

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

Programa de Doctorado en
TECnologías Industriales y de Telecomunicación.



“Análisis del funcionamiento de equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para climatización y producción de agua caliente sanitaria”

Tesis Doctoral

*Memoria presentada para
optar al grado de Doctor por:*

D. Francisco Javier Aguilar Valero

Dirigida por:

Dr. Pedro Ginés Vicente Quiles

La presente tesis doctoral, de acuerdo con el informe correspondiente y la autorización del Director de Tesis, es un compendio de trabajos previamente publicados acorde a la normativa sobre “Presentación de tesis con un conjunto de publicaciones” de la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Los trabajos incluidos en la misma son los que siguen:

- **F.J. Aguilar, S. Aledo, P.V. Quiles**, *Experimental study of the solar photovoltaic contribution for the domestic hot water production with heat pumps in dwellings*, Applied Thermal Engineering 101 (2016) 379–389
DOI: doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.127
- **F.J. Aguilar, S. Aledo, P.V. Quiles**, *Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid*, Applied Thermal Engineering 123 (2017) 486–497
DOI: doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.05.123
- **F. Aguilar, D. Crespí-Llorens, P.V. Quiles**, *Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid*, Solar Energy 180 (2019) 169–179
DOI: doi.org/10.1016/j.solener.2019.01.005



Dr. PEDRO GINÉS VICENTE QUILES, Profesor Titular de Universidad de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que la presente memoria **“Análisis del funcionamiento de equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para climatización y producción de agua caliente sanitaria”**, ha sido realizada bajo su dirección, en el Departamento de Ingeniería Mecánica y energía de la Universidad Miguel Hernández de Elche, por el Ingeniero Industrial D. FRANCISCO JAVIER AGUILAR VALERO, y constituye su tesis para optar al grado de Doctor.

Para que conste, en cumplimiento de la legislación vigente, autoriza la presentación de la referida tesis doctoral ante la Comisión de Doctorado de la Universidad Miguel Hernández de Elche, firmando el presente certificado.

Elche, de de 2019

Fdo. Dr. Pedro Ginés Vicente Quiles



Programa de Doctorado en
TECNologías Industriales y de Telecomunicación

Dr. D. Óscar Reinoso García, Coordinador del Programa de Doctorado en Tecnologías Industriales y de Telecomunicación de la Universidad Miguel Hernández de Elche,

CERTIFICA:

Que el trabajo realizado por D. Francisco Javier Aguilar Valero, titulado **Análisis del funcionamiento de equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para climatización y producción de agua caliente sanitaria**, ha sido dirigido por el Dr. D. Pedro Ginés Vicente Quiles, y se encuentra en condiciones de ser leído y defendido como Tesis Doctoral ante el correspondiente tribunal en la Universidad Miguel Hernández de Elche.

Lo que firmo a los efectos oportunos en Elche, a de de 2019

Fdo.: Dr. D. Óscar Reinoso García
Coordinador del Programa de Doctorado en
Tecnologías Industriales y de Telecomunicación

Dedicado a
mi familia



Análisis del funcionamiento de equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para climatización y producción de agua caliente sanitaria

Francisco Javier Aguilar Valero

Resumen

El 36% de las emisiones de CO₂ de la Unión Europea tiene su origen en la actividad humana asociada al uso de los edificios. En este sentido, la Directiva de Eficiencia Energética en Edificios del año 2010 estableció que, a partir del 31 de diciembre de 2020 todos los edificios de nueva construcción deberán ser de consumo de energía casi nulo. Asimismo, se definió el concepto de “edificio de consumo casi nulo” como aquel que tiene un nivel de eficiencia muy alto y en el que el poco consumo energético se cubre en gran medida con energías renovables. La actualización del año 2018 de esta misma directiva plantea estrategias a corto (2030), medio (2040) y largo plazo (2050), con el objetivo final de lograr un parque inmobiliario descarbonizado y altamente eficiente en el año 2050. Se pretende así reducir en un 80-95% las emisiones de CO₂ en comparación con las del año 1990.

Para la consecución de los objetivos marcados, en el diseño de los edificios se deberá incluir instalaciones altamente eficientes y contar con fuentes de energía renovables capaces de sustituir con garantías a los combustibles fósiles.

En este sentido, en la presente tesis se ha estudiado la viabilidad técnica y económica de la producción de energía térmica en edificios utilizando equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico. En concreto, se han analizado dos sistemas, en los que se ha tenido en cuenta tanto la climatización, como la producción de agua caliente sanitaria.

Por un lado, se ha realizado un estudio experimental de un equipo de aire acondicionado tipo “inverter” de 3,5 kW de potencia nominal, en refrigeración, y de 3,8 kW, en modo calefacción, accionado mediante una instalación solar fotovoltaica de 705 Wp y la red eléctrica convencional. El estudio se ha llevado a cabo a lo largo de un año completo de medidas, mientras se climatizaba una oficina de 35 m² en Elche (Alicante). De los resultados obtenidos, se concluye que, el sistema propuesto de aire acondicionado con aporte fotovoltaico tiene una eficiencia promedio de 14,5 en refrigeración y de 6,9 en calefacción. La contribución solar del sistema es del 54%, con un factor de aprovechamiento de la energía fotovoltaica del 70%. Por último, el estudio termo-económico realizado muestra que este sistema es más económico, tiene menos emisiones de CO₂ y menos consumo de energía primaria no renovable que soluciones convencionales sin fotovoltaica.

Por otro lado, se ha llevado a cabo un estudio experimental de una bomba de calor compacta de ACS alimentada simultáneamente por energía solar fotovoltaica y la red eléctrica. La capacidad nominal del equipo estudiado es de 1500 W, el volumen de acumulación es de 190 litros y la potencia eléctrica del compresor de 470 W. La instalación fotovoltaica se compone de 2 paneles de 235 Wp/panel conectados en paralelo, sin baterías y sin inyección a red. El estudio se ha realizado simulando el perfil de consumo de ACS típico de una familia de 4 miembros en España, con un consumo diario de unos 130 litros de ACS al día a 55°C (6÷7 kWh/día).

El sistema de producción de ACS propuesto se ha analizado durante todo un año, alcanzando una eficiencia media cercana a 9, con una contribución solar del 56% y un factor de aprovechamiento de la instalación fotovoltaica del 66%. El estudio termo-económico asociado ha demostrado que el sistema propuesto es más económico, tiene menos emisiones de CO₂ y menor consumo de energía primaria no renovable que el sistema convencional compuesto por una instalación solar térmica con el 60% de contribución solar y una caldera de gas natural con rendimiento del 92%.

Los resultados obtenidos se han empleado para desarrollar un modelo computacional de la bomba de calor de ACS con apoyo fotovoltaico. Una vez validado el modelo con ayuda de los datos experimentales, este ha sido utilizado para simular el comportamiento del sistema propuesto bajo diferentes condiciones de funcionamiento.

Las conclusiones extraídas a partir de los trabajos llevados a cabo en la presente tesis se tomarán como punto de partida en las futuras líneas de trabajo con el objetivo de optimizar el diseño y el funcionamiento de los sistemas de producción de energía térmica con equipos de expansión directa y apoyo fotovoltaico.



Analysis of the performance of direct expansion equipments supported by photovoltaic energy for air conditioning and domestic hot water production

Francisco Javier Aguilar Valero

Abstract

Buildings are the origin of approximately 36% of all CO₂ emissions in the European Union. In this sense, the Energy Efficiency Building Directive EPBD 2010 established that by 31 December 2020, all new buildings should be nearly zero-energy buildings. Also, a nearly zero-energy building is defined as a building that has a very high energy performance and the nearly zero or very low amount of energy required is covered to a very significant extent by energy from renewable sources. The 2018 update of this same directive proposes short-term (2030), mid-term (2040) and long-term strategies (2050) in order to achieve a decarbonized and highly efficient building stock by 2050. The final goal is focused on reducing greenhouse gas emissions in the Union by 80-95 % compared with 1990.

To reach the established objectives buildings has to be designed taking into account highly energy efficient facilities, also renewable energy sources capable of replacing fossil fuels have to be used.

In this sense, in this doctoral work, the technical and economic viability of using direct expansion equipments supported by photovoltaic energy to produce thermal energy in buildings has been studied. Specifically, both air-conditioning and domestic hot water production systems have been taken into account.

On the one hand, an experimental work about an air conditioning unit with a nominal cooling capacity of 3.5 kW and a nominal heating capacity of 3.8 kW, supported by a 705 Wp photovoltaic facility and the grid has been carried out. The study includes results of a whole year while the unit was working in an office with 35 m² in Elche (Alicante). The experimental results conclude that the energy efficiency of the system is 14.5 in cooling mode and 6.9 in heating mode. The solar contribution of the system is 54%, while the performance factor of the photovoltaic facility is 70%. Finally, the thermo-economic analysis has shown that this system is more economical, has less CO₂ emissions and less non-renewable energy consumption than conventional solutions without solar energy.

On the other hand, an experimental work about a domestic hot water (DHW) heat pump supported by photovoltaic energy and the grid has been carried out. The heat pump analyzed is an ON/OFF equipment with a nominal heating capacity of 1500 W, a water tank of 190 liters and an electrical compressor consumption of 470 W. Two photovoltaic panels with a total peak power of 470 Wp are connected to a micro-converter, which is connected to the equipment without batteries and no energy injection into the electricity grid has been considered. This system has been tested for typical DHW consumption of a family of 4 residences in Spain (130 liters at 55°C, 6÷7 kWh a day).

The proposed system has been studied during a whole year. Some of the main conclusions are that the seasonal energy performance is near 9, that the solar contribution is 56%, and that the performance factor of the photovoltaic energy is 66%. Also, a thermo-economic study has been

included in this work. It has shown that the proposed system is more economical, has less CO₂ emissions and less non-renewable energy consumption than the conventional solution (a Natural Gas boiler with a seasonal efficiency of 92% and a solar thermal installation with a solar contribution of 60%).

The obtained results have been used in order to develop a numerical model of the DHW heat pump with photovoltaic energy. Once the model has been validated by using the experimental results, it has been used to simulate the behavior of the system under different working conditions.

The main conclusions of this PhD work will be taken as a starting point in future research works in order to optimize the design and the performance of the equipments supported by photovoltaic energy to produce thermal energy in buildings.



ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE FIGURAS	v
ÍNDICE DE TABLAS	xi
LISTADO DE SÍMBOLOS	xv
CAPÍTULO I INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 INTRODUCCIÓN	3
1.2 ESTADO DEL ARTE.....	4
1.3 ESTADO DE LA TÉCNICA.....	12
1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS.....	14
1.5 MATERIALES Y MÉTODOS.....	15
1.6 RESULTADOS.....	15
1.7 PUBLICACIONES CONSTITUTIVAS DE LA TESIS	16
CAPÍTULO II ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CLIMATIZACIÓN CON BOMBA DE CALOR Y APORTE FOTOVOLTAICO	17
2.1 INTRODUCCIÓN	19
2.2 SISTEMA ENSAYADO.....	20
2.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS.....	22
2.4 METODOLOGÍA DE ENSAYO	26
2.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO.....	30
2.5.1 Análisis energético del equipo de climatización. Método del refrigerante	30
2.5.2 Análisis energético de la instalación	34
2.5.3 Análisis de incertidumbre	37
2.6 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA.....	38
2.6.1. Eficiencia Energética del Equipo y Eficiencia Energética del Sistema.....	38
2.6.2. Contribución solar (CS), Factor de Producción (FP) y Factor de Carga (FC)	39
2.7 RESULTADOS DIARIOS	40
2.8 RESULTADOS ANUALES	44
2.9 ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO	48

2.9.1. Análisis energético	48
2.9.2. Análisis económico.....	50
2.10 CONCLUSIONES	53

CAPÍTULO III ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN DE ACS CON BOMBA DE CALOR Y APOYO FOTOVOLTAICO 55

3.1 INTRODUCCIÓN	57
3.2 SISTEMA ENSAYADO.....	57
3.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS.....	60
3.4 METODOLOGÍA DE ENSAYOS.....	62
3.5 CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL	66
3.5.1. Método de la potencia útil.....	66
3.5.2. Método del refrigerante	67
3.5.3. Análisis de incertidumbre	70
3.6 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA.....	70
3.6.1. Coeficientes de operación estacionales (SPF)	70
3.6.2. Contribución Solar (CS) y Factor de Producción (FP).....	72
3.7 RESULTADOS DIARIOS	73
3.8 RESULTADOS ANUALES	79
3.9 ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO	82
3.9.1. Análisis Energético.....	83
3.9.2. Análisis Económico	86
3.10 CONCLUSIONES.....	89

CAPÍTULO IV ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS 91

4.1 INTRODUCCIÓN	93
4.2 EQUIPO ENSAYADO	95
4.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS.....	95
4.4 METODOLOGÍA DE ENSAYOS.....	98
4.4.1. Ajuste de temperaturas.....	99
4.5 RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	101
4.5.1. Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L.....	101

4.5.2. Resumen del resto de ensayos	104
4.6 RESUMEN DE RESULTADOS	112
4.7 CONCLUSIONES.....	113
CAPÍTULO V MODELO NUMÉRICO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS	115
5.1 INTRODUCCIÓN	117
5.2 MODELO DE LA BOMBA DE CALOR.....	118
5.2.1. Obtención del modelo	119
5.2.2. Validación del modelo	121
5.3 MODELO DEL DEPÓSITO ACUMULADOR.....	125
5.3.1. Definición del modelo.....	126
5.3.2. Ajustes del modelo. Consumos de agua y Funcionamiento de la bomba de calor	128
5.3.3. Resultados de la aplicación del modelo del depósito acumulador	134
5.3.4. Validación del modelo de estratificación	136
5.4 APLICACIÓN DEL MODELO DE BOMBA DE CALOR DE ACS COMPACTA	137
5.4.1. Resultados de Simulación de la Curva S	138
5.4.2. Resultados de Simulación de la Curva M.....	142
5.4.3. Resultados de Simulación de la Curva L.....	145
5.4.4. Resumen de resultados de la simulación	148
5.5 CONCLUSIONES.....	149
CAPÍTULO VI CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES	151
6.1 CONCLUSIONES. CLIMATIZACIÓN CON APOORTE FOTOVOLTAICO.....	153
6.2 CONCLUSIONES. PRODUCCIÓN DE ACS CON APOORTE FOTOVOLTAICO.....	155
6.3 CONCLUSIONES GENERALES.....	160
6.4 FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN.....	161
BIBLIOGRAFÍA	163
ANEXO. PUBLICACIONES	169



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1	Principios de funcionamiento de la producción térmica solar.....	5
Figura 1-2	Configuración PVT para calentamiento de agua y producción de electricidad	10
Figura 1-3	Consumo de energía en una vivienda y disponibilidad solar	11
Figura 1-4	Esquema de producción de energía térmica con aporte fotovoltaico y bomba de calor.....	14
Figura 2-1	Curva de demanda de frío y radiación solar.....	19
Figura 2-2	Equipo de aire acondicionado con aporte fotovoltaico	20
Figura 2-3	Diagrama de interconexión Red-FV.....	21
Figura 2-4	Conexión eléctrica unidad exterior A/C	22
Figura 2-5	Instalación de ensayos, monitorización y toma de datos	23
Figura 2-6	Unidad exterior en cubierta junto a la instalación FV	24
Figura 2-7	Transductores de presión instalados.....	24
Figura 2-8	Resistencia Shunt.....	25
Figura 2-9	Analizador de redes Chauvin Arnoux	25
Figura 2-10	Posibles flujos de energía de un sistema de climatización solar FV. Configuración general del procedimiento de cálculo recogido en la TASK53 – SHC.....	26
Figura 2-11	(Superior) Sistema fotovoltaico de referencia. (Inferior) Sistema de climatización con aporte fotovoltaico analizado.....	27
Figura 2-12	Condiciones climáticas medidas. 30 de julio	28
Figura 2-13	Temperaturas del ciclo frigorífico. 30 de julio.....	29
Figura 2-14	Presiones del ciclo frigorífico. 30 de julio.....	29
Figura 2-15	Medidas de potencia eléctrica. 30 de julio.....	30
Figura 2-16	Diagrama P-h del refrigerante R410A en uno de los puntos analizados, extraída del software EES.....	30
Figura 2-17	Calor útil de refrigeración y potencia eléctrica consumida. 30 de julio. ($T_{M,ON} = 30,2^{\circ}\text{C}$; $H_{35^{\circ}} = 7,61 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$).....	33
Figura 2-18	Energía eléctrica generada por la fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización (30 de julio). ($T_{M,ON} = 30,2^{\circ}\text{C}$; $H_{35^{\circ}} = 7,61 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$)	35
Figura 2-19	Tensión de paneles a red y conectados al equipo de climatización (30 de julio).....	36

Figura 2-20	Curva I-V y curva P-V de paneles Eurener PEPV235 determinada experimentalmente para unas condiciones de trabajo de $G = 900 \text{ W/m}^2$ y $T_{\text{Amb}} = 30^\circ\text{C}$	36
Figura 2-21	Energía eléctrica generada por la fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización (3 de febrero). ($T_{\text{Ext}} = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$; $H_{35^\circ} = 5,56 \text{ kWh/m}^2$)	37
Figura 2-22	Condiciones climáticas medidas. 26 de agosto	40
Figura 2-23	Energía eléctrica generada por la instalación fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización. 26 de agosto.....	40
Figura 2-24	Calor útil de refrigeración y potencia eléctrica consumida. 26 de agosto	41
Figura 2-25	Potencia eléctrica consumida por el equipo ($P_{\text{TOT,EQ}}$). 26 de agosto	42
Figura 2-26	Presiones del ciclo frigorífico. 26 de agosto	42
Figura 2-27	Energía eléctrica consumida por el equipo ($E_{\text{TOT,EQ}}$) y térmica producida (Q_U) y eficiencia del equipo (SEER - SCOP)	45
Figura 2-28	Energía fotovoltaica consumida por el equipo ($E_{\text{FV,EQ}}$), Energía aportada por la red (E_{RED}), Energía total consumida por el equipo ($E_{\text{TOT,EQ}}$) y Contribución Solar (CS).....	46
Figura 2-29	Energía fotovoltaica producida ($E_{\text{FV,EQ}}$ vs. $E_{\text{FV,RED}}$)	47
Figura 2-30	Eficiencia energética del equipo y del sistema.....	47
Figura 2-31	EPnR y Emisiones, $\text{kWh/m}^2\text{año}$ y $\text{kgCO}_2/\text{m}^2\text{año}$	50
Figura 2-32	Costes anualizados de los tres sistemas comparados.....	52
Figura 3-1	Esquema del sistema propuesto de BC-FV.....	57
Figura 3-2	Micro-inversor Enecsys SMI-480W-60-UL.....	59
Figura 3-3	Inhibidor de corriente a red	59
Figura 3-4	Instalación experimental del sistema BC-FV	60
Figura 3-5	Esquema de la Instalación experimental BC-FV	61
Figura 3-6	Localización geográfica del estudio experimental BC-FV.....	62
Figura 3-7	Condiciones climáticas medidas (Irradiancia solar y Temperatura ambiente). 23/06.....	64
Figura 3-8	Temperaturas del ciclo frigorífico. 23/06.....	64
Figura 3-9	Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. 23/06	65
Figura 3-10	Flujos energéticos del sistema BC-FV.....	66
Figura 3-11	Irradiancia solar en el plano de captadores y temperatura ambiente (21 de junio).....	73
Figura 3-12	Consumos de ACS (21 de junio).....	74
Figura 3-13	Temperaturas del ciclo frigorífico (21 de junio)	74
Figura 3-14	Presiones de condensación y evaporación (21 de junio)	75

Figura 3-15	Calor útil (Q_{BC}) calculado con el método del refrigerante y Potencia eléctrica total ($P_{TOT,BC}$) consumida por la bomba de calor (21 de junio).....	75
Figura 3-16	Eficiencia de la bomba de calor (COP_{BC}) (21 de junio).....	76
Figura 3-17	Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica (21 de junio).....	77
Figura 3-18	Calor útil de la bomba de calor y la resistencia (Q_{TOT}) (21 de junio)	78
Figura 3-19	Contribución Solar del Sistema BC-FV	81
Figura 3-20	Irradiación solar H (kWh/m ² día) y producción fotovoltaica $E_{TOT,FV}$ (kWh/día).....	82
Figura 3-21	Factor de Producción del Sistema BC-FV.....	82
Figura 3-22	EPnR y Emisiones, kWh/m ² año y kgCO ₂ / m ² año	86
Figura 3-23	Comparativa energética entre instalaciones (kgCO ₂ vs. EPnR)	86
Figura 3-24	Costes anualizados (€/año)	88
Figura 3-25	Análisis Económico (EPnR vs. Coste)	89
Figura 4-1	a) Depósito estratificado; b) Depósito completamente mezclado	93
Figura 4-2	Diferentes geometrías de deflectores y difusores con aplicación en depósitos de ACS. Fuente: Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (Atecyr)	94
Figura 4-3	Equipo bomba de calor ensayado	95
Figura 4-4	Esquema de la instalación de ensayos	96
Figura 4-5	Instalación experimental en la cubierta del edificio Innova.....	96
Figura 4-6	Medidas de temperatura en la superficie del depósito	97
Figura 4-7	Temperaturas de la superficie del depósito. Ensayo PC 1 – 6 x 22L (datos en bruto).....	99
Figura 4-8	Ensayo de ajuste de temperaturas.....	100
Figura 4-9	Ajuste de temperaturas. Temp. del depósito vs. Temp. Condensación.....	100
Figura 4-10	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L	101
Figura 4-11	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L/min.....	102
Figura 4-12	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L.....	103
Figura 4-13	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6L/min.....	104
Figura 4-14	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6L/min.....	105
Figura 4-15	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6 L.....	105
Figura 4-16	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L/min.....	106
Figura 4-17	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L.....	107

