas a través de la carcasa. Suele consistir en lana de vidrio o poliuretano con un grosor variable según el diseño del colector.
- **La carcasa:** caja exterior que alberga todos los componentes del colector, aportando rigidez y garantizando el sellado de su interior. Suele ser de aluminio por su peso mínimo y resistencia a la corrosión.

El funcionamiento de un colector de placa plana se basa en el principio del efecto invernadero. Cuando la radiación solar incidente atraviesa la cubierta exterior, se queda retenida en el interior del colector. Esta radiación es absorbida por la placa absorbidora que aumenta su temperatura y empieza a ceder calor al serpentín soldado ella. Progresivamente el fluido que circula por el interior del serpentín se va calentando hasta alcanzar la temperatura de trabajo del colector (Zabalza, 2007).



Figura 34: Colector solar de placa plana

- **Colectores de tubos de vacío**

Los colectores de tubos de vacío presentan mejores rendimientos, pudiendo llegar a proporcionar temperaturas de trabajo por encima de 100°C. Por ello, este tipo de colectores se usa habitualmente para la generación de agua caliente de uso en procesos industriales o bien en instalaciones de calefacción por radiadores convencionales; así como en la refrigeración por absorción, donde se requieren temperaturas por encima de 75°C. Los principales inconvenientes que presenta esta tecnología frente a los de placa plana son su elevado precio que oscila entre 500 - 600 €/m², y la laboriosidad y cuidado que requiere su montaje.

Estos colectores suelen estar formados por 10-20 tubos de vidrio en cuyo interior se ha hecho el vacío. En el interior de cada tubo hay una tubería de cobre soldada a una placa rectangular.



Esta placa absorbe la radiación solar y cede calor al fluido que circula por la tubería. El funcionamiento de este tipo de colectores también está basado en el efecto invernadero producido cuando la radiación solar atraviesa un vidrio. La diferencia con los de placa plana es que no se requiere aislante, ya que el vacío de los tubos elimina totalmente las pérdidas térmicas hacia el exterior del vidrio. Por todo esto, su rendimiento es siempre superior al de los colectores de placa plana, pero especialmente en condiciones de baja radiación solar.

Figura 35: Colector de tubos de vacío y acumulador solar

A.2 Esquema básico de una instalación solar térmica

En general, una instalación solar térmica consta de dos circuitos básicos, primario y secundario, conectados por medio de un intercambiador de calor, los componentes principales de la instalación se nombran a continuación:

Subsistema de captación: compuesto por varios colectores solares conectados entre sí con el fin de alcanzar la temperatura deseada en el fluido.

Subsistema de acumulación: formado por uno o varios depósitos de almacenamiento de agua caliente, conocido como acumulador.

Subsistema de distribución: conjunto de equipos que se encargan de transportar el agua caliente producida hasta los puntos de consumo. Está formado por el equipo de regulación, las tuberías, las bombas y los elementos de seguridad, entre otros.

Subsistema auxiliar: suele ser una caldera convencional o un calentador eléctrico que entra en funcionamiento para apoyar a los colectores cuando la temperatura del agua de salida del acumulador es inferior a la demandada.

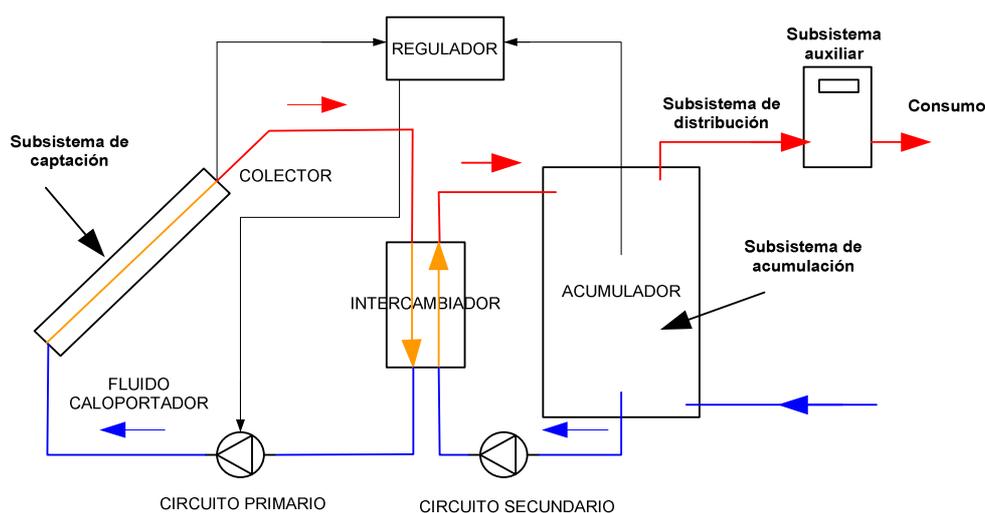


Figura 36: Esquema básico de una instalación solar térmica

El funcionamiento básico es el siguiente. El calor cedido por los colectores al fluido caloportador se transfiere a través de un intercambiador de calor al depósito de acumulación por medio de bombas que son controladas desde el regulador. El sistema de regulación más típico es por termostato diferencial. Cuando la temperatura de salida del colector supera en más de 7°C a la temperatura del acumulador, el regulador pone en marcha la bomba y comienza la transferencia térmica desde el colector al acumulador. En el momento en que esa diferencia de temperatura es inferior a 2°C, el regulador para la bomba con el fin de no enfriar el agua acumulada y favorecer el calentamiento del fluido en el interior del colector. Finalmente, si el agua caliente del acumulador está a la temperatura de consigna ésta pasa directamente al consumo, en caso contrario se hará pasar por una caldera auxiliar donde será calentada hasta la temperatura deseada. En este caso, el equipo de apoyo debe ser modulante, es decir, capaz de regular su potencia de forma que se obtenga una temperatura de salida constante independientemente de la temperatura del agua de entrada al citado equipo (ASIT, 2008).

Anexo B: Descripción de la instalación de actual

B.1 Descripción general del edificio

La caracterización que se plantea en el "Proyecto de climatización" del edificio será explicada en el presente apartado (Proyecto, 2007).

El edificio en el que está ubicada la Fundación para el Desarrollo de Nuevas Tecnologías del Hidrógeno en Aragón es una nave industrial que puede dividirse en tres zonas principales: planta baja, planta primera y zona de talleres.

A continuación se detalla un cuadro resumen donde aparecen los espacios de los que consta el edificio, indicando: zona correspondiente, denominación de local, superficie en planta en m², volumen en m³ y uso del local según el acondicionamiento del aire en régimen de refrigeración (F), calefacción (C) y ventilación (V).

Tabla 11: Planta baja

ZONA	LOCAL	SUPERFICIE (m ²)	VOLUMEN (m ³)	USO
Planta baja	Recepción	58,90	176,70	F,C,V
Planta baja	Exposición didáctica	54,85	164,55	F,C,V
Planta baja	Laboratorios 1	57,35	172,05	F;C;V
Planta baja	Laboratorios 2	55,70	167,10	F;C;V
Planta baja	Laboratorios 3	80,50	241,50	F,C,V
Planta baja	Pasillo planta baja	53,25	159,75	F,C
Planta baja	Vestuarios	34,20	102,60	V
TOTAL PLANTA BAJA		394,75	1.184,25	

Tabla 12: Planta primera

ZONA	LOCAL	SUPERFICIE (m ²)	VOLUMEN (m ³)	USO
Planta primera	Oficinas 1	147,50	442,50	F,C,V
Planta primera	Oficinas 2	72,75	218,25	F,C,V
Planta primera	Sala multiusos	25,35	76,05	F;C;V
Planta primera	Sala reuniones	22,00	66,00	F;C;V
Planta primera	Biblioteca	54,55	163,65	F,C,V
Planta primera	Pasillo planta 1	37,50	112,50	F,C
Planta primera	Cocina	7,85	23,55	V
Planta primera	Aseos	25,30	75,90	V
TOTAL PLANTA PRIMERA		392,80	1.178,40	

Tabla 13: Talleres

ZONA	LOCAL	SUPERFICIE (m ²)	VOLUMEN (m ³)	USO
Talleres	Talleres	274,20	1.946,82	F,C,V
TOTAL TALLERES		274,20	1.946,82	

Tabla 14: Cuadro resumen

	SUPERFICIE (m2)	VOLUMEN (m3)
TOTAL A CALEFACTAR	994,40	4.107,42
TOTAL A REFRIGERAR	994,40	4.107,42
TOTAL A VENTILAR	1.061,75	4.309,47

B.2 Descripción de los cerramientos. Cálculo del K_G .

El edificio consiste en una nave construida mediante paneles tipo “sándwich” con aislamiento intermedio de espuma de poliuretano. La solera y la cubierta transitable son de hormigón, y tanto las ventanas como los lucernarios de la zona de talleres son de doble acristalamiento con cámara de vacío. Además, en las ventanas se han colocado persianas venecianas interiores.

La **cubierta** es de panel sándwich formado por dos parámetros metálicos y un aislamiento ignífugo. Se divide en dos zonas de diferentes dimensiones con una pendiente de 10%. El **cerramiento** de la fachada es de panel sándwich formado por dos chapas grecizas con un aislamiento ignífugo y con un 9% del área total de fachada de muro cortina.

Los valores de los coeficientes de transmisión global de los cerramientos aparecen recogidos en el Proyecto, los cuales fueron calculados a partir de los datos definidos por los fabricantes utilizando el método de composición de elementos y literatura especializada, en este caso el “Manual de aire acondicionado de Carrier Air Conditioning Company”. Además se tuvo en cuenta lo siguiente: espesores, pesos y revestimientos de los cerramientos exteriores e interiores, características de los materiales aislantes empleados y datos de los coeficientes de transmisión de los materiales que componen el cerramiento

Por lo tanto, los valores del coeficiente de transmisión global de los cerramientos adoptados para el cálculo de las cargas térmicas se muestran en la Tabla 15.

Tabla 15: Coeficientes de transmisión global

Muro de fachada:	0,36 kcal/h m2 °C	0,42 W/m2 °C
Cubierta transitable:	0,60 kcal/h m2 °C	0,70 W/m2 °C
Cubierta inclinada:	0,45 kcal/h m2 °C	0,52 W/m2 °C
Solera:	2,14 kcal/h m2 °C	2,49 W/m2 °C
Vidrio:	3,40 kcal/h m2 °C	3,95 W/m2 °C
Tabique interior:	1,50 kcal/h m2 °C	1,74 W/m2 °C
Tabique con taller:	1,10 kcal/h m2 °C	1,28 W/m2 °C
Forjado:	2,02 kcal/h m2 °C	2,35 W/m2 °C

El resultado obtenido del K_G es igual a **0.75**, el cual debe ser menor o igual a 0.91 según la Norma NBE-CT-79 para la zona climática considerada (D). El edificio presenta un factor de forma f de 0.48 m^{-1} .

B.3 Condiciones exteriores de cálculo.

La zona donde se ubica el edificio, se encuentra próxima a la ciudad de Huesca, considerándose:

- Latitud: 42°08
- Altura sobre el nivel del mar: 586 m
- Condiciones de invierno: temperatura seca de -5°C , 1350 días grado acumulados y viento dominante en dirección norte
- Condiciones de verano: temperatura seca de 31°C, 60% de humedad relativa y oscilación máxima diaria de temperatura de 15 grados
- El sumidero de calor para el equipo frigorífico es aire exterior a 31°C

B.4 Condiciones interiores de cálculo

Las condiciones interiores de cálculo se establecen a partir de Normas UNE y manuales basados en estudios de bienestar térmico. Estos parámetros son necesarios para calcular las necesidades térmicas de cada local y dependen del periodo del año. Durante el verano se considera una temperatura operativa de 24°C, una velocidad del aire de 0.18-0.24 m/s y el 55% de humedad relativa. En invierno la temperatura operativa es de 22°C y la velocidad del aire de 0.25-0.20 m/s.

Por otra parte, se deben tener en cuenta las ganancias térmicas adicionales debidas a iluminación y otros aparatos eléctricos, además de las ganancias de calor debidas a las personas. Todas ellas son estimadas en el proyecto.

B.5 Cálculo de las cargas térmicas

El cálculo de las cargas térmicas tanto en régimen de calefacción como de refrigeración fue realizado con un programa basado fundamentalmente en el método de cálculo desarrollado en el Manual de Aire Acondicionado de la Carrier Air Conditioning Company. El método general de cálculo se detalla a continuación:

- **Cálculo de las ganancias de calor en verano**

La carga total de **refrigeración** es la suma de la **carga de ventilación** y la **carga interior**, que se debe a las ganancias por radiación en los cristales, transmisión de los cerramientos, iluminación, máquinas, personas, etc. En el cálculo se tuvo en cuenta la inercia térmica del edificio y la variación de la radiación a lo largo del día.

- **Cálculo de las pérdidas de calor en invierno**

Las cargas de **calefacción** se determinan principalmente a partir de las **pérdidas de calor** a través de los cerramientos que dependen de las condiciones exteriores e interiores, las características constructivas y las orientaciones de las fachadas; además, se consideran las **pérdidas por ventilación**. En este caso, no se tienen en cuenta ninguna de las ganancias de calor definidas en el punto primero.

Las cargas térmicas de refrigeración y calefacción que son fueron utilizadas para dimensionar la instalación actual de climatización fueron:

- Carga máxima de refrigeración: 136.257 kcal/h = **147 kW**
- Carga máxima de calefacción: 121.175 kcal/h = **140 kW**

B.6 Descripción de la instalación de climatización

El sistema de climatización del edificio es un sistema **aire-agua** de generación centralizada para producción de agua fría y agua caliente. A su vez, se llevó a cabo una división en subsistemas según los espacios interiores para conseguir una independencia de funcionamiento y control de temperatura, con el fin de optimizar la energía consumida climatizando sólo los locales ocupados (Clima, 2007).

Se instalaron unidades terminales de tratamiento de aire con ventilación mecánica y fancoils independientes de techo, de suelo y de conductos. El agua fría es producida en una planta enfriadora de agua ubicada en la terraza transitable del edificio. La producción de agua caliente para calefacción se realiza mediante **dos calderas** alimentadas con **gas propano** situadas en la sala de máquinas de la azotea. El agua producida se reparte por el edificio hasta las unidades terminales mediante una **distribución de agua a dos tubos** que es **común para el suministro de frío y calor**, no pudiendo trabajar de forma simultánea. El grupo de bombeo situado en las sala de máquinas se encarga de hacer circular el agua tanto en el circuito primario, que va desde los equipos generadores hasta el **colector general**, como en el secundario, que la lleva desde el colector general hasta las unidades terminales. Se diferencian **tres zonas** que son alimentadas por circuitos hidráulicos independientes cada uno con su bomba de impulsión: **planta baja, planta primera y zona de talleres**.

Los equipos cuyas características nos interesa conocer para análisis posteriores son las calderas y la climatizadora, mostradas en la Figura 37.



Figura 37: Caldera y climatizadora actual

Las calderas ROCA de baja temperatura para la producción de agua caliente tienen las siguientes características:

Tabla 16: Características de la caldera

MARCA	ROCA
MODELO	G1000-6
POTENCIA NOMINAL	90
RENDIMIENTO (PCI)	92%
POTENCIA ÚTIL	82.8 kW
COMBUSTIBLE	Gas Propano
QUEMADOR	Atmosférico
Nº ETAPAS	2 (60 y 100%)
Tª IMPULSIÓN	58ºC
Tª RETORNO	50ºC

Se han instalado una bomba y una válvula motorizada de dos vías en el circuito primario para garantizar la circulación del agua por la caldera. Además, se dispone de un depósito de expansión para absorber las dilataciones del agua caliente.

La enfriadora de agua tiene las siguientes características (Climaveneta, 2009):

Tabla 17: Características de la climatizadora

MARCA	CLIMAVENETA
MODELO	NECS-0604
SISTEMA DE CONDENSACIÓN	Aire
POTENCIA FRIGORÍFICA	154 kW
POTENCIA ABSORBIDA	59.7 kW
EER	2.58
REFRIGERANTE	R 410A
Nº CISCUITOS FRIGORÍFICOS	2
Nº COMPRESORES	4
TIPO	Scroll
ETAPAS DE POTENCIA	4
NIVEL DE POTENCIA SONORA	92 dB
Tª ENTRADA AGUA	12ºC
Tª SALIDA AGUA	7ºC
Nº VENTILADORES	4

La enfriadora está equipada con un circuito hidráulico integrado compuesto por un depósito de inercia, una bomba de retorno de agua fría, filtro de agua, interruptor de flujo de agua, manómetro en aspiración de la bomba y otros elementos de seguridad. La enfriadora está conectada al colector de distribución de agua mediante una válvula de corte, en ida y en retorno.

La regulación de la instalación de climatización está centralizada con una centralita digital. El control de cada uno de las unidades terminales es individual en cada local, con un conmutador de tres velocidades, siendo centralizado el control del agua de preparación, que autoriza la entrada en funcionamiento escalonado de las calderas/enfriadora. El termostato de cada local actúa sobre las válvulas de tres vías que da paso al agua hacia las unidades terminales hasta alcanzar la temperatura de consigna.

La Figura 38 muestra es esquema de la instalación de climatización del edificio (Clima, 2007).

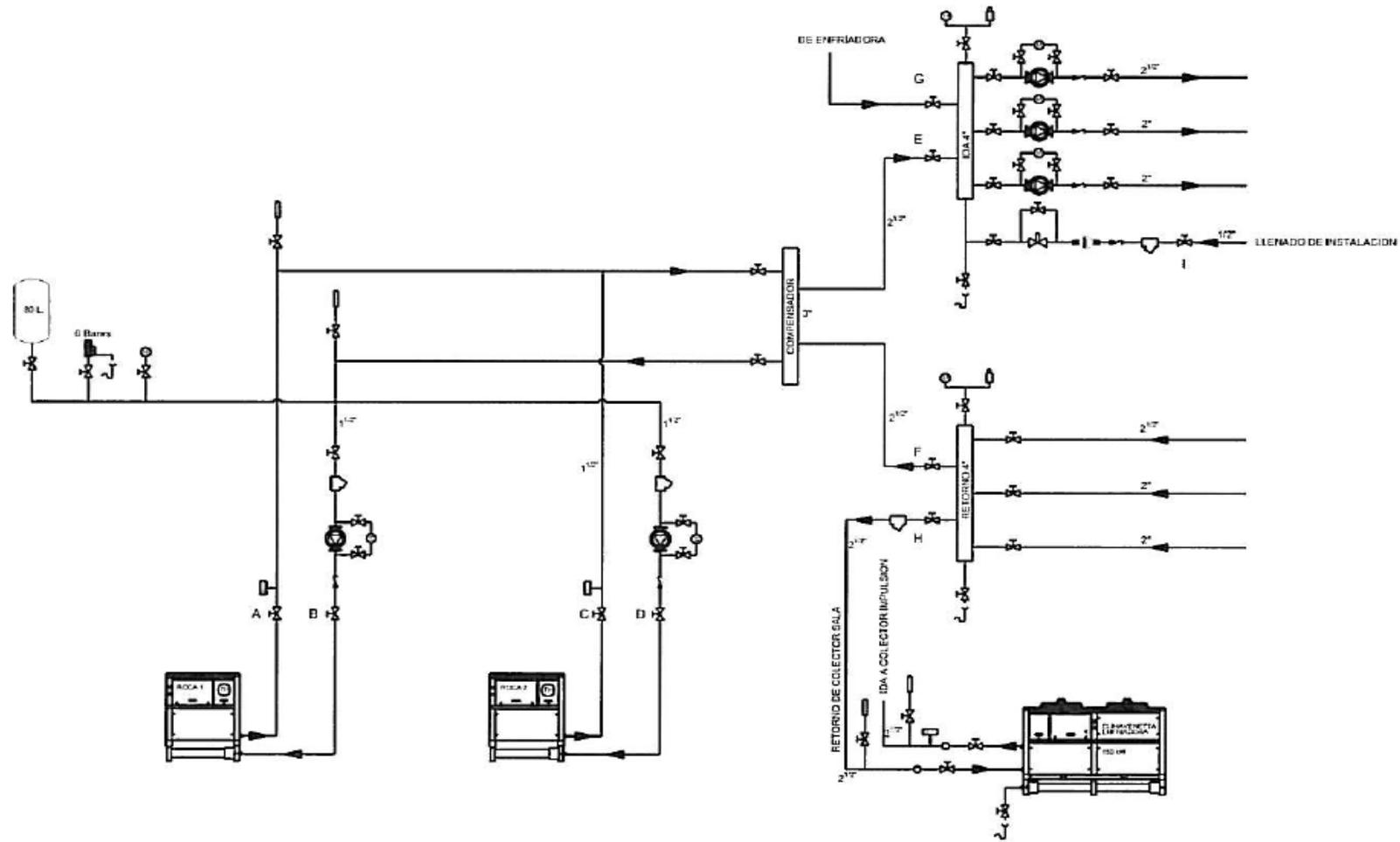


Figura 38: Esquema de la instalación de climatización actual

Anexo C: Estudio de demandas energéticas

La primera fase del proyecto fue llevar a cabo un análisis detallado de los consumos de energía del edificio, prestando una atención especial a las demandas de climatización que serán utilizadas para el dimensionamiento de futuras instalaciones. Las demandas energéticas han sido obtenidas a partir de datos reales de consumo de los dos años que lleva el edificio en funcionamiento (INDEL, 1998).

C.1 Demanda de calefacción

Las cargas térmicas de calefacción fueron calculadas en el proyecto del edificio (Clima, 2007) para dimensionar la instalación de calefacción existente, dicha instalación está compuesta por **dos calderas de 82.8 kW** cada una, alimentadas por **gas propano**, con un rendimiento sobre el PCI del **92%**. En la actualidad las calderas funcionan a carga parcial para atender la demanda porque hay zonas del edificio que no se encuentran ocupadas. En edificio no tiene consumo de agua caliente sanitaria.

La demanda de calefacción del edificio ha sido calculada a partir de las **facturas de gas**. El consumo de propano extraído de facturas para los meses en los que hay consumo de gas aparece recogido en la Tabla 18. El propano comercial tiene un poder calorífico de 11082 kcal/kg sobre el PCI y de 12052 kcal/kg sobre el PCS. Según el dato indicado en las facturas, el propano suministrado por la compañía de gas tiene una densidad de 1.99 kg/m³. Con los datos anteriores se calcula la energía suministrada al recinto a calefactar a partir de los m³ de propano consumido.

Tabla 18: Consumo de gas propano

		m ³
May 08	30/4 -30/5	81
Oct 08	30/9 - 31/10	165
Nov 08	31/10 - 26/11	213
Dic 08	26/11 - 31/12	907
Ene 09	31/12 - 30/1	642
Feb 09	30/1 - 27/2	882
Mar 09	27/2 - 31/3	312
Abr 09	31/3 - 30/4	365
May 09	30/4 - 27/5	76
Oct 09	28/10-30/10	135
Nov 09	31/10-30/11	292

A la vista de los datos de consumo se puede deducir que la calefacción no funcionó correctamente en noviembre de 2008 y enero de 2009. Por tanto, se va analizar el consumo de los demás edificios del Parque Tecnológico Walqa que utilizan sistemas de calefacción similares para aproximar los puntos de consumo que no se ajustan a la realidad. Analizando la tendencia de las curvas de consumo y calculando porcentajes de aumento y disminución del consumo de gas se aproxima la curva de consumo del edificio de la Fundación. La Tabla 19 recoge los consumos de gas que se utilizan para estimar los consumos del edificio.

Tabla 19: Consumos de gas propano de edificios de Walqa

	Edificio 3	Edificio 4
	m3	m3
ene-08	807	3872
feb-08	590	3063
mar-08	399	2854
abr-08	183	2099
may-08	130	1338
jun-08	0	878
jul-08	0	0
ago-08	0	0
sep-08	0	3
oct-08	205	1462
nov-08	589	2711
dic-08	1331	5113
ene-09	1313	5460
feb-09	775	4284
mar-09	442	3174
abr-09	230	1925

Para ver la tendencia de los consumos de gas se calcula el porcentaje que cada valor representa del consumo máximo. La Figura 39 recoge las curvas de tendencia de los dos edificios del Parque Tecnológico Walqa.

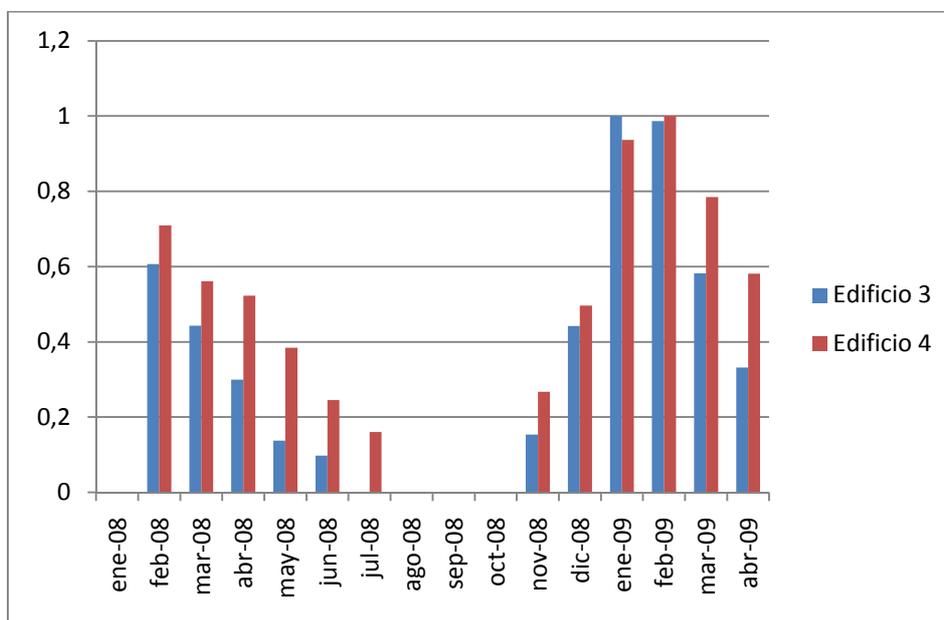


Figura 39: Tendencia del consumo de gas propano en Walqa

La Figura 40 recoge los resultados de la interpolación en los meses en los que no se conocen los datos. Se han analizado los consumos de los demás edificios y se han realizado diferentes cálculos hasta obtener los consumos de referencia del edificio.

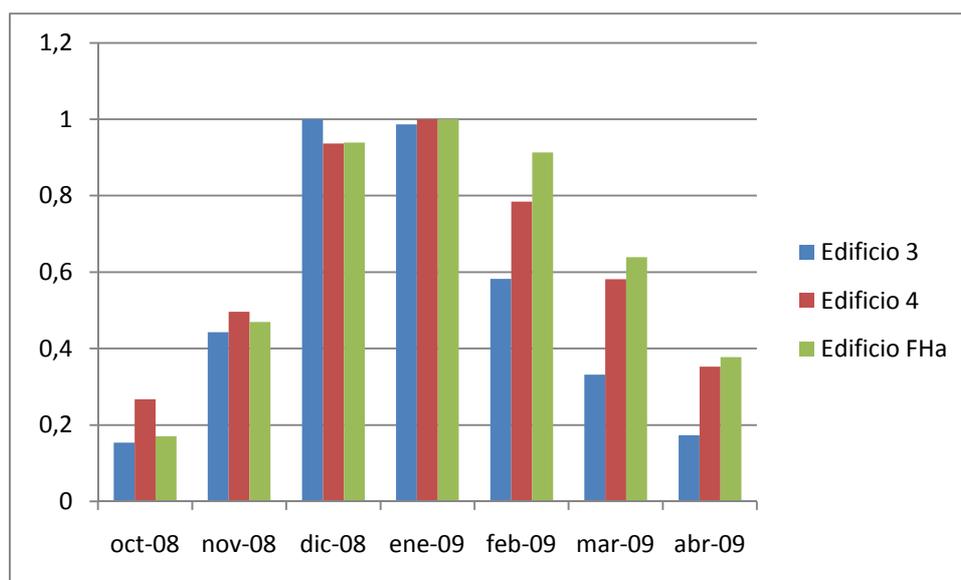


Figura 40: Curvas de tendencia del consumo de calefacción

A continuación se muestran los datos de consumo que serán tomados como referencia para el dimensionamiento de futuras instalaciones (Tabla 20). La conversión a kW ha sido realizada considerando 22 días laborables al mes en los que la caldera se enciende durante 14 horas. El sistema se enciende a las 7:00 y permanece encendido mientras hay personal trabajando en el edificio, por lo que normalmente se apaga a las 21:00, en posteriores cálculos de demanda se supondrá el **horario normal de funcionamiento de 7:00 a 18:00**. La potencia térmica media máxima aportada por las dos calderas es de **74kW** y corresponde al mes de enero.

Tabla 20: Consumo de propano, demanda de calor y potencia media Edificio FHA

	m3	kWh calor	kW medio
may-08	81	1911	6,2
jun-08	77	1817	5,9
jul-08	0	0	0,0
ago-08	0	0	0,0
sep-08	0	0	0,0
oct-08	165	3894	12,6
nov-08	454	10703	34,7
dic-08	907	21403	69,4
ene-09	966	22795	73,9
feb-09	882	20813	67,5
mar-09	617	14569	47,2
abr-09	365	8613	27,9
may-09	76	1793	5,8

La Figura 41 muestra la evolución del consumo de propano a lo largo del año, tras hacer la corrección de datos. Esta será la demanda utilizada como referencia para posteriores cálculos.

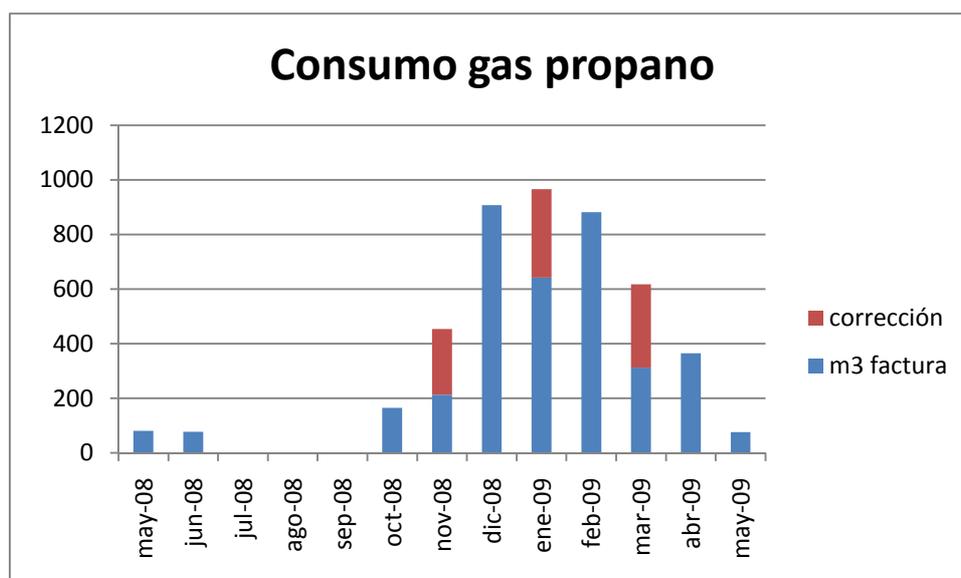


Figura 41: Evolución del consumo de propano

En el proyecto del edificio fueron calculadas las cargas térmicas de calefacción a partir de los planos proyectados. Se ha realizado una medición de las áreas del edificio para comprobar las dimensiones dadas en el proyecto. Con ello se verifica que las superficies proyectadas difieren ligeramente de la realidad y por tanto será preciso hacer algún tipo de corrección en las cargas térmicas para ajustarlas a los espacios actuales. Los datos aparecen recogidos en la Tabla 21.

Tabla 21: Áreas de los diferentes espacios

ZONA	Área plano (m2)	Área real (m2)	Variación %
Recepción	58,90	51,44	-12,67
Exposición	54,85	63,24	15,30
Laboratorio 1	57,35	44,42	-22,55
Laboratorio 2	55,7	64,82	16,37
Laboratorio 3	80,5	78,23	-2,82
Pasillo PB	53,25		
Oficinas 1	147,5	132,84	-9,94
Oficinas 2	72,75	51,72	-28,90
Sala multiusos	25,35	24,29	-4,18
Sala reuniones	22	18,28	-16,89
Biblioteca	54,55	62,68	14,90
Pasillo P1	37,5		
Talleres	274,2		

Las cargas térmicas calculadas en el proyecto y la correspondiente corrección considerando el área real sólo en las zonas medidas se muestran en la Tabla 22. Las diferencias observadas no son significativas pero se ha pensado que era oportuno calcularlas. Se ha indicado como “kW proyecto” a la carga de diseño calculada en el Proyecto y como “kW corregido” a la carga térmica resultante tras introducir la variación del área. Como cada zona tiene un valor representativo de kW/m² se ha modificado la carga térmica de forma proporcional al porcentaje de variación del área.

Tabla 22: Carga térmica en cada zona

ZONA	kW proyecto	kW corregido
Recepción	7,85	6,86
Exposición	10,21	11,78
Laboratorio 1	7,43	5,76
Laboratorio 2	6,16	7,17
Laboratorio 3	10,56	10,26
Pasillo PB	10,01	10,01
Oficinas 1	14,70	13,24
Oficinas 2	9,27	6,59
Sala multiusos	5,35	5,13
Sala reuniones	4,36	3,63
Biblioteca	8,46	9,72
Pasillo P1	7,15	7,15
Talleres	39,17	39,17
TOTAL	140,70	136,46

Las variaciones más importantes se producen en la carga del laboratorio 1 y oficinas 2. La carga total anterior corresponde a la climatización de todo el edificio, algo que no se hace en la actualidad.

Por otro lado, se ha podido comprobar que cuando se dimensionó el sistema de calefacción en el Proyecto del edificio, éste fue sobredimensionado en aproximadamente 20 kW. La potencia total disponible en las calderas alcanza los **165.6 kW** y la carga térmica máxima que habrá que atender en caso de tener todo el edificio calefactado no llega a los **140 kW**, situación que no se ha dado hasta el momento, ya que la zona de los talleres no se suele climatizar y hay zonas que no se ocupan. Así mismo, si se tiene en cuenta el resto de espacios del edificio (sin incluir el taller) la carga térmica es de **97.29 kW**, que podría ser casi totalmente suministrada por una sola de las calderas. Hecho comprobado, ya que en la actualidad la demanda (**74 kW**) podría ser atendida con una sola de las calderas, sin embargo, los encargados del mantenimiento de las calderas han recomendado que ambas estén en funcionamiento a carga parcial para que no se estropeen.

Se va a intentar justificar el consumo de gas propano reflejado en las facturas, para lo que es necesario especificar las áreas calefactadas en ese momento. La idea que se persigue es comprobar que los cálculos realizados en el Proyecto se asemejan a los consumos reales para poder así utilizar las cargas térmicas para el dimensionamiento de futuras instalaciones. Debemos considerar que la sala de reuniones y la sala multiusos no estaban acondicionadas durante el periodo del que se disponen datos reales de facturas, ambas salas eran un espacio abierto y se climatizaban indirectamente. Por lo tanto, se utilizaba la oficina 2 como sala de reuniones en muchas ocasiones. La Tabla 23 recoge las cargas térmicas en las zonas climatizadas y la correspondiente potencia térmica que debe aportar la caldera.

Tabla 23: Carga térmica en el periodo de facturación

ZONA	kW corregido
Recepción	6,86
Exposición	
Laboratorio 1	
Laboratorio 2	7,17
Laboratorio 3	
Pasillo PB	10,01
Oficinas 1	13,24
Oficinas 2	6,59
Sala multiusos	5,13
Sala reuniones	3,63
Biblioteca	
Pasillo P1	7,15
Talleres	
TOTAL	59,77

La carga anterior corresponde a los momentos de necesidades caloríficas máximas según las condiciones establecidas en el proyecto, donde se ha considerado una temperatura seca exterior en invierno de -5°C y una temperatura operativa interior de 22°C en los meses fríos (Clima, 2007). Hay que tener en cuenta que los datos anteriores son teóricos y están calculados para unas condiciones fijas. Por tanto, es posible que difieran un poco de la realidad.

Sin embargo, se comprueba que la carga anterior deducida del proyecto (**60 kW**) se asemeja bastante a la potencia térmica media deducida de las facturas de gas propano (**74 kW**). Se han buscado posibles causas que justifiquen esta diferencia. Finalmente, se piensa que se debe al aumento de carga originado cuando en alguna ocasión se ha calefactado el taller, además el personal del edificio recuerda que el invierno de 2008 fue especialmente frío y es posible que se disparara el consumo global. En conclusión, se puede afirmar los datos teóricos calculados en el proyecto tras hacer la corrección al área real pueden ser utilizados como referencia para el dimensionamiento de futuras instalaciones. Para tener mayor precisión del consumo sería preciso contar con datos de consumo de más años, por lo que sería conveniente actualizar los datos de consumo conforme estén disponibles.

C.1.1 Escenarios de consumo

A continuación, se plantean dos posibles escenarios de consumo considerando los espacios del edificio que realmente se calientan. Normalmente la calefacción sólo se enchufa en las siguientes zonas: recepción, oficinas 1 y pasillo P1. En determinadas ocasiones se añaden los consumos de la sala multiusos, sala de reuniones y algún laboratorio. Se prevé que en un plazo máximo de dos años los laboratorios 1 y 3 estén en funcionamiento total y por lo tanto se tendrá la calefacción encendida en la planta baja. Por lo tanto, se plantean dos situaciones de consumo para el momento actual y un escenario de consumo que incluya las previsiones futuras. Los resultados obtenidos en ambos escenarios se muestran en la Tabla 24.

Tabla 24: Cargas térmicas de calefacción en los escenarios de consumo

Cargas calor	Actual (kW)		Futuro (kW)
	Básico	Extra	
ZONA			
Recepción	6,86	6,86	6,86
Exposición			
Laboratorio 1		5,76	5,76
Laboratorio 2		7,17	
Laboratorio 3			10,26
Pasillo PB			10,01
Oficinas 1	13,24	13,24	13,24
Oficinas 2			
Sala multiusos		5,13	5,13
Sala reuniones		3,63	3,63
Biblioteca			
Pasillo P1	7,15	7,15	7,15
Talleres			
TOTAL	27,25	48,93	62,03

Se puede comprobar que el consumo aumentará bastante cuando todos los laboratorios se usen de forma continua. Hasta el momento, sólo se usan de forma esporádica al igual que las salas de reuniones, las cuales se suelen ocupar de 2 a 4 horas al día. Por tanto, la potencia necesaria se podría atender con una sola de las calderas.

C.2 Demanda de refrigeración

Las cargas térmicas de refrigeración fueron calculadas en el proyecto del edificio para dimensionar la climatizadora existente, la cual tiene una potencia nominal de **154 kW** y absorbe 59.7 kW de electricidad trabajando a carga total, con un **ERR de 2.58** (Clima, 2007).

El consumo eléctrico del edificio ha sido obtenido de las mediciones realizadas semanalmente por el personal de la Fundación durante los dos últimos años, haciendo posible ver la evolución del consumo eléctrico a lo largo del año (Figura 42). Dichos consumos aparecen recogidos en la Tabla 25. La conversión a kW ha sido realizada considerando 11 horas de funcionamiento cada día laborable (la climatizadora se enciende de **7:00 a 18:00**).

El proceso de cálculo es el siguiente: a partir de la demanda acumulada se deduce la demanda eléctrica del periodo considerado y con esa demanda se calcula el consumo eléctrico diario en función de los días del periodo de medición (REE, 2009). Partiendo de los datos anteriores, se calculan los valores de la potencia media diaria. Después, se obtiene un valor promedio de potencia media del mes.

En realidad, este cálculo no sería del todo preciso, ya que en cada periodo se incluyen fines de semana y momentos en los que el edificio está desocupado, pero en los que el consumo eléctrico no es del todo cero. Sin embargo, ante la falta de mayor precisión se dará esta aproximación como válida.

Tabla 25: Consumo eléctrico y potencia media mensual

	kWh/mes	kW media
may-08	4.194	13,6
jun-08	5.280	16,7
jul-08	6.540	21,2
ago-08	8.191	22,9
sep-08	7.259	23,6
oct-08	5.532	18,1
nov-08	6.460	18,2
dic-08	6.806	18,8
ene-09	6.535	18,6
feb-09	5.117	16,5
mar-09	4.864	14,4
abr-09	4.124	13,9
may-09	6.614	17,2
jun-09	6.183	20,1
jul-09	7.790	22,7
ago-09	7.792	22,5
sep-09	5.881	19,1
oct-09	6.381	16,0
nov-09	5.816	19,2
dic-09	6.622	18,3

La Figura 42 muestra la evolución del consumo eléctrico a lo largo del año. Se ha representado también la temperatura media de cada mes, lo que permite la relación entre consumo eléctrico debido a la climatizadora y la temperatura en los meses más calientes. Así mismo, se observa la repercusión que tiene sobre el consumo el hecho de que haya algunas zonas no calefactadas y sea necesario encender estufas eléctricas los meses más fríos.

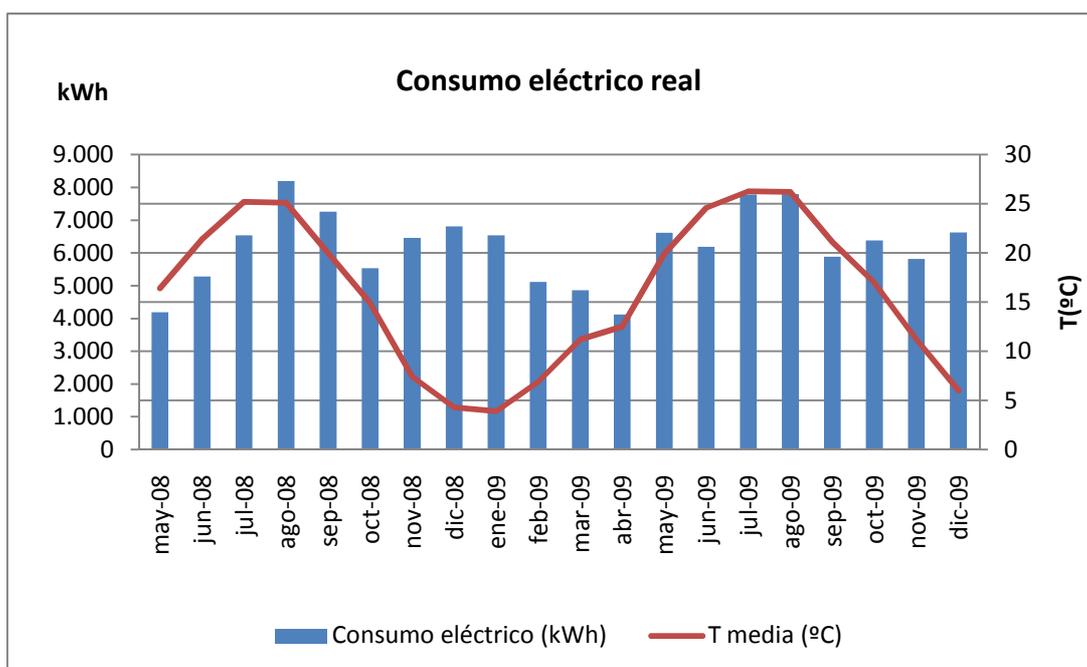


Figura 42: Consumo eléctrico mensual

Durante los meses de fríos se registra un aumento de la demanda eléctrica debido al consumo de las calderas de propano y a la necesidad de calefactar con estufas eléctricas las zonas que no disponen de sistema de calefacción: cocina, baños,... Además, la necesidad de una mayor iluminación durante el invierno contribuye al aumento del consumo eléctrico, recordemos que hay personal en el edificio hasta las nueve de la noche prácticamente todos los días; sin embargo el edificio no cuenta apenas con iluminación solar y las luces permanecen encendidas también durante el verano.

Se va a considerar como consumo base debido a iluminación y a aparatos que requieren electricidad (ordenadores, fotocopiadora, impresora, frigorífico, lavavajillas,...) el consumo registrado en el mes de abril, que implica una potencia media de unos **14 kW**. La potencia requerida durante los meses de frío puede aumentar hasta unos **18.5 kW** en algunos momentos. Por el contrario en verano el incremento es mayor debido a la necesidad de refrigeración. La potencia eléctrica media en los meses con mayor demanda de frío es de unos **23 kW**, por lo que la potencia media que consume la climatizadora es de 9 kW eléctricos, lo cual implica una necesidad de refrigeración máxima de **23.22 kW** de refrigeración (por cada kW eléctrico se generan 2.58 kW de frío). En junio y septiembre, carga media de refrigeración es de unos **15.5 kW**.

Estas cargas de refrigeración estimadas a partir del consumo eléctrico total se van a comparar con los cálculos hechos en el proyecto del edificio, con el fin justificar que los cálculos previos utilizados para el dimensionamiento de la climatizadora reflejan el consumo real y pueden ser utilizados para diseñar futuras instalaciones si se diera el caso. La Tabla 26 recoge las potencias de diseño mostrados en el proyecto y la correspondiente corrección considerando el área real de cada espacio. La metodología de cálculo ha sido la misma que en caso de las cargas de calefacción.

Tabla 26: Carga de refrigeración por zonas

ZONA	kW proyecto	kW corregido
Recepción	2,21	1,93
Exposición	12,91	14,89
Laboratorio 1	3,15	2,44
Laboratorio 2	4,26	4,96
Laboratorio 3	5,16	5,02
Pasillo PB	1,64	1,64
Oficinas 1	13,59	12,24
Oficinas 2	10,36	7,37
Sala multiusos	2,38	2,28
Sala reuniones	2,72	2,26
Biblioteca	13,04	14,98
Pasillo P1	1,64	1,64
Talleres	85,70	85,70
TOTAL	158,76	157,34

La carga total anterior corresponde a la climatización de todo el edificio, cosa que no se hace en la actualidad. En el periodo de medida, las salas de reuniones ya se encontraban acondicionadas por lo que sólo se refrigeraban cuando eran utilizadas. La carga anterior

corresponde a los momentos de necesidades caloríficas máximas según las condiciones establecidas en el proyecto, donde se ha considerado una temperatura seca exterior en verano de 31°C y una temperatura operativa interior de 24°C (Clima, 2007). Hay que tener en cuenta que los datos anteriores son teóricos y están calculados para unas condiciones fijas. Por tanto, es posible que difieran un poco de la realidad.

C.2.1 Escenarios de consumo

Se plantean posibles escenarios de consumo considerando los espacios del edificio que realmente se refrigeran. Normalmente la climatización sólo se enchufa en las siguientes zonas: recepción, oficinas 1 y pasillo P1. En determinadas ocasiones se añaden los consumos de los laboratorios 1 y 2, sala multiusos y sala de reuniones durante determinadas horas del día. Se prevé que en un plazo máximo de dos años los laboratorios 1 y 3 estén en funcionamiento total y por lo tanto se tendrá la climatización encendida en la planta baja. Por lo tanto, se plantean dos situaciones de consumo para el momento actual y un escenario de consumo que incluya las previsiones futuras. Los resultados obtenidos en ambos escenarios se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27: Cargas de refrigeración en dos escenarios de consumo

Carga frío ZONA	Actual (kW)		Futuro (kW)
	Básico	Extra	
Recepción	1,93	1,93	1,93
Exposición			
Laboratorio 1		2,44	2,44
Laboratorio 2		4,96	
Laboratorio 3			5,02
Pasillo PB			1,64
Oficinas 1	12,24	12,24	12,24
Oficinas 2			
Sala multiusos		2,28	2,28
Sala reuniones		2,26	2,26
Biblioteca			
Pasillo P1	1,64	1,64	1,64
Talleres			
TOTAL	15,81	27,75	29,45

A continuación, se comparan las cargas térmicas de refrigeración calculadas en el proyecto del edificio (potencia máxima o de diseño) con la carga de refrigeración deducida del consumo de electricidad real medido por el contador (potencia media de los meses con mayor demanda de climatización). Las estimaciones obtenidas a partir del consumo real oscilaban entre 15.5 kW y 23.22 kW, comparables a las cargas térmicas recogidas en la tabla anterior para el escenario de consumo actual. Por tanto, se comprueba que las potencias requeridas deducidas del consumo eléctrico se corresponden bastante bien con las cargas obtenidas a partir del proyecto. Estos datos podrán ser utilizados para dimensionar futuras instalaciones de refrigeración, por ejemplo, introducción de máquinas de absorción que utilizan calor para producir frío.

Finalmente, con el objetivo de conseguir una mayor precisión se ha medido el consumo eléctrico diario registrado por el contador durante varias semanas. Las medidas se efectúan al

principio y al final de la jornada laboral, a las 9 de la mañana y a las 18 de la tarde de lunes a jueves y a las 15 los viernes. Con ello se puede estimar con mayor precisión una potencia eléctrica media durante las horas de trabajo y las horas en las que el edificio está desocupado. Es posible que los resultados anteriores de consumo se vean ligeramente modificados con respecto a los datos anteriores.

La Tabla 28 recoge los datos registrados por el contador del 17 al 30 de julio de 2009. El cálculo de la potencia media se ha hecho dividiendo el consumo del periodo considerado por el número de horas del mismo. La tabla muestra también la temperatura registrada al mediodía por un termómetro colocado al sol en los paneles fotovoltaicos. Además, en la Figura 43 se puede observar la evolución de las temperaturas registradas durante julio de 2009.

Tabla 28: Datos del consumo eléctrico diario

		kWh contador	kWh periodo	kW medio	T (°C) 16h. sol
17-jul	8:57	99766	341,00		
17-jul	14:55	99873	107,00	17,8	
20-jul	8:56	100248	375,00	5,7	
20-jul	18:11	100415	167,00	18,6	
21-jul	8:56	100532	117,00	7,8	
21-jul	18:00	100714	182,00	20,2	
22-jul	8:57	100836	122,00	8,1	
22-jul	18:03	101020	184,00	20,4	39
23-jul	8:58	101139	119,00	7,9	
23-jul	17:59	101312	173,00	19,2	37
24-jul	8:58	101438	126,00	8,4	
24-jul	15:01	101563	125,00	20,8	34
27-jul	9:35	101993	430,00	6,5	
27-jul	18:04	102165	172,00	20,2	36
28-jul	8:57	102287	122,00	8,1	
28-jul	18:07	102482	195,00	21,7	40
29-jul	8:55	102605	123,00	8,2	
29-jul	17:57	102814	209,00	23,2	47,5
30-jul	8:58	102938	124,00	8,3	
30-jul	18:08	103124	186,00	20,7	40

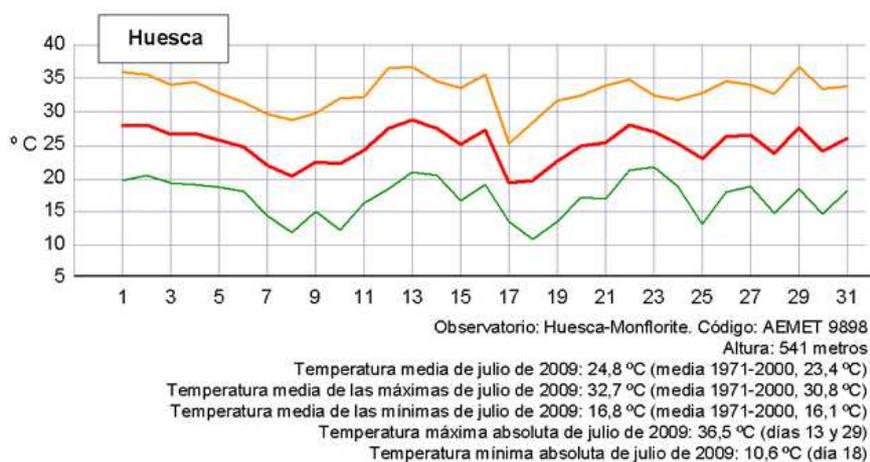


Figura 43: Evolución de temperaturas en Huesca durante julio de 2009.

La evolución de los datos de consumo anteriores se aprecia en la Figura 44. La potencia máxima registrada durante las horas de trabajo es **23.2 kW**, la potencia media es **18.4 kW**. En las horas que el edificio está desocupado se tiene una potencia media es 7.7 kW, registrándose el mínimo los fines de semana, esta la potencia parece algo elevada, sin embargo, se puede justificar porque entre las 7 y las 9 de la mañana se enciende la climatizadora y por tanto, hay un pico de potencia importante.

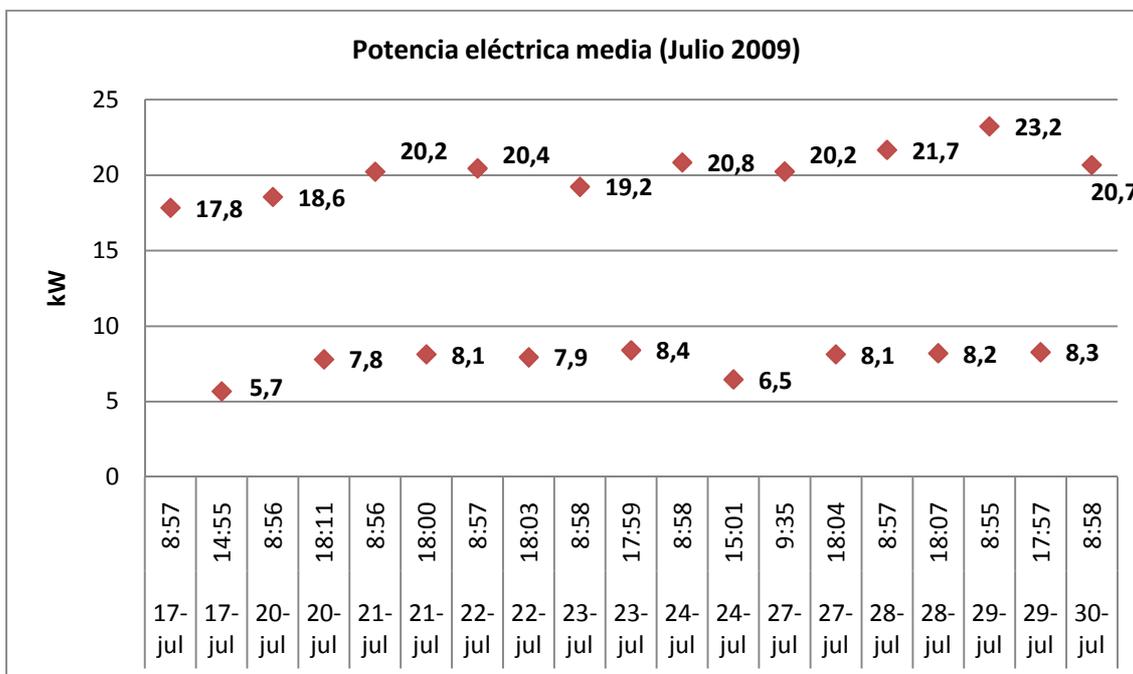


Figura 44: Evolución de la potencia eléctrica (Julio 2009)

Los resultados deducidos de la medición diaria son similares a los mostrados en la Tabla 8, que habían sido calculados de forma aproximada, dividiendo los kWh de un periodo determinado por el número de horas del mismo. Por tanto, las conclusiones anteriores del consumo eléctrico debido a la climatización del edificio se consideran válidas.

Finalmente, se ha podido comprobar que el sistema de refrigeración está bastante sobredimensionado en la actualidad. La climatizadora instalada tiene una potencia térmica disponible de **154 kW** y se prevé que como máximo se utilicen **30 kW** con las previsiones de futuro establecidas; hasta el momento se prescinde de climatización en la zona de talleres, que constituye la mayor carga de frío (85.70 kW). Por lo tanto, el sistema trabaja con una carga parcial del 20%, lo cual no afecta al sistema porque, en este caso, la eficiencia no disminuye al trabajar con carga parcial. Por otro lado, si se tiene en cuenta el resto de espacios del edificio (sin incluir el taller), la carga térmica de frío será de **71.64 kW**; esta situación es más probable a largo plazo que el hecho de que se refrigere el taller.

C.3 Consumo eléctrico de la oficina 1

Se ha calculado con exactitud el consumo eléctrico de la oficina principal porque dicha electricidad va a ser suministrada por una instalación fotovoltaica en aislada que se está ejecutando simultáneamente en el edificio. La potencia eléctrica requerida por la oficina 1 se muestra en la Tabla 29. Para ello, se ha medido con una pinza amperimétrica la intensidad requerida por cada aparato eléctrico. La potencia se obtiene multiplicando dicha intensidad por la tensión de red.

Tabla 29: Consumo eléctrico de la oficina 1

OFICINA 1		Uds	Tubos/ud	Potencia (W/tubo)	Potencia (W)	
Iluminación	Sala central	7	4	36	1008	
	Sala entrada	3	4	36	432	
	Despacho	2	4	36	288	
	TOTAL				1728	
		V (V)	I (A) vacío	I (A) carga	P (W) vacío	P (W) carga
Ordenadores	Estándar	220	0,6	0,7	132	154
	De programas	220	1,1	1,3	242	286
	Con escáner	220	0,7	0,9	154	198
	16*Estándar + Programas + Escáner				TOTAL	2948
		V (V)	I (A) vacío	I (A) carga	P (W) vacío	P (W) carga
Fotocopiadora		220	0,8	3,5	176	770
Impresora		220	0,8	4	176	880
TOTAL OFICINA					6326 W	

C.4 Cargas térmicas en las zonas no climatizadas

El edificio cuenta con tres zonas que no se climatizaron en el momento inicial y en las que en determinados momentos se hace necesario el uso de estufas eléctricas, por lo que se contempla climatizar dichas en el momento de ejecutar la instalación solar térmica del presente proyecto. Las zonas del edificio no climatizadas son la cocina, los aseos y los vestuarios de la planta baja. Se va a calcular la carga térmica de calor y frío para dichas zonas haciendo una aproximación con las cargas térmicas conocidas correspondientes a zonas contiguas.

En primer lugar se mide el área de los distintos espacios. La Tabla 30 recoge dichas áreas.

Tabla 30: Áreas de la zonas no calefactadas

ZONA	Área (m2)
Cocina	7,97
Vestuario M	16,77
Vestuario F	17,94
Aseo M	17,51
Aseo F	14,05

A continuación, se calcula el valor de potencia térmica por m² climatizado en el resto de áreas del edificio. Estos valores serán utilizados para calcular la carga térmica de las áreas no calefactadas, para lo que será necesario decidir qué valores se toman como referencia según la ubicación de dichas zonas en el edificio. Se ha calculado el valor promedio por zonas para estimar la carga en los vestuarios, la cocina y los aseos. La carga térmica de los vestuarios es la media de las cargas de los tres laboratorios y la de la cocina y los aseos es la media de las dos oficinas por encontrarse ubicados entre ellas. La Tabla 31 recoge las cargas térmicas de cada espacio.

Tabla 31: Cargas térmicas en kW por m²

ZONA	CALOR (kW/m ²)	FRÍO (kW/m ²)
Recepción	0,133	0,038
Exposición	0,186	0,235
Laboratorio 1	0,130	0,055
Laboratorio 2	0,111	0,076
Laboratorio 3	0,131	0,064
Pasillo PB	0,188	0,031
Oficinas 1	0,100	0,092
Oficinas 2	0,127	0,142
Sala multiusos	0,211	0,094
Sala reuniones	0,198	0,123
Biblioteca	0,155	0,239
Pasillo P1	0,191	0,044
Talleres	0,143	0,313
VESTUARIOS	0,124	0,065
COCINA	0,114	0,117
ASEOS	0,114	0,117

La carga térmica total de los tres espacios está calculada en la Tabla 32.

Tabla 32: Carga térmica de calor y frío

ZONA	CALOR (kW)	FRÍO (kW)
Cocina	0,90	0,93
Vestuario M	2,08	1,09
Vestuario F	2,22	1,17
Aseo M	1,99	2,05
Aseo F	1,59	1,65
TOTAL	8,78	6,90

Si en un futuro se decidiera climatizar estas zonas, sería posible atender las cargas anteriores con las calderas y la climatizadora existentes. No obstante, sería necesario realizar la obra de la instalación de climatización para conectarla a la instalación ya existente.

A partir de las cargas térmicas anteriores y de la tendencia del perfil de consumo del edificio se van a estimar unos perfiles de demanda en kWh de las zonas no calefactadas tanto para calefacción (Figura 45) como para refrigeración (Figura 46). Estos perfiles de demanda serán necesarios para dimensionar futuras instalaciones solares térmicas o aprovechamiento solar mediante absorción.

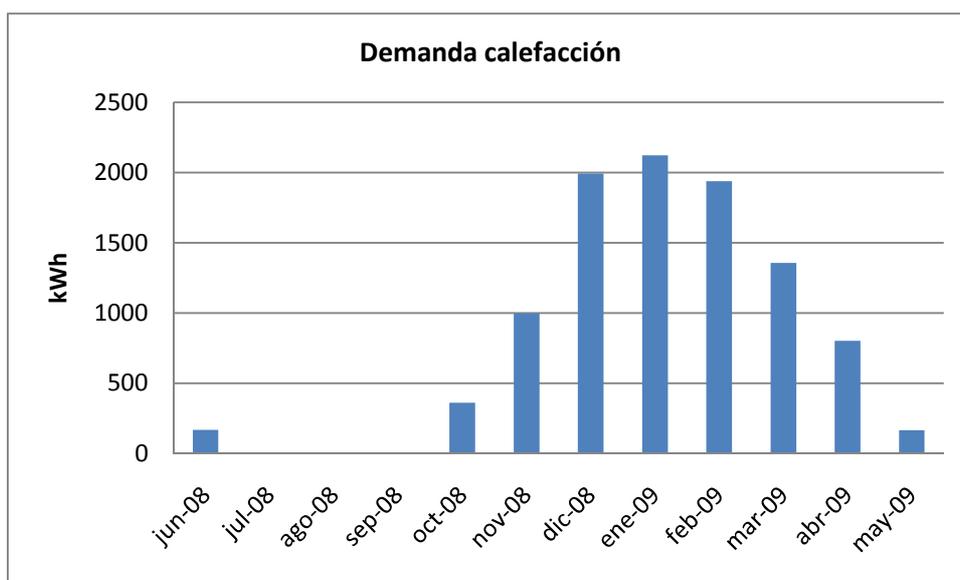


Figura 45: Demanda calefacción en zonas no calefactadas.

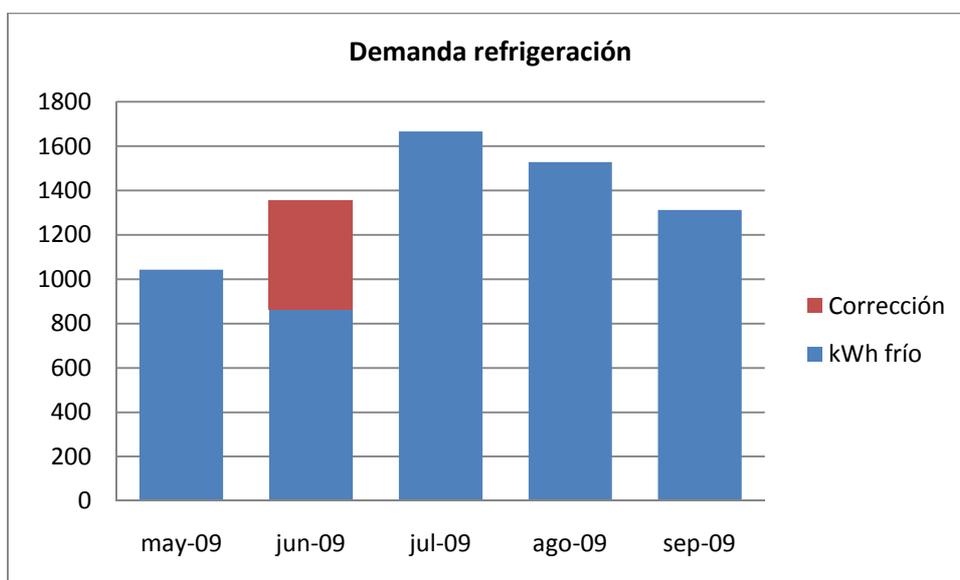


Figura 46: Demanda refrigeración en zonas no calefactadas.

C.5 Conclusiones del estudio de demandas energéticas

Seguidamente se van a comentar algunas conclusiones que se extraído del análisis térmico del edificio.

La instalación de climatización actual está bastante sobredimensionada, ya que fue dimensionada considerando la carga térmica total, incluyendo el taller. Hasta el momento, la zona del taller se suele climatizar de forma esporádica porque no hay personal trabajando de forma continua en él. Las consecuencias de esto son el funcionamiento a carga parcial de las calderas y el hecho de que la climatizadora trabaje con una carga del 20%.

Se va a calcular el aumento que supondría sobre el consumo actual que la zona del taller fuera calefactada de forma continuada. Actualmente, con una carga térmica de calefacción de 74 kW el consumo es 83459.10 kWh/año. Si se añadiera la carga del taller 39.10 kW, el consumo

alcanzaría los 127636.03 kWh/año, lo que supone un incremento del 53%. En cifras económicas, considerando un coste de 0.7 €/kg de gas propano, supondría pasar de una factura anual de 6280.98 € por 4509 m³ de gas propano a una factura de 9609.98 € por 6898 m³ de gas. Es decir, **calefactar el taller** de forma continuada durante todo el año vendría a costar unos **3000 €** anuales.

Haciendo una estimación similar, se va a analizar el caso de la refrigeración. La electricidad total consumida anualmente por la climatizadora es de 16500 kWh, lo que supone un coste económico de 2475 € considerando el precio actual de la electricidad 0.15 €/kWh. Sin embargo, si a la carga térmica de frío anterior 23.2 kW se le añade la carga del taller 85.70 kW, el consumo eléctrico debido a la climatización asciende a 60950.43 kWh, por lo que el consumo eléctrico aumentaría el 269 %. Esto se traduce en un aumento del coste de la factura eléctrica anual de unos **9000 €**, solo por el hecho de **refrigerar el taller**. Por lo tanto, habrá que analizar en detalle la decisión de refrigerar el taller para que el coste esté justificado.

Una medida importante de ahorro es asegurar que cada zona esté climatizada a la temperatura óptima ya que cada grado que se aumenta o disminuye la temperatura tiene un coste significativo sobre la factura, llegando a incrementarla hasta un 5% por cada grado adicional (IDAE, 2007). Los valores de confort obligatorios (RITE, 2007), son en invierno una temperatura de 20-23°C y en verano de 23-25°C. Para ello sería recomendable tener la instalación monitorizada y que el funcionamiento de la instalación se modificase automáticamente en función de las condiciones climáticas y de la temperatura de los diferentes locales a climatizar (Proyecto EnerBuilding.eu). El modo de funcionamiento actual es manual, las calderas están operando a potencia constante durante las horas de funcionamiento, produciendo agua a la temperatura que le indica su propio termostato, el agua es calentada y recorre todo el circuito; la energía no aprovechada se retorna a la caldera pero con unas pérdidas térmicas del 3% (Gas Natural, 2009). Por tanto, sería interesante poder regular la potencia de la caldera en función de las necesidades caloríficas, y esto sólo es posible hacerlo con una monitorización de la instalación (EnerBuilding, 2007).

Por otro lado, sería interesante revisar la iluminación interna del edificio como medida de ahorro eléctrico. La idea principal es no iluminar innecesariamente. Para ello se debe sacar partido a la iluminación natural, cosa que no se hace en la actualidad, a modo de ejemplo, las ventanas de la oficina están tapadas por cortinas grises, limitando la entrada de luz. La mejor forma de optimizar la iluminación es monitorizar el alumbrado con un sistema de regulación y control, de forma que se ajuste la potencia lumínica a la necesidad de iluminación en cada uno de los espacios. Algunos de los mecanismos para conseguirlo se nombran a continuación. La instalación de interruptores temporizados o detectores de presencia en zonas con un uso puntual, por ejemplo, los lavabos, los pasillos y la recepción (HE, 2004). Algo más complejo como la sectorización de la sala a iluminar, separando las líneas del alumbrado. Esto permite el encendido parcial de los puntos de luz, dando lugar a una iluminación diferenciada en diversas zonas de la sala según su proximidad a las ventanas. O la instalación de equipos de encendido y alumbrado automático (células fotoeléctricas o relojes astronómicos) para la iluminación exterior (IDAE, 2007).

Anexo D: Selección del tipo de captador

En la actualidad, hay una amplia variedad de modelos y fabricantes de colectores solares térmicos. La elección del modelo y marca dependerá principalmente del coste y de la aplicación a la que se destine, imponiendo la temperatura mínima del agua calentada. Especialmente en España, son muchas las empresas que se han lanzado a la fabricación y venta de colectores solares térmicos tras la entrada en vigor del CTE, que impone un porcentaje mínimo de producción de ACS a partir de energía solar (CTE, 2006).

En principio, se ha pensado en utilizar los colectores solares térmicos CPC de la empresa IMS Calefacción S.L. (Zaragoza), el modelo elegido es el **ML 3.0** de alta eficiencia, aparece destacado en el PER 2005-2010. Son colectores planos de alto rendimiento y gran tamaño. Gracias a su superficie de absorción óptima son especialmente indicados en instalaciones que además de apoyo a ACS necesiten cubrir parte de las necesidades energéticas para calefacción o sistemas por absorción para aire frío (IMS, 2009).

Los resultados de la simulación reflejan que el colector seleccionado es apto para alcanzar altas temperaturas en el acumulador, sobre todo pensando en su aplicación para una máquina de absorción.

A continuación, se va a realizar una comparación entre algunos de los captadores que se estudiaron en las primeras fases del proyecto como posibles candidatos para la instalación de la Fundación Hidrógeno en Aragón. Se ha comparado la tecnología de IMS Calefacción con un colector de tubo de vacío de la marca Viessmann (Viessmann, 2009), empresa de referencia en el sector de la energía solar térmica y otro plano de alta eficiencia de Baxi-Roca (Baxi-Roca, 2009). Se pretende confirmar que no hay una diferencia técnica significativa entre la tecnología de tubos de vacío y la plana de alta rendimiento que justifique un precio que se llega a duplicar en muchas ocasiones. La Tabla 33 muestra la curva de rendimiento de los cuatro captadores analizados.