Figura 4-18	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L.....	107
Figura 4-19	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 4– 3 x 6L	108
Figura 4-20	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 4 – 3 x 6L.....	108
Figura 4-21	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 4 – 3 x 6L.....	108
Figura 4-22	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 5– 1 x 4L	109
Figura 4-23	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 5– 1 x 4L.....	109
Figura 4-24	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 5 – 1 x 4L.....	110
Figura 4-25	Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 6– 1 x 6L	110
Figura 4-26	Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 6– 1 x 6L.....	111
Figura 4-27	Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 6 – 1 x 6L.....	111
Figura 4-28	Eficiencia total y Eficiencia útil de la bomba de calor	113
Figura 5-1	Sistema de bomba de calor de ACS con aporte fotovoltaico y detalle de los subsistemas que lo componen (Circuito Frigorífico, Depósito Acumulador y Paneles FV).....	117
Figura 5-2	Despiece de la bomba de calor Compak KHP 15 190	118
Figura 5-3	Evaporador de la bomba de calor Compak KHP 15 190.....	119
Figura 5-4	Condensador de la bomba de calor Compak KHP 15 190	119
Figura 5-5	Diagrama P-h del refrigerante empleado (R134a)	120
Figura 5-6	Condiciones climáticas. Temperatura exterior e Irradiancia Solar (13 de julio).....	121
Figura 5-7	Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (13 de julio)	122
Figura 5-8	Calor aportado al agua en el condensador. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (13 de julio).....	122
Figura 5-9	Condiciones climáticas. Temperatura exterior e Irradiancia Solar (14 de enero)	123
Figura 5-10	Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (14 de enero)	124
Figura 5-11	Calor aportado al agua en el condensador. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (14 de enero)	124
Figura 5-12	Modelo de discretización de las ecuaciones de transferencia de calor entre el agua y la pared por el método de volúmenes finitos	128
Figura 5-13	Proceso de consumo de agua caliente	129

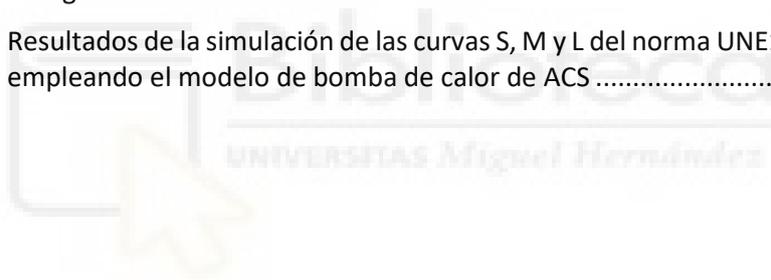
Figura 5-14	Obtención experimental de la ecuación de mezclado para un caudal de agua de 4 L/min ($Vol_{RED} = 22$ L).....	130
Figura 5-15	Obtención experimental de la ecuación de mezclado para un caudal de agua de 6 L/min ($Vol_{RED} = 33$ L).....	131
Figura 5-16	Perfil de temperaturas del depósito durante el consumo de agua y ajuste del mezclado.....	131
Figura 5-17	Proceso de calentamiento del agua. Ensayo TC1 6 x 4 L/min.....	132
Figura 5-18	Proceso de calentamiento en el depósito sin considerar el efecto convectivo y conductivo.....	133
Figura 5-19	Proceso de calentamiento en el depósito aplicado al modelo.....	133
Figura 5-20	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC1 – 6 x 4L/min.....	134
Figura 5-21	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC2 – 6 x 6L/min.....	134
Figura 5-22	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC3 – 3 x 4L/min.....	135
Figura 5-23	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC4 – 3 x 6L/min.....	135
Figura 5-24	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC5 – 1 x 4L/min.....	135
Figura 5-25	Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC6 – 1 x 6L/min.....	136
Figura 5-26	Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC1 – 6 x 4L/min.....	136
Figura 5-27	Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC2 – 6 x 6L/min.....	137
Figura 5-28	Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC4 – 3 x 6L/min.....	137
Figura 5-29	Resultados de la simulación de la Curva S (20 - 20).....	139
Figura 5-30	Resultados de la simulación de la Curva S (20 - 7).....	141
Figura 5-31	Resultados de la simulación de la Curva M (20 - 20).....	143
Figura 5-32	Resultados de la simulación de la Curva M (20 - 7).....	144
Figura 5-33	Resultados de la simulación de la Curva L (20 - 20).....	146
Figura 5-34	Resultados de la simulación de la Curva L (20 - 7).....	147
Figura 5-35	Eficiencia total de la bomba de calor $COP_{TOT,BC}$ y Eficiencia de producción de ACS COP_{DHW}	149

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1	Estado de la técnica en climatización solar. <i>Fuente: International Energy Agency. Solar Heating and Cooling Programme</i> 13
Tabla 2-1	Características técnicas del equipo de aire acondicionado ensayado 21
Tabla 2-2	Datos técnicos de catálogo de los paneles fotovoltaicos..... 21
Tabla 2-3	Toma de datos en un instante de medida. 30 de julio a las 14:00 h..... 28
Tabla 2-4	Incertidumbre de las variables dependientes e independientes (95% nivel de confianza)..... 38
Tabla 2-5	Parámetros energéticos y eficiencias promedio de 5 días en modo refrigeración 43
Tabla 2-6	Parámetros clave de referencia (KPIs) de 5 días en modo refrigeración 43
Tabla 2-7	Parámetros energéticos y eficiencias promedio de 5 días en modo calefacción 43
Tabla 2-8	Parámetros clave de referencia (KPIs) de 5 días en modo calefacción 44
Tabla 2-9	Resumen anual del análisis energético en modo refrigeración 44
Tabla 2-10	Resumen anual del análisis energético en modo calefacción 44
Tabla 2-11	Resumen anual del análisis energético 45
Tabla 2-12	Factores de paso de energía primaria no renovable y emisiones de CO ₂ 48
Tabla 2-13	Resumen del análisis energético anual de las instalaciones 50
Tabla 2-14	Inversión en equipos y otras inversiones (Euros)..... 51
Tabla 2-15	Total costes anualizados (Euros/año)..... 51
Tabla 3-1	Características técnicas de la bomba de calor de ACS 58
Tabla 3-2	Datos técnicos de catálogo de los paneles fotovoltaicos..... 58
Tabla 3-3	Datos técnicos de catálogo del Micro-inversor Enecsys SMI-480W-60-UL..... 59
Tabla 3-4	Perfil de consumos de ACS 6x4L/min 63
Tabla 3-5	Toma de datos en un instante de medida. 23/06 a las 13:06 63
Tabla 3-6	Ejemplo de cálculo. Método de la potencia útil. Octubre..... 67
Tabla 3-7	Ejemplo de cálculo. Método del refrigerante. Octubre 69
Tabla 3-8	Caudal, temperatura de entrada y salida y energía térmica útil de ACS (21 de junio)..... 73
Tabla 3-9	Indicadores de eficiencia energética (21 de junio)..... 78

Tabla 3-10	Condiciones ambientes promedio de ensayo y volumen de ACS consumido	79
Tabla 3-11	Resultados promedio mensuales de los flujos de energía BC-FV.....	80
Tabla 3-12	Indicadores de eficiencia energética BC-FV	80
Tabla 3-13	Factores de paso.....	83
Tabla 3-14	Resumen del análisis energético anual de las instalaciones	85
Tabla 3-15	Inversión en equipos y otras inversiones (Euros).....	87
Tabla 3-16	Total costes anualizados (Euros/año).....	87
Tabla 4-1	Temperaturas en la superficie del depósito.....	97
Tabla 4-2	Medidas de la estación meteorológica	98
Tabla 4-3	Medidas del consumo de ACS	98
Tabla 4-4	Perfil de consumos de ACS	98
Tabla 4-5	Análisis energético. PC1 – 6x22L	103
Tabla 4-6	Análisis energético. PC 2 – 6 x 6L.....	106
Tabla 4-7	Análisis energético. PC 4 – 3 x 6L.....	109
Tabla 4-8	Análisis energético. PC 5 – 1 x 4L.....	110
Tabla 4-9	Análisis energético. PC 6 – 1 x 6L.....	111
Tabla 4-10	Resumen de resultados del calor útil y eficiencias de la BC.....	112
Tabla 4-11	Condiciones de los ensayos	112
Tabla 5-1	Indicadores de eficiencia energética Analítico vs. Experimental (13 de julio).....	123
Tabla 5-2	Indicadores de eficiencia energética Analítico vs. Experimental (14 de enero)	125
Tabla 5-3	Curva de consumo S	139
Tabla 5-4	Resultados detallados de la simulación de la Curva S (20-20)	140
Tabla 5-5	Resultados energéticos de la simulación de la Curva S (20-20)	141
Tabla 5-6	Resultados energéticos de la simulación de la Curva S (20-7)	142
Tabla 5-7	Curva de consumo M.....	142
Tabla 5-8	Resultados energéticos de la simulación de la Curva M (20-20).....	144
Tabla 5-9	Resultados energéticos de la simulación de la Curva M (20-7).....	145
Tabla 5-10	Curva de consumo L	145
Tabla 5-11	Resultados energéticos de la simulación de la Curva L (20-20)	146
Tabla 5-12	Resultados energéticos de la simulación de la Curva L (20-7)	147
Tabla 5-13	Resumen de resultados de la simulación de las curvas S, M y L	148
Tabla 6-1	Resumen del análisis energético del sistema de climatización con aporte fotovoltaico.....	153

Tabla 6-2	Resultado del análisis energético comparativo de 3 soluciones de climatización. Factores de paso empleados $1,954 \text{ kWh}_{\text{EPnR}}/\text{kWh}_{\text{EF}}$ y $0,331 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EF}}$	154
Tabla 6-3	Costes anualizados de 3 soluciones de climatización. Estudio económico a 25 años, con tasa de inflación al 3% y tasa de retorno al 3%	155
Tabla 6-4	Análisis energético del sistema de bomba de calor con apoyo fotovoltaico para ACS. Valores promedio en kWh/día y valores totales en kWh/año	156
Tabla 6-5	Resultados promedio de los indicadores de eficiencia energética del sistema de bomba de calor con apoyo fotovoltaico para ACS	156
Tabla 6-6	Resultado del análisis energético comparativo de 6 soluciones de producción de ACS. Factores de paso electricidad $1,954 \text{ kWh}_{\text{EPnR}}/\text{kWh}_{\text{EF}}$ y $0,331 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EF}}$. Factores de paso gas natural $1,190 \text{ kWh}_{\text{EPnR}}/\text{kWh}_{\text{EF}}$ y $0,252 \text{ kg}_{\text{CO}_2}/\text{kWh}_{\text{EF}}$	157
Tabla 6-7	Costes anualizados de 6 soluciones de producción de ACS. Estudio económico a 25 años, con tasa de inflación al 3% y tasa de retorno al 3%	157
Tabla 6-8	Resumen de resultados de los ensayos de estratificación y análisis energético de la bomba de calor de ACS.....	158
Tabla 6-9	Resultados de la simulación de las curvas S, M y L del norma UNE16147 empleando el modelo de bomba de calor de ACS	159