Tabla 33: Comparación de captadores solares

Captador	Curva de rendimiento
Plano IMS 3.0	$\eta=0,75-2,9*(T_m-T_a)/I$
Vacío Viessmann	$\eta=0,738-1,325*(T_m-T_a)/I$
Plano IMS 2.0	$\eta=0,74-4,5*(T_m-T_a)/I$
Roca plano PS 2.0	$\eta=0,76-3,191*(T_m-T_a)/I$

Se va a representar la evolución del rendimiento de los colectores para diferentes valores de la radiación global $I(W/m^2)$, suponiendo que se mantienen unas condiciones fijas de $T_a=5^\circ C$ en invierno, $T_{retorno}=50^\circ C$ y $T_m=65^\circ C$, resultados en la Figura 47 .

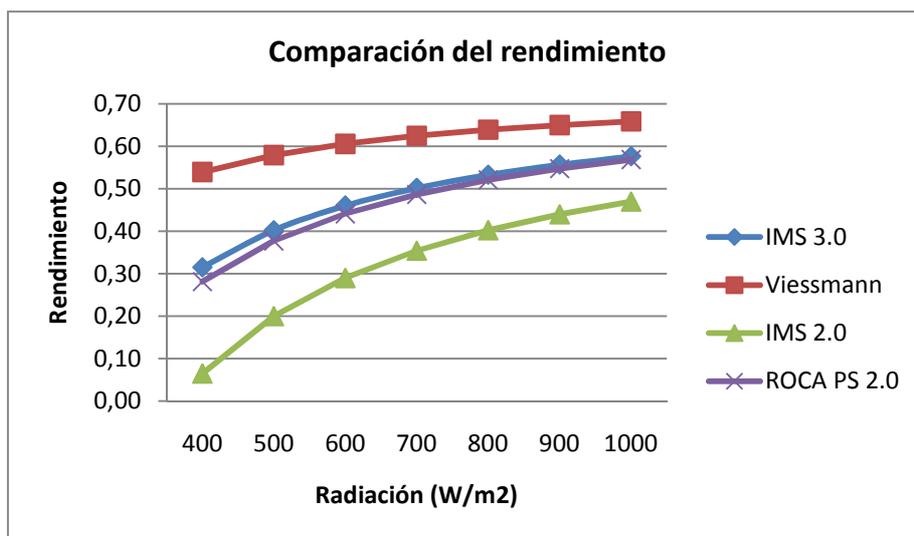


Figura 47: Comparación del rendimiento de los captadores.

En condiciones reales, la radiación se moverá en el rango de 500-700 W/m². Como es lógico, el rendimiento de los colectores de tubo de vacío es mayor que en los de placa plana, aproximadamente un 20% superior, encontrado una diferencia todavía mayor con la placa plana normal, que es el que se suele instalar para aplicaciones convencionales. Precizando una superficie de captación mayor a medida que disminuye el rendimiento.

La forma más habitual de representar la curva de rendimiento es en función del parámetro T*, que depende del coeficiente de pérdidas característico de cada colector, de las condiciones atmosféricas y de la temperatura del fluido.

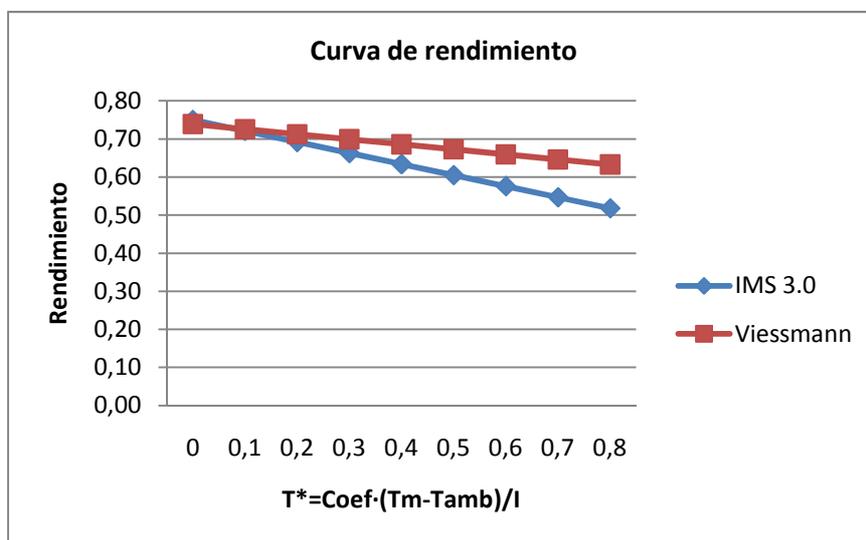


Tabla 34: Curva de rendimiento placa plana alta eficiencia y tubo de vacío

A pesar de la diferencia señalada, se cree que el precio actual de los colectores de tubo de vacío no justifica la inversión necesaria, ya que la aplicación deseada se puede llevar a cabo con colectores de placa plana. Con la configuración de los colectores en serie se alcanzan las temperaturas requeridas y tampoco hay limitaciones de espacio en cubierta que justifiquen un mayor rendimiento por metro cuadrado de colector.

Anexo E: Método f-Chart

Se va a describir el Método de cálculo f-Chart, que comprende el cálculo de la superficie colectora, el volumen de acumulación y el aporte solar (Zabalza, 2007).

Los criterios generales de cálculo para el dimensionado básico de la instalación se definen en el CTE, pero no se cita explícitamente ninguna metodología de cálculo. Una de la metodologías de cálculo más utilizadas que cumple los requisitos del CTE es el método f-Chart. Además está reconocido como la más fiable y precisa por organismos como el IDAE (PCT, 2008).

El método consiste en obtener la cobertura solar de la instalación, es decir, el porcentaje de demanda que se puede cubrir mediante aportación solar. Para ello, se aplican una serie de correlaciones experimentales partiendo de los cálculos previos de la superficie colectora y del volumen de acumulación de la instalación (Duffie & Mitchell, 1983).

Este método f-Chart es útil para el diseño de una instalación porque permite conocer de forma precisa las condiciones de funcionamiento mensuales de la instalación. Sin embargo, no es válido para conocer el funcionamiento en periodos más cortos.

Los pasos a seguir para el cálculo de una instalación solar térmica mediante el método f-Chart se detallan a continuación:

1. Calcular el consumo energético mensual.

La carga mensual de calentamiento de ACS es:

$$Q_a = C_e \cdot m \cdot (T_{ac} - T_r) \cdot n \cdot \rho$$

siendo:

Q_a: Carga calorífica mensual [J/mes].

m: Cantidad de agua consumida al día a la temperatura de acumulación [l/día].

C_e: Calor específico del agua (4187 J/kg°C).

T_{ac}: Temperatura de acumulación del ACS en °C (según el CTE 60°C).

T_r: Temperatura del agua fría de red en °C.

n: Número de días del mes considerado.

ρ: Densidad del agua (1 kg/l).

La forma cálculo de la carga calorífica mensual cambiará para otras aplicaciones distintas a la de ACS. En el caso estudiado, la demanda de calefacción ha sido obtenida a partir de datos reales de consumo.

2. Calcular la energía incidente E sobre la superficie del captador con la inclinación correspondiente.

La energía incidente (MJ/m²día) se calcula con la siguiente fórmula:

$$E = 0.94 \cdot k \cdot H$$

donde:

H: Energía media diaria incidente sobre una superficie horizontal por metro cuadrado (MJ/m²día). Valor que se puede encontrar en tablas para las principales ciudad españolas.

k: Factor de inclinación según el ángulo elegido y la latitud del lugar. Se obtiene a partir de tablas.

3. Hallar la intensidad incidente I sobre la superficie del captador.

Se obtiene dividiendo la energía E en Julios entre el número de horas de sol útiles en segundos, que se presenta en las tablas de dimensionamiento.

$$I = \frac{E [J]}{\text{horas sol [s]}}$$

4. Calcular el rendimiento mensual del colector η .

Se obtiene a partir de los datos del fabricante y las condiciones de trabajo. Generalmente, los fabricantes suelen proporcionar las curvas de rendimiento de los colectores.

$$\eta = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)_L - F_R \cdot U_L \left[\frac{T_m - T_a}{I} \right]$$

donde:

T_m: Temperatura media del fluido caloportador en °C.

T_a: Temperatura ambiente en °C. Se obtiene de tablas.

Según el CTE, el rendimiento medio anual del colector, independientemente de la aplicación y la tecnología usada, debe ser igual o superior al 40%, mientras que el rendimiento medio estacional referido al periodo del año en que se use la instalación, deberá ser mayor al 20%.

5. Calcular la aportación solar media diaria por m² de colector.

$$E' = \eta \cdot E \text{ (MJ/m}^2\text{día)}$$

6. Corrección de la aportación.

Caso general: 0.85· η ·E

Caso desfavorable: 0.8· η ·E (si no existe seguridad sobre la validez de los datos utilizados)

Caso favorable: 0.9· η ·E (si se considera que los datos utilizados son los adecuados)

7. Cálculo de la superficie captadora necesaria y del volumen de acumulación total.

Superficie Necesaria [m²] = Demanda anual [MJ/año] / Aportación solar anual [MJ/m²año]

Considerando la superficie útil de un captador, se calculará el número de colectores necesarios redondeando para obtener un número entero. Este número se multiplicará por la superficie útil de un captador para obtener finalmente la superficie captadora total a instalar.

$$S = \text{Superficie captadora a instalar [m}^2\text{]} = \text{Redondear (Superficie Necesaria/S}_{\text{colector}}) \cdot S_{\text{colector}}$$

Una vez calculada la superficie colectora a instalar, se calcula el acumulador necesario considerando un ratio de acumulación por m² instalado. Para el caso de instalaciones destinadas a calefacción se recomienda cumplir la relación (PCT, 2008):

$$25 \leq \frac{V(\text{litros})}{S_c(\text{m}^2)} \leq 50$$

En el presente caso se ha tomado un valor del ratio de 50 porque los colectores solares van a suministrar agua a alta temperatura.

El último paso es comprobar la cobertura del sistema, por medio del Método de f-Chart que se explica a continuación.

Debido a que la superficie captadora a instalar es mayor que la superficie necesaria antes calculada, se cubrirá una demanda algo mayor. Por ello, hay que corregir el valor de la demanda (Qa) anteriormente calculado, del siguiente modo:

$$Qa' = Qa \cdot \text{Superficie captadora a instalar} / \text{Superficie Necesaria}$$

A partir de ahora, en los siguientes pasos, el valor de Qa' a considerar será el valor corregido.

8. Cálculo del parámetro Y

El parámetro Y expresa la relación entre la energía absorbida por la placa del captador plano y la carga calorífica total de calentamiento durante un mes.

$$Y = \text{Energía absorbida por el captador} / \text{Carga calorífica mensual}$$

$$Y = \frac{F_R(\tau\alpha)_n \cdot (F_R' / F_R) \cdot ((\tau\alpha)_n / (\tau\alpha)_n) \cdot E \cdot n \cdot S}{Q_a}$$

El cálculo del parámetro Y se hace a partir de una serie de parámetros que hay que ir obteniendo en función de las características de la instalación.

F_R(τ α)_n: Ordenada en el origen de la curva característica del captador.

S: Superficie captadora a instalar [m²].

E: Radiación media diaria recibida por el captador, por unidad de superficie [MJ/m²día].

n: Número de días del mes considerado.

Q_a: Carga calorífica mensual [MJ/mes].

(τ α)_n/(τ α)_n: Variación de la absortancia y la transmitancia con el ángulo de incidencia; 0,96 para cubierta simple, 0,94 para cubierta doble.

F_R'/F_R : Coeficiente corrector producido por el intercambio de calor en el sistema acumulador.

$$\frac{F_R'}{F_R} = \left[1 + \left(\frac{F_R \cdot U_L}{C} \right) \left(\frac{S \cdot C}{\epsilon_C \cdot C_{\min}} \right) - 1 \right]^{-1}$$

C: Ritmo de la capacidad calorífica en el circuito primario por unidad de superficie de colector [en W/m²°C]. $C = C_{e1} \cdot C_1$; donde C_{e1} es el calor específico del fluido del circuito primario (si es agua: 4187 J/kg°K) y C_1 es el caudal del circuito primario (si es agua: 50/3600 kg/m²s).

C_{min}: Ritmo de la capacidad calorífica mínima entre las dos fases del intercambiador [en W/°C]. Generalmente $C_{\min} = C \cdot S$.

ε_C: Eficiencia del intercambiador [en %].

F_RU_L: Pendiente de la curva característica del captador [en W/m²°C].

9. Cálculo del parámetro X

El parámetro X expresa la relación entre las pérdidas de energía en el captador, para una determinada temperatura, y la carga calorífica de calentamiento durante un mes.

$X = \text{Energía perdida por el captador} / \text{Carga calorífica mensual}$

$$X = \frac{F_R \cdot U_L \cdot (F_R' / F_R) \cdot (T_{\text{Ref}} - T_a) \cdot \Delta \text{T tiempo} \cdot S}{Q_a} \cdot K_1 \cdot K_2$$

El cálculo del parámetro X se hace a partir de una serie de parámetros que hay que ir obteniendo en función de las características de la instalación.

S: Superficie captadora a instalar [m²].

(T_{Ref}-T_a): Diferencia entre una temperatura de referencia (fijada en 100°K) y la temperatura ambiente T_a.

ΔTiempo: Número de segundos del mes considerado.

K₁: Factor de corrección por el almacenamiento.

$$K_1 = \left(\frac{V}{75 \cdot S} \right)^{-0.25}$$

V: Volumen total de acumulación [l]

S: Superficie captadora a instalar [m²].

K₂: Factor de corrección para temperaturas.

$$K_2 = \frac{11.6 + 1.18T_a + 3.86T_r - 2.32T_a}{100 - T_a}$$

T_a : Temperatura ambiente [en °C].

T_r : Temperatura de agua fría de red [en °C].

T_{ac} : Temperatura media de acumulación del ACS [en °C].

F_{RU} : Pendiente de la curva característica del captador [en W/m²°C].

10. Cálculo de f-chart

La fracción "f" de la carga calorífica mensual aportada por el sistema de energía solar se obtiene con la siguiente expresión:

$$f = 1.029Y - 0.065X - 0.245Y^2 + 0.0018X^2 + 0.0215Y^3$$

con: $0 < Y < 3$ y $0 < X < 18$

11. Cálculo de la cobertura solar mensual

La energía útil captada cada mes (Q_u) viene dada por el valor:

$$Q_u = f * Q_a'$$

Q_a' : Carga calorífica mensual (MJ/mes).

f: Cobertura mensual calculada anteriormente, pero truncada a 1 (no se pueden considerar como energía útil los excedentes).

12. Cálculo de la cobertura solar anual

La cantidad de energía solar que es aprovechada anualmente para cubrir la demanda térmica se calcula de la siguiente forma:

$$Cobertura\ anual = \frac{\sum_{Enero}^{Diciembre} Q_u\ necesaria}{\sum_{Enero}^{Diciembre} Q_a\ necesaria}$$

Se deberá comprobar que el diseño propuesto permite cumplir con el aporte solar mínimo establecido en el CTE, así como con las condiciones establecidas respecto a los excedentes energéticos. En caso contrario se modificarán adecuadamente y de forma iterativa los valores de la superficie captadora y volumen de acumulación a instalar hasta cumplir con la normativa.

La energía útil calculada (Q_u) representa el ahorro energético debido a la instalación de colectores solares. Para hacer un análisis de rentabilidad de la instalación es necesario traducir los ahorros energéticos en ahorros económicos. Esta conversión se realiza considerando el PCI del combustible sustituido, el rendimiento del equipo auxiliar de apoyo a la instalación solar y el coste medio del combustible sustituido.

E.1 Aplicación del método f-Chart

Tabla 35: Método f-Chart aplicado al sistema solar

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Consumo propano [m3]	966	882	617	365	81	0	0	0	0	165	454	907
1 Qc demanda[MJ/mes]	82061	74926	52414	31007	6881	0	0	0	0	14017	38567	77049
2 Rad horizontal H [kJ/m2 día]	6100	9600	14300	18700	20300	22100	23100	20900	16900	11300	7200	5100
K inclinación	1,44	1,31	1,16	1	0,89	0,86	0,9	1,02	1,21	1,44	1,59	1,56
Energía incidente E [kJ/m2 día]	8257	11821	15593	17578	16983	17866	19543	20039	19222	15296	10761	7479
S colector[m2]	2,59											
días	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
E [kJ/mes]	662951	857291	1251939	1365811	1363563	1388160	1569075	1608925	1493554	1228090	836139	600460
3 Horas sol	131	169	220	245	265	298	339	310	241	197	144	112
Horas sol (s)	471600	608400	792000	882000	954000	1072800	1220400	1116000	867600	709200	518400	403200
Intensidad incidente I [kJ/s]	1,41	1,41	1,58	1,55	1,43	1,29	1,29	1,44	1,72	1,73	1,61	1,49
I [W/m2]	543	544	610	598	552	500	496	557	665	669	623	575
4 Tambiente [°C]	7	8	12	15	18	22	25	25	21	16	11	7
Tm fluido caloportador [°C]	60											
$T^*=10 (T_m-T_a)/I$	0,98	0,96	0,79	0,75	0,76	0,76	0,71	0,63	0,59	0,66	0,79	0,92
Rend=0,75-0,29 T*	0,47	0,47	0,52	0,53	0,53	0,53	0,55	0,57	0,58	0,56	0,52	0,48
5 Rend*E [MJ/m2 dia]	3,9	5,6	8,1	9,3	9,0	9,5	10,7	11,4	11,1	8,6	5,6	3,6
6 Corrección 0,85*Rend*E (15%pérdidas)	3,276	4,751	6,917	7,945	7,641	8,040	9,062	9,669	9,474	7,270	4,773	3,068

Dem anual [MJ/año]	376922											
Cobertura [%]	19											
7 Demanda atendida [MJ/año]	71615,2											
Aport solar mensual [MJ/m2mes]	101,6	133,0	214,4	238,3	236,9	241,2	280,9	299,7	284,2	225,4	143,2	95,1
Aport solar anual [MJ/m2año]	1151,1											
Total Sup [m2]	62,2											
Nº colectores	24,02	REDONDEO	25									
Sup captadora S[m2]	64,75											
V acumulación [l] 25<V/A<50	min	1555	MAX	3111								
$Y = \text{Rendo} \cdot 1 \cdot 0,96 \cdot E \cdot n \cdot S / Q_c$	0,143	0,202	0,421	0,777	3,496	0	0	0	0	1,546	0,382	0,137
$X = C_{per} \cdot 1 \cdot (100 - T_a) \cdot \text{seg} \cdot S \cdot k_1 \cdot k_2 / Q_c$	0,624	0,618	0,978	1,599	7,446	0	0	0	0	3,655	1,286	0,665
f	0,102	0,158	0,330	0,562	1,137	0	0	0	0	0,871	0,278	0,094
Fracción solar (%)	10,2	15,8	33,0	56,2	113,7	0	0	0	0	87,1	27,8	9,4

La aplicación del Método f-Chart fue el primer paso para decidir la superficie de captación a instalar. En principio, el método sólo asegura buenos resultados para sistemas de ACS que aprovechan la energía solar durante todo el año, pero ante la falta de otras herramientas más precisas fue aplicado como primera estimación y se ha podido comprobar tras la simulación que la aproximación de los resultados era bastante buena. Para la superficie de captación a instalar (64.75 m^2) el método f-Chart da como resultado un **19%** de cobertura solar, frente al **21%** que resulta de la simulación horaria. La Figura 48 muestra las aportaciones solares para los dos métodos.

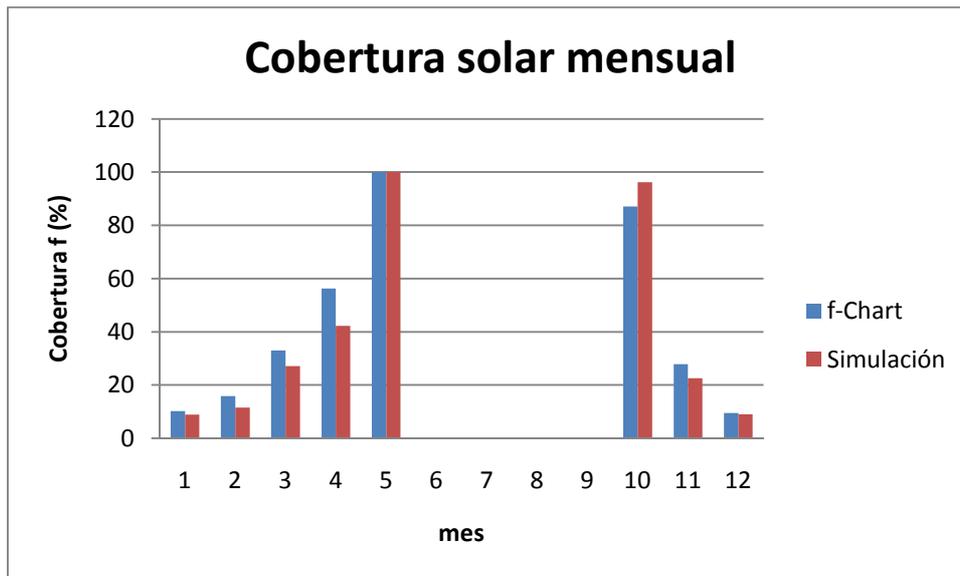


Figura 48: Comparación de la cobertura solar mensual

En la primera fase de estudio, previa a la simulación horaria con EES, el Método f-Chart fue aplicado para diferente número de colectores y la cobertura anual resultante se utilizó para calcular el ahorro de combustible, a partir del cual se puede hallar la rentabilidad de la inversión para intentar buscar un área de captación óptima, siempre teniendo presente la limitación de la superficie en cubierta. Este análisis de rentabilidad inicial se muestra en el apartado 1.3 del Anexo K.

Anexo F: Análisis de opciones

En la etapa inicial del proyecto se plantearon diversas posibilidades de integrar la energía solar térmica con el edificio. A partir de los consumos extraídos en el estudio de demandas energéticas (Anexo C) se analizan diferentes opciones técnicas que son analizadas desde un punto de vista técnico y económico.

F.1 Solar térmica para apoyo a calefacción

El primer escenario plantea la posibilidad de desarrollar una **instalación de colectores solares térmicos para apoyo a calefacción**. La energía solar se utiliza para precalentar el agua de retorno de calefacción antes de su entrada a las calderas, de esta forma se consigue ahorrar propano al incrementar unos grados la temperatura del agua de retorno.

La viabilidad técnica y económica de esta alternativa depende principalmente de las temperaturas de retorno e impulsión que precisan las calderas para suministrar agua caliente a los fancoils. En función de dichas temperaturas se deberá seleccionar el tipo de captador (placa plana o tubos de vacío), condicionado la rentabilidad de la inversión.

Tras una medición de las temperaturas de calefacción ($T_i=58^{\circ}\text{C}$, $T_r=50^{\circ}\text{C}$) se dimensiona un sistema solar de **64.75 m²** con 25 colectores de placa plana de alta eficiencia, que supone una cobertura solar del **21%**. El aporte solar se muestra en la Figura 49.

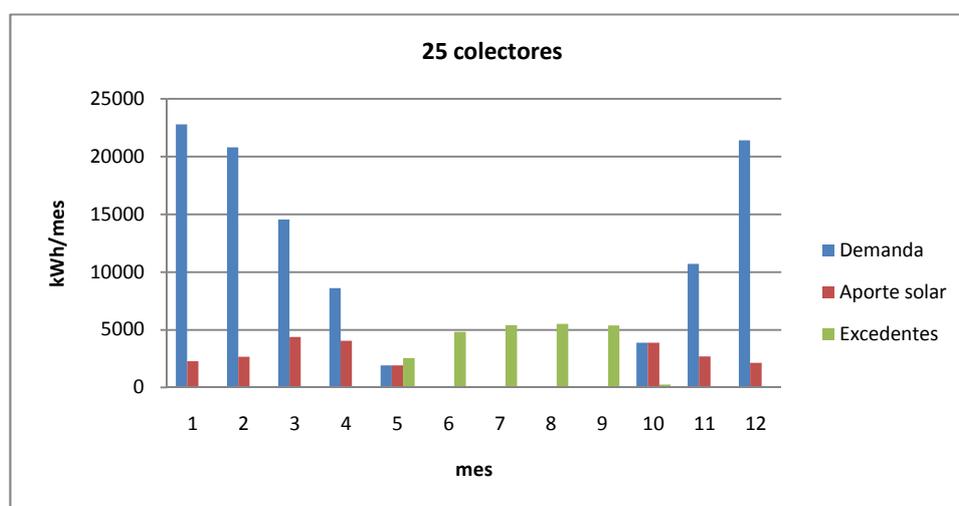


Figura 49: Aporte solar con 25 colectores

El coste de esta instalación asciende a 40.000 € y presenta un periodo de retorno de la inversión de 14 años, estudio de rentabilidad recogido en el apartado 7 de la memoria.

F.2 Solar térmica para calefactar zonas no climatizadas

La segunda opción que se plantea es aprovechar el calor de la **instalación de colectores solares para calefactar las zonas no climatizadas** del edificio: la cocina, los baños de la primera planta y los vestuarios de la planta baja, que presentan una carga térmica de 9 kW. En estas zonas habría que hacer obra para colocar la instalación de climatización y las correspondientes unidades terminales, con el consiguiente coste. También, hay que decidir el tipo de emisor del calor a instalar, lo más recomendable es la utilización de sistemas de distribución del calor a

baja temperatura. Sin embargo, no sería viable tener que levantar el suelo embaldosado de estas zonas para instalar un suelo radiante. Otros sistemas más innovadores pueden ser el techo radiante o la pared radiante y aún más atractivo desde un punto de vista visual, el zócalo radiante. Estos sistemas de emisión de calor son especialmente indicados para el caso en el que sólo se busque calefactar. Si la intención es tener una instalación compatible para frío y calor, la única solución posible serían los radiadores fancoils, que previenen frente a condensaciones al mover el aire con un ventilador (Cliber, 2009).

El sistema funcionará aislado de la instalación de climatización del edificio. La idea es concebir las zonas no calefactadas como un modelo de vivienda unifamiliar, que además constituye una zona compacta dentro del edificio.

La superficie de captación a instalar es de **26 m²** y está constituida por 10 colectores de placa plana. El aporte solar del sistema será del **67%**, haciendo necesario disponer de una caldera o sistema auxiliar en los meses fríos. La Figura 50 muestra la cobertura del solar y los excedentes generados.

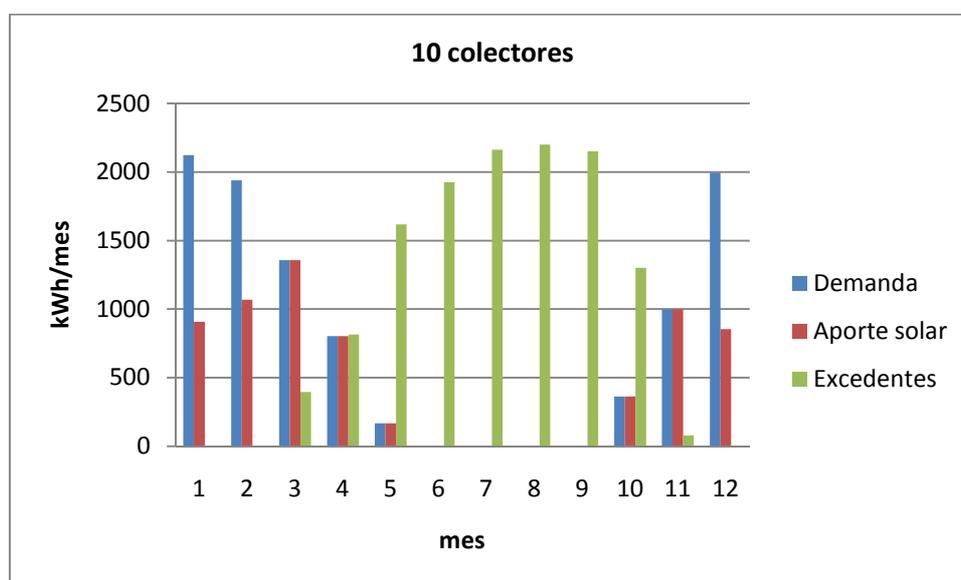


Figura 50: Aporte solar con 10 colectores

A la vista de los resultados, se observa que en este caso tampoco es posible cubrir un alto porcentaje de la demanda con energía solar, llegando a cubrir sólo un 50% de las necesidades durante los meses fríos. En cambio, la producción solar se duplica durante los meses de verano, produciendo también una gran cantidad de excedente no aprovechado.

El coste de esta instalación es de 20.000 € (presupuesto de la empresa Ocasolar), el cual se reduce a 14.000 € con la subvención del 30%. El ahorro económico derivado de la instalación frente a un sistema convencional sería de 415 € al año. Aplicando las mismas condiciones económicas que en el apartado anterior, se tiene un periodo retorno de la inversión de **20 años**, resultando así menos rentable que la instalación solar para apoyo a calefacción, esto es debido a que en esta instalación la energía producida no se aprovecha durante la primavera y el otoño como ocurría en la de apoyo a calefacción, apareciendo proporcionalmente más excedentes de calor.

Anexo G: Datos climatológicos

Este anexo recoge los datos climatológicos utilizados para hacer la simulación de la instalación solar térmica. Han sido extraídos de la aplicación "Solar Irradiation Data Utility" (European Commission, 2009). Para la simulación se han tomado los datos de la radiación global incidente sobre una superficie inclinada 50º respecto a la horizontal y la temperatura ambiente para cada hora del día durante un día tipo de cada mes.

Localización: 42°7'59" Norte, 0°25'0" Oeste

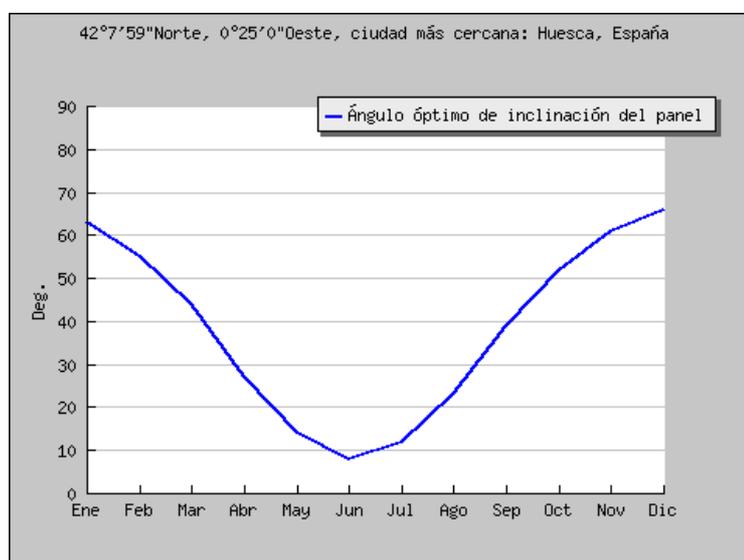
Elevación: 466 metros sobre nivel del mar,

Ciudad más cercana: Huesca, España (0 distancia en km).

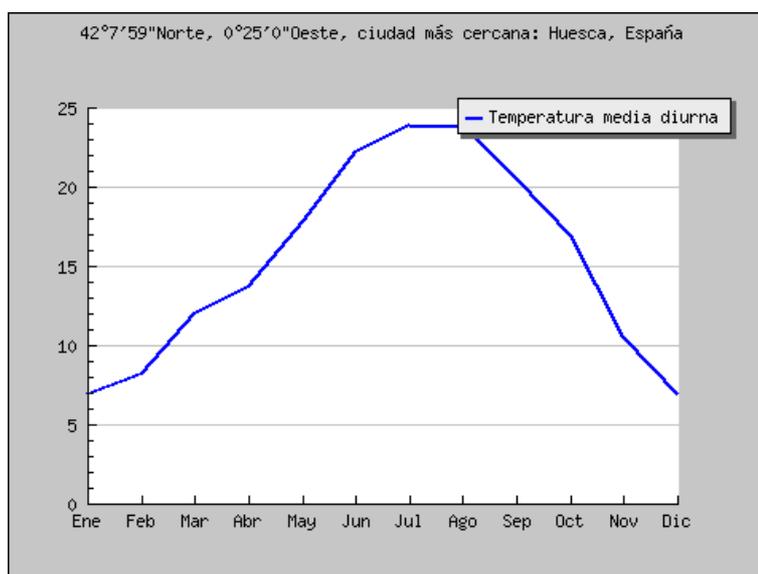
Algunos datos de interés que aporta la aplicación se recogen en las siguientes gráficas.

Figura 51: Ángulo óptimo de inclinación y temperatura media diaria

Mes	Inclinación óptima (grado)
Ene	63
Feb	55
Mar	44
Abr	27
May	14
Jun	8
Jul	12
Ago	23
Sep	39
Oct	52
Nov	61
Dic	66
Año	35



Mes	Temperatura media diaria
Ene	6.9
Feb	8.2
Mar	12.0
Abr	13.7
May	17.8
Jun	22.2
Jul	23.9
Ago	23.9
Sep	20.5
Oct	16.9
Nov	10.5
Dic	6.9
Año	15.3



Los datos de la irradiación global incidente aparecen en tablas y gráficas para cada mes. Por ejemplo, se muestran los datos para el mes de marzo tal y como los muestra la aplicación (Figura 52 y Figura 53). En la tabla final de este anexo se muestran, para cada mes, los valores climatológicos horarios necesarios para la simulación (Tabla 37).