LISTADO DE SÍMBOLOS

<i>A</i>	Área (m ²)
<i>C_p</i>	Calor específico (J/kg·°C)
<i>COP</i>	Coefficiente de operación (-)
<i>CS</i>	Contribución solar de la instalación solar fotovoltaica (%)
<i>E</i>	Energía eléctrica (kWh)
<i>EER</i>	Eficiencia energética en refrigeración (-)
<i>FC</i>	Factor de carga (%)
<i>FP</i>	Factor de producción de la instalación solar fotovoltaica (%)
<i>G</i>	Irradiancia solar (W/m ²)
<i>g</i>	Coefficiente de temperatura de la potencia (1/°C)
<i>H</i>	Irradiación solar (kWh/m ² día)
<i>h</i>	Coefficiente de transferencia de calor (W/m ² °C)
<i>I</i>	Intensidad eléctrica (A)
<i>i</i>	Instante de cálculo del modelo numérico (-)
<i>k</i>	Conductividad térmica (W/m°C)
<i>N</i>	Número de nodos del mallado del modelo numérico (-)
<i>n</i>	Nodo del modelo numérico (-)
<i>P</i>	Potencia eléctrica (W)
<i>Q̇</i>	Potencia térmica (W)
<i>Q</i>	Energía térmica (kWh)
<i>t</i>	tiempo (h)
<i>T</i>	Temperatura (°C)
<i>TONC</i>	Temperatura de operación nominal de la célula fotovoltaica (°C)
<i>R</i>	Rendimiento, que incluye los porcentajes de pérdidas debidas a que los módulos fotovoltaicos operan, normalmente, en condiciones diferentes de las CEM
<i>SEER</i>	Eficiencia energética estacional en refrigeración (-)
<i>SCOP</i>	Coefficiente de operación estacional (-)
<i>SPF</i>	Eficiencia energética estacional (-)
<i>U</i>	Coefficiente global de transferencia de calor (W/m ² K)
<i>V</i>	Tensión eléctrica (V)
<i>Vol</i>	Volumen (m ³)

Subíndices

<i>1</i>	Referido a la entrada del compresor
<i>2</i>	Referido a la salida del compresor
<i>3</i>	Referido a la salida del condensador
<i>4</i>	Referido a la entrada del evaporador
<i>AC,FV</i>	Lado de corriente alterna del inversor de la instalación solar fotovoltaica
<i>ACS</i>	Agua caliente sanitaria
<i>BC</i>	Referido a la bomba de calor
<i>C</i>	Célula solar fotovoltaica
<i>CC,FV</i>	Lado de corriente continua del inversor de la instalación solar fotovoltaica
<i>COND</i>	Referido al condensador
<i>COMP</i>	Referido al compresor
<i>DEP</i>	Referido a las pérdidas de calor a través de las paredes del depósito
<i>E,BC</i>	Referido al consumo eléctrico de la bomba de calor
<i>ENT</i>	Entrada
<i>EPnR</i>	Energía primaria no renovable
<i>EVAP</i>	Referido al evaporador
<i>EXT</i>	Condiciones exteriores
<i>F</i>	Fluido
<i>FV,BC</i>	Producción eléctrica fotovoltaica aportada a la bomba de calor
<i>FV,EQ</i>	Producción eléctrica fotovoltaica aportada al equipo de climatización
<i>FV,RED</i>	Producción eléctrica fotovoltaica de la inyección a red
<i>FV,RES</i>	Producción eléctrica fotovoltaica aportada a la resistencia eléctrica
<i>FV,TOT</i>	Producción eléctrica fotovoltaica total
<i>INV</i>	Referido al inversor de corriente de la instalación solar fotovoltaica
<i>L</i>	Pérdidas de calor
<i>M,24</i>	Valor promedio en 24 horas
<i>M,ON</i>	Valor promedio en funcionamiento del equipo
<i>P</i>	Pared del depósito
<i>PE</i>	Transferencia de calor de la pared al exterior
<i>PF</i>	Transferencia de calor de la pared al fluido
<i>RED</i>	Consumo eléctrico de red
<i>RES</i>	Calor aportado por resistencia eléctrica del depósito
<i>SAL</i>	Salida
<i>SIST</i>	Referido al sistema
<i>TOT</i>	Calor aportado total

TOT,BC	Total referido a la bomba de calor
TOT,EQ	Total referido al equipo
$TOT,SIST$	Total referido a sistema
U	Calor útil
W	Agua
Z	Eje vertical

Letras Griegas

α	Azimut de los paneles solares fotovoltaicos ($^{\circ}$)
β	Inclinación de los paneles solares fotovoltaicos ($^{\circ}$)
η	Rendimiento (%)
ρ	Densidad (kg/m^3)





CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS



CAPÍTULO I. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 INTRODUCCIÓN

El modelo de desarrollo tecnológico actual, basado en el uso intensivo de recursos energéticos de origen fósil, provoca impactos medioambientales negativos y desequilibrios socioeconómicos que obligan a definir un modelo de desarrollo sostenible.

Dentro de un marco energético, el desarrollo sostenible se podría definir como aquel que permite satisfacer las necesidades actuales sin comprometer la capacidad de las generaciones futuras de satisfacer sus propias necesidades energéticas.

En este sentido, la enorme preocupación por la dependencia energética del exterior, así como por los cada vez más acentuados efectos del cambio climático, nos obligan a desarrollar tecnologías más respetuosas con el medioambiente y capaces de sustituir con garantías el uso de los combustibles fósiles.

De acuerdo con la información de la comisión europea, el 50% del consumo de energía final de la Unión se destina a calefacción y refrigeración, de los cuales el 80% se consume en edificios, los cuales son responsables del 36% de las emisiones de CO₂ de la Unión. En España, este consumo representa el 20% del consumo final de energía, según el Instituto para la Diversificación y el Ahorro de la Energía (IDAE).

La directiva de eficiencia energética en edificios 2010/31/EU [1] estableció como objetivos prioritarios para la reducción de la dependencia energética de la Unión y las emisiones de gases de efecto invernadero, la reducción del consumo de energía y la sustitución de los combustibles fósiles por fuentes de energía renovables. Según el texto de la mencionada directiva *“Todos los edificios nuevos que se construyan a partir del 31 de diciembre de 2020 serán edificios de consumo de energía casi nulo”*, adelantando esta fecha al 31 de diciembre de 2018 en el caso de los edificios de nuevos de titularidad pública.

Aunque la definición final del concepto *“nZEB”*, siglas en inglés de *near Zero Energy Building*, queda en manos de cada uno de los países miembros, un edificio de consumo *“casi nulo”* deberá ser aquel que, siendo capaz de mantener las condiciones de habitabilidad y confort, registre un consumo de energía muy bajo. Para ello, será necesario actuar sobre la envolvente térmica del edificio, sobre la eficiencia de los equipos y, sobre todo, se deberá contar con aporte de fuentes de energía renovables.

La directiva de eficiencia energética en edificios UE 2018/844 [2] modifica la anterior directiva y plantea estrategias a corto plazo (2030), medio plazo (2040) y largo plazo (2050), con el objetivo final de lograr un parque inmobiliario descarbonizado y altamente eficiente de aquí al año 2050. De esta forma, se insta a los países miembros a establecer una hoja de ruta con indicadores medibles con vistas a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero en la Unión en un 80-95% en comparación con las del año 1990.

Entre los objetivos principales de la mencionada directiva se encuentra la descarbonización de los edificios, fomentando así el uso de la energía eléctrica frente a otras fuentes de energía de origen fósil como el gas natural o los GLPs. Ello supondrá la desaparición en los edificios de sistemas típicos de calefacción o producción de agua caliente como las calderas o los calentadores, en favor de sistemas que consuman electricidad, como la aerotermia y/o geotermia.

Se propone, además, la digitalización del sistema energético de los edificios y el uso de las Tecnologías de la Información y la Comunicación como medida de mejora de la eficiencia energética y el confort de los edificios. Se pretende así fomentar la automatización de los

edificios a fin de adaptar el funcionamiento de estos a las necesidades de sus ocupantes y de la red, con el objetivo final de mejorar el rendimiento global en los edificios.

Para la consecución de los objetivos marcados a corto, medio y largo plazo las estrategias de diseño deberán centrarse, no sólo en la envolvente de los edificios (garantizar un aislamiento completo del edificio, reducir el efecto de los puentes térmicos, minimizar las infiltraciones, etc.), sino también en el uso de instalaciones altamente eficientes y el uso de fuentes de energía renovables.

La fuente renovable más empleada en edificios es la energía solar, aprovechada, bien para la producción de agua caliente empleando captadores solares térmicos, o bien, para la producción de energía eléctrica a través de paneles solares fotovoltaicos. En este sentido, la línea de investigación llevada a cabo en este trabajo se centra en el aprovechamiento de la energía solar fotovoltaica para la producción de energía térmica en edificios. En el presente trabajo se estudian tanto soluciones de climatización, como soluciones de producción de agua caliente sanitaria.

1.2 ESTADO DEL ARTE

Refrigeración Solar (Sistemas térmicos y Sistemas fotovoltaicos)

Se estima que en los próximos años crecerá el consumo de energía eléctrica en refrigeración de los edificios, lo cual es atribuible a varios factores, como: el aumento de la temperatura ambiente, el crecimiento de las expectativas de confort en los edificios, la percepción del incremento de la productividad ligada al confort térmico y el aumento de la carga interna debida al equipamiento electrónico. Este incremento del consumo de energía debido a los sistemas de refrigeración traerá consigo un notable aumento de las emisiones de CO₂, a no ser que se desarrollen nuevas soluciones más eficientes.

A pesar del gran esfuerzo realizado por los fabricantes de equipos de aire acondicionado por aumentar la eficiencia de sus equipos, el crecimiento exponencial del número de estos equipos en el núcleo urbano ha dado lugar a un significativo aumento del pico de consumo de energía eléctrica durante la época estival, especialmente en países con climas cálidos del sur de Europa, como España, Italia y Portugal.

Aparentemente, una solución obvia para atajar esta tendencia, pasa por refrigerar los espacios acondicionados de los edificios con la misma energía causante de gran parte de la demanda de refrigeración de dichos espacios, es decir, la radiación solar. Esta solución se hace especialmente evidente en los edificios del sector terciario donde existe una especial coincidencia entre las horas de mayor demanda de refrigeración y las horas de disponibilidad de radiación solar. Esta coincidencia permitiría usar la radiación solar sin tener que pensar en ningún sistema de acumulación de energía, ni térmica, ni eléctrica.

A día de hoy, la energía solar puede ser convertida en energía de refrigeración usando dos principios de funcionamiento, ambos ilustrados en la Figura 1-1, a partir de compresión térmica y con equipos de compresión eléctrica.

- *Sistemas solares térmicos:* El calor generado con captadores solares térmicos puede ser convertido en energía térmica de refrigeración usando tecnologías accionadas térmicamente. La mayoría de estas tecnologías utilizan equipos de absorción o adsorción en combinación con colectores solares planos o tubos de vacío. En [3-4] se estudian este tipo de sistemas con accionamiento solar. Otras tecnologías utilizan ciclos de vapor para transformar la energía térmica en energía mecánica y de esta forma accionar un sistema de compresión [5], aunque su aplicación práctica está principalmente en el sector industrial y para grandes potencias.

- La electricidad generada por los paneles solares fotovoltaicos puede ser empleada para el accionamiento total o parcial de los equipos de compresión eléctrica. Por ejemplo, en el estudio experimental presentado en [6] un equipo de aire acondicionado de 3,5 kW térmicos es alimentado simultáneamente por una instalación solar fotovoltaica de 0,7 kW_p. y por energía convencional de la red. Asimismo, en [7] se describe también un estudio de investigación de refrigeración solar en el que un equipo de aire acondicionado es accionado mediante el uso de paneles fotovoltaicos.

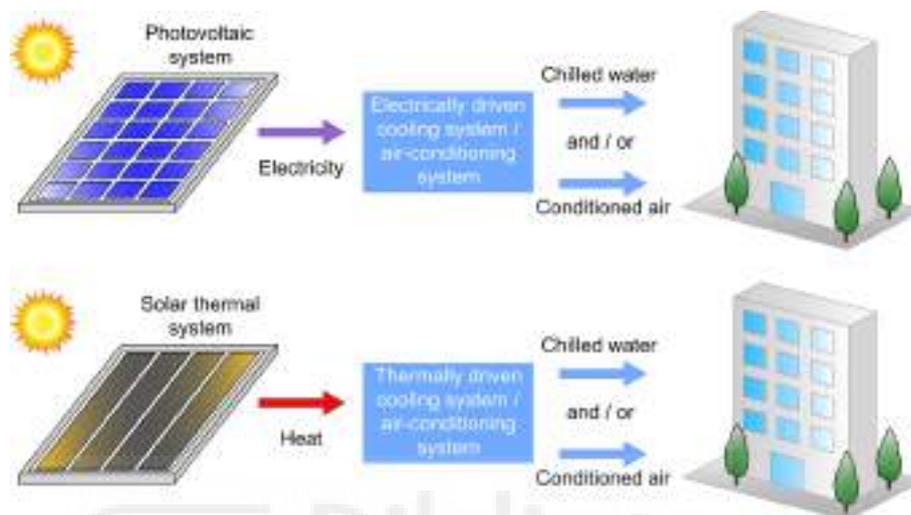


Figura 1-1 Principios de funcionamiento de la producción térmica solar

En este sentido, en [8] se presenta un estudio de simulación que compara 5 soluciones diferentes de refrigeración solar, cuatro de ellas con colectores solares térmicos como fuente de energía y una quinta empleando paneles solares fotovoltaicos para el accionamiento del compresor de una planta enfriadora de agua. Entre las soluciones con aporte solar térmico se estudiaron: un sistema de compresión mecánica mediante un ciclo de Rankine, un sistema de compresión térmica con absorción, un sistema de compresión con adsorción y, por último, un sistema climatización con rueda desecante que empleaba el calor de los colectores solares térmicos como fuente de energía a la batería de regeneración de calor. Entre los resultados del estudio, se pone de manifiesto la mayor eficiencia y menor complejidad técnica del sistema de compresión eléctrica con accionamiento fotovoltaico, frente al resto de soluciones.

Por otro lado, en [9] se presenta el estado del arte en el campo de la refrigeración solar. Nuevamente, se contemplan sistemas de absorción y adsorción accionados mediante colectores solares térmicos y un sistema de climatización con bomba de calor de ciclo de compresión simple, donde el compresor es alimentado con paneles solares fotovoltaicos. Aunque la sencillez de este último caso es notable, en el estudio se estiman los ahorros a partir de un coste del panel de 4 -7 €/W_p, cuando en la actualidad el precio de los paneles fotovoltaicos es muy inferior a este.

Una nueva comparativa entre diferentes sistemas de refrigeración solar es la presentada en [10], donde los estudios se centraron en comparar sistemas con bombas de calor eléctricas con paneles fotovoltaicos, reguladores y controladores, frente a un sistema térmico de absorción y de adsorción. Los resultados demostraron que cuando se usa la tecnología fotovoltaica para refrigeración, el área de captación es inferior a si se emplean captadores solares térmicos. Además, cabe destacar que ya en 2012 los investigadores fueron capaces de predecir de forma acertada la evolución decreciente de los costes asociados a los sistemas de refrigeración solar

con aporte fotovoltaico, lo que los hace cada vez más competitivos y eficientes que los sistemas de compresión térmica. Por último, pero no menos importante, las emisiones de CO₂ por kWh térmico de los sistemas fotovoltaicos fueron significativamente más bajas que los sistemas térmicos.

En [11] se analiza el funcionamiento de dos soluciones alternativas para la refrigeración de un edificio de oficinas en dos ciudades europeas (Friburgo y Madrid), empleando para ello un modelo de simulación en TRNSYS. En esta ocasión, se compara un sistema de enfriadora de agua de compresión eléctrica accionada mediante paneles solares fotovoltaicos, con un sistema de máquina de absorción y torre de refrigeración con aporte de energía solar térmica. En ambos casos, el sistema ensayado se destinaba únicamente a cubrir la demanda de refrigeración, por lo que se requería un sistema auxiliar de caldera para satisfacer la demanda de calefacción. Entre las conclusiones del estudio, los investigadores afirmaron que la solución con paneles fotovoltaicos y compresión eléctrica superaba a la solución térmica en términos de ahorro de energía primaria y en términos de ahorro económicos.

Cobra gran relevancia los últimos estudios presentados por Lazzarin et. al., ya que este grupo de investigación ha trabajado en el campo de la producción de frío con apoyo solar desde la década de los 80. Así, en el trabajo que se presenta en [12] por parte de este grupo de investigación se concluyó que la bajada del precio de los paneles solares fotovoltaicos, sumado al incremento de su eficiencia, harían de la combinación de fotovoltaica y bombas de calor una solución más atractiva frente a la tradicional de máquinas compresión térmica con instalación solar térmica. Asimismo, en su reciente artículo [13] los autores afirmaron que la evolución de los costes del mercado haría que, para la misma capacidad de refrigeración, una enfriadora con paneles fotovoltaicos pueda costar la mitad que su equivalente instalación de absorción con captadores solares térmicos.

Una conclusión similar se extrae del trabajo de Ursula Eicker [14], quien en 2015 afirmó que los sistemas fotovoltaicos combinados con enfriadoras de compresión eléctrica ofrecían una eficiencia energética con una alta viabilidad económica y un alto grado de fiabilidad técnica. Asimismo, destacó el menor consumo de agua y de energía auxiliar de los sistemas con aporte fotovoltaico.

De acuerdo a la bibliografía analizada, aunque son bien conocidos desde hace muchos años, los sistemas de refrigeración solares térmicos tienen serias dificultades para implantarse como solución para la climatización de edificios, principalmente por las siguientes razones:

- Razonas técnicas: Por un lado, este tipo de instalaciones son altamente complejas de diseñar y mantener. Por otro lado, puesto que comúnmente funcionan en combinación con un sistema de condensación con torre de refrigeración, el riesgo de la legionela está muy presente en este tipo de instalaciones, lo que obliga a complejos y costosos tratamientos químicos y/o térmicos durante el proceso de mantenimiento.
- Económicas: La inversión inicial para la adquisición e instalación de estos equipos resulta todavía muy elevado, especialmente para instalaciones de pequeña potencia.

De acuerdo a los informes publicados por la Agencia Internacional de la Energía, en relación con la Task 53 – Solar Heating and Cooling [15], los sistemas de refrigeración con aporte fotovoltaico son la más prometedora y más cercana al mercado tecnología para la refrigeración de los edificios, especialmente para instalaciones de pequeña y media potencia (< 50 kW térmicos). Además, el notable descenso del precio de los paneles solares fotovoltaicos durante los últimos años y el cada vez más significativo incremento de su eficiencia, hacen de la tecnología de refrigeración solar fotovoltaica un más que interesante campo de estudio.

Refrigeración Solar (Equipos de compresión eléctrica y accionamiento fotovoltaico)

Las tecnologías donde se emplea energía solar fotovoltaica para el accionamiento de máquinas de expansión directa, suelen ser de dos tipos: sistemas fotovoltaicos autónomos y sistemas fotovoltaicos conectados a la red. Los sistemas conectados a red son más simples y se componen, principalmente, de: paneles fotovoltaicos, inversor/es, unidades de acondicionamiento de energía y equipos de conexión a la red. Dentro de estos sistemas, se puede distinguir entre aquellos que exportan energía a la red y aquellos que no exportan energía (sólo importan). Asimismo, el aporte fotovoltaico al equipo puede realizarse en corriente continua o en corriente alterna (también podrían existir baterías para un mayor aprovechamiento).

G.K. Singh, en [16], mostró las diferentes aplicaciones y beneficios de los paneles solares fotovoltaicos: su alta eficiencia, gran fiabilidad y bajos costes de mantenimiento. Además, la reducción del precio del sistema fotovoltaico de alrededor del 75% en menos de 10 años ha acercado la energía solar fotovoltaica a la competitividad de costes en varios países y segmentos de mercado. La Asociación de la industria fotovoltaica europea en su informe “Global Market Outlook For Solar Power 2015 – 2019”, indica que el coste de los sistemas fotovoltaicos siguió disminuyendo desde 2014, por lo que actualmente los precios del sistema por debajo de 1€/Wp son comunes en varios países europeos (coste del panel 50% del coste del sistema).

A través de una investigación bibliográfica sistemática los autores en [17] analizaron la situación actual de la energía solar fotovoltaica y señalaron las principales ventajas que la convierten en una buena solución para su uso en edificios. En este artículo se vuelve a destacar como principales ventajas: alta fiabilidad, disponibilidad, bajas necesidades de mantenimiento y su potencial para reducir las emisiones de CO₂ de las instalaciones térmicas de los edificios.

La reducción de costes, la alta fiabilidad de funcionamiento y la escasa necesidad de mantenimiento de los paneles solares fotovoltaicos han sido fundamentales para el desarrollo tecnológico experimentado a lo largo de los últimos años por los equipos de calefacción y refrigeración solar con apoyo fotovoltaico. De hecho, tal y como apuntan los autores en [18], los sistemas de calefacción y refrigeración solar están aumentando constantemente en número y tecnologías disponibles y entre ellos, se estudia activamente el uso de paneles fotovoltaicos.

Una de las investigaciones llevadas a cabo en el campo de la calefacción y refrigeración solar se presenta en [19]. En este artículo los autores describen un estudio experimental consistente en un equipo de aire acondicionado alimentado por paneles solares fotovoltaicos y con almacenamiento de energía en baterías para poder trabajar incluso por la noche. El estudio demuestra la viabilidad técnica de emplear este tipo de tecnologías para evitar los picos de consumo en la red durante los meses de invierno y verano. La eficiencia del inversor de corriente empleado en este trabajo es un 70-80%, por lo que las pérdidas de energía en la transformación de corriente continua a alterna son significativas. Como solución se plantea el uso de equipos de aire acondicionados alimentados directamente con corriente continua o instalar un inversor de mayor eficiencia (la eficiencia de los inversores actuales puede llegar hasta el 98%).

En [20] se analiza el funcionamiento de 6 equipos diferentes de aire acondicionado alimentados por una instalación solar fotovoltaica aislada de red y con baterías. Los equipos ensayados iban de 0,43 kW a 1,38 kW de capacidad térmica, mientras que la instalación fotovoltaica empleada estaba entre los 200 y los 650 Wp, por lo que este estudio se centró únicamente en aplicaciones de pequeña potencia. A lo largo del artículo se presentan resultados de varios días típicos.