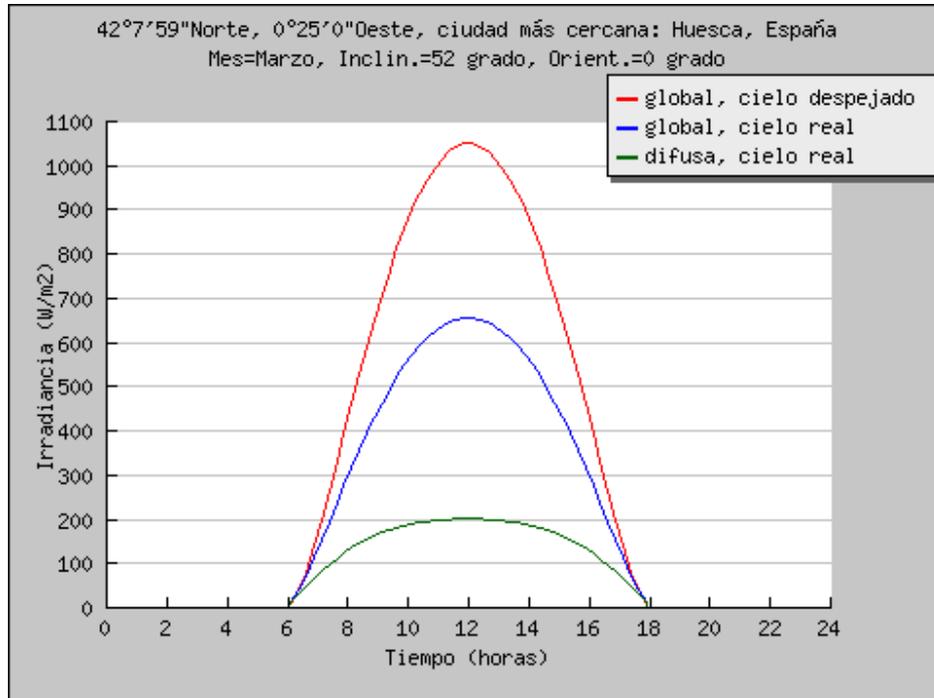


Figura 52: Irradiancia mes de marzo

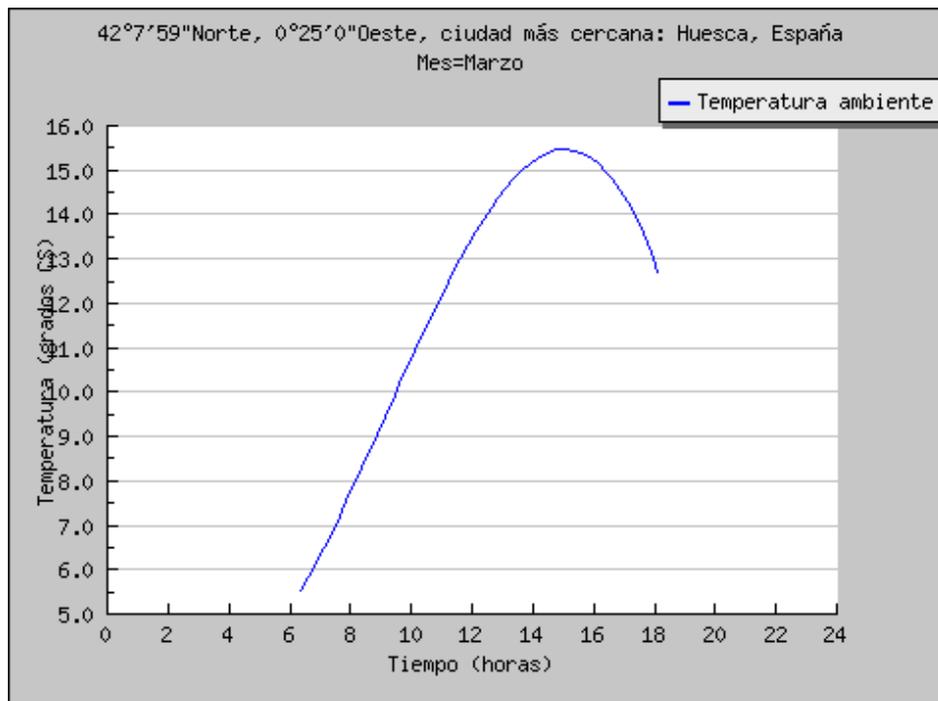


Figura 53: Temperatura ambiente mes de marzo

Tabla 36: Irradiancia y temperatura ambiente mes de marzo

Hora	Irradiancia global para cielo claro (W/m ²)	Irradiancia global (W/m ²)	Irradiancia directa (W/m ²)	Irradiancia difusa (W/m ²)	Irradiancia reflejada (W/m ²)	Temperatura (grados C ^º)
6.13	9	14	0	13	1	5.5
6.38	39	41	9	30	1	5.8
6.63	81	72	24	46	2	6.1
6.88	139	113	43	66	3	6.5
7.13	200	153	67	82	4	6.8
7.38	264	194	93	97	5	7.2
7.63	330	236	120	111	6	7.5
7.88	397	277	147	123	7	7.9
8.13	463	318	176	135	7	8.3
8.38	528	357	203	145	8	8.7
8.63	591	394	231	154	9	9.0
8.88	652	430	257	163	10	9.4
9.13	709	463	283	170	11	9.8
9.38	763	494	307	176	11	10.2
9.63	813	523	330	181	12	10.6
9.88	859	549	351	186	12	10.9
10.13	901	572	369	190	13	11.3
10.38	937	592	386	193	13	11.7
10.63	969	610	401	195	14	12.0
10.88	996	625	413	197	14	12.4
11.13	1017	637	423	199	14	12.7
11.38	1034	645	431	200	14	13.0
11.63	1045	651	436	201	15	13.3
11.88	1050	654	439	201	15	13.6
12.13	1050	654	439	201	15	13.9
12.38	1045	651	436	201	15	14.1
12.63	1034	645	431	200	14	14.4
12.88	1017	637	423	199	14	14.6
13.13	996	625	413	197	14	14.8
13.38	969	610	401	195	14	15.0
13.63	937	592	386	193	13	15.1
13.88	901	572	369	190	13	15.2

14.13	859	549	351	186	12	15.3
14.38	813	523	330	181	12	15.4
14.63	763	494	307	176	11	15.5
14.88	709	463	283	170	11	15.5
15.13	652	430	257	163	10	15.4
15.38	591	394	231	154	9	15.4
15.63	528	357	203	145	8	15.3
15.88	463	318	176	135	7	15.2
16.13	397	277	147	123	7	15.0
16.38	330	236	120	111	6	14.8
16.63	264	194	93	97	5	14.6
16.88	200	153	67	82	4	14.3
17.13	139	113	43	66	3	13.9
17.38	81	72	24	46	2	13.6
17.63	39	41	9	30	1	13.2
17.88	9	14	0	13	1	12.7

Los datos necesarios para hacer la simulación son la Irradiancia Global (W/m^2) y la Temperatura ($^{\circ}C$).

Tabla 37: Datos de Irradiación global y temperatura ambiente de la simulación EES

	Enero		Febrero		Marzo		Abril		Mayo		Junio	
Hora	I global (W/m ²)	T amb (°C)										
6							25	6,9	58	11,5	74	15,5
7					72	6,1	114	8,5	138	13,1	147	17
8	74	3,4	153	3,9	236	7,5	252	10,1	269	14,6	282	18,6
9	241	4,2	304	5	394	9	385	11,6	393	16,1	409	20,2
10	366	5,2	424	6,3	523	10,6	492	13	493	17,5	510	21,7
11	450	6,3	505	7,6	610	12	564	14,3	560	18,7	578	23,1
12	490	7,4	543	8,9	651	13,3	598	15,4	592	19,8	611	24,3
13	484	8,3	538	10,1	645	14,4	593	16,2	587	20,6	606	25,3
14	433	9	489	10,9	592	15,1	549	16,7	547	21,1	565	26
15	339	9,3	397	11,3	494	15,5	468	16,9	471	21,3	488	26,3
16	203	9	268	11,1	357	15,3	353	16,8	364	21,2	379	26,2
17	10	8,1	112	10,3	194	14,8	217	16,2	236	20,6	248	25,7
18					41	13,2	83	15,1	107	19,7	114	24,6
19									44	18,2	61	23

	Julio		Agosto		Septiembre		Octubre		Noviembre		Diciembre	
Hora	I global (W/m ²)	T amb (°C)										
6	65	16,9	39	16,5								
7	142	18,4	131	18,1	98	14,8	30	11,5				
8	288	20	285	19,7	270	16,4	192	12,8	101	6,9	59	3,9
9	427	21,6	433	21,4	441	18	356	14,3	270	7,9	228	5
10	540	23,1	554	23	581	19,5	490	15,7	399	9,1	349	6,3
11	617	24,6	636	24,5	676	20,9	582	17	485	10,2	429	7,6
12	653	25,8	675	25,8	722	22,2	625	18,2	526	11,3	466	8,9
13	648	26,9	669	26,8	715	23,1	619	19,1	521	12,1	460	10,1
14	601	27,7	619	27,5	657	23,7	563	19,6	468	12,6	413	10,9
15	515	28,1	527	27,9	550	23,9	461	19,7	370	12,7	323	11,3
16	394	28,1	398	27,8	400	23,6	317	19,3	232	12,3	191	11,1
17	251	27,6	245	27,1	225	22,7	149	18,2	21	11,2	12	8
18	108	26,5	96	25,9	63	21,2						
19	52	24,9	25	24,1								

Anexo H: Ecuaciones características de los equipos principales

Este apartado recoge las ecuaciones básicas que definen el comportamiento de los principales sistemas (Roca Calefacción, 2007) y que serán las implementadas en el modelo desarrollado en EES.

H.1 Ecuación y curva característica del captador plano

El balance energético de un captador plano es

$$Q_1 = Q + Q_2 + Q_3$$

donde:

- Q1: Energía incidente total (directa+difusa+reflejada)
- Q: Energía útil
- Q2: Energía perdida por disipación al exterior
- Q3: Energía almacenada en forma de calor en el captador

La energía útil del captador en un momento dado, en función de la radiación solar y de la temperatura ambiente, es la diferencia entre la energía absorbida y la perdida. La fórmula siguiente permite valorarla:

$$Q = S_c \times [R_I(\tau\alpha) - U_L \times (T_m - T_a)]$$

donde:

- S_c: Superficie del captador (m²)
- c: Radiación incidente total sobre el captador por unidad de superficie (W/m²)
- τ: Transmitancia de la superficie transparente
- α: Absortancia de la placa
- U_L: Coeficiente global de pérdidas (W/m²°C)
- T_m: Temperatura media de la placa absorbente (°C)
- T_a: Temperatura ambiente (°C)

Se define un factor de eficiencia de intercambio de calor entre la placa y el fluido solar, F_R, que representa la relación entre la energía captada y la que captaría si la temperatura de la placa fuese la misma que la del fluido a la entrada del captador. En función de este factor, se define la ecuación de Bliss o característica del captador:

$$Q = S_c \times [F_R(\tau\alpha)_n R_I - F_R U_L \times (T_e - T_a)]$$

los nuevos términos son introducido en la ecuación:

- Q: Energía útil captada (w)
- F_R(τ_n)_n: Ordenada en el origen de la curva de rendimiento del captador
- F_RU_L: Pendiente de la recta de la curva de rendimiento del captador
- T_e: Temperatura del fluido caloportador a la entrada (°C)

Curva característica del un captador plano

El índice de eficacia del captador se define por la relación entre la energía captada y la recibida en un instante dado.

$$\eta = \frac{Q}{S_c \times R_I}$$

Sustituyendo la ecuación del captador (Bliss) en la expresión anterior se obtiene la curva característica del captador.

$$\eta = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_L \times \frac{(T_e - T_a)}{R_I}$$

siendo:

$F_R(\tau\alpha)_n$: Ordenada en el origen de la curva de rendimiento (adimensional)

$F_R U_L$: Pendiente de la recta de la curva de rendimiento del captador

R_I : Radiación en el plano del captador (W/m²)

T_e : Temperatura del fluido caloportador a la entrada (°C)

T_a : Temperatura ambiente (°C)

Esta curva característica es facilitada por el fabricante y es determinada mediante ensayos por las empresas de homologación. De ella puede deducirse el funcionamiento de un captador desde el punto de vista térmico. Un captador será tanto **mejor cuanto mayor sea el valor de su ordenada en el origen $F_R(\tau\alpha)_n$ y menor el de la pendiente $F_R U_L$.**

H.2 Intercambiador de calor

Cuando el líquido que circula por el captador no puede ser utilizado directamente para consumo se debe introducir un intercambiador de calor entre el captador (circuito primario) y el circuito de utilización, esto sucede por la presencia de anticongelante en el fluido caloportador. El intercambio se puede producir en un intercambiador de placas externo al acumulador o en el serpentín interior del acumulador, ambos con un comportamiento térmico bastante parecido.

Efectividad de un intercambiador

La efectividad del intercambiador de una instalación solar es un parámetro que influye directamente en la determinación de la superficie de captadores, y su dimensión describe el funcionamiento del sistema. La Figura 54 muestra la evolución de temperaturas en el intercambio de calor de dos caudales m_1 y m_2 con calor específico C_{p1} y C_{p2} (Roca Calefacción, 2007).

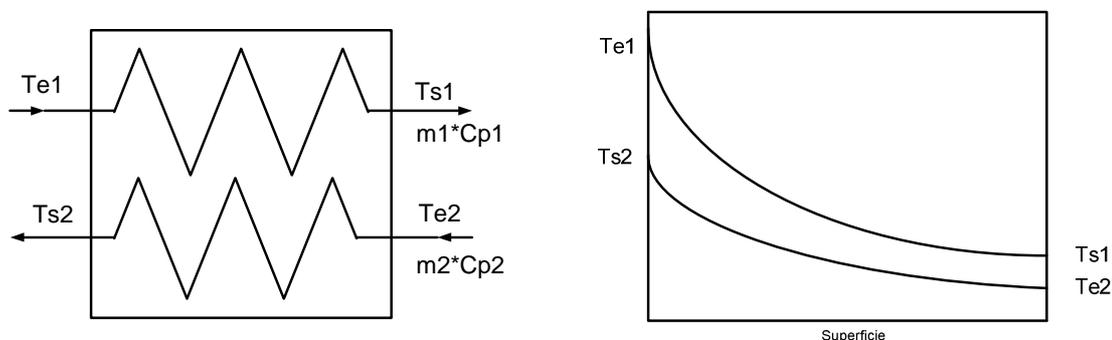


Figura 54: Evolución de las temperaturas en un intercambiador de calor

La potencia intercambiada entre el circuito primario y el secundario, en condiciones ideales (ausencia de pérdidas), sería:

$$Q = m_1 \times Cp_1 \times (Te_1 - Ts_1) = m_2 \times Cp_2 \times (Ts_2 - Te_2)$$

El rendimiento del intercambiador suele expresarse en términos de efectividad (E_i) y de la mínima velocidad de capacidad calorífica (flujo másico x calor específico). La efectividad se define como:

$$E_i = \frac{\text{Cantidad de calor real transmitida}}{\text{Máxima transmisión posible de calor}} = \frac{m_1 \times Cp_1 \times (Te_1 - Ts_1)}{m_1 \times Cp_1 \times (Te_1 - Te_2)} = \frac{m_2 \times Cp_2 \times (Ts_2 - Te_2)}{m_1 \times Cp_1 \times (Te_1 - Te_2)}$$

La transferencia real de calor es función de las características constructivas del intercambiador y de las velocidades de capacidad calorífica y temperaturas de líquidos circulantes. La ventaja del concepto de efectividad estriba en que la relación entre la cantidad de transferencia de calor real y máxima es sensiblemente constante, con independencia de las variaciones de temperatura, si los caudales se mantienen constantes (Roca Calefacción, 2007).

El valor de la efectividad (E_i) tendrá un valor máximo de 0.8 para las instalaciones de utilización preferente en invierno (Roca Calefacción, 2007).

Anexo I: Modelo de simulación EES y resultados

Este apartado recoge el código de la simulación implementado con el software EES.

"CÁLCULO APORTE SOLAR TÉRMICA"

"5 COLECTORES EN SERIE"

n_colectores=25
 n_serie=5 "Número de colectores en serie"
 n=n_colectores/n_serie "Filas de colectores"

"Circuito primario"

"Fluido caloportador: agua con 40% propilenglicol Tmin Huesca=-14°C"

"Propiedades a 60°C (temperatura media en los captadores)"

"Caudal recomendado por el fabricante 190l/h"

c=190 "l/s"
 m=c*1000/(3600*dens) "kg/s" "Caudal de cada colector"
 dens=1000 "kg/m3 agua con anticongelante"
 Cp=3980 "kJ/kg°C"
 mCp=m*Cp

"Propiedades captador $\text{rend}=\text{eta}_o\text{-coef}_p*(T_e-T_a)/I$ "

eta_o=0,75
 coef_p=2,9 "W/m2°C"
 Sc=2,59 "m2"

"Colector1"

Te1=Ts_1 "Entrada al primer colector = Salida primario I.C."
 rend1=eta_o-coef_p*(Te1-Ta)/I "Curva rendimiento ML-3.0"
 Tm1=(Te1+Ts1)/2 "Temperatura media del fluido caloportador °C"
 AT1=Ts1-Te1
 Q1=rend1*I*Sc "Calor útil"
 Q1=mCp*(Ts1-Te1) "Balance energía captador"

"Colector2"

Te2=Ts1
 rend2=eta_o-coef_p*(Te2-Ta)/I "Curva rendimiento ML-3.0"
 Tm2=(Te2+Ts2)/2 "Temperatura media del fluido caloportador °C"
 AT2=Ts2-Te2
 Q2=rend2*I*Sc "Calor útil"
 Q2=mCp*(Ts2-Te2) "Balance energía captador"

"Colector3"

Te3=Ts2
 rend3=eta_o-coef_p*(Te3-Ta)/I "Curva rendimiento ML-3.0"
 Tm3=(Te3+Ts3)/2 "Temperatura media del fluido caloportador °C"
 AT3=Ts3-Te3
 Q3=rend3*I*Sc "Calor útil"
 Q3=mCp*(Ts3-Te3) "Balance energía captador"

"Colector4"

Te4=Ts3
 rend4=eta_o-coef_p*(Te4-Ta)/I "Curva rendimiento ML-3.0"
 Tm4=(Te4+Ts4)/2 "Temperatura media del fluido caloportador °C"
 AT4=Ts4-Te4
 Q4=rend4*I*Sc "Calor útil"
 Q4=mCp*(Ts4-Te4) "Balance energía captador"

"Colector5"

$$Te_5=Ts_4$$

$$rend_5=\eta_o-coef_p*(Te_5-Ta)/I \text{ "Curva rendimiento ML-3.0"}$$

$$Tm_5=(Te_5+Ts_5)/2 \text{ "Temperatura media del fluido caloportador °C"}$$

$$AT_5=Ts_5-Te_5$$

$$Q_5=rend_5*I*Sc \text{ "Calor útil (W)"}$$

$$Q_5=mCp*(Ts_5-Te_5) \text{ "Balance energía captador"}$$

"Balance global"

$$Q=n_serie*(Q_1+Q_2+Q_3+Q_4+Q_5) \text{ "Número de colectores en serie*Calor aportado por cada uno"}$$

$$rend_m=(rend_1+rend_2+rend_3+rend_4+rend_5)/5$$

$$AT=AT_1+AT_2+AT_3+AT_4+AT_5$$

"Intercambiador de calor"

$$Te_1=Ts_5 \text{ "Entrada al primario del I.C. = Salida del quinto captador"}$$

$$Te_2=Tr \text{ "Entrada al secundario del I.C. = Retorno calefacción"}$$

$$Tr=50 \text{ "Temperatura de retorno de la calefacción"}$$

$$m_1=n*m \text{ "Caudal primario I.C, se suman los caudales de cada fila de 5 colectores en serie"}$$

$$m_1=5*m$$

$$Cp_1=Cp$$

$$m_1Cp_1=m_1*Cp_1$$

$$m_1*Cp_1=m_2*Cp_2 \text{ "Imponemos que la masa térmica del primario sea igual que la del secundario"}$$

$$Cp_2=4187 \text{ "J/kg°C agua"}$$

$$m_2Cp_2=m_2*Cp_2$$

$$E_I=0,8 \text{ "Valor máximo de eficiencia del intercambiador para instalaciones utilizadas preferentemente en invierno"}$$

$$E_I=(m_1Cp_1*(Te_1-Ts_1))/(m_1Cp_1*(Te_1-Te_2)) \text{ "Ts_1 es la temperatura de entrada al primer captador"}$$

$$E_I=(m_2Cp_2*(Ts_2-Te_2))/(m_1Cp_1*(Te_1-Te_2)) \text{ "Ts_2 es la temperatura del circuito de impulsión"}$$

"Volumen de acumulación"

$$Ac=n_colectores*Sc$$

$$V_min=25*Ac$$

$$V_max=50*Ac$$

"Balance acumulador"

$$c_b=2 \text{ "m}^3/\text{h" "Caudal de la bomba de calefacción, considerando que se conecta a una sola caldera"}$$

$$mc=c_b*1000/3600 \text{ "kg/s equivale a 2m}^3/\text{h de sólo una de las bombas, conecto el circuito solar sólo a una caldera"}$$

$$Cpc=4187 \text{ "J/kg°C agua"}$$

$$efi*m_2Cp_2*(Ts_2-Te_2)=mc*Cpc*(Ti-Tr)$$

$$efi=0,90 \text{ "Considero 10% de pérdidas térmicas"}$$

"Calor recuperado=Ahorro de combustible"

$$Qrec=mc*Cpc*(Ti-Tr)$$

Los resultados de la simulación se muestran en las siguientes tablas. Los datos han sido tratados con Excel, y se han analizando los datos de interés para determinar el comportamiento del sistema solar.

Tabla 38: Resultados de la simulación EES

Enero												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
	W				[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
8	74	3,4	-0,9619	-4,388	44,51	48,9	50	45,61	-4609	-4148	48,22	50
9	241	4,2	0,1778	2,641	53,3	50,66	50	52,64	2774	2497	51,07	50
10	366	5,2	0,3531	7,967	59,96	51,99	50	57,97	8367	7531	53,24	50
11	450	6,3	0,4186	11,61	64,52	52,9	50	61,61	12198	10978	54,72	50
12	490	7,4	0,445	13,44	66,8	53,36	50	63,44	14119	12707	55,46	50
13	484	8,3	0,447	13,34	66,67	53,33	50	63,34	14010	12609	55,42	50
14	433	9	0,4249	11,34	64,18	52,84	50	61,34	11913	10722	54,61	50
15	339	9,3	0,3592	7,506	59,38	51,88	50	57,51	7884	7095	53,05	50
16	203	9	0,1468	1,838	52,3	50,46	50	51,84	1930	1737	50,75	50
17	10	8,1	-10,19	-6,282	42,15	48,43	50	43,72	-6598	-5938	47,45	50
Febrero												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
8	153	3,9	-0,1106	-1,044	48,7	49,74	50	48,96	-1096	-986,5	49,58	50
9	304	5	0,2867	5,373	56,72	51,34	50	55,37	5643	5078	52,18	50
10	424	6,3	0,4032	10,54	63,17	52,63	50	60,54	11070	9963	54,28	50
11	505	7,6	0,4527	14,09	67,62	53,52	50	64,09	14804	13323	55,73	50
12	543	8,9	0,4742	15,87	69,84	53,97	50	65,87	16671	15004	56,45	50
13	538	10,1	0,4781	15,86	69,82	53,96	50	65,86	16656	14990	56,44	50
14	489	10,9	0,4631	13,96	67,45	53,49	50	63,96	14663	13197	55,67	50
15	397	11,3	0,4177	10,22	62,78	52,56	50	60,22	10737	9663	54,15	50
16	268	11,1	0,2941	4,86	56,07	51,21	50	54,86	5104	4594	51,97	50
17	112	10,3	-0,2484	-1,715	47,86	49,57	50	48,28	-1802	-1621	49,3	50

Marzo												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
7	72	6,1	-0,9101	-4,04	44,95	48,99	50	45,96	-4243	-3818	48,36	50
8	236	7,5	0,2036	2,962	53,7	50,74	50	52,96	3111	2800	51,2	50
9	394	9	0,4006	9,731	62,16	52,43	50	59,73	10221	9198	53,95	50
10	523	10,6	0,4751	15,32	69,15	53,83	50	65,32	16088	14480	56,22	50
11	610	12	0,5089	19,14	73,92	54,78	50	69,14	20100	18090	57,78	50
12	651	13,3	0,5242	21,04	76,3	55,26	50	71,04	22097	19888	58,55	50
13	645	14,4	0,5273	20,97	76,21	55,24	50	70,97	22022	19819	58,52	50
14	592	15,1	0,5175	18,89	73,61	54,72	50	68,89	19839	17855	57,68	50
15	494	15,5	0,4893	14,9	68,63	53,73	50	64,9	15652	14087	56,06	50
16	357	15,3	0,4184	9,209	61,51	52,3	50	59,21	9672	8705	53,74	50
17	194	14,8	0,2	2,393	52,99	50,6	50	52,39	2513	2262	50,97	50
18	41	13,2	-1,656	-4,186	44,77	48,95	50	45,81	-4397	-3957	48,3	50
Abril												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
6	25	6,9	-3,798	-5,854	42,68	48,54	50	44,15	-6149	-5534	47,62	50
7	114	8,5	-0,2732	-1,92	47,6	49,52	50	48,08	-2017	-1815	49,22	50
8	252	10,1	0,2599	4,039	55,05	51,01	50	54,04	4242	3817	51,64	50
9	385	11,6	0,4118	9,775	62,22	52,44	50	59,77	10266	9240	53,97	50
10	492	13	0,4754	14,42	68,03	53,61	50	64,42	15146	13631	55,86	50
11	564	14,3	0,5063	17,6	72	54,4	50	67,6	18489	16640	57,15	50
12	598	15,4	0,5204	19,18	73,98	54,8	50	69,18	20149	18134	57,8	50
13	593	16,2	0,5226	19,11	73,88	54,78	50	69,11	20067	18060	57,76	50
14	549	16,7	0,5131	17,37	71,71	54,34	50	67,37	18241	16417	57,06	50
15	468	16,9	0,487	14,05	67,56	53,51	50	64,05	14758	13283	55,71	50

16	353	16,8	0,4266	9,283	61,6	52,32	50	59,28	9750	8775	53,77	50
17	217	16,2	0,2666	3,567	54,46	50,89	50	53,57	3746	3372	51,45	50
18	83	15,1	-0,4195	-2,147	47,32	49,46	50	47,85	-2255	-2029	49,13	50

Mayo

Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
6	58	11,5	-1,05	-3,755	45,31	49,06	50	46,24	-3944	-3550	48,47	50
7	138	13,1	-0,02273	-0,1934	49,76	49,95	50	49,81	-203,1	-182,8	49,92	50
8	269	14,6	0,3292	5,46	56,83	51,37	50	55,46	5735	5161	52,22	50
9	393	16,1	0,4468	10,82	63,53	52,71	50	60,82	11369	10232	54,4	50
10	493	17,5	0,4995	15,18	68,98	53,8	50	65,18	15944	14350	56,17	50
11	560	18,7	0,5255	18,14	72,68	54,54	50	68,14	19054	17148	57,37	50
12	592	19,8	0,5381	19,64	74,55	54,91	50	69,64	20627	18565	57,98	50
13	587	20,6	0,5405	19,56	74,45	54,89	50	69,56	20545	18490	57,95	50
14	547	21,1	0,5334	17,99	72,48	54,5	50	67,99	18892	17003	57,31	50
15	471	21,3	0,5124	14,88	68,6	53,72	50	64,88	15627	14064	56,05	50
16	364	21,2	0,4653	10,44	63,05	52,61	50	60,44	10966	9869	54,24	50
17	236	20,6	0,3474	5,055	56,32	51,26	50	55,06	5309	4778	52,05	50
18	107	19,7	-0,06365	-0,4199	49,48	49,9	50	49,58	-441	-396,9	49,83	50
19	44	18,2	-1,203	-3,263	45,92	49,18	50	46,74	-3427	-3085	48,67	50

Junio

Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
6	74	15,5	-0,5381	-2,455	46,93	49,39	50	47,55	-2578	-2320	49	50
7	147	17	0,08847	0,8018	51	50,2	50	50,8	842,1	757,9	50,33	50
8	282	18,6	0,3817	6,637	58,3	51,66	50	56,64	6970	6273	52,7	50
9	409	20,2	0,4815	12,14	65,18	53,04	50	62,14	12751	11476	54,93	50

10	510	21,7	0,5265	16,55	70,69	54,14	50	66,55	17387	15648	56,73	50
11	578	23,1	0,5497	19,59	74,49	54,9	50	69,59	20574	18516	57,96	50
12	611	24,3	0,5613	21,14	76,43	55,29	50	71,14	22207	19987	58,59	50
13	606	25,3	0,5647	21,1	76,37	55,27	50	71,1	22158	19942	58,57	50
14	565	26	0,5602	19,51	74,39	54,88	50	69,51	20496	18446	57,93	50
15	488	26,3	0,5445	16,38	70,48	54,1	50	66,38	17204	15484	56,66	50
16	379	26,2	0,5076	11,86	64,82	52,96	50	61,86	12456	11211	54,82	50
17	248	25,7	0,4164	6,366	57,96	51,59	50	56,37	6686	6018	52,59	50
18	114	24,6	0,09283	0,6524	50,82	50,16	50	50,65	685,2	616,7	50,27	50
19	61	23	-0,4769	-1,794	47,76	49,55	50	48,21	-1884	-1695	49,27	50

Julio

Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1 [Ts 5ºcolector]	Ts_1 [Te 1ºcolector]	Te_2 [Tr]	Ts_2 [Tacum]	Q	Qrec	Ti	Tr
6	65	16,9	-0,6496	-2,603	46,75	49,35	50	47,4	-2734	-2461	48,94	50
7	142	18,4	0,09353	0,8188	51,02	50,2	50	50,82	860	774	50,33	50
8	288	20	0,4003	7,108	58,89	51,78	50	57,11	7466	6719	52,89	50
9	427	21,6	0,498	13,11	66,39	53,28	50	63,11	13768	12391	55,33	50
10	540	23,1	0,5412	18,02	72,52	54,5	50	68,02	18924	17032	57,32	50
11	617	24,6	0,5636	21,44	76,8	55,36	50	71,44	22518	20266	58,71	50
12	653	25,8	0,5743	23,12	78,9	55,78	50	73,12	24282	21854	59,4	50
13	648	26,9	0,578	23,09	78,86	55,77	50	73,09	24250	21825	59,38	50
14	601	27,7	0,5742	21,27	76,59	55,32	50	71,27	22344	20110	58,65	50
15	515	28,1	0,5601	17,78	72,23	54,45	50	67,78	18678	16810	57,23	50
16	394	28,1	0,5263	12,78	65,98	53,2	50	62,78	13426	12084	55,19	50
17	251	27,6	0,439	6,794	58,49	51,7	50	56,79	7135	6422	52,76	50
18	108	26,5	0,1063	0,7081	50,89	50,18	50	50,71	743,7	669,3	50,29	50
19	52	24,9	-0,5808	-1,862	47,67	49,53	50	48,14	-1956	-1760	49,24	50

Agosto												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
6	39	16,5	-1,556	-3,742	45,32	49,06	50	46,26	-3930	-3537	48,48	50
7	131	18,1	0,03916	0,3163	50,4	50,08	50	50,32	332,2	299	50,13	50
8	285	19,7	0,3948	6,936	58,67	51,73	50	56,94	7285	6557	52,82	50
9	433	21,4	0,4991	13,32	66,66	53,33	50	63,32	13994	12595	55,41	50
10	554	23	0,544	18,58	73,23	54,65	50	68,58	19515	17564	57,55	50
11	636	24,5	0,5664	22,21	77,76	55,55	50	72,21	23326	20993	59,03	50
12	675	25,8	0,5774	24,03	80,04	56,01	50	74,03	25237	22713	59,76	50
13	669	26,8	0,5805	23,94	79,93	55,99	50	73,94	25144	22630	59,73	50
14	619	27,5	0,5761	21,99	77,48	55,5	50	71,99	23092	20782	58,93	50
15	527	27,9	0,5617	18,25	72,81	54,56	50	68,25	19165	17249	57,42	50
16	398	27,8	0,5258	12,9	66,13	53,23	50	62,9	13549	12194	55,24	50
17	245	27,1	0,4281	6,466	58,08	51,62	50	56,47	6791	6112	52,63	50
18	96	25,9	0,01965	0,1163	50,15	50,03	50	50,12	122,1	109,9	50,05	50
19	25	24,1	-2,015	-3,106	46,12	49,22	50	46,89	-3262	-2936	48,74	50
Septiembre												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
7	98	14,8	-0,2607	-1,575	48,03	49,61	50	48,43	-1654	-1489	49,36	50
8	270	16,4	0,3478	5,789	57,24	51,45	50	55,79	6080	5472	52,35	50
9	441	18	0,4823	13,11	66,39	53,28	50	63,11	13771	12394	55,33	50
10	581	19,5	0,5343	19,14	73,92	54,78	50	69,14	20100	18090	57,78	50
11	676	20,9	0,5588	23,29	79,11	55,82	50	73,29	24458	22012	59,46	50
12	722	22,2	0,5705	25,4	81,75	56,35	50	75,4	26673	24006	60,32	50
13	715	23,1	0,5728	25,25	81,56	56,31	50	75,25	26520	23868	60,26	50
14	657	23,7	0,5666	22,95	78,69	55,74	50	72,95	24103	21693	59,33	50

15	550	23,9	0,5473	18,56	73,2	54,64	50	68,56	19492	17543	57,54	50
16	400	23,6	0,4993	12,31	65,39	53,08	50	62,31	12931	11638	55	50
17	225	22,7	0,3559	4,936	56,17	51,23	50	54,94	5184	4666	52,01	50
18	63	21,2	-0,5146	-1,999	47,5	49,5	50	48	-2099	-1889	49,19	50

Octubre

Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
7	30	11,5	-2,656	-4,912	43,86	48,77	50	45,09	-5159	-4644	48	50
8	192	12,8	0,1681	1,99	52,49	50,5	50	51,99	2090	1881	50,81	50
9	356	14,3	0,4104	9,008	61,26	52,25	50	59,01	9461	8515	53,66	50
10	490	15,7	0,4889	14,77	68,46	53,69	50	64,77	15512	13961	56	50
11	582	17	0,5234	18,78	73,47	54,69	50	68,78	19723	17751	57,63	50
12	625	18,2	0,5385	20,75	75,94	55,19	50	70,75	21791	19612	58,43	50
13	619	19,1	0,541	20,64	75,8	55,16	50	70,64	21682	19514	58,39	50
14	563	19,6	0,5304	18,41	73,01	54,6	50	68,41	19335	17402	57,48	50
15	461	19,7	0,5	14,21	67,76	53,55	50	64,21	14924	13432	55,77	50
16	317	19,3	0,4193	8,195	60,24	52,05	50	58,19	8607	7746	53,33	50
17	149	18,2	0,1172	1,076	51,35	50,27	50	51,08	1130	1017	50,44	50

Noviembre

Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1	Ts_1	Te_2	Ts_2	Q	Qrec	Ti	Tr
					[Ts 5ºcolector]	[Te 1ºcolector]	[Tr]	[Tacum]				
8	101	6,9	-0,4358	-2,713	46,61	49,32	50	47,29	-2850	-2565	48,9	50
9	270	7,9	0,2662	4,431	55,54	51,11	50	54,43	4654	4188	51,8	50
10	399	9,1	0,4047	9,954	62,44	52,49	50	59,95	10454	9409	54,04	50
11	485	10,2	0,4576	13,68	67,1	53,42	50	63,68	14372	12935	55,56	50
12	526	11,3	0,4796	15,55	69,44	53,89	50	65,55	16336	14702	56,32	50
13	521	12,1	0,4818	15,48	69,34	53,87	50	65,48	16253	14628	56,29	50

14	468	12,6	0,4632	13,36	66,71	53,34	50	63,36	14037	12633	55,43	50
15	370	12,7	0,409	9,331	61,66	52,33	50	59,33	9800	8820	53,79	50
16	232	12,3	0,2491	3,564	54,45	50,89	50	53,56	3743	3368	51,45	50
17	21	11,2	-4,119	-5,332	43,33	48,67	50	44,67	-5600	-5040	47,83	50
Diciembre												
Hora	I	Ta	rend_m	AT	Te_1 [Ts 5ºcolector]	Ts_1 [Te 1ºcolector]	Te_2 [Tr]	Ts_2 [Tacum]	Q	Qrec	Ti	Tr
8	59	3,9	-1,355	-4,928	43,84	48,77	50	45,07	-5176	-4659	48	50
9	228	5	0,1588	2,232	52,79	50,56	50	52,23	2344	2110	50,91	50
10	349	6,3	0,3458	7,44	59,3	51,86	50	57,44	7814	7033	53,02	50
11	429	7,6	0,4142	10,95	63,69	52,74	50	60,95	11505	10354	54,45	50
12	466	8,9	0,4417	12,69	65,86	53,17	50	62,69	13329	11996	55,16	50
13	460	10,1	0,4455	12,63	65,79	53,16	50	62,63	13270	11943	55,13	50
14	413	10,9	0,425	10,82	63,53	52,71	50	60,82	11364	10228	54,4	50
15	323	11,3	0,3598	7,165	58,96	51,79	50	57,16	7525	6772	52,91	50
16	191	11,1	0,1424	1,677	52,1	50,42	50	51,68	1762	1586	50,68	50
17	12	8	-8,402	-6,216	42,23	48,45	50	43,78	-6528	-5875	47,47	50

Anexo J: Cálculo de pérdidas

Hay que comprobar que la orientación e inclinación seleccionada para los colectores y las posibles sombras sobre los mismos no conllevan unas pérdidas superiores a las establecidas en la Tabla 39 (CTE, 2006).