El estudio experimental realizado en [21] se centra en el análisis del funcionamiento de un equipo de aire acondicionado de corriente continua alimentado por una instalación solar fotovoltaica de 1,44 kW con baterías y conexión a red. En el artículo se muestran resultados de días tipo durante el funcionamiento diurno y nocturno del equipo en Beijing. Como principal conclusión se indica que el ahorro de energía conseguido está entre el 67% y el 77% en modo

refrigeración. Asimismo, a partir del estudio económico realizado apuntan a la conveniencia de sistemas conectados a red, sin baterías, pero sin exportación de excesos de energía a la red: sistemas que los autores denominan “Quasi grid-connected PV-powered air conditioners”.

Para mejorar el acoplamiento entre la producción fotovoltaica y la demanda, varios grupos de investigación trabajan en el almacenamiento térmico de la energía. De esta forma, los investigadores Xu et al. [22] diseñaron y construyeron un equipo de aire acondicionado con almacenamiento térmico de hielo. Su análisis mostró que es factible utilizar almacenamiento térmico de hielo en lugar de un banco de baterías para almacenar energía solar en el campo de la refrigeración fotovoltaica distribuida.

Recientemente, Opoku et al. [23] estudiaron el rendimiento de un equipo de aire acondicionado de 2,5 kW de capacidad frigorífica con aporte solar fotovoltaico (1040 Wp) híbrido (con baterías) para el enfriamiento diurno de una oficina de 30 m², en climas cálidos y húmedos (Kumasi, Ghana) durante un año. Los resultados indicaron que la fracción solar de sistema propuesto era del 51%. Asimismo, en el artículo se incluye un estudio económico en el que se contemplan ahorros económicos de hasta US\$ 1600 en un periodo de 10 años. A pesar del interés práctico del estudio realizado, esta situación es muy diferente a la de una oficina en Europa, donde hay demandas de refrigeración y calefacción durante todo el año y la demanda varía significativamente a lo largo del día.

A diferencia de los estudios anteriores, en [24] se analiza el funcionamiento de un sistema de refrigeración centralizada de gran potencia alimentado con energía solar fotovoltaica y energía de la red mientras climatiza todo un edificio de oficinas en el sur de China. La instalación analizada se componía de una enfriadora centrífuga de 362 kW de capacidad frigorífica con torre de refrigeración alimentada por una instalación solar fotovoltaica de 390,5 kW_p y conectada a red. El estudio presenta resultados de días típicos comprendidos entre abril y mayo, alcanzando una contribución solar promedio del 52%. Las condiciones climáticas de este estudio son similares a las del clima mediterráneo. Sin embargo, las conclusiones del trabajo no serían aplicables a un edificio con demanda de calefacción y refrigeración.

Tras analizar la bibliografía disponible, se aprecia un interés creciente por el estudio de los sistemas de climatización con equipos de expansión directa apoyados, total o parcialmente, con energía solar fotovoltaica. Sin embargo, muchos de los estudios aquí presentados carecen de interés práctico en instalaciones de pequeña potencia 7-8 kW, bien por la complejidad técnica de ejecución o bien, por los rangos de potencia analizados.

Asimismo, se echa de menos estudios experimentales que contemplen cubrir tanto la demanda de calefacción, como la de refrigeración. Los estudios en los que se contemplan ambas demandas son únicamente numéricos, mientras que los estudios experimentales publicados sólo tienen en cuenta la demanda de refrigeración.

Calefacción y producción de agua caliente con aporte solar

En la mayoría de los países de Europa, tanto la calefacción como el agua caliente sanitaria se produce con calderas, quemando, para ello, algún tipo de combustible fósil. La energía solar térmica [25] ha sido la fuente de origen renovable más empleada para el precalentamiento del agua en los edificios, aunque la experiencia ha puesto de manifiesto las importantes carencias de fiabilidad de este tipo de tecnología, principalmente en edificios de viviendas.

Si bien es cierto que las tareas de diseño ejecución y mantenimiento resultan fundamentales para el correcto funcionamiento de las instalaciones térmicas, existen parámetros que quedan fuera del alcance de proyectistas, instaladores y mantenedores, y que resultan claves para que una instalación rinda tal y como se espera de ella.

Estudios como los presentados en [26-27] han podido demostrar que, problemas típicos de las instalaciones solares térmicas, como el sobrecalentamiento y/o estancamiento, pueden afectar al correcto funcionamiento de la instalación sin que llame especialmente la atención de los usuarios ni mantenedores. Esta situación se hace especialmente patente en instalaciones colectivas de viviendas, donde la carencia de un correcto mantenimiento y el común desconocimiento de los usuarios suele ir en contra del correcto funcionamiento de la instalación.

Como consecuencia de la situación descrita podemos encontrarnos con problemas a corto plazo, como el incremento en el consumo energético, mayores importes en las facturas de electricidad y combustibles, así como sobrecostes en operaciones de mantenimiento. Mientras que, a más largo plazo, empiezan a aparecer otro tipo de problemas como deterioros tempranos de la instalación, inesperados costes de reparaciones y sustitución de equipos, etc.

Las instalaciones solares térmicas también se han visto afectadas por los cambios normativos en España. Si el código técnico de la edificación del año 2006 obligaba a la instalación de energía solar térmica en todos los edificios de nueva construcción, la modificación de este en 2013, dejaba la puerta abierta al uso de otras tecnologías de origen renovable. Las exigencias impuestas a estas soluciones alternativas eran tres:

- Tener un origen renovable, lo que hace posible el uso de las bombas de calor con $SCOP_{NET}$ superior a 2,5 [28]
- Generar menos emisiones de CO_2 que la instalación de referencia (caldera de gas natural con rendimiento medio estacional del 92%)
- Tener un consumo de energía primaria no renovable (EPnR) inferior a la instalación de referencia anteriormente definida

A nivel europeo, entre los objetivos principales contemplados en la directiva de eficiencia energética en edificios UE 2018/844 [2] se encuentra la descarbonización de los edificios para el año 2050, fomentando así el uso de la energía eléctrica frente a otras fuentes de energía de origen fósil, como el gas natural o los GLPs.

Bajo el escenario descrito, las bombas de calor se presentan como la mejor solución para la calefacción de los espacios interiores de edificios, así como para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), especialmente en edificios de viviendas, dado su escasa necesidad de mantenimiento y el alto grado de fiabilidad.

Sin embargo, las bombas de calor presentan un especial inconveniente, y este se presenta cuando se les hace trabajar en ambientes a baja temperatura, ya que el COP se ve drásticamente reducido. Este problema se hace notable cuando la temperatura ambiente baja de aproximadamente de 5°C, ya que el refrigerante podría alcanzar temperaturas inferiores a 0°C y formarse hielo sobre la superficie del evaporador. En estas condiciones el intercambio de calor se ve muy afectado y el COP cae en picado. Además, los procesos de desescarche también son un motivo más de pérdida de eficiencia. Por todo ello, algunos equipos dejan de funcionar cuando la temperatura exterior baja de los 0°C.

Algunos estudios, se centran en mejorar la eficiencia de las bombas de calor cuando estas trabajan en ambientes a bajas temperaturas. La solución a este problema pasa por evaporar el refrigerante en un ambiente que haya sido previamente calentado, como por ejemplo agua o aire. En general, la bibliografía analizada considera dos técnicas diferenciadas: bomba de calor solar de expansión directa (DX-SAHP), cuando el refrigerante fluye a través del colector solar, y bomba de calor solar de expansión indirecta (IDX-SAHP), si existe un fluido caloportador intermedio entre el evaporador y el colector. Muchos de los trabajos llevados a cabo dentro de esta línea de investigación se incluyen en las revisiones presentadas en [29-30], en los que se pone de manifiesto que la eficiencia promedio estacional de la bomba de calor de ACS (SPF)

puede estar entre 2,5 y 3,5 para temperaturas de preparación por debajo de 50°C, aunque la eficiencia puede aumentar hasta 6-9 si se apoyan con energía solar.

Existe una tecnología ampliamente analizada, conocida como PVT [31-32], resultado de combinar un panel fotovoltaico y uno térmico (ver Figura 1-2). En los paneles PVT el calor disipado en por el panel solar térmico se aprovecha para calentar un fluido, que puede ser agua, aire o refrigerante. De esta forma, se consigue refrigerar el panel fotovoltaico, mejorando su eficiencia [33], a la vez que se aprovecha el calor para una aplicación paralela. En combinación con una bomba de calor este calor podría emplearse, por ejemplo, para aumentar la temperatura de operación del evaporador [34-35]. Como se ha comentado antes, esta solución podría ser muy interesante en regiones frías, donde el evaporador trabaja durante muchas horas al día a temperaturas muy bajas. Se debe tener en cuenta que, en los momentos en los que la bomba de calor está parada y el calor del PVT no se aprovecha, la eficiencia del panel PVT es inferior a la de un PV convencional.

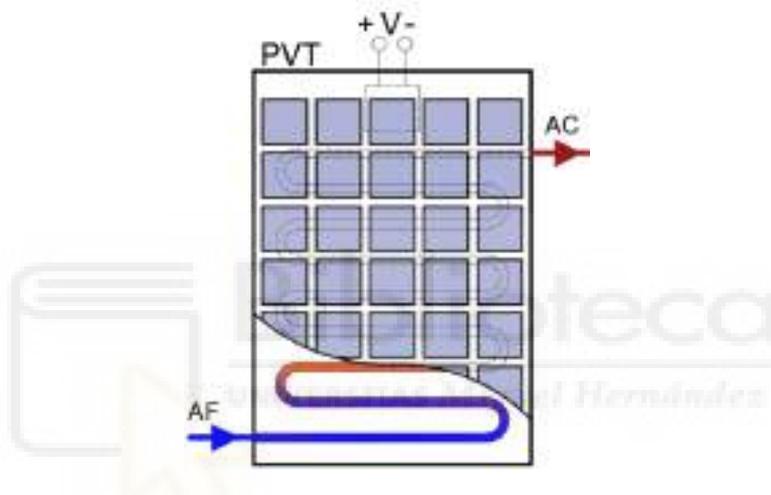


Figura 1-2 Configuración PVT para calentamiento de agua y producción de electricidad

Entre los sistemas analizados en [29] se encuentra un sistema de bomba de calor solar de expansión indirecta (IDX-SAHP), donde el fluido que transporta el calor entre el PVT y el evaporador es agua (misma configuración que el PVT de la Figura 1-2). De forma alternativa, en [36] se estudia el funcionamiento de un panel híbrido fotovoltaico y térmico, donde el panel térmico actúa como evaporador de una bomba de calor, donde por la parte posterior del panel circula refrigerante R134a, que se calienta, enfriando el panel fotovoltaico y mejorando así su eficiencia. Trabajando de esta forma, la eficiencia de la bomba de calor podría pasar de 3,6 a 6,6.

Una solución distinta a los convencionales PVT se analiza en los trabajos [37-38]. En estos estudios la captación solar se realiza mediante tubos de vacío, de esta forma se consiguen mayores temperaturas del fluido y se incrementa notablemente la eficiencia de la bomba de calor.