Tabla 39: Pérdidas máximas permitidas. Fuente: CTE

Caso	Pérdidas máximas permitidas por...		
	Orientación e inclinación	Sombras	TOTAL
General	10%	10%	15%
Superposición	20%	15%	30%
Integración arquitectónica	40%	20%	50%

En la tabla anterior se consideran tres casos: general, superposición e integración arquitectónica. Se considera que existe integración arquitectónica cuando los colectores cumplen una doble función energética y arquitectónica y además sustituyen elementos constructivos convencionales o son elementos constituyentes de la composición arquitectónica. Por otro lado, se considera que existe superposición arquitectónica cuando la colocación de los captadores se realiza paralela a la envolvente del edificio.

En los tres casos anteriores se han de cumplir las tres condiciones: las pérdidas por orientación e inclinación, las pérdidas por sombreado y las pérdidas totales deben ser inferiores a los límites estipulados respecto a los valores obtenidos con orientación e inclinación óptima y sin sombra alguna.

J.1 Pérdidas por orientación e inclinación

El objeto de este apartado es determinar los límites en la orientación e inclinación de los captadores de acuerdo a las pérdidas máximas permisibles (PCT, 2008).

Las pérdidas por orientación e inclinación se calcularán en función de:

- **Ángulo de inclinación**, β , definido como el ángulo que forma la superficie de los captadores con el plano horizontal. Su valor es 0° para captadores horizontales y 90° para verticales.
- **Ángulo de azimut**, α , definido como el ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del captador y el meridiano del lugar. Valores típicos son 0° para captadores orientados al Sur, -90° para captadores orientados al Este y $+90^\circ$ para captadores orientados al Oeste.

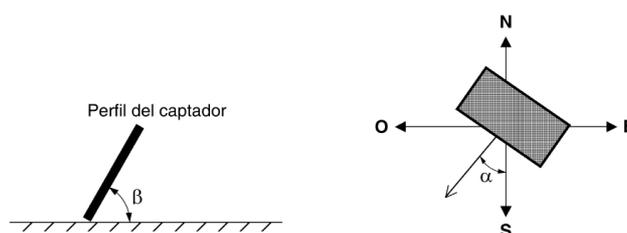


Figura 55: Ángulo de inclinación y ángulo de azimut.

Procedimiento de cálculo

Determinado el ángulo de azimut del captador, se calcularán los límites de inclinación aceptables de acuerdo a las pérdidas máximas respecto a la inclinación óptima establecida. Para ello se utilizará la Figura 56, válida para una la latitud (L) de 41°, de la siguiente forma:

- Conocido el azimut, se determina en la Figura 56 los límites para la inclinación en el caso $L=41^\circ$. Para el caso general, las pérdidas máximas por este concepto son del 10 %, para superposición, del 20 % y para integración arquitectónica, del 40 %. Los puntos de intersección del límite de pérdidas con la recta de azimut nos proporcionan los valores de inclinación máxima y mínima.
- Si no hay intersección entre ambas, las pérdidas son superiores a las permitidas y la instalación estará fuera de los límites. Si ambas curvas se cortan, se obtienen los valores para latitud $L=41^\circ$ y se corrigen de acuerdo con lo que se cita a continuación.

Los límites de inclinación aceptables se corregirán en función de la diferencia entre la latitud del lugar en cuestión y la de 41° , de acuerdo a las siguientes fórmulas:

Inclinación máxima = inclinación ($L=41^\circ$) – (41° – latitud);

Inclinación mínima = inclinación ($L=41^\circ$) – (41° – latitud); siendo 0° su valor mínimo.

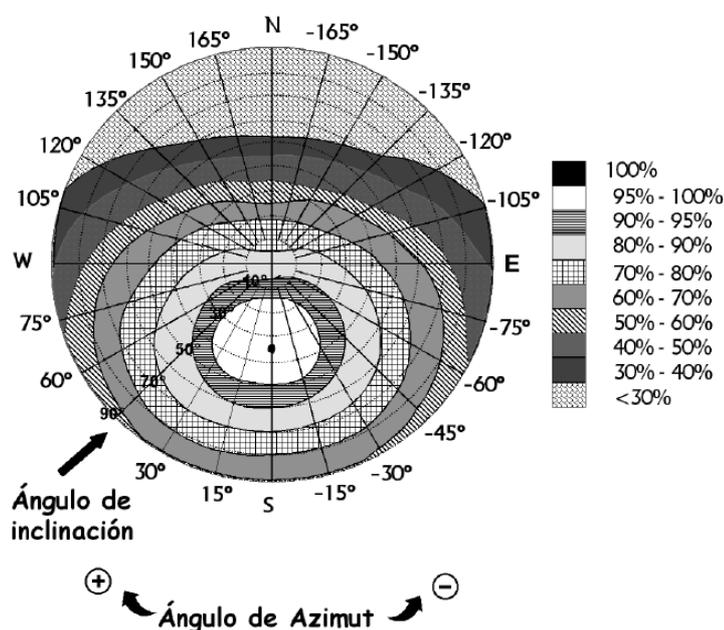


Figura 56: Pérdidas por orientación e inclinación para una latitud de 41°

Se trata de evaluar si las pérdidas por orientación e inclinación del captador están dentro de los límites permitidos para una instalación en un tejado orientado perfectamente al sur (azimut = 0°) y con una inclinación de 50° respecto a la horizontal, para la localidad de Huesca cuya latitud es de 42° .

Conocido el azimut de 0° , se determinan los límites de inclinación para $L = 41^\circ$ a partir de la figura. Los puntos de intersección del límite de pérdidas del 10% (borde exterior de la región 90 % -95 %), máximo para el caso general, con la recta de azimut nos proporcionan los valores:

$$\text{Inclinación máxima} = 60^\circ$$

$$\text{Inclinación mínima} = 7^\circ$$

Corregido para la latitud del lugar de 42° :

$$\text{Inclinación máxima} = 60^\circ - (41^\circ - 42^\circ) = 61^\circ$$

$$\text{Inclinación mínima} = 7^\circ - (41^\circ - 42^\circ) = 8^\circ$$

Por tanto, esta instalación con una inclinación de 50° cumple los requisitos de pérdidas por orientación e inclinación establecidas en el Pliego de Condiciones Técnicas (PCT, 2008).

J.2 Pérdidas de radiación solar por sombras

Seguidamente se describe el método de cálculo de pérdidas de radiación solar que experimenta una superficie debido a las sombras circundantes. Tales pérdidas se expresan como porcentaje de la radiación solar global que incidiría sobre la mencionada superficie, en caso de no existir sombra alguna (PCT, 2008).

El procedimiento consiste en la comparación del perfil de obstáculos que afecta a la superficie de estudio con el diagrama de trayectorias del sol.

En primer lugar, hay que localizar los principales obstáculos que afectan a la superficie captadora, en términos de sus coordenadas de posición acimut (ángulo de desviación con respecto a la dirección sur) y elevación (ángulo de inclinación con respecto al plano horizontal). Estos ángulos se han determinado a partir de los dibujos de la

Figura 57 y la Figura 59.

A continuación, hay que representar el perfil de obstáculos en el diagrama de trayectorias del sol, que muestra las distintas trayectorias del sol a lo largo de todo el año. La figura es válida para localidades de la Península Ibérica y Baleares. La banda de trayectorias se encuentra dividida en porciones, delimitadas por las horas solares (negativas antes del mediodía solar y positivas después de éste) e identificadas por una letra y un número (A1, A2, ..., D14).

Cada una de las porciones representa el recorrido del sol en un cierto periodo de tiempo (una hora a lo largo de varios días) y tiene, por tanto, una determinada contribución a la irradiación solar global anual que incide sobre la superficie de estudio. Así, el hecho de que un obstáculo cubra una de las porciones supone una cierta pérdida de irradiación, en particular aquella que resulte interceptada por el obstáculo.

En la Figura 58 se muestra la representación de las sombras circundantes sobre cada una de las cinco filas de colectores, señaladas con distintos colores. Cada línea ha sido determinada a partir de varios puntos que se corresponden con las esquinas de los obstáculos (prolongación

del panel de la fachada y altura del cuarto de calderas ubicado delante del campo de captación).

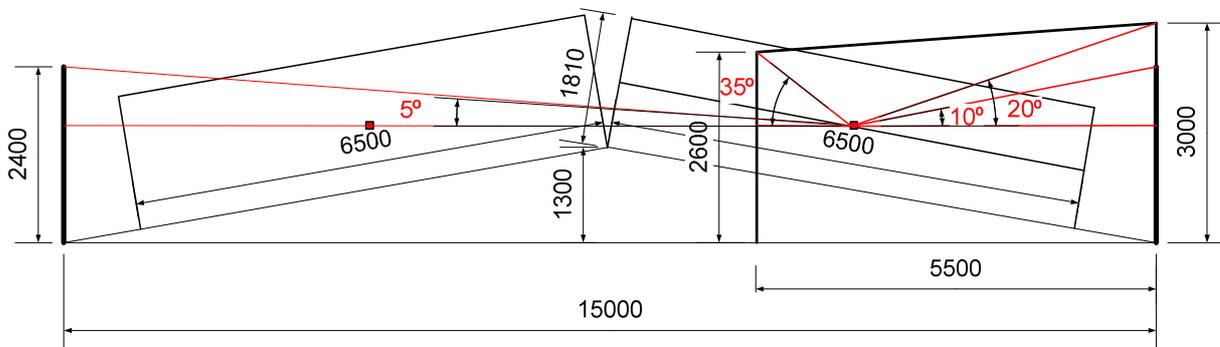


Figura 57: Ángulo de elevación de los obstáculos

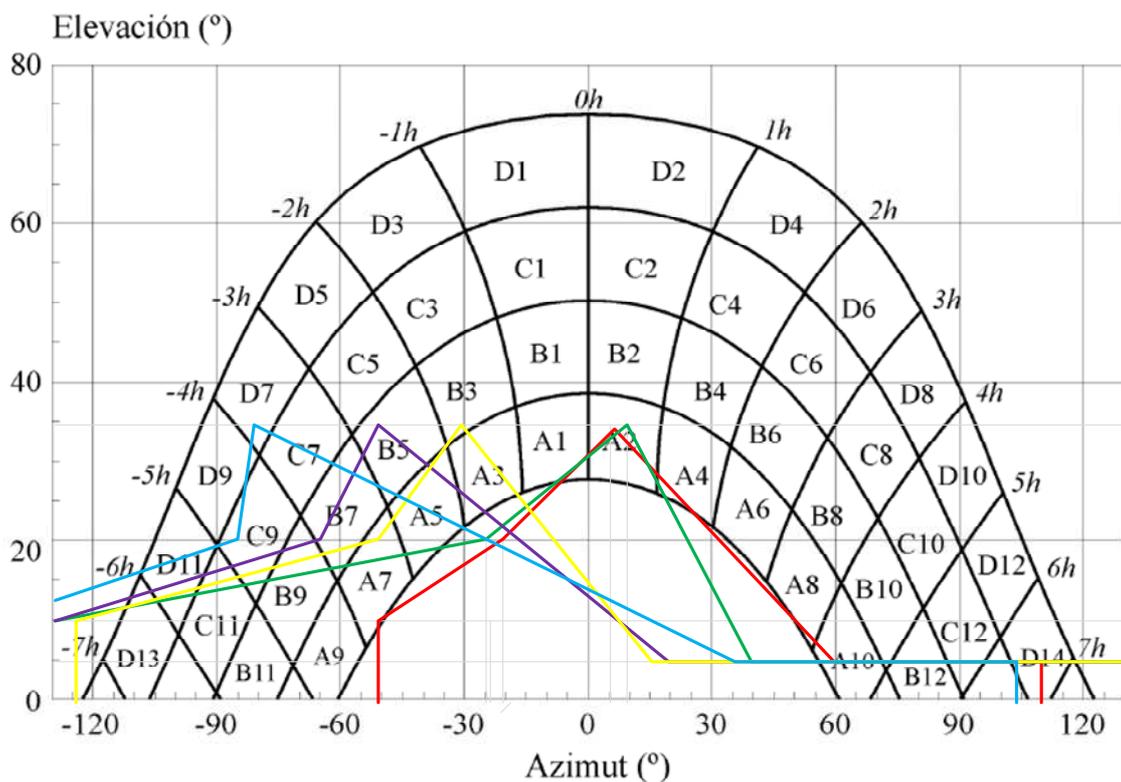


Figura 58: Perfil de obstáculos dibujado sobre el diagrama de trayectorias del sol

La comparación del perfil de obstáculos con el diagrama de trayectorias del sol permite calcular las pérdidas por sombreado de la irradiación solar global que incide sobre la superficie a lo largo de todo el año. Para ello se han de sumar las contribuciones de aquellas porciones que resulten total o parcialmente ocultas por el perfil de obstáculos representado, suponiendo que éste está formado por el área que hay bajo la línea representada. En el caso de ocultación

parcial se utilizará el factor de llenado (fracción oculta respecto del total de la porción) más próximo a los valores: 0,25, 0,50, 0,75 ó 1.

En el PCT del IDAE aparecen una serie de tablas que se refiere a distintas superficies caracterizadas por sus ángulos de inclinación y orientación (β y α , respectivamente). Debe escogerse aquella que resulte más parecida a la superficie en estudio. Los números que figuran en cada casilla se corresponden con el porcentaje de irradiación solar global anual que se perdería si la porción correspondiente resultase interceptada por un obstáculo. La instalación estudiada presenta unos valores de $\alpha=0^\circ$ y $\beta=50^\circ$ aproximándose en mayor medida a la Tabla 40 con $\alpha=0^\circ$ y $\beta=35^\circ$.

Tabla 40: Referencia para el cálculo de pérdidas por sombreado (PCT, 2008).

$\beta = 35^\circ$ $\alpha = 0^\circ$	A	B	C	D
13	0,00	0,00	0,00	0,03
11	0,00	0,01	0,12	0,44
9	0,13	0,41	0,62	1,49
7	1,00	0,95	1,27	2,76
5	1,84	1,50	1,83	3,87
3	2,70	1,88	2,21	4,67
1	3,15	2,12	2,43	5,04
2	3,17	2,12	2,33	4,99
4	2,70	1,89	2,01	4,46
6	1,79	1,51	1,65	3,63
8	0,98	0,99	1,08	2,55
10	0,11	0,42	0,52	1,33
12	0,00	0,02	0,10	0,40
14	0,00	0,00	0,00	0,02

A continuación se calcula el porcentaje de pérdidas por sombras para cada una de las filas de colectores en función del diagrama y de la tabla anterior.

- **PUNTO A (Línea roja)**

$$0.10 \cdot A_1 + 0.5 \cdot A_2 + 0.10 \cdot A_4 + 0.5 \cdot A_{10} + 0.5 \cdot B_{12} + 0.5 \cdot D_{14} + 0.25 \cdot C_{12} \\ = 0.10 \cdot 3.17 + 0.5 \cdot 3.17 + 0.10 \cdot 2.70 + 0.5 \cdot 0.11 + 0.5 \cdot 0.02 + 0.5 \cdot 0.02 + 0.25 \cdot C_{12}$$

Total sobre A= 2,782 %

- **PUNTO B (Línea verde)**

$$D_{13} + 0.25 \cdot D_{11} + 0.75 \cdot C_{11} + 0.10 \cdot C_9 + 0.75 \cdot B_9 + 0.10 \cdot B_7 + 0.75 \cdot A_7 + 0.10 \cdot A_5 + 0.10 \cdot A_1 + 0.5 \cdot A_2 + 0.10 \cdot A_4 + 0.5 \cdot A_{10} + 0.5 \cdot B_{12} + 0.25 \cdot C_{12} + 0.5 \cdot D_{14}$$

Total sobre B= 3,870 %

- **PUNTO C (Línea amarilla)**

$$0.10 \cdot D_{13} + 0.25 \cdot D_{11} + 0.75 \cdot C_{11} + 0.25 \cdot C_9 + 0.75 \cdot B_9 + 0.10 \cdot B_7 + 0.75 \cdot A_7 + 0.75 \cdot A_5 + 0.5 \cdot A_3 + 0.5 \cdot A_1 + 0.5 \cdot B_{12} + 0.25 \cdot C_{12} + 0.5 \cdot D_{14}$$

Total sobre C= 4,337 %

- **PUNTO D (Línea morada)**

$$D_{13} + 0.25 \cdot D_{11} + 0.90 \cdot C_{11} + 0.25 \cdot C_9 + 0.90 \cdot B_9 + 0.5 \cdot B_7 + 0.35 \cdot B_5 + 0.90 \cdot A_5 + 0.10 \cdot A_3 + 0.5 \cdot A_{10} + 0.5 \cdot B_{12} + 0.25 \cdot C_{12} + 0.5 \cdot D_{14}$$

Total sobre D= 3,738 %

- **PUNTO E (Línea azul)**

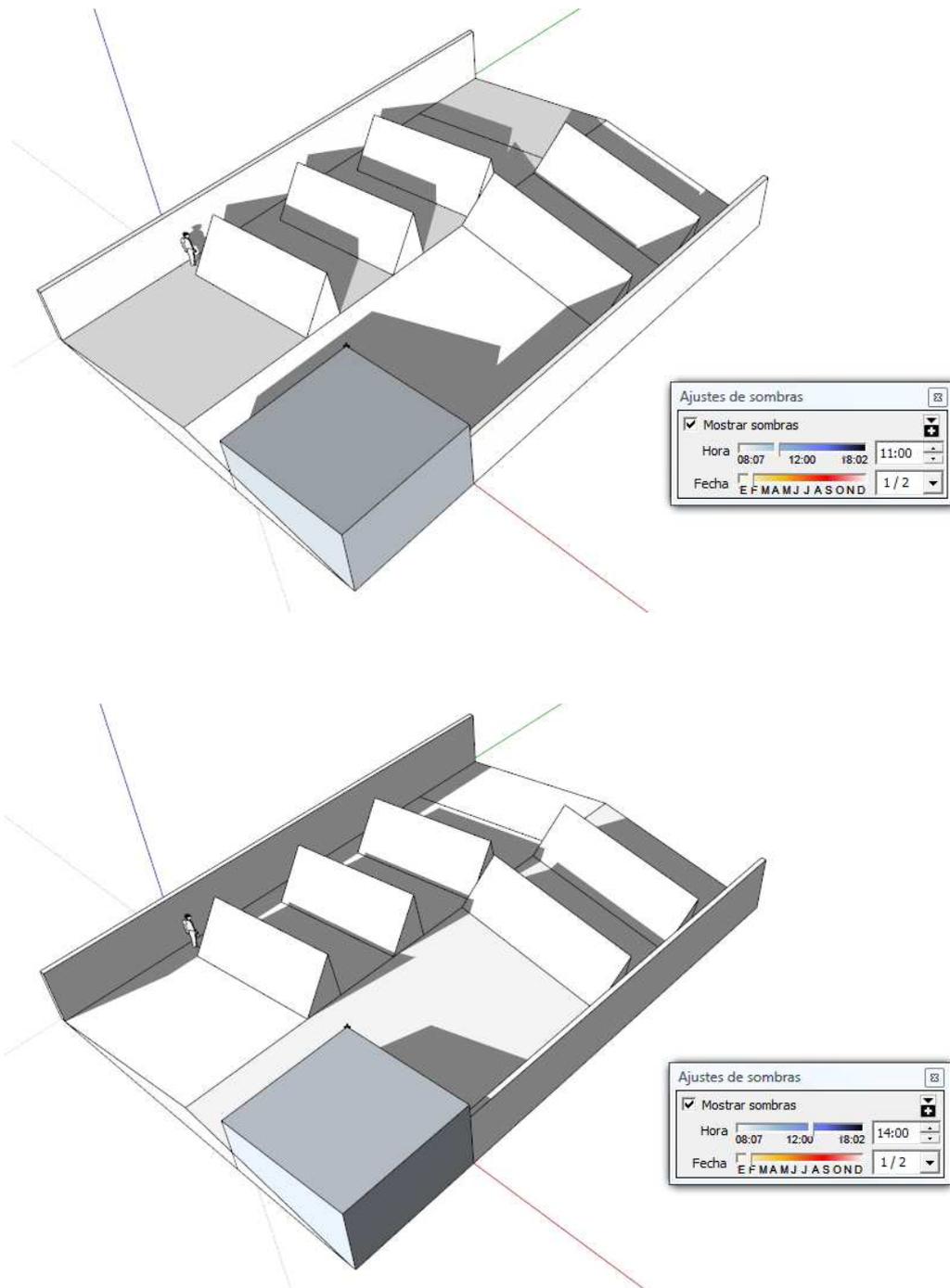
$$D_{13} + 0.5 \cdot D_{11} + 0.75 \cdot C_9 + 0.10 \cdot D_7 + 0.5 \cdot C_7 + 0.75 \cdot B_7 + 0.05 \cdot B_3 + 0.5 \cdot A_5 + 0.5 \cdot A_{10} + 0.5 \cdot B_{12} + 0.25 \cdot C_{12} + 0.50 \cdot D_{14}$$

Total sobre E= 3,420 %

Por lo tanto, en promedio se tendrá unas pérdidas por sombreado en el campo de captación de **3,6 %**, valor que está por debajo del máximo permitido (10%).

Además de los cálculos teóricos de las pérdidas por sombras se han visualizado los sombreamientos generados sobre el campo de captación, haciendo uso de la aplicación informática de acceso libre, **Google SketchUp**, la cual proyecta las sombras generadas por los obstáculos a partir de la geometría. Es una herramienta muy gráfica que permite valorar si el efecto de las sombras es o no significativo, ofreciendo al usuario para posibilidad de introducir el mes y la hora que se desea proyectar. Las sombras son proyectadas de acuerdo a la colocación del sol (SketchUp, 2009).

A modo de ejemplo, se van a mostrar los resultados para el día **1 de Febrero**, a las 11, a las 14 y a las 16 horas (Figura 60).



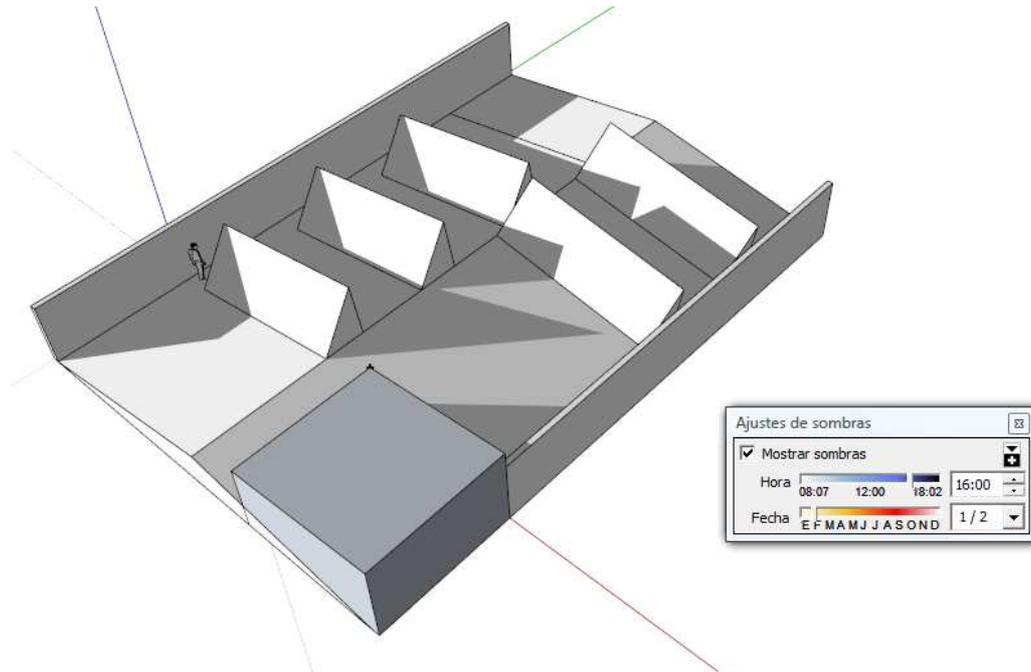


Figura 60: Proyección de sombras (1 de febrero)

La última gráfica muestra las sombras proyectadas el día **21 de diciembre** (imagen izquierda) y el día **21 de junio** (imagen derecha), ambas a las **13 horas**. En ellas se puede ver la diferencia en la altura a la que se encuentra el sol, esto evidencia la necesidad de colocar los colectores a 50º de inclinación sobre la horizontal para favorecer la captación solar durante el invierno.

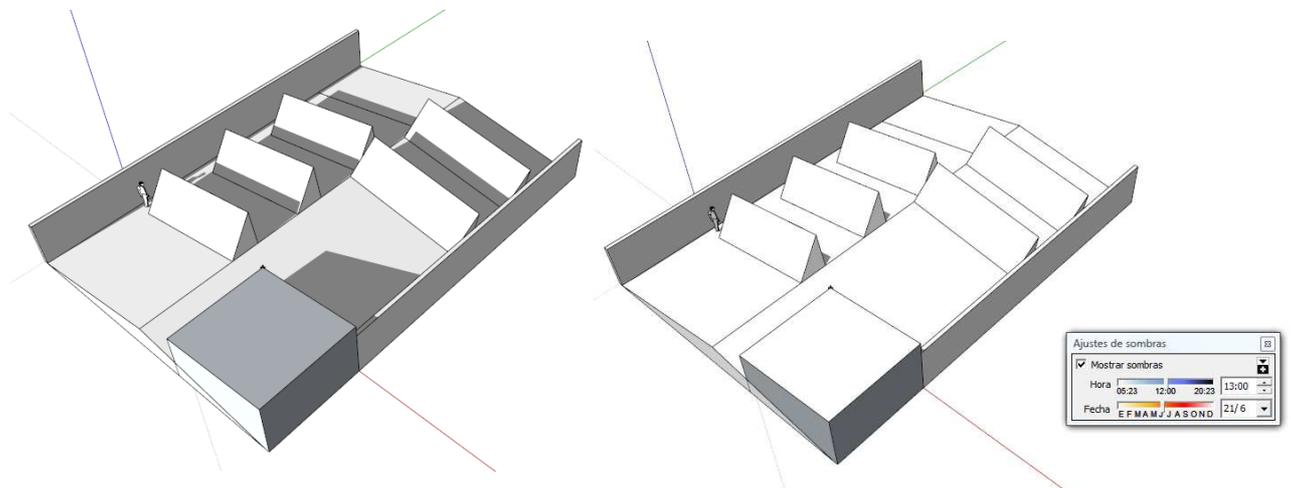


Figura 61: Proyección de sombras (21 diciembre y 21 junio)

Anexo K: Proyecto de instalación

El proyecto de instalación se compone de:

1. Memoria descriptiva y cálculo
 - 1.1 Datos de partida
 - 1.2 Cálculo de la carga de consumo
 - 1.3 Dimensionado de la superficie de captadores
 - 1.4 Dimensionado del volumen de acumulación
 - 1.5 Selección de la configuración básica del proyecto
 - 1.6 Selección del fluido caloportador
 - 1.7 Diseño del sistema de captación
 - 1.8 Diseño del sistema intercambiador-acumulación
 - 1.9 Diseño del circuito hidráulico
 - 1.10 Conexionado y aislamiento
 - 1.11 Sistema de regulación y control
 - 1.12 Elemento disipador
2. Esquemas y planos
 - 2.1 **PLANO 1:** Distribución en cubierta de la instalación solar térmica
 - 2.2 **PLANO 2:** Conexión de los colectores solares
 - 2.3 **PLANO 3:** Esquema de principio de la instalación
3. Presupuesto
4. Estudio de viabilidad económica
5. Manual de uso

1. Memoria descriptiva y cálculo

1.1 Datos de partida

El objeto del proyecto de instalación es el cálculo y dimensionamiento de una instalación solar térmica de baja temperatura que sirva de apoyo al sistema de calefacción existente en el edificio de la Fundación para el Desarrollo de Nuevas Tecnologías del Hidrógeno en Aragón.

El edificio a calefactar tiene una superficie de aproximadamente 1000 m² y actualmente se calienta mediante dos calderas alimentadas por gas propano.

Con la instalación del sistema solar térmico se pretende cubrir un 21% de la demanda de calefacción reduciendo en esta misma cantidad el consumo de propano y las emisiones de CO₂, por lo que se tendrá un edificio más sostenible.

Al no ser un edificio de nueva construcción se encuentran limitaciones en el diseño y la ubicación los diferentes componentes de la instalación, sin embargo, éstas han sido resueltas satisfactoriamente.

Para realizar el dimensionado de la instalación de energía solar térmica se consideran, como condiciones de partida, los siguientes datos climatológicos y energéticos en función de la ubicación del edificio en estudio.

Ciudad	Huesca
Latitud	488
Altitud, m	429 08
Tª mínima en invierno, °C	-5
Tª mínima histórica, °C	-14
Zona climática	III

Los datos de radiación y temperatura media, así como el resto de parámetros necesarios han sido extraídos del Pliego de Condiciones Técnicas (PCT, 2008).

1.2 Cálculo de la carga de consumo

Las necesidades energéticas del edificio han sido calculadas a partir de los datos de reales de consumo, extraídos de las facturas mensuales de gas. Partiendo de los m³ de propano se ha calculado la demanda haciendo uso de las propiedades del combustible, algunas de ellas indicadas también en las facturas.

PCI=11082 kcal/kg Densidad propano=1.99kg/m³ Rendimiento calderas=92%

Tabla 41: Demanda energética de calefacción

	Consumo		Demanda	
	m3	Mcal	MJ	kWh
Enero	966	19599	82061	22795
Febrero	882	17895	74926	20813
Marzo	617	12526	52448	14569
Abril	365	7405	31007	8613
Mayo	81	1643	6881	1911
Junio	0	0	0	0
Julio	0	0	0	0
Agosto	0	0	0	0
Septiembre	0	0	0	0
octubre	165	3348	14017	3894
Noviembre	454	9202	38530	10703
diciembre	907	18402	77049	21403
ANUAL	4437	90021	376918	104700

$$Demanda (Mcal) = m^3 \cdot 1.99 \frac{kg}{m^3} \cdot PCI \left(\frac{kcal}{kg} \right) \cdot 1000$$

Con la instalación solar se pretende cubrir un % de la demanda anual con energía solar, según los cálculos realizados la **cobertura solar** es del **21%**.

1.3 Dimensionado de la superficie de captadores

Para dimensionar la superficie de captadores se ha tenido en cuenta la cobertura solar del sistema, a partir de la cual es posible valorar aproximadamente la rentabilidad económica de la inversión.

En primer lugar, se aplicó el Método f-Chart para diferente número de captadores, considerando múltiplos de cinco, porque éste el número máximo de colectores por fila de acuerdo a las limitaciones de superficie en cubierta y las dimensiones del captador seleccionado.

Se hace una aproximación del coste de la inversión a partir de sus componentes, estimando el resto de partidas. A partir del ahorro de combustible se calcula el periodo de retorno de la inversión que sirve de indicativo de su rentabilidad.

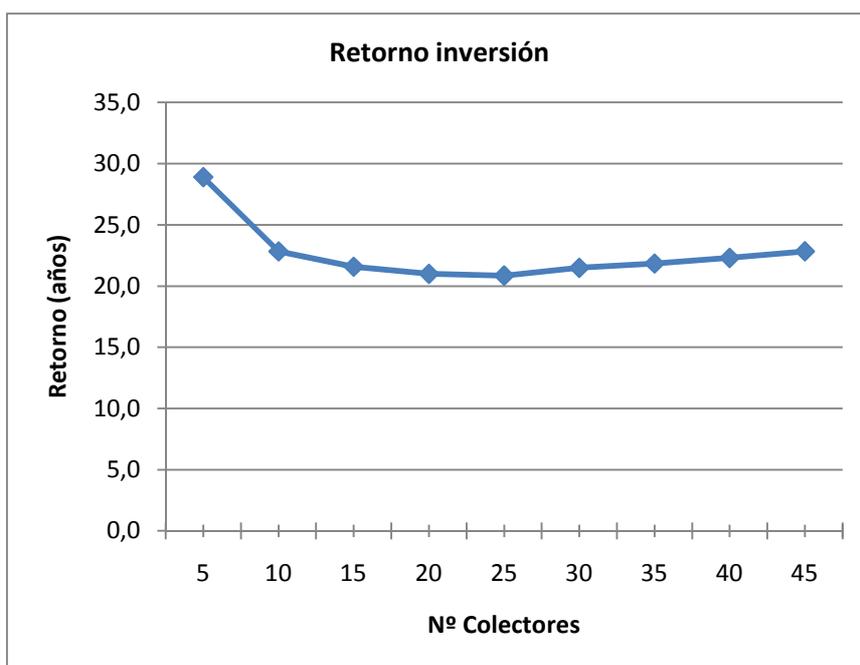


Tabla 42: Estimación de la rentabilidad según el número de colectores

A la vista de los resultados sería conveniente instalar entre 20 y 25 colectores, un número mayor de colectores no estaría justificado debido al aumento de los excedentes no aprovechados. Finalmente, se decide instalar **25 colectores**, adaptándose perfectamente a la superficie disponible en cubierta.

Los resultados del Método f-Chart para el caso seleccionado se muestran en el Anexo E.1.

1.4 Dimensionado del volumen de acumulación

La superficie colectora total es de **64,75 m²**, por lo que se precisa de un volumen de acumulación de **3000 litros**. Para este tipo de instalaciones se recomienda:

$$25 \leq \frac{V \text{ acumulación (litros)}}{S \text{ captación (m}^2\text{)}} \leq 50$$

Como al conectar los colectores en serie se está trabajando con temperaturas más elevadas se ha tomado un ratio próximo a 50 (Censolar, 2004).

1.5 Selección de la configuración básica del proyecto

La instalación presentará las siguientes características:

- Circulación forzada por medio de un electrocirculador.
- Sistema de intercambio de calor en el acumulador solar, minimizando así las pérdidas de calor en el intercambio porque éste se produce en el interior del depósito.
- Circuito primario cerrado, presencia de anticongelante en el fluido caloportador.
- Circuito secundario cerrado, por el circula el agua del circuito de calefacción.
- Conexión serie-paralelo para garantizar temperaturas elevadas en los acumuladores.
- Retorno invertido para favorecer el equilibrado hidráulico de la instalación.

1.6 Selección del fluido caloportador

El fluido caloportador a utilizar en el circuito primario será una mezcla de agua con anticongelante (propilenglicol) para garantizar la protección contra heladas (PCT, 2008). La proporción de anticongelante viene determinada por la temperatura mínima histórica que en el caso de Huesca es de -14°C . La instalación debe estar preparada para soportar una temperatura de hasta -19°C (5°C menos que la mínima histórica). Por lo tanto, el fluido caloportador será una mezcla de agua, con el 40% en peso de propilenglicol como anticongelante.

Las propiedades de la mezcla a una temperatura de 60°C se recogen a continuación. El calor específico es de $0.92 \text{ kcal}/(\text{kg}^{\circ}\text{C})$ y la densidad es de $1.005 \text{ g}/\text{cm}^3$. (Censolar, 2004)

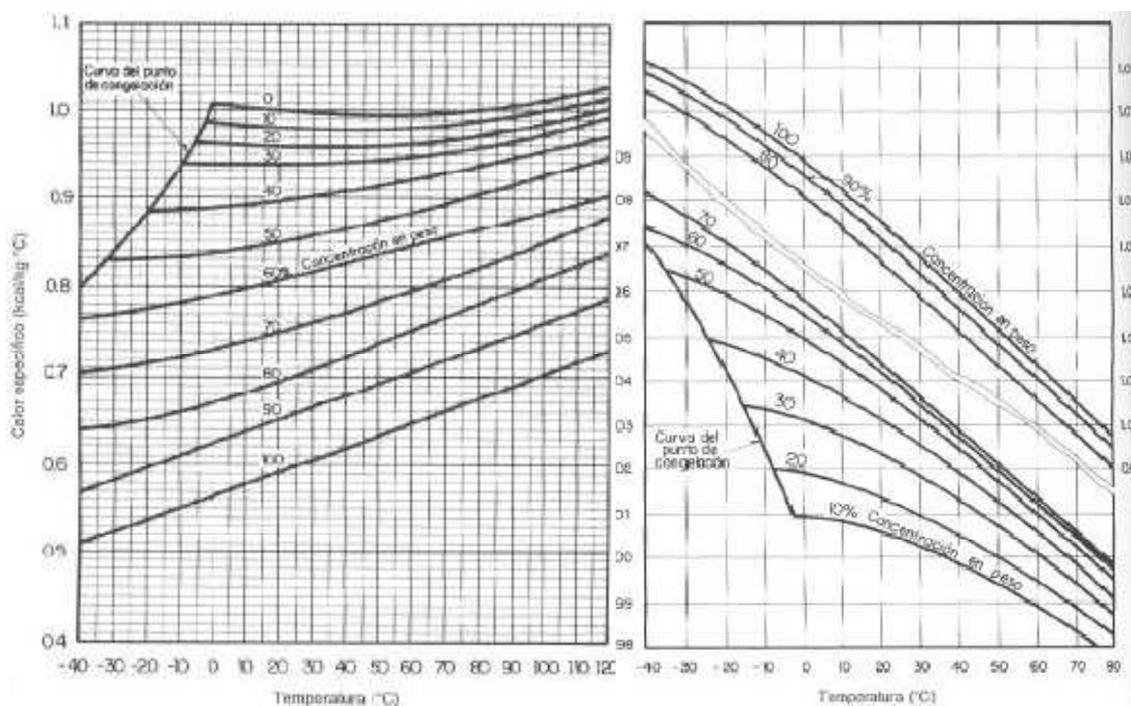


Figura 62: Calor específico y densidad de la mezcla con propilenglicol

1.7 Diseño del sistema de captación

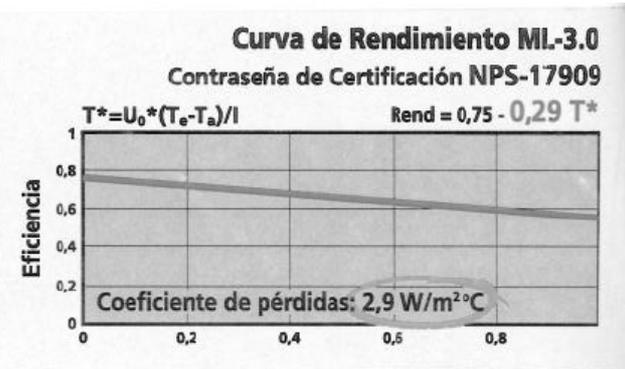
El captador seleccionado es un **colector plano de alta eficiencia**, concretamente el modelo **ML 3.0**, fabricado por la empresa **IMS Calefacción** (Zaragoza) que presenta una curva rendimiento bastante similar a un colector de tubo de vacío.

$$\eta = 0,75 - 2,9 \frac{T_e - T_a}{I}$$

Se ha optado por una configuración serie-paralelo, para garantizar temperaturas más elevadas en el acumulador. Los colectores están distribuidos en cinco baterías unidas en paralelo, cada una consta de **cinco colectores conectados en serie**. En la entrada y salida de las distintas baterías de captadores se instalarán válvulas de cierre para sectorizar y favorecer las tareas de mantenimiento. Así mismo, en la instalación del campo de colectores se dispondrá una válvula de seguridad por fila, con el fin de proteger la instalación. Para favorecer el equilibrado hidráulico entre ramales se diseña un retorno invertido que garantiza el equilibrado del sistema, si fuera preciso se instalarán válvulas de equilibrado.

Las características de los colectores solares se recogen a continuación (se adjunta ficha técnica en el Anexo L).

Tabla 43: Características del sistema de captación

Sistema de Captación			
Caracterización del captador empleado 		Marca y Modelo del Captador	IMS Calefacción Modelo CPC ML3.0
		Factor Óptico	0.75
		Coeficiente global de pérdidas [W/m²K]	2.9
		Área efectiva unitaria [m²]	2.59
		Dimensiones [mm]	2300x1240x77
		Caudal recomendado [l/h]	190
		Número de colectores	25
		Área de colectores [m²]	64.75
		Número de captadores en Serie	5
Orientación de captadores	0º Sur	Inclinación de captadores	50º (optimo)
Ubicación del campo de captadores			
Los colectores van ubicados en la cubierta del edificio, con vertientes inclinadas 10º en dirección Este y Oeste.			
Proyección de sombras sobre captadores (en caso de existir, detállese a continuación)			
Las proyecciones de sombras sobre los captadores han sido analizadas y representan unas pérdidas globales de menos del 9 %, por lo que no son significativas.			

La instalación de los **25 captadores** se efectuará en la cubierta del edificio. Los colectores van anclados en estructuras soporte para 5 colectores ML3.0 de aluminio extrusionado anodizado para su montaje en cubierta inclinada.

Los colectores van ubicados en la cubierta del edificio, la cual presenta una inclinación de 10° en las vertientes este y oeste, los colectores estarán orientados perfectamente al sur con una **inclinación de 50°** respecto a la horizontal, maximizando así la ganancia solar durante el invierno. Se disponen en **5 filas** separadas entre sí un espacio $e \geq D$, que se puede obtener mediante la expresión:

$$D = \frac{h}{\operatorname{tg}(61 - L)}$$

siendo:

h altura total del colector inclinado, más el incremento de cota producida por la estructura de sujeción.

L latitud del lugar

Por tanto, las filas de colectores se encuentran a una distancia de **4 metros**, garantizando así la ausencia de sombras sobre los captadores.

1.8 Diseño del sistema intercambiador-acumulación

El intercambio de calor se va a efectuar en los intercambiadores de calor internos a los acumuladores. Se ha pensado en la serie **CORAL VITRO** con serpentín de alto rendimiento, modelo CV1000-HL, fabricado por la empresa **LAPESA** (Zaragoza), se adjunta ficha técnica en el Anexo L. Los acumuladores van a ir colocados en el cuarto de calderas para facilitar su conexión con las calderas y disminuir la longitud de tuberías, por tanto, debido a las limitaciones impuestas por el edificio hay que instalar **3 acumuladores de 1000 litros** que están preparados para pasar por puertas de hasta 800 mm.

La superficie de intercambio debe estar comprendida entre $1/4$ y $1/3$ de la superficie total colectora (Censolar, 2004), por lo que la superficie total de serpentín debe ser mayor que 16.18 m^2 y menor que 21.58 m^2 . La superficie de intercambio de los tres acumuladores será de $3 \times 6.2 \text{ m}^2 = 18.6 \text{ m}^2$, situándose dentro del rango.

Se instalarán termómetros visibles y de fácil lectura, a la entrada y salida de cada acumulador. Todos los acumuladores estarán dotados de válvulas de corte en todas sus conexiones hidráulicas, de modo que se puedan aislar en operaciones de mantenimiento o reparación.

Tabla 44: Características del sistema de acumulación

Sistema de Acumulación de calefacción		
Volumen de Acumulación solar para ACS	3000	litros
Nº de Acumuladores	3	
Volumen unitario	1000	litros
Tipo de Conexión entre acumuladores	Serie <input type="checkbox"/> Paralelo <input checked="" type="checkbox"/>	
Material de los acumuladores	Acero al carbono vitrificado s/DIN 4753	
Material aislamiento	Espuma rígida de poliuretano compacto inyectado en molde, libre de CFC.	
Espesor aislamiento	500	mm
Protección contra la corrosión	Protección catódica por ánodos de magnesio.	
Tipo de intercambiador	Serpentín interior	
Eficiencia del intercambiador	0.95	
Superficie de Intercambio	$3 \times 6,2 = 18.6$	m ²
Potencia mínima de intercambio $P(W) \geq 500 \cdot A(m^2)$	32,4	kW
Potencia 3/5/8 m ³ /h	149/176/201	kW

1.9 Diseño del circuito hidráulico

En el circuito primario el caudal máximo previsto será de 0.264 l/s, ya que se toma el caudal recomendado por el fabricante (190l/h por cada captador). El tendido de tuberías se configura de retorno invertido en la alimentación de cada fila de colectores, de modo que se obtiene un circuito hidráulicamente equilibrado en su conjunto, en caso de no ser así se instalarán válvulas de equilibrado. Esta misma configuración se utiliza en la alimentación de cada fila de colectores, garantizándose iguales caudales por cada colector.

El circuito primario consta de:

- Tubería de ida (agua caliente) desde el campo de captadores hasta los acumuladores.
- Tubería de retorno (agua fría) desde los acumuladores hasta el campo de captadores.
- Sistema de llenado y vaciado del circuito cerrado.
- Valvulería: válvulas de corte de esfera, válvulas de equilibrado, válvulas de seguridad con dispositivo de vaciado, válvulas antirretorno, válvulas motorizadas de 3 vías y filtros.
- Vasos de expansión.
- Purgadores.
- Elementos de medida (termómetros, manómetros, contadores de calorías, contadores de agua), sondas y actuadores.
- Bomba circuladora.
- Sistema de regulación y control.

1.9.1 Tuberías

El material utilizado para las tuberías será cobre tanto en el circuito primario como en el secundario. La longitud total tubería es de **80 metros**.

El diámetro de las tuberías se calcula a partir de un diámetro inicial que se estima con la siguiente expresión:

$$D = j \cdot C^{0.35}$$

De donde:

- D : Diámetro interno en cm
- C : Caudal en m³/h
- j : 2.2 para tubería metálicas

El caudal total que circula por la instalación es de 950 l/h, es decir 0,950 m³/h. Para la configuración serie-paralelo este se calcula multiplicando el caudal que circula por cada fila de captadores (190 l/h) por el número de filas (cinco).

Sustituyendo el valor del caudal en la expresión anterior resulta:

$$D = 2.2 \cdot 0.950^{0.35} = 2.161\text{cm} \approx 22\text{mm}$$

Se toma el valor normalizado más próximo al diámetro calculado, que en este caso coincide con el estimado de **22 mm**.

A continuación, se comprueba que para el diámetro obtenido se cumplen las siguientes condiciones (PCT, 2008):

- La pérdida de carga por metro lineal de tubo no supere los 40 mm ca.
- La velocidad de circulación del líquido ha de ser inferior a 1.5 m/s.
- La pérdida total de carga en el circuito principal no ha de superar los 7 m ca.

El valor de la pérdida de carga debida al rozamiento y a la velocidad del fluido se obtiene de la gráfica que relaciona las pérdidas por rozamiento en tuberías de cobre en función del caudal. Hay que tener en cuenta que, al ser el fluido caloportador distinto de agua, los resultados obtenidos de esta gráfica hay que modificarlos con un factor corrector igual a la raíz cuarta del cociente entre la viscosidad de la disolución y la del agua a la temperatura considerada (60°C).

$$factor = \sqrt[4]{\frac{0.9}{0.4}} = 1.22$$

Por tanto, la pérdida por rozamiento será el valor obtenido de la Figura 63, 30 mm ca/mm tubo, para un caudal de 0.95 m³/h y un diámetro interior de 22 mm, multiplicado por el factor 1.22. El resultado de la pérdida por rozamiento es 36.6 mm CA , siendo menor del máximo impuesto de 40 mm ca.

Si se optara por un diámetro mayor de **25 mm**, para no tener unos resultados tan ajustados, la pérdida por rozamiento sería 1.22x20 mm ca, es decir 24.4 mm ca.

El hecho de ampliar el diámetro de las tuberías provoca ventajas en la interconexión de los componentes, disminuye la pérdida de carga y por tanto, mejora el funcionamiento de la bomba.

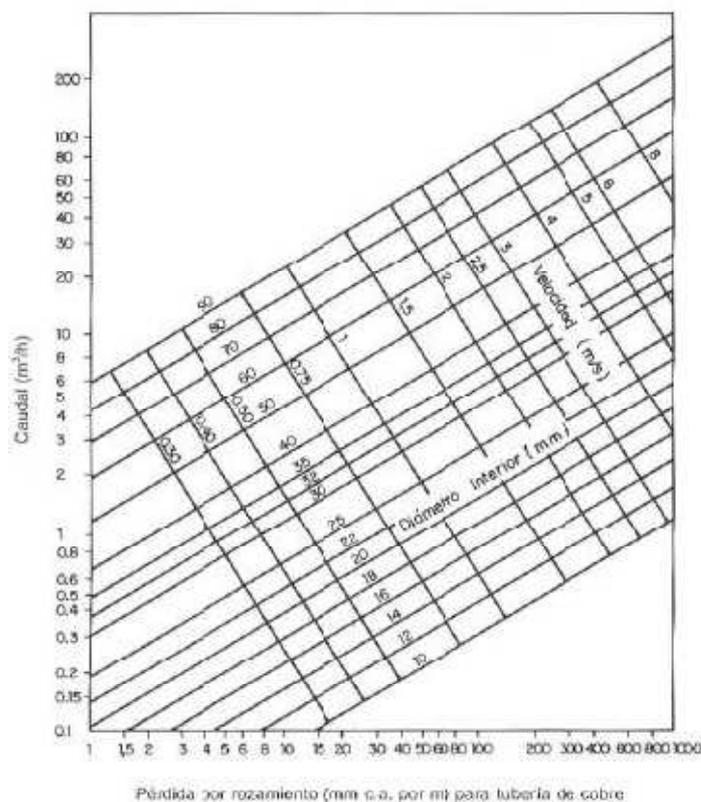


Figura 63: Pérdida por rozamiento para tubería de cobre

La velocidad del fluido para el diámetro interior de 22 mm será 0.69 m/s, menor que la velocidad máxima de 1.5 m/s.

$$v = \frac{C}{S} = \frac{0.95 \text{ m}^3 / \text{h} \cdot 1 \text{ h} / 3600 \text{ s}}{\pi \cdot \left(\frac{22 \text{ mm} / 1000}{2} \right)^2} = 0.69 \text{ m} / \text{s}$$

El diámetro de la tubería se mantiene constante en toda la instalación, a pesar de que el caudal que circula por ella va cambiando según el número de filas a las que alimenta. En toda instalación se deben evitar los cambios de sección para eliminar las pérdidas de carga asociadas.

A continuación, se procede a calcular de forma aproximada la pérdida de carga total en el circuito principal del primario. Para ello se recurre al método de reducir las singularidades del circuito a la longitud equivalente de tubería. Las longitudes equivalentes de cada singularidad se recogen en la Tabla 45.

Tabla 45: Singularidades de la instalación

Cantidad	Singularidad	L _E	Total
11	Derivación en T	2.2	24.2
20	Válvula de bola	1	20
16	Codos de 90°	1.5	24
3	Entrada a depósito	1.5	4.5
3	Salida depósito	1	3
3	Válvula retención de clapeta	10	30

Total singularidades = 105.6

La longitud equivalente correspondiente a las singularidades será de 105.6 m, a lo que hay que sumarle la longitud real de tuberías. Por tanto, la longitud virtual será:

$$L_{\text{virtual}} = L_{\text{real}} + L_E = 80 + 105.6 = 185.6 \text{ m}$$

Teniendo en cuenta que la pérdida de carga por metro lineal de tubería es de 36.6 mm ca (Di=22 mm) o 24.4 mm ca (Di=25mm), se calcula la pérdida de carga total.

$$\Delta H = 185.6 \text{ m} \cdot 36.6 \text{ mmca} / \text{m} = 6793 \text{ mmca} = 6.8 \text{ mca}$$

$$\Delta H = 185.6 \text{ m} \cdot 24.4 \text{ mmca} / \text{m} = 4529 \text{ mmca} = 4.5 \text{ mca}$$

Luego este valor también se encuentra dentro de los límites tolerables de hasta 7 m ca.

1.9.2 Bomba de circulación

Para calcular la potencia aproximada de la bomba, que es la necesaria para vencer la pérdida de carga de la instalación, se utiliza la siguiente expresión:

$$P = C \cdot \Delta p$$

donde:

P : Potencia eléctrica (W)

C : Caudal (m^3/s)

Δp : Pérdida de carga de la instalación (N/m^2)

Para realizar el cálculo de la bomba hay que considerar también la pérdida de carga en los colectores y en los intercambiadores de calor, que son datos facilitados por los fabricantes.

En el caso de los colectores, el fabricante proporciona un el dato de 16 mm ca con el caudal recomendado. Cada fila de colectores tendrá una pérdida de carga de 80 mm ca y el conjunto de las filas conectadas en paralelo se obtiene con la siguiente expresión:

$$\Delta P_T = \frac{\Delta P \cdot N \cdot (N + 1)}{4}$$

siendo:

ΔP_T : Pérdida de carga del grupo

ΔP : Pérdida de carga de un panel

N : Número de colectores (o filas en paralelo)

Por tanto, la pérdida de carga del grupo de **colectores** será **600 mm ca**.

Además, en los **intercambiadores** de calor se produce una pérdida de carga de **1.5 mca**.

La pérdida de carga total de la instalación será de 6.6 mca.

$$\Delta P = 4.5mca + 0.6mca + 1.5mca = 6.6mca$$

Se va a calcular la bomba con el valor máximo recomendado de 7 mca para compensar las estimaciones que se hayan hecho. Recordemos que el caudal obtenido era 0.95 m³/h, es decir, $2.64 \cdot 10^{-4} m^3/seg$ y 7 mca son 68600N/m². Se calcula la potencia teórica de la electrobomba con los datos anteriores.

$$P = C \cdot \Delta P = 2.64 \cdot 10^{-4} m^3 / s \cdot 68600 N / m^2 = 18.11 W \approx 19 W$$

Si se considera que el rendimiento del electrocirculador será del 25%, se tiene una potencia nominal de 76W.

A partir de los cálculos anteriores se selecciona la bomba de la marca **Grundfos modelo UPS Solar 25-120 180**, curva característica se muestra en la Figura 64, siendo capaz de vencer las pérdidas de carga para el caudal de la instalación (Grundfos, 2009).

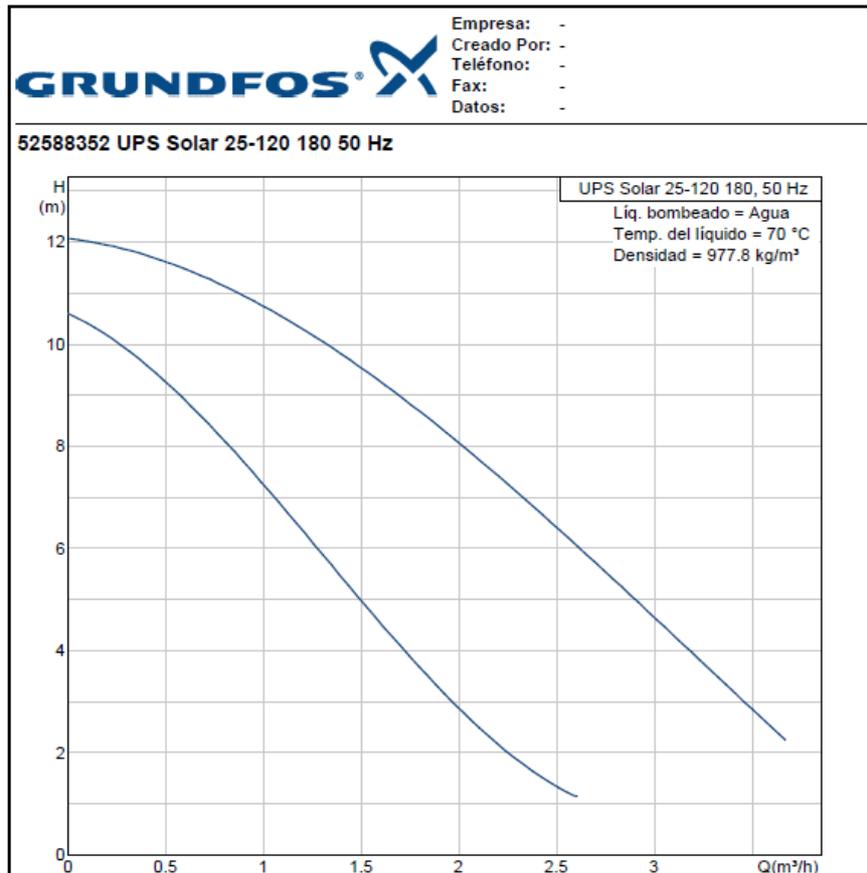


Figura 64: Bomba Grundfos UPS Solar 25-120 180

La bomba debe ir colocada preferentemente detrás de los acumuladores, ya que a la salida de éstos se tienen menores temperaturas y además ya se ha producido la caída de presión que en ellos tiene lugar, mejorando así el funcionamiento de la bomba. Además se intentará colocar lejos de los colectores, porque sus elevadas temperaturas podrían afectar a los materiales de la bomba (Grundfos, 2009).

Entre las tomas de aspiración e impulsión del electrocirculador se colocará un manómetro con dos válvulas de cierre (manómetro en bypass) con el fin de poder medir la pérdida de carga del circuito.

Conjuntamente con el circulador será necesario dotar a la instalación hidráulica de elementos como: tuberías de conducción, fluido caloportador para el circuito primario, aislamiento térmico, compensadores de dilatación, vasos de expansión, acumuladores de calor, válvulas de llenado, válvulas de desagüe, válvulas de seguridad y otra valvulería diversa; así mismo se instalarán elementos de medida como termómetros y manómetros, y contador de calorías en el circuito secundario de distribución de agua caliente.

1.9.3 Vaso de expansión

En el circuito primario se instalará un vaso de expansión cerrado con el propósito de absorber las dilataciones del fluido en el circuito primario, este sistema protege a la instalación frente a incrementos de presión causados por aumento de temperatura. La capacidad del depósito de expansión se calcula a partir de la expresión (PCT, 2008):

$$V = V_T(0.2 + 0.01h)$$

donde:

V : Capacidad del vaso de expansión

V_T : Capacidad total del circuito primario

h : Diferencia de altura en metros entre el punto más alto de campo de colectores y el depósito de expansión

A continuación, se va a calcular la capacidad total del circuito primario, para ello se tiene en cuenta la capacidad de los 60 m de tubería de diámetro interior 25 mm, la capacidad de los 25 colectores y la capacidad de los intercambiadores integrados en los acumuladores.

- Volumen de las tuberías:

$$V = S \cdot L = \pi \cdot r^2 \cdot L = \pi \cdot \left(\frac{25/1000}{2} \right)^2 \cdot 80m = 0.0393m^3 = 39.3l \approx 39 \text{ litros}$$

- Volumen de los colectores:

$$25 \text{ colectores} \times 1.67 \text{ litros/colector} = 41.75 \text{ l} \approx 42 \text{ litros}$$

- Volumen de los intercambiadores de calor:

La capacidad de un serpentín estándar es de unos 10 litros, como el acumulador seleccionado tiene el doble de superficie de intercambio, se estima una capacidad del serpentín del doble. Es decir, 20 litros X 3 acumuladores = 60 litros

Por tanto, la capacidad total del circuito primario V_T es de 141 litros y h se estima en 2 metros. Con esto, se obtiene una capacidad del vaso de expansión de 31 litros como mínimo. La capacidad del depósito de expansión se suele sobredimensionar en la realidad, por lo que se selecciona un vaso de expansión de **50 litros**.

El vaso de expansión se coloca antes de la entrada a los colectores, en la parte más fría de la instalación e irá ubicado en el cuarto de calderas.

Asimismo, se necesita otro vaso de expansión en el secundario de la instalación que en este caso es suficiente con el que hay instalado en el sistema de calefacción.

1.9.4 Purgadores y desaireadores

La instalación dispondrá de un sistema de purga de aire en la parte más elevada de la batería de colectores. El volumen útil del botellín de desaireación será de 15 cm³ por cada m² de captación, lo que equivale a un total de 971.25 cm². Se dispondrá de un botellín de desaireación por cada fila de colectores, por lo que se instalarán 5 purgadores de 200 cm² cada uno a la salida de cada fila de cinco colectores en serie.

1.10 Conexionado y aislamiento

El aislamiento térmico de tuberías y otros elementos del circuito primario será de espuma elastométrica, con espesor mínimo de 20 mm en tramos interiores y de 30 mm en tramos exteriores (PCT, 2008).

El circuito hidráulico cumplirá las siguientes condiciones:

- La conexión de entrada al acumulador del agua calentada por los colectores irá a una altura comprendida entre el 50% y el 75% de la altura total, y salida del agua fría de vuelta a los colectores estará en la parte inferior.
- La longitud de tuberías será lo más corta posible para reducir las pérdidas térmicas y los trazados horizontales de tubería tendrán una pendiente mínima del 1% en el sentido de circulación.
- Trazado de tuberías con retorno invertido para garantizar que el caudal se distribuya uniformemente entre los captadores.
- Bomba de circulación en línea, en la zona más fría del circuito y en tramo de tubería vertical.
- El vaso de expansión se conectará en impulsión de la bomba.
- Se montarán válvulas de corte para facilitar la sustitución o reparación de componentes sin necesidad de realizar el vaciado completo de la instalación. Estas válvulas independizarán baterías de captadores, acumuladores y bomba.
- El circuito irá provisto de válvulas de seguridad taradas a una presión que garantice que en ningún punto del circuito se supere la presión máxima de trabajo de los componentes.
- A la salida del acumulador, en la conexión hacia calderas, se instalará una válvula antirretorno, una válvula de seguridad y otra válvula actuando como llave de paso.
- Se instalarán válvulas de corte a la entrada de agua fría y salida de agua caliente de los depósitos de acumulación solar.
- En la entrada de cada fila de colectores habrá una válvula de seguridad y una llave de paso. En los puntos altos de la salida de baterías de captadores se colocarán sistemas de purga constituidos por botellines de desaireación y purgador manual o automático, junto a una válvula de seguridad y otra llave de paso, así como los elementos necesarios de medida.
- Se colocarán sistemas antirretorno para evitar la circulación inversa y en la entrada de agua fría del acumulador solar.
- El circuito incorporará un sistema de llenado manual que permitirá llenar y mantener presurizado el circuito.
- Se instalarán válvulas que permitan el vaciado total o parcial de la instalación.
- En cada zona de la batería de captadores en la que se hayan situado válvulas de corte se instalarán válvulas de seguridad.
- Las tuberías y accesorios se aislarán y protegerán con materiales que cumplan las normas especificadas.

1.11 Sistema de regulación y control

El diseño del sistema de control asegurará el correcto funcionamiento de la instalación, procurando obtener un buen aprovechamiento de la energía solar captada y asegurando un uso adecuado de la energía auxiliar.

El sistema de regulación y control comprende los siguientes sistemas:

- Control de funcionamiento del circuito primario y circuito de calefacción.
- Sistemas de protección y seguridad de la instalación contra sobrecalentamientos y heladas.

Está formado por un sistema de regulación y control que debe actuar sobre el funcionamiento de las bombas de circulación, activación del sistema antiheladas y control de la temperatura máxima en los acumuladores. Una red de control de una instalación solar térmica debe disponer de multitud de sensores y actuadores para recoger todos los datos relevantes, con el objeto de conocer el estado de los equipos en cada momento y operar sobre ellos. En función de las señales medidas por los sensores se producirán unas actuaciones sobre válvulas de 2 y 3 vías, bomba de impulsión, y arranque y paro de todos los equipos.

La regulación del circuito primario se realiza mediante un control diferencial de temperatura que compara la temperatura a la salida de los colectores con la existente en la parte baja de los acumuladores. Cuando la primera sea mayor que la última en una cantidad fijada por el regulador, éste ordenará a la bomba que se ponga en marcha. Es preciso ajustar la diferencia de temperaturas de tal manera que en ningún caso pueda disiparse el calor del acumulador a través del colector, exigiendo que la temperatura en el colector sea varios grados mayor que en el acumulador para que se ponga en marcha de bomba del primario. Es aconsejable utilizar un diferencial mínimo de 6°C. Según el PCT del IDAE, el sistema de control actuará y estará ajustado de manera que las bombas no estén en marcha cuando la diferencia de temperaturas sea menor de 2°C y no estén paradas cuando la diferencia sea mayor de 7°C. La diferencia de temperaturas entre los puntos de arranque y de parada de termostato diferencial no será menor de 2°C (PCT, 2008).

Un posible modo de operación de la bomba del circuito primario se muestra en la Tabla 46.

Tabla 46: Regulación de la bomba del circuito primario

MARCHA	PARO
$(T_{\text{colector}} - T_{\text{parte baja acumulador}}) \geq 6^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{parte alta acumulador}} \leq 60^{\circ}\text{C}$	$(T_{\text{colector}} - T_{\text{parte baja acumulador}}) \leq 2^{\circ}\text{C}$ $T_{\text{parte alta acumulador}} \geq 60^{\circ}\text{C}$

Por otro lado, el agua caliente que vuelve del circuito de calefacción es dirigida mediante una válvula de 3 vías motorizada controlada también por el regulador. Si la temperatura del agua de retorno de calefacción es superior a la temperatura del acumulador, el agua de retorno se impulsa directamente a calderas, donde se producirá un calentamiento adicional hasta la temperatura de consigna, para después impulsarla al circuito de calefacción. Por el contrario, cuando la temperatura de retorno es inferior a la del acumulador, el agua de retorno se introduce al acumulador, que al enfriarse favorece nuevamente la aportación solar.

Las instalaciones mayores de 20 m², además de los aparatos de medida de presión (absoluta y diferencial) y temperatura que permitan su correcta operación deben disponer al menos de un sistema analógico de medida local y registro de datos que indique como mínimo las siguientes variables: temperatura de salida del acumulador solar, temperatura de retorno de calefacción, temperatura máxima del campo de colectores y caudales de la instalación. Además el tratamiento de los datos medidos debe permitir obtener la energía solar térmica acumulada a lo largo del tiempo.

El **cuadro eléctrico** más básico estaría compuesto por:

- Termostato diferencial electrónico, con sondas de temperatura para captación y acumulación que actuarán sobre las bombas de circulación, una sonda exterior que activa el sistema antiheladas y sondas que controlan la temperatura de retorno y de acumulación activando la válvula de tres vías de forma adecuada.
- Un lector digital de temperaturas y un sistema que permita almacenar los datos para su tratamiento posterior.
- Grupo de protección, con relés y contactores para la bomba.

1.12 Elemento disipador

Como en principio, la instalación proyectada va a ser utilizada solamente como apoyo al sistema de calefacción, hay que prever la instalación de elementos que garanticen la disipación del excedente de calor. El sistema disipador de calor tendrá una potencia de 30 kW y será de tipo aerotermo o disipador por gravedad. Durante el verano se prevé el tapado total de los colectores.