Una alternativa distinta a los ya comentados PVT, pasa por la combinación de paneles solares fotovoltaicos y una bomba de calor de calefacción y/o ACS. Esta solución emplea la energía eléctrica generada por los paneles solares para alimentar el compresor de la bomba de calor. En [39] se describe el estudio experimental de una bomba de calor de producción de ACS alimentada, simultáneamente, con paneles solares fotovoltaicos y con la red eléctrica convencional.

Una de las ventajas principales de la producción de calefacción y ACS con bomba de calor y paneles solares fotovoltaicos se encuentra en la posibilidad del almacenamiento energético directamente en el agua del depósito, sin necesidad de emplear baterías.

Beneficios del uso de las bombas de calor con aporte fotovoltaico.

Las principales ventajas de utilizar paneles solares fotovoltaicos en combinación con una bomba de calor para la producción de la climatización y el ACS en los edificios son:

- La tecnología solar fotovoltaica es altamente fiable y su eficiencia está creciendo significativamente en los últimos años. Si un panel fotovoltaico puede tener una eficiencia media del 14-17% [40] y una bomba de calor un COP de 3-3,5, la combinación de ambas tecnologías podría ofrecer una eficiencia media de un 50%, muy similar a la registrada por una instalación solar térmica convencional.
- En aplicaciones de refrigeración, esta solución es mucho más fiable y económica que las máquinas de absorción asistidas con solar térmica, especialmente para aplicaciones de pequeña potencia. De acuerdo a la bibliografía analizada, la tecnología de absorción con solar térmica puede ser económicamente rentable para instalaciones de gran potencia, por encima de los 100 – 200 kW, donde el ahorro conseguido supera a los costes de inversión y mantenimiento.
- Con una correcta gestión de la generación y el consumo, este tipo de sistemas permitiría consumir en el propio edificio el 100% de la energía fotovoltaica generada, sin necesidad de balancear nada de energía con la red, lo cual resulta ser la solución más óptima. Los intercambios de energía con la red obligan a llevar a cabo gestiones de energía que resultarán altamente complejas en un escenario de autoconsumo generalizado.

Al margen de los beneficios ya comentados, una de las principales ventajas de la producción energía térmica en edificios con bomba de calor y aporte fotovoltaico se encuentra en la posibilidad del almacenamiento de energía sin necesidad de emplear baterías. En el caso de la calefacción y/o la refrigeración se puede almacenar la energía aprovechando la inercia térmica del edificio, mientras que en el caso del ACS se emplearía el depósito de agua como tanque de almacenamiento de energía.

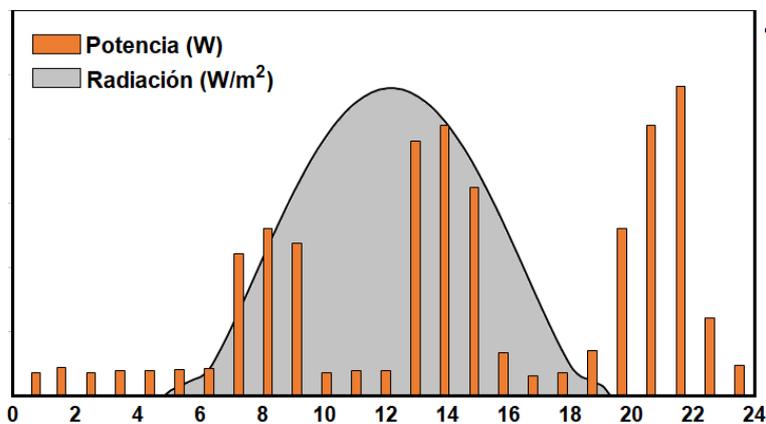


Figura 1-3 Consumo de energía en una vivienda y disponibilidad solar

La Figura 1-3 muestra lo que podría ser la curva de consumo eléctrico de una vivienda tipo y la disponibilidad de radiación solar. Como se puede ver, los principales consumos se centran en las horas en las que la vivienda registra actividad, principalmente en primeras horas del día y por la noche. De esta forma, se pierde la posibilidad de aprovechar una gran cantidad de radiación solar. Una estrategia de aprovechamiento solar pasa por accionar los equipos de producción térmica (aire acondicionado y producción de ACS) para hacerlos coincidir con las horas de sol. De esta forma, se reduciría notablemente el consumo eléctrico de la vivienda a la vez que se maximiza la contribución solar.

La directiva de eficiencia energética en edificios UE 2018/844 [2] establece un nuevo indicador de basado en la capacidad del edificio y sus instalaciones para adaptar su funcionamiento a las necesidades de los ocupantes y de la red eléctrica. En este sentido, en la investigación llevada a cabo en [41] se demostró que es posible emplear los equipos de expansión directa de las viviendas para mejorar el funcionamiento de la red en áreas con aporte de energía solar fotovoltaica. La idea de dicha investigación se centró en un balance de energía, pero sin considerar los requisitos de demanda de agua caliente, lo cual podría repercutir en un problema de baja temperatura de suministro y discomfort térmico.

Por otro lado, los investigadores en [42] proponen un modelo de sistema de producción de agua caliente con aporte fotovoltaico, acumulación de energía en baterías, sistema auxiliar diésel de generación y con conexión a red. El sistema analizado, aparentemente complejo para viviendas unifamiliares, se modeliza funcionando para abastecer la demanda térmica de un hotel en Sudáfrica. Como principal conclusión se pone el acento en la necesidad de llevar a cabo un correcto dimensionado de los equipos y el diseño de una estrategia de control adecuada.

En [43] se presenta una solución para la producción de agua caliente en viviendas con bomba de calor y sin conexión a red. En el estudio se propone una instalación híbrida con aporte fotovoltaico, eólico y térmico, así como con baterías. Los investigadores llegan a la conclusión de que para el correcto funcionamiento de este tipo de instalaciones resulta fundamental contar con un óptimo sistema de control capaz de predecir las condiciones ambientales y actuar en función de estas. Una solución de este tipo permitiría adaptar la producción a la disponibilidad de sol o viento, permitiendo así optimizar al máximo la contribución renovable.

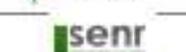
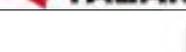
Por último, en [44] se describe un estudio de bomba de calor asistida con energía solar fotovoltaica, en el que se comparan dos sistemas de almacenamiento de energía, uno térmico en un depósito de agua y otro eléctrico con baterías, tratando de averiguar cuál de los dos sistemas produce un nivel de ahorro mayor. Los investigadores concluyen que ambos sistemas tienen aproximadamente el mismo nivel de ahorro de energía. Sin embargo, no se indica nada en el estudio al respecto del análisis del coste de vida de las baterías.

1.3 ESTADO DE LA TÉCNICA

A pesar del gran número de proyectos de investigación llevados a cabo a lo largo de los últimos años en el campo de la climatización y la calefacción solar, esta tecnología sigue sin imponerse como solución comercial para la producción de energía térmica en edificios. Así, son pocos los fabricantes que a día de hoy han apostado por desarrollos tecnológicos que combinen la energía solar fotovoltaica y los equipos con ciclos de compresión eléctrica.

En este sentido, la Tabla 1-1 resume los principales desarrollos comerciales en el campo de la climatización solar. Esta tabla ha sido extraída del informe final sobre el estado del arte realizado por el grupo de trabajo de la Task 53 - Solar Heating and Cooling [45].

Tabla 1-1 Estado de la técnica en climatización solar
Fuente: International Energy Agency. Solar Heating and Cooling Programme

Logo	Manufacturer, country	Market status	Service	Solar input type	Nominal cooling capacity (kW or m ² /h)	Nominal heating capacity (kW)	Nominal solar input (Wp for PV and m ² for ST)	Cooling Storage	Target market area
	ATESYS, France	R&D	Cooling/heating	PV	4 kW	5.1 kW	4.6 kW	Scrubber tank	France, Northern Africa
	CLIMATEWELL, Sweden	R&D	Cooling/heating/DHW	ST	40 kW	100 kW	100 m ²	Scrubber tank	Europe, sunny countries
	FREECOLD, France	Commercial	Cooling	PV	2.5 kW	No heating	1.5 kW	-	Africa, developing countries
	FREESCOO, Italy	R&D	Cooling/heating	ST/PV	300 m ² /h	1.44 kW	2.4 kW	-	Italy
	GREE, China	R&D	Cooling/heating	PV	33.5 kW	37.5 kW	12.2 kW	None	China
	KAYSUN, Spain	Commercial	Cooling/heating	PV	3.5 kW	3.8 kW	0.7 kW	None	Spain, Europe
	PURIX, Denmark	Commercial	Cooling/heating	ST	2.5 kW	3.6 kW	4.8 m ²	None	Europe, sunny countries
	SENR, France	Commercial	Cooling/heating	PV	3.6 kW (split) 4.5 kW (VRF)	3.6 kW (split) 5.0 kW (VRF)	0.45 kW (split) 2.0 kW (VRF)	None	France, Europe, sunny countries
	SOLABCOOL, Netherlands	R&D	Cooling/heating	ST	4.5 kW	8 kW	13.2 m ²	None	Europe, sunny countries
	YAZAKI, Japan	R&D	Cooling/heating	ST	25 kW	60 kW	0.1 kW	Scrubber tank	China

Como se puede ver en la Tabla 1-1, a día de hoy, existen un total de 5 equipos de climatización que emplean paneles fotovoltaicos como fuente de energía, de los cuales 4 de ellos ya se encuentran en el mercado.

FREECOLD es un equipo de expansión directa sólo frío con una potencia nominal de 2,5 kW sin conexión a red y con posibilidad de trabajar con baterías. Este sistema está pensando, principalmente, para países en desarrollo sin acceso a la red eléctrica convencional.

La marca comercial **KAYSUN** dispone de un equipo de expansión directa de 3,5 kW en modo refrigeración y 3,8 kW en modo calefacción, alimentado simultáneamente por paneles solares fotovoltaicos y por energía de la red. Se trata del equipo ensayado en el presente trabajo.

La empresa danesa **PURIX** comercializa un equipo de expansión directa de 2,5 kW en modo frío y 3,6 kW en modo calor, sin baterías y pensado para aplicaciones de pequeña potencia como viviendas y pequeñas oficinas.

Por último, la empresa francesa **SENR** dispone de un equipo de expansión directa para aplicaciones de pequeña potencia con rangos que van de 2,6 kW a 7 kW en modo frío y de 2,8 kW a 7,3 kW en modo calor. La alimentación se produce mediante una instalación solar fotovoltaica de hasta 1500 Wp y con energía de la red. La gestión de la energía se realiza de forma autónoma en el equipo, sin que existan excedentes de energía a la red.

Existen algunas otras casas comerciales que distribuyen equipos comerciales de características muy similares a los aquí descritos, siempre pensando en aplicaciones de pequeña potencia entre 3 y 5 kW de capacidad.

1.4 OBJETIVOS DE LA TESIS

El objetivo principal de la línea de investigación llevada a cabo en la presente tesis se centra en el análisis de la viabilidad técnica y económica de la utilización de equipos de tipo bomba de calor con aporte fotovoltaico para la producción de energía térmica en los edificios, tanto para climatización de espacios, como para la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Dentro de los trabajos realizados se han planteado y estudiado diferentes configuraciones posibles, atendiendo, por ejemplo, a la posibilidad de almacenamiento de energía, exportación-importación de energía, compresor inverter vs. compresor ON-OFF, etc. Las diferentes alternativas de configuraciones estudiadas se representa de forma esquemática en la Figura 1-4.