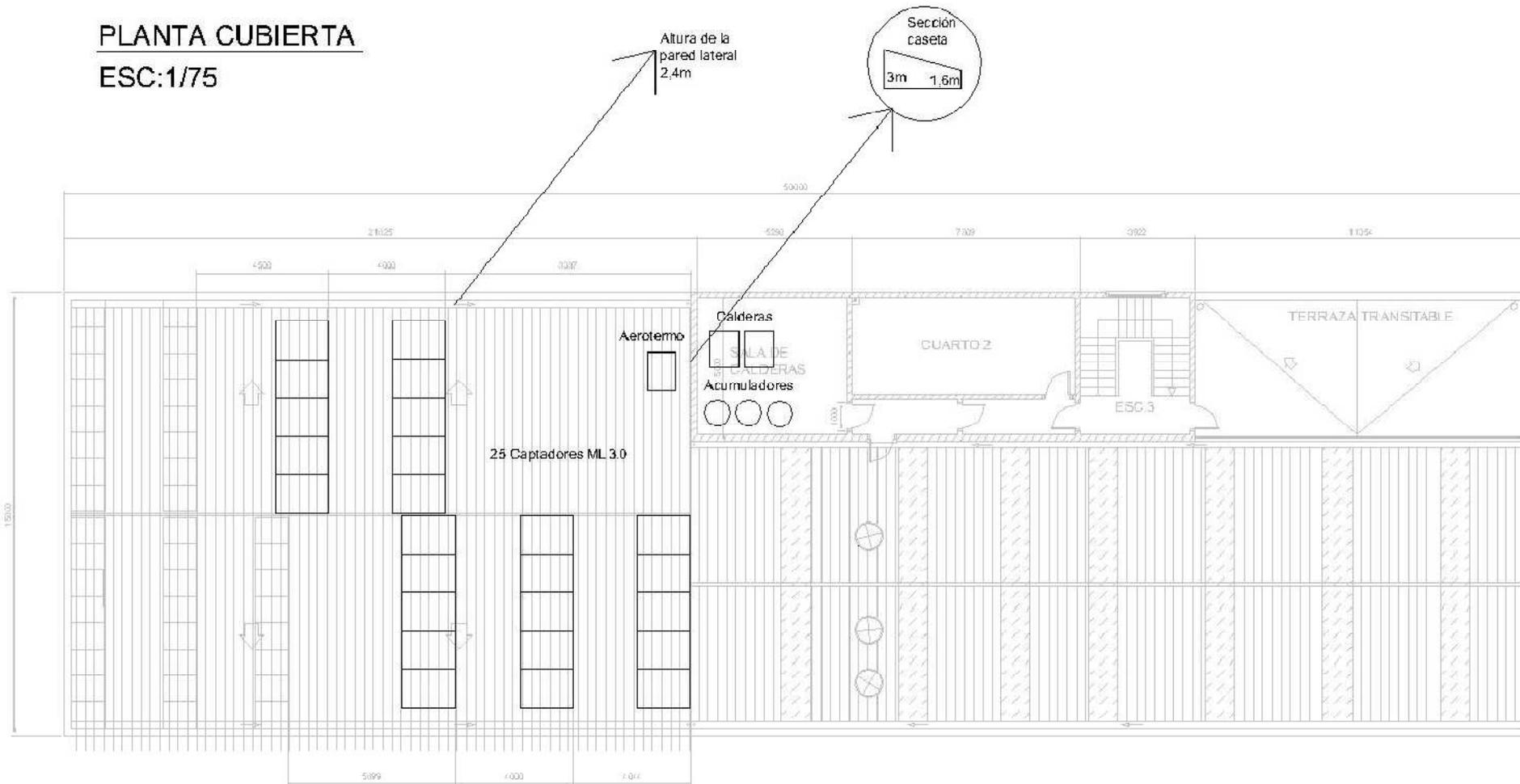
2. Esquemas y planos

En este apartado se recogen los planos principales de la instalación:

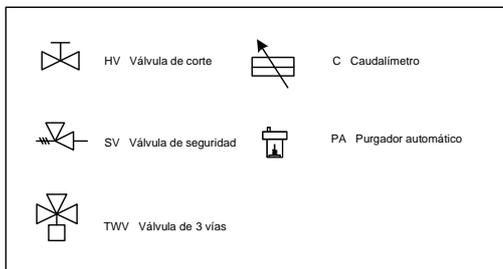
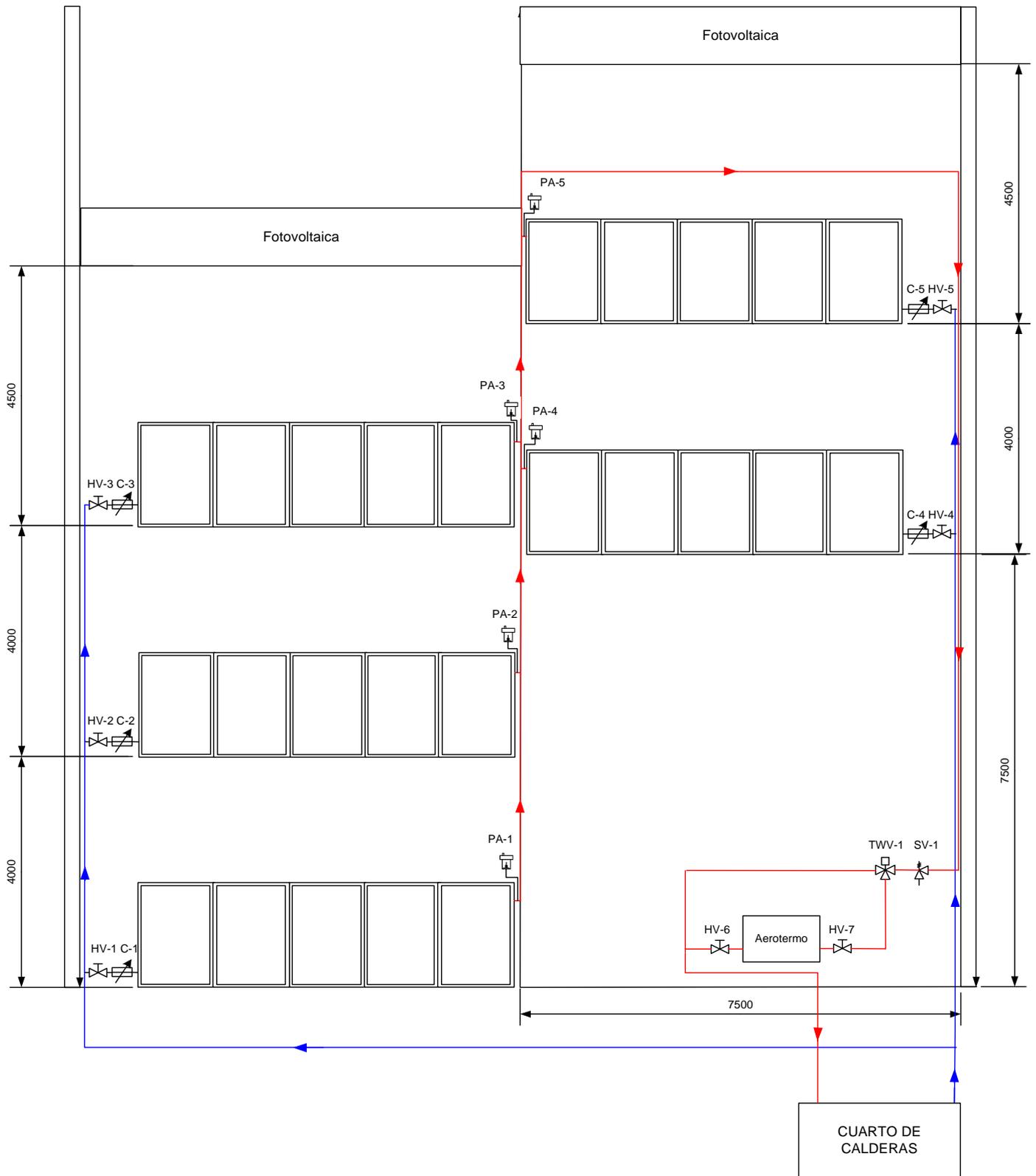
- **PLANO 1:** Distribución en cubierta de la instalación solar térmica. Ubicación de los principales equipos: captadores, aerotermo, acumuladores y calderas.
- **PLANO 2:** Conexión de los colectores solares. Configuración en retorno invertido: el tubo de retorno parte de la bancada más cercana y va recogiendo el agua de las distintas bancadas. El recorrido del agua es similar para todas las bancadas.
- **PLANO 3:** Esquema de principio de la instalación. Esquema hidráulico y conexión de componentes. El acumulador simboliza el sistema de acumulación que está constituido por 3 acumuladores de 1000 litros en paralelo.

SEDE FUNDACIÓN DEL HIDRÓGENO DE ARAGÓN

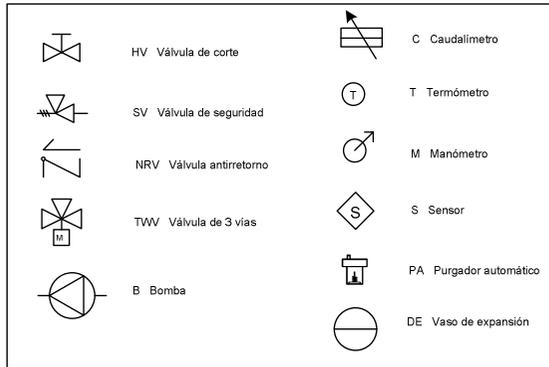
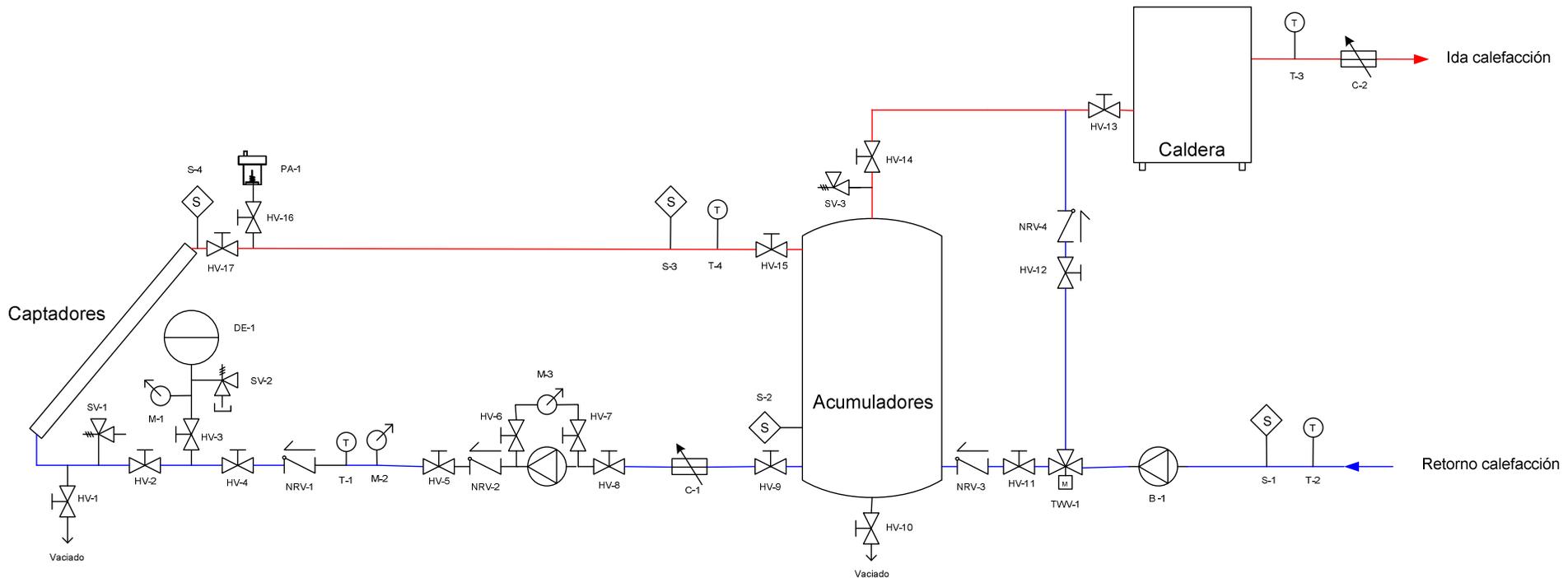
PLANTA CUBIERTA ESC:1/75



FECHA:	DESCRIPCIÓN:	REVISIÓN:
30/11/2009	Distribución en cubierta solar térmica.	
PROYECTO:		
Integración de una instalación solar térmica con un sistema de calefacción existente		
PLANO Nº:	TÍTULO PLANO:	ESCALA:
1	INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA	1/75
		DRAWING: No-nam, Mx-bello
		FECHA: 30/11/2009
		COMPROBADO: No-nam, Mx-bello



FECHA: 3/12/2009	DESCRIPCIÓN: Conexión colectores solares	REVISIÓN:
PROYECTO Integración de una instalación solar térmica con el sistema de calefacción existente		
PLANO Nº: 2	TÍTULO PLANO: CONEXIÓN COLECTORES SOLARES	
		ESCALA: -
		DIBUJADO: Moreno, Natalia
		FECHA: 3/12/2009
		COMPROBADO: Moreno, Natalia



FECHA: 5/12/2009	DESCRIPCIÓN: Esquema hidráulico de la instalación	REVISIÓN:
PROYECTO Integración de una instalación solar térmica con un sistema de calefacción existente		
PLANO N.º: 3	TÍTULO PLANO: ESQUEMA DE PRINCIPIO	
		ESCALA: -
		DIBUJADO: Moreno, Natalia
		FECHA: 5/12/2009
		COMPROBADO: Moreno, Natalia

3. Presupuesto

El presupuesto desglosado de las diferentes partidas de la instalación se detalla a continuación. Hay que señalar que el presupuesto no incluye el IVA.

	Ud.	PVP	Importe total
Partida 1.1 Colectores solares			
Colector solar térmico CPC ML3.0, de 2,59 m ² . Absorbedor Cobre - Tinox Selectivo alto rendimiento. Base Aluminio Anodizado con fijaciones Inox. Cristal templado de alta transmitancia 4 mm. Presión máx de trabajo 10 bares. Rendimiento óptico: 0,75; coeficiente de pérdidas 2,9 W/m ² K.	25	794,42 €	19.860 €
Partida 1.2 Estructura anclaje colectores			
Estructura soporte para 5 captadores ML3.0 de aluminio extrusionado anodizado para su montaje en cubierta inclinada.	5	352 €	1.760 €
Partida 1.3 Acumuladores solares			
Acumulador solar marca Lapesa de 1000L de capacidad, serie Coral Vitro, modelo CV1000-HL. Depósito de acero vitrificado. Incorpora un serpentín de intercambio de 6,2 m ² de superficie. Calorifugado con espuma rígida de poliuretano compacto inyectado en molde, libre de CFC, espesor de 50 mm y coeficiente de transmisión térmica de 0,02 W/mK. Presión máxima de trabajo 8Kg/cm ² .	3	2.300 €	6.900 €
Partida 1.4 Centralita de control			
Centralita de control DeltaSol M, marca Tasol con monitorización iluminada. 7 esquemas básicos de control, programable mediante PC (RS232). Visualización de sistema, de balance de calor y hasta 12 entradas de sonda. 9 relés de salida. Control de 4 bombas con velocidad regulable.	1	500 €	500 €
Partida 1.5 Bomba solar primario			
Bomba de impulsión del circuito primario marca Grundfos. Serie UPS Solar 25-120 180, conexión a 230 V. Potencia máxima absorbida de 230 W. Altura de impulsión máxima:12 m.c.a. Caudal máximo: 3,5 m ³ /h	1	650 €	650 €
Partida 1.6 Fluido caloportador			
Fluido caloportador: mezcla de agua con 40% de propilenglicol	40	3,4	140 €
Partida 1.7 Depósito de expansión			
Depósito de expansión de 50L marca Zilmet con presión de trabajo máxima de 10 bar y temperatura de -10/99°C	1	150 €	150 €
Partida 1.8 Disipación			
Aerotermino disipador dinámico mediante circulación de aire. Potencia nominal de 24 kW con disipación térmica	1	1.000 €	1.000 €
Partida 1.9 Valvulería y tubería			
Válvulas de seguridad para cicuitos primario y secundarios, válvulas de corte, válvulas reductoras de presión,...	-	4.000 €	4.000 €
Partida 1.10 Mano de obra			
Transporte, montaje, puesta en marcha y verificación	-	5.000 €	5.000 €
		TOTAL	39.960 €

4. Estudio de viabilidad económica

El coste total de la instalación es de aproximadamente 40.000 €, del cual un 30% estará subvencionado. Por tanto, el coste final se reduce a **28.000 €**.

A continuación se va a calcular la rentabilidad de la inversión a partir de una serie parámetros económicos indicativos: VAN, TIR, Periodo de retorno e Índice Coste-Beneficio ICB.

Para el cálculo de la rentabilidad se ha considerado una tasa de actualización del capital del **5%** y un aumento anual del precio del propano del **10 %**, según datos de la evolución del precio del combustible. Hay que señalar que no se está teniendo en cuenta ningún coste por emitir CO₂, como ocurre en otros países europeos. La inversión señalada sólo se recupera a partir del ahorro anual de combustible, el cual es de **1.400 €** y cuyo cálculo se obtiene de la cobertura del sistema solar. La vida útil de la instalación se estima en 20 años (Censolar, 2004).

La Tabla 47 recoge el cálculo de los flujos de caja actualizados al momento actual y el cálculo de algunos parámetros económicos.

Tabla 47: Cálculo de la rentabilidad de la inversión

Incremento precio	10%	Tasa actualización				5%						
Año	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Ahorro	0	1540	1694	1863	2050	2255	2480	2728	3001	3301	3631	
Flujo caja actualizado t=0	0	1467	1537	1610	1686	1767	1851	1939	2031	2128	2229	
VAN	19294											
PR	28000	26533	24997	23387	21701	19934	18083	16145	14113	11985	9756	
ICB	1,7											
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20		
	3994	4394	4833	5316	5848	6433	7076	7784	8562	9418		
	2335	2447	2563	2685	2813	2947	3087	3234	3388	3550		
	7421	4974	2411	-274	-3087	-6034	-9122	-12356	-15744	-19294		

El Valor Actual Neto de la inversión es de **19.294 €**, cantidad que representa el valor presente de los flujos de caja futuros originados por la inversión durante su vida útil. El Índice Coste-Beneficio de **1,7** indica que por cada unidad monetaria invertida se generan 1,7 unidades monetarias.

El periodo de retorno de la inversión es de **14 años**, indicando que se habrá amortizado el coste de la instalación en un plazo inferior a su vida útil, momento a partir del cual se empezarán a generar ingresos. La Figura 65 representa el capital pendiente de amortizar a lo largo de la vida útil, mostrando el instante en el que se recupera la inversión.

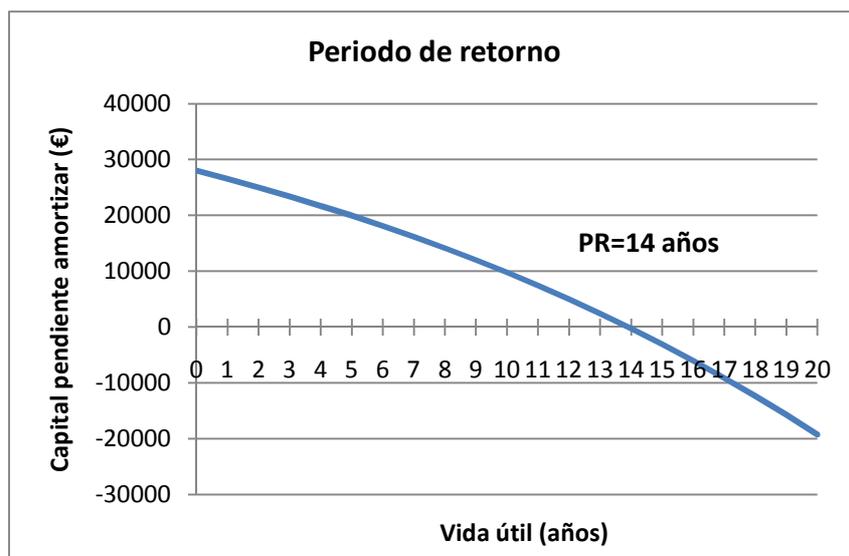


Figura 65: Periodo de retorno de la inversión

El TIR de la inversión o Tasa Interna de Rendimiento es del **10 %**, siendo el valor de la tasa de actualización del capital que haría que el VAN fuera igual a cero (Figura 66).

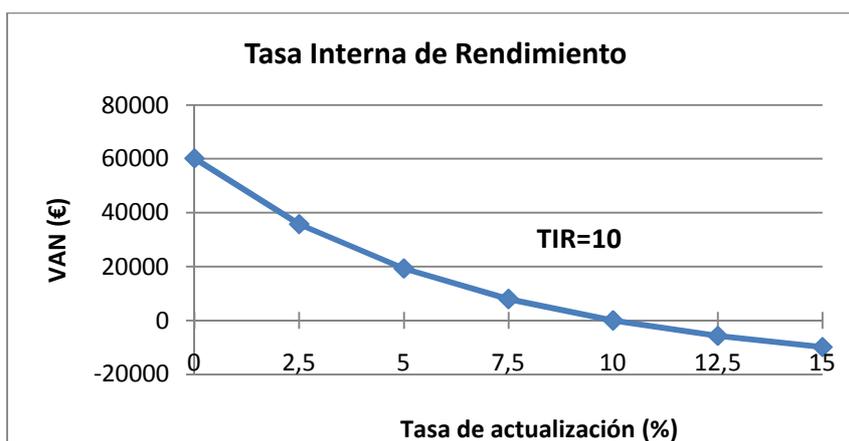


Figura 66: Tasa interna de rendimiento

Se va a hacer un análisis de sensibilidad con los parámetros que más afectan a la rentabilidad de la inversión. En principio, lo más sensible es el incremento anual del precio del combustible que se ve afectado por las fluctuaciones del precio del petróleo, por lo tanto es una variable difícil de estimar. La Tabla 48 y Figura 67 muestran los indicadores económicos de la rentabilidad:

Tabla 48: Análisis de sensibilidad

% Δ Precio	VAN	TIR	PR	ICB
4	-2638	4,5	22	0,9
6	2976	6,5	18	1,1
8	10136	8,5	15,5	1,4
10	19294	10	14	1,7
12	31037	12	12,5	2,1

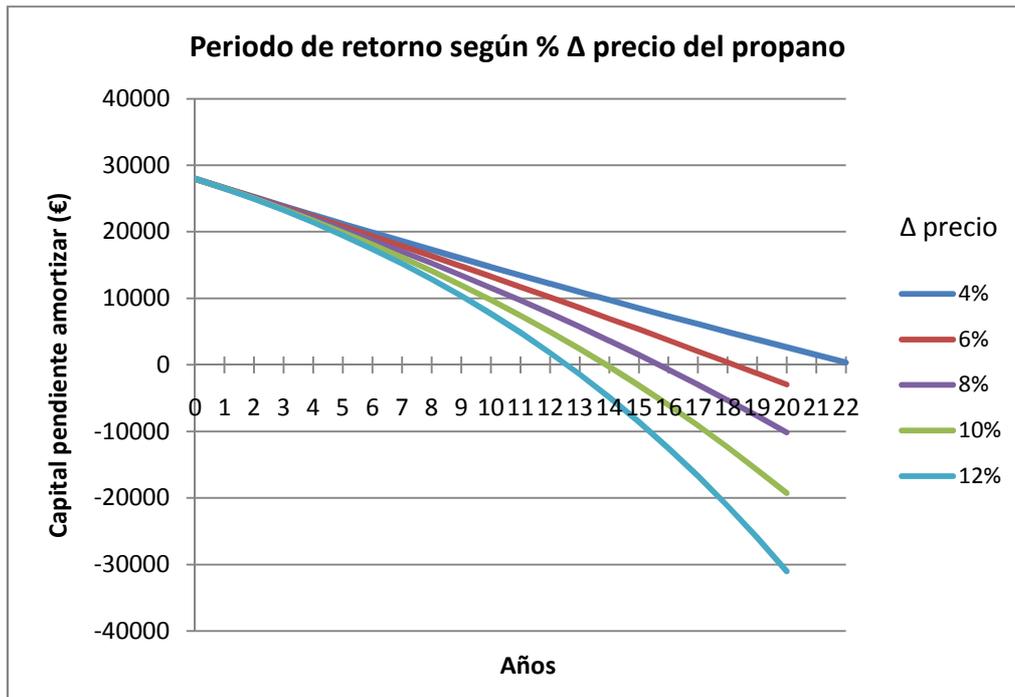


Figura 67: Retorno de la inversión según el precio del combustible

A la vista de los resultados, se observa que el periodo de retorno la inversión es muy sensible al incremento anual del precio del combustible, que de entrada es una variable desconocida y difícil de estimar.

Los resultados económicos muestran una rentabilidad limitada si sólo se tienen en cuenta factores de tipo económico, sin embargo, el objetivo de la instalación está más encaminado a estudiar el funcionamiento real de un sistema solar para compararlo con los resultados teóricos, así como demostrar la viabilidad técnica de la instalación.

5. Manual de uso

OPERACIONES DE MANTENIMIENTO A REALIZAR POR EL USUARIO

El usuario debe realizar las siguientes operaciones de control y mantenimiento al menos una vez al mes:

1. Comprobar la presión del circuito. Ésta comprobación ha de realizarse en frío, preferiblemente a primeras horas de la mañana. Cuando la presión baje de 1.5 kg/cm² deberá proceder al rellenado del circuito hidráulico o ponerse en contacto con la empresa con la que tenga contratada el mantenimiento.
2. Purgar el sistema, eliminando la posible presencia del aire en los botellines de desaireación.

Es recomendable que el usuario se familiarice con las siguientes operaciones básicas de actuación sobre el sistema:

- Llenado del circuito.
- Arranque y parada del sistema.
- Operación sobre los termostatos de control.

OPERACIONES DE MANTENIMIENTO A REALIZAR ANUALMENTE POR PERSONAL ESPECIALIZADO

Las operaciones imprescindibles de mantenimiento se resumen a continuación:

- Control anual de anticongelante
- Comprobación de la presión y llenado del circuito
- Purgado del circuito, incluyendo cebado de la bomba
- Comprobación del funcionamiento automático de la bomba
- Comprobación de la presión del aire del vaso de expansión
- Calibración del sistema de control

Además se inspeccionarán visualmente y comprobarán los siguientes elementos:

- Colectores.
- Aislamiento.
- Válvulas manuales.
- Ruido de la bomba.
- Tuberías.

Anexo L: Ficha técnica de equipos principales



ACERO VITRIFICADO

DEPÓSITOS PARA PRODUCCIÓN Y ACUMULACIÓN DE ACS

CORAL VITRO, serpentín alto rendimiento

Depósitos fabricados en ACERO VITRIFICADO s/DIN 4753, dotados de un serpentín de alto rendimiento para instalaciones a baja temperatura para la producción de agua caliente sanitaria. Idóneos para grandes potencias de calentamiento y altas necesidades puntuales de consumo, ofrecen además ventajas añadidas destacables:

- Intercambiadores sobredimensionados en su superficie de intercambio, nos ofrecen la máxima capacidad de producción de agua caliente sanitaria, con altos caudales específicos.
- Diseño optimizado de los serpentines, para conseguir el mejor rendimiento del sistema con la mayor eficiencia de intercambio térmico.
- Eliminación de zonas frías en el depósito acumulador para evitar riesgos de proliferación bacteriana como la "legionella".
- Aptos para la incorporación de resistencia eléctrica de calentamiento en la boca lateral.
- Con dos bocas de inspección y limpieza, una superior y otra lateral.
- Máxima capacidad de acumulación, debido a su sobredimensionado aislamiento térmico en PU, cuyo diseño permite pasar por puertas de 800 mm. de anchura en los modelos de hasta 1000 litros de capacidad.
- Protección catódica instalada, con ánodo de magnesio y medidor de carga de ánodo en panel frontal.



Producto especialmente diseñado para la producción de ACS por **BOMBA DE CALOR** o **ENERGÍA SOLAR**.

DEPÓSITOS EN ACERO VITRIFICADO CON SERPENTÍN, serie CV

Depósitos para producción y acumulación de agua caliente sanitaria con serpentín, fabricados en acero al carbono vitrificado s/DIN 4753.

Con capacidades totales de 200, 300, 400, 500, 800 y 1000 litros.

Incorporan de serie, panel frontal con termómetro y medidor de carga de ánodo.

Como opción, pueden instalarse resistencias eléctricas en el depósito acumulador, como fuente de calentamiento principal o de apoyo, así como nuestro panel de control completo, con todos los elementos de regulación y control necesarios para un correcto funcionamiento tanto en modo eléctrico, como en combinación con otra fuente de calentamiento. Las resistencias y paneles de control, se suministran en embalaje aparte.

Los modelos de mayor diámetro (800 y 1000 litros), disponen de un sistema desmontable de parte de su aislamiento térmico lateral, que permite el paso del acumulador por puertas de 800 mm. de anchura sin dificultad, facilitando enormemente la ubicación de estos modelos en lugares con acceso limitado. Así mismo estos depósitos tienen la posibilidad de ser fabricados con boca lateral DN 400, siempre bajo demanda.

Aislados térmicamente con espuma PU inyectado en molde, libre de CFC y acabado exterior con forro acolchado desmontable, blanco RAL 9016 y cubiertas en gris RAL 7035.

Características técnicas

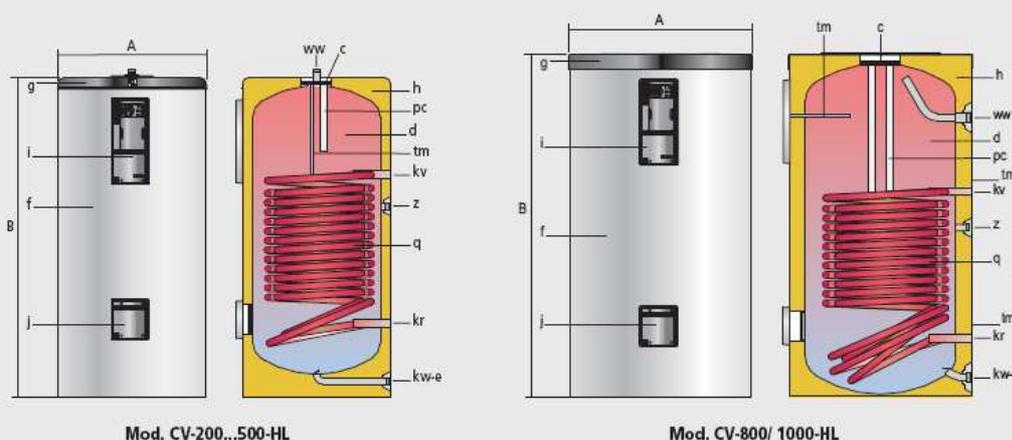
Temperatura máx. ACS	°C	90
Presión máx. depósito ACS	bar	8
Temperatura máx. circuito de calentamiento	°C	200
Presión máx. circuito de calentamiento	bar	25

Resistencia eléctrica calentamiento (opcional):

Capacidades depósito	L	200	300	400	500	800	1000
Resistencia para boca lateral	Kw	2,5-5	2,5-5	2,5-5	2,5-5	5-7,5	5-7,5

Resistencia brida a Inmersión INCOLOY 825 para boca lateral: 2,5 Kw -230 V y 5 y 7,5 Kw, 3-400 V.

lapesa



- c- Boca superior
- d- Depósito A.C.S.
- f- Forro externo
- g- Cubierta
- h- Aislamiento térmico
- i- Panel de control
- j- Boca lateral
- q- Doble serpentín intercambiador
- tm- Sonda de sensores
- pc- Protección catódica

Características / Conexiones / Dimensiones		CV-200-HL	CV-300-HL	CV-400-HL	CV-500-HL	CV-800-HL	CV-1000-HL
Capacidad de ACS	litros	200	300	400	500	800	1000
Superficie de intercambio serpentín	m ²	2,4	3,1	4,8	4,8	5,7	6,1
Peso en vacío (aprox.)	kg.	100	130	185	195	265	305
kw-e: Entrada agua fría /desagüe	"GAS/M	1	1	1	1	1-1/4	1-1/4
ww: Salida de ACS	"GAS/M	1	1	1	1	1-1/2	1-1/2
z: Recirculación	"GAS/M	1	1	1	1	1-1/2	1-1/2
kv, kr: Conexiones serpentín	"GAS/H	1	1	1	1	1	1
Cota A: diámetro exterior	mm.	620	620	770	770	950	950
Cota B: Longitud total	mm.	1205	1685	1475	1690	1840	2250
Potencia serpentín con caudal primario 3/5/8 m ³ /h*	kW	84/99/112	104/124/142	130/156/179	130/156/179	142/169/195	149/176/201

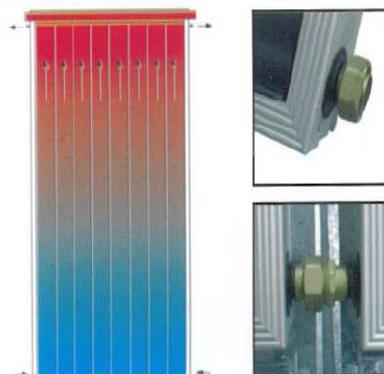
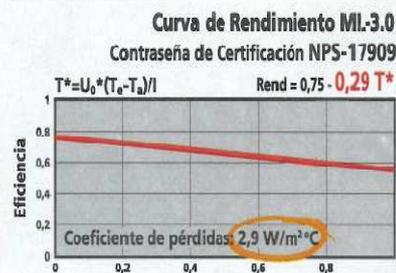
* Temperatura primario = 90° C, ΔTemperatura secundario = 10/45° C



COLECTOR SOLAR TÉRMICO ML 3.0



El colector solar térmico de alto rendimiento es el de mayor tamaño de nuestra gama. Gracias a su superficie de absorción óptima es especialmente indicado en instalaciones que además de apoyo al agua caliente sanitaria necesiten cubrir también las necesidades energéticas para la calefacción o sistemas por absorción para aire frío. Es también el recurso perfecto para zonas de media y baja radiación solar sin necesidad de recurrir a un número elevado de colectores. Se puede fabricar en distintos colores para su perfecta integración con el entorno.



Unión rápida y estanca

Características:

Cristal templado:

- Especial para colectores solares.
- Bajo contenido en Fe₂O₂.
- Transmisión energética superior al 92%.

Sellado con goma EPDM: Sistema de sellado ideal para absorber las dilataciones y evitar el envejecimiento por la acción ultravioleta.

Tratamiento selectivo de alto rendimiento: Permite una absorción de hasta el 95% y unas pérdidas inferiores al 5%.

Captador solar extraplano: Por su diseño, y con tan sólo 77mm. de grosor, permite integrarse en cualquier zona del edificio (tejado, fachada,...) con un agradable resultado estético.

Alto rendimiento: La gama de productos modelo ML están diseñados para cubrir cualquier instalación solar. Desde instalaciones que se necesite un buen colector para el ACS (modelos ML 2.0 y ML 2.4 SH), hasta instalaciones para calefacción o sistemas por absorción para aire frío (modelo ML 3.0).

MODELO	PRECIO
ML 3.0	794,42

Especificaciones técnicas:

CARACTERÍSTICAS GENERALES DE LA PLACA SOLAR

SUPERFICIE TOTAL: 2,85 m²
 SUPERFICIE DE ABSORCIÓN: 2,59 m²
 CAPACIDAD: 1,67 litros
 PRESIÓN DE TRABAJO: 6 bares
 PRESIÓN MÁXIMA: 10 bares
 Nº DE ALETAS: 10

CARACTERÍSTICAS DEL ABSORBEDOR

MATERIAL: Aletas de cobre
 TRATAMIENTO SELECTIVO: TINOX - Titanio
 ABSORCIÓN: $\alpha = 95.0\% \pm 2.0\%$
 EMISIÓN: $\epsilon = 5\% \pm 3.0\%$

CUBIERTA TRANSPARENTE: Templado

ESPESOR: 4 mm
 CONTENIDO EN HIERRO: < 0.02 % de Fe₂O₃
 TRANSMITANCIA: 91.3 ± 0.5%
 RESISTENCIA TÉRMICA: 250 °C
 SELLADO CON CARCASA: Junta de goma en base EPDM

AISLAMIENTO

Lana de Roca con velo negro

SALIDAS COLECTOR

CONEXIONES SALIDAS: Ø22 --1" M-H
 DIRECCIONES SALIDAS: Panel vertical 4 salidas Ucha. e Izda.

CARCASA

Dimensiones en mm: 2.300 x 1.240 x 77
 MATERIAL: Perfil Aluminio anodizado (también apto para ambientes salinos)
 MATERIAL DE CHAPA POSTERIOR: Aluminio
 PESO EN VACÍO en Kg: 57
 Opcionalmente carcasa en diferentes colores para una perfecta integración

TEMP. MAX. DE FUNCIONAMIENTO: -20 a 120 °C

CAUDAL RECOMENDADO: 190 L./h.

PERDIDA DE CARGA: 16 mm c.a. y 120 l/h

MATERIALES EMPLEADOS

Materiales no hidrófilos, no tóxicos e incombustibles a altas temperaturas

Anexo M: Máquinas de refrigeración solar

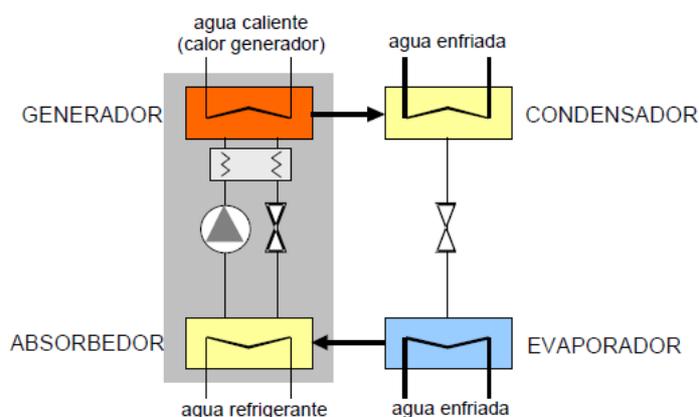
En los últimos años se ha producido un crecimiento de las necesidades de refrigeración en los edificios, tanto por una mayor exigencia de las condiciones de confort como por un aumento de las cargas térmicas. Normalmente la demanda de refrigeración es cubierta por electricidad, provocando puntas de consumo y problemas de abasteciendo (PER, 2005-2010). Sin embargo, existen tecnologías para refrigerar accionadas por fuentes de calor que pueden aprovechar los excedentes de calor que se generan durante el verano. Además, los sistemas de frío solar presentan la ventaja de que se utilizan cuando coinciden los niveles máximos de demanda y de producción, ya que las necesidades de climatización se producen en la época de mayor radiación solar, convirtiéndola en una aplicación muy prometedora con un alto potencial para la energía solar térmica. Esta innovadora tecnología aparece señalada en el Plan de Energías Renovables 2005-2010. Por otro lado, utilizando la refrigeración solar quedan subsanados los problemas de disipación energética que las instalaciones solares presentan en verano (Censolar, 2004).

Las tecnologías de refrigeración que se pueden acoplar a un sistema solar térmico son las máquinas enfriadoras térmicas, tanto las de absorción como las de adsorción, y los procesos de desecación y enfriamiento evaporativo (Aiguasol, 2009).

M.1 Tipos de sistemas

- **Enfriadoras de absorción**

El funcionamiento de las **máquinas de absorción** se basa en reacciones físico-químicas entre un refrigerante y un absorbente. Son accionadas por una energía térmica (calor), en la aplicación solar térmica es agua caliente (AbsChillers, 2009). Los tipos de captadores más adecuados para esta aplicación son los planos selectivos, de concentrador (CPC) o de tubos de vacío. Los ciclos de absorción se basan físicamente en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el Bromuro de Litio, para absorber, en fase líquida, vapores de otras sustancias tales como el Amoníaco y el agua, respectivamente .



Las máquinas de absorción más aplicadas en climatización son las de bromuro de litio (absorbente) y agua (refrigerante) (Fernández, 2009). Estas máquinas tienen un **COP de 0.6-0.7**, siendo el COP la relación entre el frío producido y la energía consumida, y pueden funcionar con agua caliente a partir de 70 °C. La Figura 68 muestra el ciclo básico de una máquina de absorción.

Figura 68: Esquema de una enfriadora de absorción

- **Enfriadoras de adsorción**

En las **máquinas de adsorción** en vez de un absorbente (líquido), como ocurre en las de absorción, se utiliza un adsorbente (sólido). Además, el ciclo de funcionamiento no es continuo, sino que tiene una fase de carga y otra de descarga. El **COP** de estas máquinas se encuentra entre **0.55-0.65** y la temperatura de la fuente caliente puede ser inferior a la de absorción, accionándose con agua caliente a partir de 55°C. Esto permite el uso de captadores planos convencionales. El rendimiento de los colectores solares térmicos aumenta a bajas temperaturas, hecho por el cual esta tecnología es óptima para el aprovechamiento solar.

- **Refrigeración solar mediante desecación y refrigeración evaporativa**

Este sistema consiste en un ciclo en el que el aire que se quiere enfriar es primero secado y después enfriado por humidificación. Trata por separado la carga latente y sensible, hecho que permite un control muy preciso de las condiciones de confort. Se utiliza la energía solar a baja temperatura (45-60 °C) para regenerar el equipo principal, que es una rueda desecante. Ésta gira lentamente adsorbiendo el agua contenida en la corriente de aire. La regeneración consiste en evaporar el agua para mantener la capacidad desecante del material.

M.2 Mercado actual

A continuación se van a comentar las posibilidades que ofrecen los fabricantes de esta innovadora tecnología para su aplicación con energía solar térmica. En principio, se busca un sistema de pequeña potencia, por lo que sólo se han analizado los productos de determinadas empresas españolas, con el objetivo de tener una idea general de cuál es la situación actual de estos sistemas. La planta enfriadora de agua por ciclo de adsorción se debe accionar por agua caliente y no por llama directa.

Se han estudiado los sistemas de la empresa **ABSORSISTEM** que distribuye los productos de las marcas YAZAKI, ROBUR, THERMAX y AISIN grupo Toyota, pero sólo dos de ellas fabrican equipos de pequeña potencia (Absorsystem, 2009).

- **THERMAX**

Plantas enfriadoras de agua por ciclo de adsorción con solución de bromuro de litio y agua accionadas por agua caliente.

Los sistemas de menor potencia pertenecen a la serie *Cogenie LT*, que se fabrican con potencias frigoríficas comprendidas entre 35 kW y 6.000 kW. Utilizan como fuente de energía agua caliente, procedente por ejemplo de un campo de captación solar o de equipos de cogeneración. El único sistema de Thermax que se ajustaría a las necesidades de frío sería el de 35 kW, que atendería la carga de todos los espacios a calefactar.



Figura 69: Máquina de adsorción Thermax

- **YAZAKI**



Esta es la marca recomendada por el distribuidor al plantearle las necesidades. El sistema se basa en el ciclo de absorción con solución de LiBr como absorbente y agua como refrigerante. La serie WFC SC utiliza un sistema innovador para aprovechar el calor residual. La utilización de agua a temperatura relativamente baja, comprendida entre 70°C y 95°C, permite obtener, mediante el proceso termodinámico de absorción, agua refrigerada ideal para el acondicionamiento ambiental y procesos industriales. De la serie WFC SC se fabrican 4 modelos con potencias frigoríficas comprendidas entre 17,6 kW y 105 kW.

Figura 70: Máquina de absorción Yazaki

En la presente situación, interesarían los modelos WFC-SC5 con una potencia frigorífica de 17.6 kW y WFC-SC10 de 35.2 kW, con un COP de 0.7. Los precios de los sistemas sin IVA son 24.831€ y 32.908€ respectivamente. A este precio habría que añadir el coste debido a la torre de refrigeración, necesaria en todos los casos, y el coste de obra e instalación.

Se ha comprobado que se han instalado más de 33 equipos YAZAKI accionados por agua caliente en España con muy buenos resultados. Por ejemplo, en el Instituto tecnológico de Canarias o en la Fundación Cartif (Posse L., 2009).

Otra opción, no menos interesante, son las máquinas de adsorción, en concreto el modelo GASOKOL coolySun que comercializa la empresa **Aguidrovert Solar** (Zaragoza).

- **GASOKOL coolySun**

Máquina de adsorción para generación de frío mediante calor. El kit de refrigeración se suministra en potencias de 7.5 y 15 kW. Además, sólo utiliza agua, sin líquidos refrigerantes porque utiliza un adsorbente sólido. Su ciclo de funcionamiento no es continuo y tiene una fase de carga y otra de descarga. Tiene un COP de 0.56, inferior al de las máquinas de absorción, pero por el contrario la temperatura de activación disminuye hasta los 65°C, lo que permite el uso de captadores solares planos, de menor coste (Aguidrovert, 2009).



Figura 71: Máquina de adsorción Gasokol coolySun

El precio actual del sistema de adsorción de menor potencia, que es el que podría interesar, es de 15.000 €, incluyendo la torre de refrigeración que es básicamente un aerotermo donde se pulveriza agua.

El distribuidor ha señalado que esta máquina todavía no ha sido instalada en España, sin embargo ha sido probada en algunos países de Europa.

- CLIMATEWELL

Figura 72: Máquina Climatewell

ClimateWell 10 es un equipo de climatización solar de gran eficiencia que cuenta con la capacidad especial de almacenar energía y de suministrar tanto frío como calor. La tecnología Frío Solar de ClimateWell ha sido patentada como Absorción en Triple Estado. Son bombas de calor altamente eficaces, optimizadas para paneles solares térmicos. La CW10 es el primer producto del mercado que hace posible el almacenamiento e integración de la energía de forma eficiente. La máquina trabaja en tres modos, cargando, aportando calor y/o aportando frío. El proceso alterna un ciclo entre tres estados de agregación – sólido, líquido y gaseoso – permitiendo una potencia continua de refrigeración o de calefacción. Además, la máquina se puede cargar y descargar simultáneamente. Esto quiere decir que siempre puede recibir energía térmica y al mismo tiempo suministrar calor o frío. Esta tecnología almacena la energía en sales minerales de LiCl al secar la sal, extrayéndose después al mezclarla con agua cuando sea necesario. Funciona de manera intermitente con dos acumuladores en paralelo. La clave del sistema se basa en que con una sola máquina CW10 y unos 30 m² de paneles térmicos se puede cubrir toda la demanda de refrigeración de una vivienda unifamiliar tipo en España de unos 150 m² (ClimateWell, 2009).

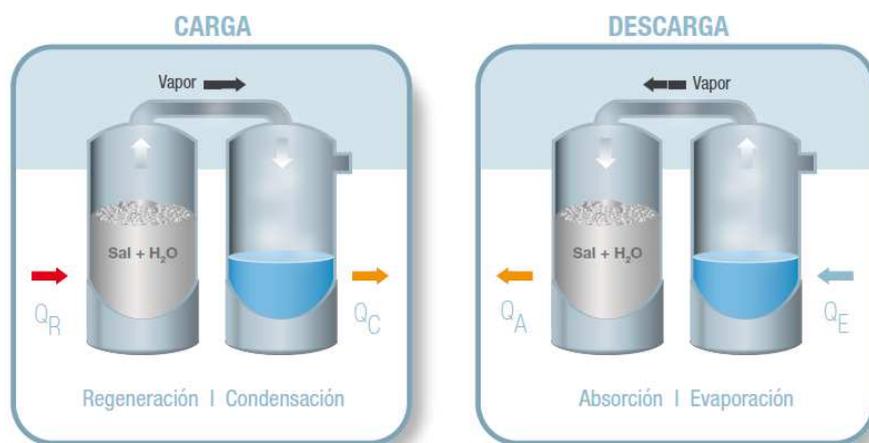
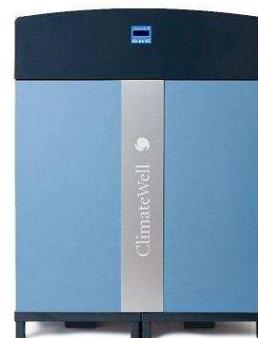


Figura 73: Procesos de carga y descarga – Máquina Climatewell

La potencia del sistema ClimateWell 10 es de unos 10 kW térmicos dependiendo de la aportación de calor solar y requiere de agua caliente a una temperatura de entre 75 y 105°C para su correcto funcionamiento. El precio del sistema de absorción es de 15.000 € y el fabricante indica que el sistema completo de frío solar oscila sobre los 30.000 €. Hasta el momento hay varias instalaciones demostrativas en España y las críticas son favorables. En Figura 74 se muestran un esquema de instalación.

La ingeniería Lansolar que hace sus proyectos de frío solar con esta máquina da algunos datos de interés. La ingeniería ha instalado la máquina en cuatro viviendas unifamiliares. Actualmente la CW 10 está dando 9 kW de calor y 7 kW de frío. Con este sistema no hace falta

acumulador para el agua caliente porque se almacena en la propia máquina, pero sin embargo es necesario un sistema que funcione de foco frío (piscina o torre de refrigeración). Para que la máquina alcance un buen rendimiento se precisa tener un salto térmico mínimo de 60°C entre el foco frío y el foco caliente (colectores solares). Por tanto, la temperatura del agua calentada por los colectores debe ser de 80-110°C y el foco frío debe enfriar agua a 20-25°C. Cuanto mayor sea el salto térmico mejor será el funcionamiento del sistema.

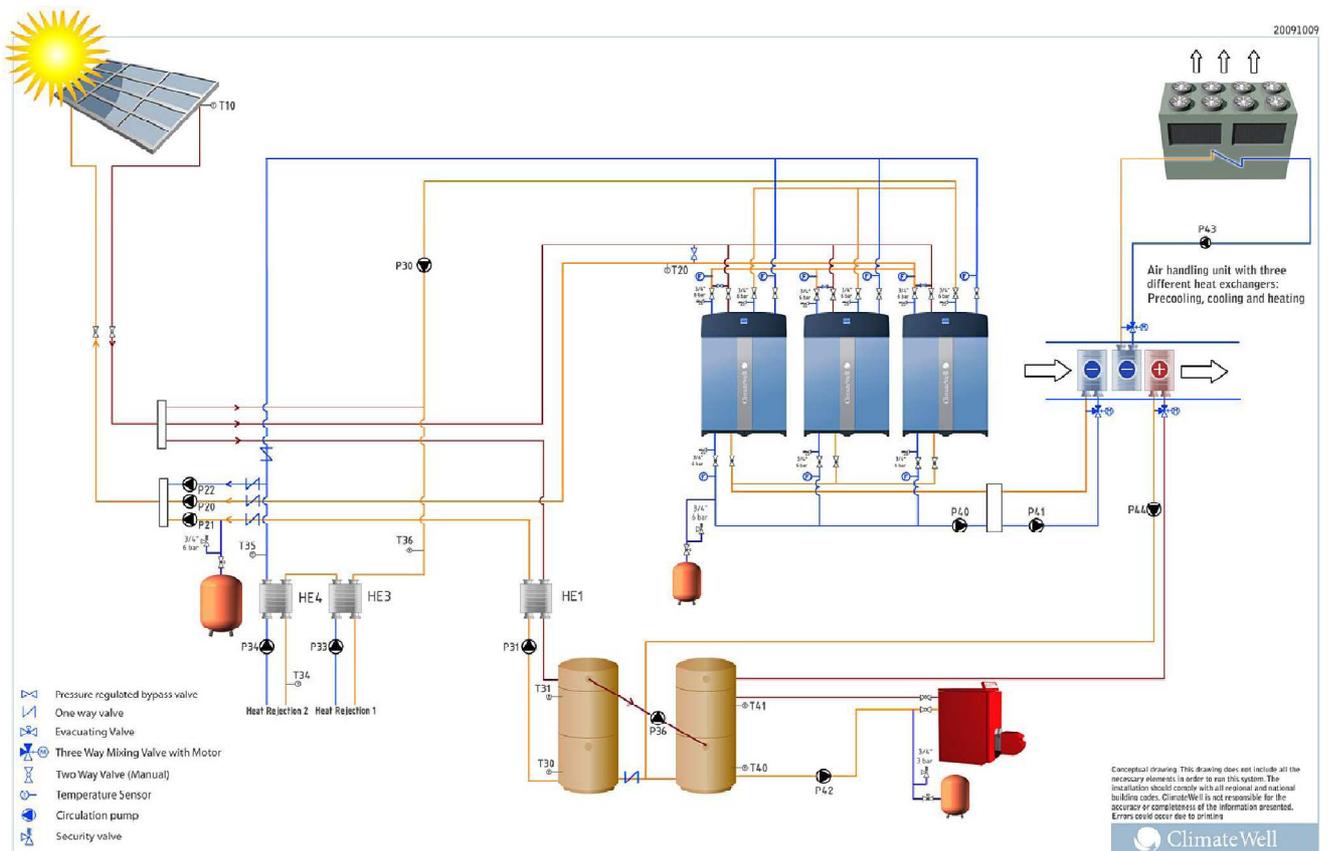


Figura 74: Esquema de instalación de la máquina ClimateWell (ClimateWell, 2009)

- **ROTARTICA**

La máquina de absorción de Rotartica funciona de la misma manera que un sistema convencional de absorción, con la diferencia de que la unidad generadora es rotativa, con distintas cámaras de vacío y está girando a 260 rpm. El efecto que se consigue con esta rotación es básicamente la mejora de los procesos de transferencia de masa y calor, mejorando la efectividad del equipo e incrementando el incremento del salto térmico ($T_{\text{agua caliente salida}} - T_{\text{agua fría salida}}$) pudiendo eliminar en algunos casos la necesidad de instalar torre de refrigeración, uno de los modelos lleva un sistema de enfriamiento incorporado.



Figura 75: Máquina de absorción Rotartica

El modelo Solar 7 es de absorción de simple efecto LiBr - H₂O accionada por agua caliente y tiene una potencia nominal de refrigeración de 4.5 kW al ser accionada por agua a 90°C. El precio aproximado del equipo es de 12.000 €.

Se ha contactado con una ingeniería de Zaragoza LDingeniería que da algunos datos de interés sobre el funcionamiento del sistema. La superficie de captación necesaria es como mínimo de 25 m² (se recomiendan 30 m²). El tipo de colector a instalar puede ser de placa plana siempre y cuando se alcancen los 80°C que se requieren para un funcionamiento adecuado, no obstante, como en todos los casos se recomiendan los de tubo de vacío ya que aportan calor durante más horas al día. Actualmente hay instalada una de estas máquinas en el gimnasio del SAD de la Ciudad Universitaria de Zaragoza y los resultados son muy buenos. Se alcanzan potencias de 6 kW los días de mayor radiación y normalmente aporta frío de las 11 a las 18 horas.

A modo de información se añaden algunas máquinas fabricadas por empresas europeas.

- **SONNENKLIMA**

Refrigeración por absorción 10 kW

COP=0.78

Tmin=55°C

- **SORTECH AG**

Refrigeración por adsorción 8kW y 15kW

COP=0.60

- **SOLARNEXT**

Refrigeración por adsorción 7 7.5 10 12 15 kW

Refrigeración por absorción 17.6 50 kW

Anexo N: Fundación Hidrógeno en Aragón

El Parque Tecnológico Walqa , situado en la carretera Zaragoza N-330, km. 566 Cuarte (Huesca) alberga numerosas empresas de I+D+i especializadas en nuevas tecnologías, entre las que se encuentra la Fundación para el Desarrollo de Nuevas Tecnologías del Hidrógeno en Aragón (FHa) cuyo objetivo principal es el desarrollo de las nuevas tecnologías relacionadas con el Hidrógeno, las energías renovables y la promoción de la incorporación de Aragón a las actividades económicas acordes con la utilización del Hidrógeno como vector energético.

La Fundación para el Desarrollo de Nuevas Tecnologías del Hidrógeno en Aragón es una entidad de carácter privado y sin ánimo de lucro, creada para promocionar la utilización del hidrógeno como vector energético. Impulsada por el Gobierno de Aragón, nace en el 2004 con el apoyo de la administración, de la industria y de los principales actores de la sociedad que hoy conforman un patronato de sesenta y una entidades, centros de investigación y empresas. Los patronos actuales de la Fundación se muestran en la Figura 76.



Figura 76: Patronos de la Fundación Hidrógeno en Aragón

La misión de la Fundación es llevar a cabo la organización, gestión y ejecución de todo tipo de acciones a fin de generar, almacenar y transportar el hidrógeno para su utilización en pilas de combustible, en aplicaciones de transporte o para la generación de energía distribuida. Y de este modo propiciar la investigación, el desarrollo tecnológico, la cogeneración y la adaptación industrial, contribuyendo a la modernización industrial y la mejora de la competitividad.

Las actividades de la Fundación están orientadas hacia:

- Adaptar a las pequeñas y medianas empresas, que se constituyen en eje vertebrador de la economía aragonesa, para situarlas en la cabeza de la innovación en las nuevas tecnologías del hidrógeno.
- Incorporar las energías renovables en los nuevos productos y procesos industriales, como motor de crecimiento y modernización.
- Organizar actividades que fomenten el conocimiento por el empresario y el público en general de los fines y consecuencias de la incorporación de Aragón a las actividades económicas relacionadas con la utilización del hidrógeno como vector energético.

Para ello, la Fundación trabaja en las áreas de Ingeniería y Consultoría e Investigación y Desarrollo, tanto con el desarrollo de líneas de investigación propias como de proyectos externos y proyectos en colaboración con otros centros de investigación, departamentos de I+D de empresas y otras entidades. La FHa tiene dos áreas principales de trabajo:

Líneas de Investigación y Desarrollo:

- Producción de hidrógeno mediante electrolisis a partir de energía eólica y fotovoltaica.
- Integración de pilas de combustible:
 - Aplicaciones de automoción
 - Aplicaciones portátiles
 - Aplicaciones estacionarias
- Sistemas de almacenamiento y gestión de hidrógeno y realización de pruebas de validación de esta tecnología.



Servicios de Ingeniería y Consultoría:

- Oficina Técnica: Análisis de viabilidad técnica y económica.
- Ejecución de proyectos.
- Oficina de proyectos: Planificación y búsqueda de financiación.
- Transferencia Tecnológica.
- Formación.
- Asesoría en normativa y seguridad. Mercado CE y homologación.
- Vigilancia Tecnológica. (Certificada en UNE 166.006 – EX por AENOR).

Las actividades que desarrolla la FHa están orientadas hacia:

- Lograr el reconocimiento de Aragón como un actor de prestigio en lo relativo a las nuevas tecnologías de hidrógeno.
- Adaptar a las pequeñas y medianas empresas, que se constituyen en eje vertebrador de la economía aragonesa, para situarlas en la cabeza de la innovación en las nuevas tecnologías del hidrógeno.
- Incorporar las energías renovables en los nuevos productos y procesos industriales, como motor de crecimiento y modernización.
- Organizar actividades que fomenten el conocimiento por el empresario y el público en general de los fines y consecuencias de la incorporación de Aragón a las actividades económicas relacionadas con la utilización del hidrógeno como vector energético.

N.1 Infraestructura tecnológica e instalaciones

La sede de la Fundación Hidrógeno Aragón está ubicada en el Parque Tecnológico Walqa en Huesca. Dispone de un edificio de 1200 m² de superficie con oficinas, laboratorios y taller de 8,5 m. de altura con iluminación natural y especiales medidas de seguridad (ATEX), equipos de detección de gases y ventilación, obligatorios para trabajar con hidrógeno.

El edificio está integrado en la **Infraestructura Tecnológica de Hidrógeno y Energías Renovables, IHER**, concebida y realizada por la Fundación. El proyecto IHER, es una instalación que consta de un **parque eólico de 635kW** con tres aerogeneradores diferentes, una instalación **solar fotovoltaica de 100kW** con siete tecnologías distintas, un electrolizador de tecnología polimérica y uno alcalino, y subsistemas de gestión de energía, interconexión a red eléctrica, almacenamiento de hidrógeno, y uso final de hidrógeno en pilas de combustible.



Figura 77: Infraestructura del proyecto IHER

La infraestructura es un banco de ensayos al servicio de tecnólogos y empresas para lanzar nuevos proyectos y probar nuevas tecnologías. Esta instalación experimental en energías renovables e hidrógeno es accesible a los investigadores mediante acuerdos de colaboración. Los aspectos diferenciadores del proyecto, como la integración de fotovoltaica y eólica, y la combinación de aplicaciones aisladas y en red, ofrecen unas capacidades de ensayo y experimentación únicas.

La instalación permite la generación de hidrógeno “verde” de fuentes renovables para su consumo en aplicaciones estacionarias o móviles, y la evaluación de la eficiencia y funcionalidad de los sistemas de transmisión en corriente alterna y continua.

Anexo O: Descripción de la instalación en aislada

La instalación en aislada está compuesta por un sistema de captación solar fotovoltaico que se sitúa en los alrededores del edificio de la Fundación (paneles fotovoltaicos fijos en la cubierta y concentrador solar en la zona frontal), así como una micro turbina eólica. Todos los generadores eléctricos producen corriente continua (DC), los paneles trabajan en el punto óptimo gracias a los reguladores acoplados (MX60). Esa corriente pasa a través de unos inversores (OutBack) que la transforma en alterna (AC) para alimentar el electrolizador (aunque este internamente la vuelve a transformar en continua para realizar su función). El resultado es Hidrógeno comprimido a 13,8 bar y es almacenado en balas de Hidruros metálicos.

Cuando no se está produciendo Hidrógeno, y sobra energía, ésta se almacena en un banco de baterías, las cuales pueden ser utilizadas posteriormente para alimentar al electrolizador y producir hidrógeno cuando no haya aporte de las renovables.

O.1 Dispositivos

• 18 Paneles de Silicio amorfo Kaneka Gea

Situados en la cubierta, en dos filas de 9 captadores y conectados a un BUS de 72V. Los módulos de silicio amorfo son medioambientalmente más ecológicos que los módulos cristalinos al recuperar en menos tiempo la energía utilizada en su manufacturación mediante la generación de energía. Ese tiempo se llama EPT, para un módulo de silicio amorfo es de 1,6 años mientras que para un módulo cristalino convencional es de 2,2 años.

La capa de silicio amorfo (a-Si) es extremadamente delgada, 0,3 μ (frente a 200 μ de una célula cristalina).

Estos paneles mantienen la eficiencia inicial a largo plazo, lo que alarga su vida útil e incrementa la generación de energía. Además alcanzan sus mayores prestaciones a altas temperaturas, incluso en condiciones extremas por lo que son ideales para ser utilizados en verano por ejemplo para el funcionamiento de aparatos de aire acondicionado.

La potencia instalada es de 1.08 kW en total.



Figura 78: Paneles silicio Amorfo

- **15 Paneles de capa delgada CdTe TF43A**

También situados en la cubierta del edificio en dos filas, una de 8 y otra de 7, y conectados a un BUS de 72V.

En la tecnología de capa delgada los módulos solares están formados en un 99,9% por vidrio. La verdadera lámina fotovoltaica se sitúa entre dos capas de cristal y tiene un espesor similar a una quinta parte del de un cabello humano. El espesor total de la placa es de unos 8,4 mm.

Dado que los módulos son casi completamente de cristal y no tienen marco de aluminio, estos no se contaminan, lo cual es muy importante a largo plazo evitando pérdidas de captación.

Esta tecnología tiene muy buen rendimiento con radiación difusa y cuando las temperaturas son altas, se comporta muy bien comparado con los módulos de Si.

Hay instalados 0.645 kW.



Figura 79: Paneles de CdTe

- **1 Seguidor solar de alta concentración HCPV S1000**

El S1000 es un pequeño sistema de uso doméstico para huerta solar. Está situado junto al resto de seguidores en la parte frontal del edificio y está conectado a un BUS de 100 V.

La utilización de células de triple unión tándem permite un buen aprovechamiento de la superficie y consigue una gran capacidad de conversión eléctrica.

Los módulos, formados cada uno por 10 celdas de concentración mediante lupas, se ensamblan con unos perfiles laterales de acero galvanizado formando 2 parrillas de 14 módulos. Utilizan un sistema de control híbrido que combina el seguimiento astronómico con un sensor externo para el ajuste fino. Lleva una pequeña batería para alimentar el sistema de posicionamiento.

La potencia instalada es de 1 kW para una apertura solar de 4 m²



Figura 80: Seguidor solar de concentración

- **40 Paneles Sanyo de Unión Heterogenea.**

Los paneles Sanyo de alta eficiencia, están compuestos por placas de silicio monocristalino, rodeadas de unas finas de capas de silicio amorfo. La aplicación de este método de construcción hace que la célula tenga una eficiencia del 19% y el panel en su conjunto del 16,1%.

En total se han instalado 40 paneles, de 195W unidad con una potencia total de 7.800W. Se han dividido en dos grupos de 14 y uno de 12 paneles, para su conexión a 3 reguladores Outback FX-60. La topología de conexión han sido parejas en serie conectadas en paralelo, lo que nos da un bus de 120V en abierto, ajustado a las exigencias del seguidor MPPT de Outback.

- **1 Micro turbina eólica Air-X 400W BUS DC 48V.**



El Air-X es una micro turbina para uso doméstico con una potencia de 400W. Esta situado junto a los seguidores en la parte frontal del edificio y está conectado a un bus de 48 V.

Tiene un diámetro de rotor de 1.15 metros, un cut-in de 4m/sg y una velocidad de supervivencia de 50 m/sg.

El Air-X 403 monitoriza la velocidad del viento y electrónicamente deceleran las aspas evitando el efecto Flutter; el resultado es una turbina más silenciosa.

Figura 81: Generador Air-X

O.2 Acondicionado de potencia: reguladores, baterías e inversores

• *Reguladores Outback MX60 y FX60*

Estos reguladores están preparados especialmente para instalaciones fotovoltaicas. El MX60 tiene un sistema de seguimiento de punto de máxima potencia en cualquier condición climatológica. Este sistema consiste en fuentes de corriente constante reguladas electrónicamente. De esta forma se consigue un seguimiento muy preciso con una eficiencia entorno al 98%.

El rango de tensiones de entrada da la posibilidad de conectar tensiones altas (de hasta 140V DC en circuito abierto) y por tanto controlar energía fotovoltaica con potencias altas. Proporciona un máximo de 60A de salida, y puede usarse para bancos de baterías desde 12 a 60V AC.



Figura 82: Reguladores Outback MX60

Para la regulación de los paneles fotovoltaicos Sanyo, se ha optado por el modelo con refrigeración forzada FX-60, de iguales características técnicas al modelo MX-60.

• *Inversores/Cargadores Outback VFX3048E*

Como ya se ha comentado, el electrolizador funciona con corriente alterna. Por tanto, es necesario transformar la corriente continua que proporcionan las energías renovables o las baterías. Esta misión la llevan a cabo los inversores Outback, que constituyen un sistema completo de **conversión AC/DC** y que además sirven también para el **cargado** de las **baterías**. Están colocados en paralelo, uno como máster (que proporciona la referencia de señal alterna) y otro como esclavo. De esta forma tenemos una potencia de salida de 6kW .



Figura 83: Inversores/Cargadores Outback VFX3048E

• **Baterías OpzS Solar 420Ah**

Las baterías cumplen la misión de almacenar la energía producida por las renovables cuando no se está usando la misma para la generación de Hidrógeno. Es una forma sencilla y por el momento la más barata, de guardar esa energía para su posterior utilización. En este caso, su principal utilidad es la de poder suministrar energía eléctrica al electrolizador durante aproximadamente dos horas al día con las baterías totalmente cargadas.

Estas baterías son del tipo plomo-ácido, permiten suministrar gran cantidad de energía con respecto al coste unitario y se adaptan muy bien a la profundidad de descarga que se produce en instalaciones fotovoltaicas.



Figura 84: Baterías EXIDE

0.3 Hidrogeno: electrolizador, almacenamiento y pila

Electrolizador Polimérico Hogen 20

Para la producción de Hidrógeno mediante electrólisis del agua se utiliza un electrolizador HOGEN 20 de la marca Proton Energy Systems, que se basa en la tecnología de membranas poliméricas. Existen también otro tipo de electrolizadores (alcalinos) cuya diferencia reside en el tipo de membrana y electrolito, sin embargo son más grandes, requieren mayor mantenimiento y son menos seguros debido a las disoluciones de naturaleza cáustica que utilizan.

El equipo Hogen, permite generar hasta 0,53 m³/h (1.5 kWh aproximadamente) de hidrógeno a temperatura ambiente y a una presión de descarga de 13,8 bar. El proceso es el siguiente: la energía eléctrica obtenida de las renovables, se deriva al electrolizador.

El fenómeno que se produce consiste en que el paso de la corriente disocia la molécula de agua (que debe estar purificada para un rendimiento óptimo del electrolizador) en sus dos componentes:

Oxígeno e Hidrógeno: según la reacción: $H_2O + \text{Energía} \rightarrow H_2 + \frac{1}{2} O_2$

El H₂ obtenido se almacena, mientras que el O₂, que no tiene contenido energético, se libera a la atmósfera, de la que ya es componente. Ese hidrógeno, puede ser transformado nuevamente en energía eléctrica a través del proceso inverso al comentado

$H_2O \rightarrow H_2 + \frac{1}{2} O_2 \rightarrow H_2O + \text{Energía}$ (esto se consigue mediante una pila de combustible).

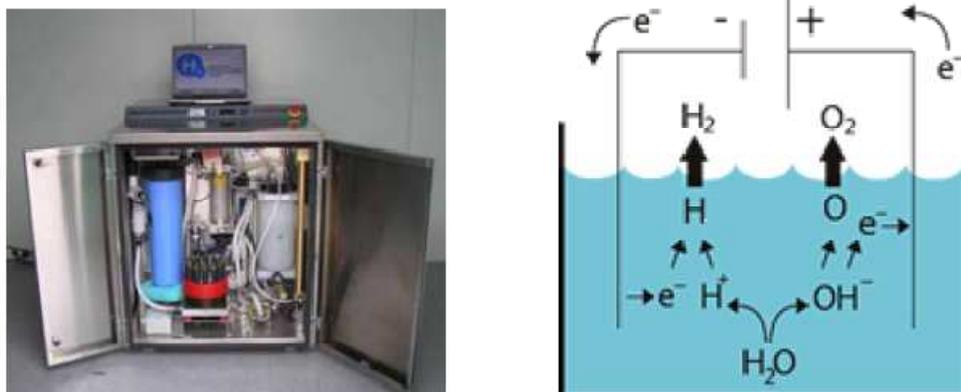


Figura 85: Electrolizador Polimérico Hogen 20

Balas de Hidruros Lab-Tech.

El método elegido para el almacenamiento de Hidrogeno, ha sido el almacenamiento mediante Hidruros metálicos de la marca Lab-Tech.

Los hidruros presentan varias ventajas frente al almacenamiento de hidrogeno en forma de gas comprimido. La primera de ella es la eliminación de un elemento tan costoso como el compresor necesario para aumentar la presión del gas y reducir su volumen. Otra de ellas es el trabajo a bajas presiones mucho más adecuado y seguro en un entorno domestico.

El equipo de Lab-Tech, permite almacenar hasta 15m³N, 5m³N por cada botella de las 3 instaladas. La cantidad de energía se puede aproximar a 66kWh, cantidad de energía almacenada suficiente para satisfacer la demanda de energía de una vivienda unifamiliar en los periodos de poca producción.

Los hidruros metálicos se dividen en tres categorías generales en función del tipo de enlace: iónicos, metálicos y covalentes. El almacenamiento se produce del siguiente modo. Al principio el metal está libre de hidrógeno. A una temperatura dada el hidrógeno se disuelve en la fase metálica aumentando la presión. Al aumentar la temperatura llega un momento en el que la fase alfa se convierte en la fase hidruro. Conforme aumenta la presión los incrementos en el contenido de hidrógeno son cada vez menores hasta que el material puede considerarse cargado. En la descarga la presión disminuye de manera que debe suministrarse calor si se quieren mantener condiciones isoterma de reversibilidad.



Figura 86: Balas de hidruros Lab-Tech y cuadro del control del hidruro

Pila de combustión Electro PowerSystems 5.5kW.

Para la conversión del Hidrogeno generado en energía eléctrica, se ha elegido un pila de la marca “PlugPower” modelo GENCORE 48B de una potencia de 5.0kW.

Esta pila está diseñada para su funcionamiento en sistemas con buses de continua a 48Voltios y baterías de plomo, con la función de back-up. Este esquema basado en tensiones de bus, es perfecto en conjunción con la instalación en aislada ya que la pila sólo inyecta potencia a la instalación en el caso de no tener generación renovable y detectar la falta de energía almacenada en las baterías.

Figura 87: Pila de combustión