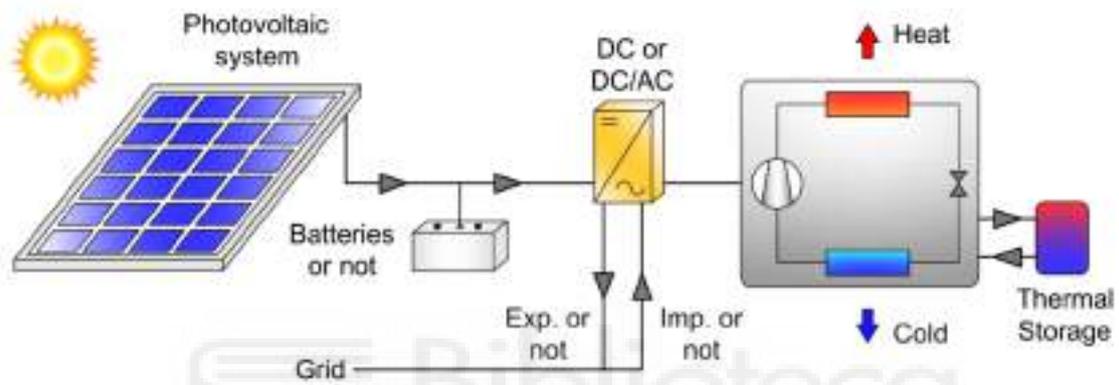


Figura 1-4 Esquema de producción de energía térmica con aporte fotovoltaico y bomba de calor

Atendiendo a las posibles configuraciones del sistema planteado, las alternativas estudiadas en el presente trabajo han sido:

Características de diseño:

- Exporta electricidad: Sí / No
- Dispone de baterías: Sí / No
- Tipo de compresor: Inverter / ON-OFF
- Control mejorado: Sí / No
- Acumulación de energía térmica: Sí / No

Dimensionado:

- Potencia nominal del compresor: 200 - 900 W
- Potencia pico de paneles FV: 300 - 700 Wp
- Capacidad baterías: Sí / No

Los diseños experimentales finalmente analizados han sido:

- Instalación de climatización en edificios no residenciales. El caso estudiado se centra en un edificio de oficinas de 35 m² y con un perfil de uso de 8 de la mañana a 8 de la tarde. Se ha estudiado un equipo de expansión directa de tipo inverter con una potencia nominal en frío de 3,5 kW y en calor de 3,8 kW alimentado por una instalación

fotovoltaica de 705 Wp y energía de la red. No se ha considerado almacenamiento de energía, ni exportación de excedentes a red.

- Instalación de producción de ACS para una familia de 4 miembros con un volumen de consumo de acuerdo a las indicaciones de CTE (112 litros/día).

El equipo estudiado ha sido una bomba de calor compacta aire-agua con 1500 W de capacidad y 190 litros de acumulación con compresor ON-OFF. La alimentación del equipo se componía de una instalación solar fotovoltaica de 470 Wp en paralelo con la red y sin baterías.

Se pretende así, definir herramientas y estrategias de diseño que permitan optimizar el funcionamiento de este tipo de instalaciones, teniendo en cuenta, para ello, parámetros como: las condiciones climáticas, el perfil de uso, la carga térmica, etc.

1.5 MATERIALES Y MÉTODOS

En la presente tesis se ha seguido una metodología fundamentalmente basada en trabajos experimentales, lo que ha servido para conocer de forma detallada el funcionamiento de los equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para la producción de energía térmica en edificios, incluyendo la climatización de espacios y la producción de agua caliente sanitaria (ACS).

Los estudios se han centrado en localidades situadas en climas mediterráneos, con alta radiación solar e inviernos suaves. Concretamente, los ensayos han sido realizados en Elche, provincia de Alicante (España). Esta localidad cuenta con una radiación solar media anual sobre la horizontal de $H_0=5,06 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$ y una temperatura media de $15,3^\circ\text{C}$ [46]. Geográficamente, Elche se ubica sobre la latitud 38° , con una altura sobre el nivel del mar de 86 m.

Los materiales y métodos empleados para el estudio experimental de la Climatización con Bomba de Calor y Aporte Fotovoltaico se describen en detalle en los apartados 2.3 y 2.4 del presente documento.

Los materiales y métodos empleados para el estudio experimental de la Producción de ACS con Bomba de Calor y Apoyo Fotovoltaico se describen en detalle en los apartados 3.3 y 3.4 del presente documento.

Parte del trabajo realizado se centra en la simulación del funcionamiento del sistema de Producción de ACS con Bomba de Calor y Apoyo Fotovoltaico propuesto. Los materiales y métodos empleados para llevar a cabo dicha simulación se describen en detalle en los apartados 5.2 y 5.3 del presente documento.

1.6 RESULTADOS

Para mayor comprensión, los resultados experimentales obtenidos se han presentado divididos en resultados diarios, mensuales y anuales para todos los estudios llevados a cabo en la tesis.

Por un lado, los resultados diarios muestran la aplicación en detalle de la metodología de cálculo empleada, analizando un día en concreto del estudio experimental. Por otro lado, los resultados mensuales y anuales muestran el valor promedio del conjunto de días analizados en el periodo de tiempo concreto.

Los resultados del estudio experimental de la Climatización con Bomba de Calor y Aporte Fotovoltaico se describen en detalle en los apartados 2.7 y 2.8 del presente documento

Los resultados del estudio experimental de la Producción de ACS con Bomba de Calor y Apoyo Fotovoltaico se describen en detalle en los apartados 3.7 y 3.8 del presente documento

Por último, los resultados obtenidos de la simulación numérica de la Bomba de Calor Compacta de ACS se presentan en detalle en el apartado 5.4 del presente documento.

1.7 PUBLICACIONES CONSTITUTIVAS DE LA TESIS

Los estudios llevados a cabo en esta tesis han dado lugar a 3 publicaciones científicas.

A partir del estudio experimental de la Climatización con Bomba de Calor y Aporte Fotovoltaico se han publicado los siguientes artículos científicos:

- **F.J. Aguilar, S. Aledo, P.V. Quiles**, *Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid*, Applied Thermal Engineering 123 (2017) 486–497
- **F. Aguilar, D. Crespí-Llorens, P.V. Quiles**, *Techno-economic analysis of an air conditioning heat pump powered by photovoltaic panels and the grid*, Solar Energy 180 (2019) 169–179

La aportación científica de dichos artículos y la relación de estos con el contenido de la tesis se describe en detalle en el Capítulo 2.

Los resultados obtenidos del estudio experimental de la Producción de ACS con Bomba de Calor y Apoyo Fotovoltaico han dado lugar a la siguiente publicación científica:

- **F.J. Aguilar, S. Aledo, P.V. Quiles**, *Experimental study of the solar photovoltaic contribution for the domestic hot water production with heat pumps in dwellings*, Applied Thermal Engineering 101 (2016) 379–389

La aportación científica de este artículo y su relación con el contenido de la tesis se describe en detalle en el Capítulo 3.

CAPÍTULO II

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA
CLIMATIZACIÓN CON BOMBA DE CALOR Y
APORTE FOTOVOLTAICO**



CAPÍTULO II. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CLIMATIZACIÓN CON BOMBA DE CALOR Y APORTE FOTOVOLTAICO

2.1 INTRODUCCIÓN

Tal y como se muestra en la Figura 2-1, para ciertas aplicaciones, como podrían ser los edificios de oficinas o del sector servicios, existe una relación directa entre la demanda de energía térmica para climatización y la disponibilidad de radiación solar. Ello hace pensar en la utilización de sistemas de climatización que aprovechen de una u otra manera la radiación solar como principal fuente de energía.

Tecnologías como las máquinas de absorción o adsorción son capaces de aprovechar la energía solar empleando captadores solares térmicos para la climatización de edificios. No obstante, por coste y complejidad este tipo de soluciones no resultan interesantes para instalaciones de pequeña potencia.

La alternativa planteada en este proyecto se basa en la utilización de una máquina de aire acondicionado de pequeña potencia, conectada a dos fuentes de energía: una instalación solar fotovoltaica (24-30 V_{CC}) y a la red convencional (230 V_{CA}). El control del funcionamiento de la máquina de aire acondicionado y la gestión de la producción fotovoltaica se encuentran integrados en la propia unidad exterior de aire acondicionado. Este sistema trabaja modulando la generación fotovoltaica, para adaptarla a la demanda eléctrica del equipo, de manera que no se produzcan excedentes de energía, ni vertidos a red. De esta forma, el nivel de autoconsumo fotovoltaico alcanzado fue, en todo momento, del 100%.

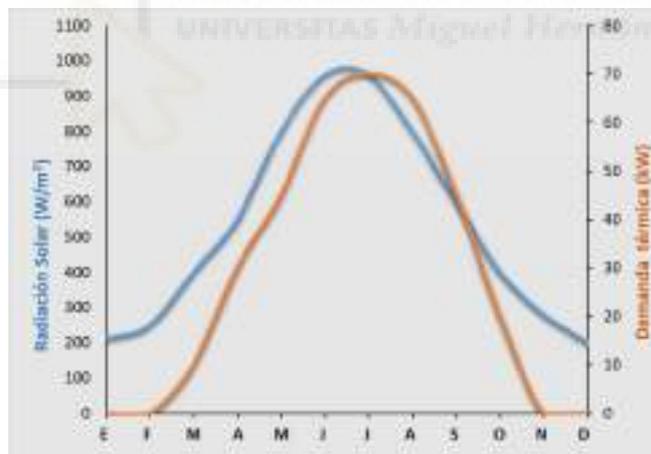


Figura 2-1 Curva de demanda de frío y radiación solar

El objetivo principal del estudio llevado a cabo se centró en analizar las posibilidades reales de la utilización de energía solar fotovoltaica para alimentar una máquina de expansión directa y comparar los resultados obtenidos con sistemas convencionales de climatización.

De acuerdo a las especificaciones del fabricante, el sistema de control del equipo permite optimizar el funcionamiento del mismo y reducir al mínimo el consumo de energía procedente de la red, a la vez que se maximiza el aporte fotovoltaico.

En los apartados siguientes se describe con más detalle la instalación de ensayos, los equipos de medida y la metodología empleada, así como los resultados obtenidos.

2.2 SISTEMA ENSAYADO

Se ha ensayado un equipo de aire acondicionado de tipo inverter conectado simultáneamente a dos fuentes de energía: por un lado, se conectó a una instalación solar fotovoltaica y, por otro lado, a la red eléctrica convencional. La Figura 2-2 muestra la representación esquemática de la instalación ensayada.

El modelo de equipo de aire acondicionado es una bomba de calor de la marca Kaysun-Midea, modelo SUITE SOLAR 3D. La potencia nominal en frío es de 3,5 kW, mientras que en modo calefacción es de 3,8 kW. El consumo eléctrico del equipo es de aproximadamente 1 kW, tanto en frío, como en calor.

Aunque no se atendió a un cálculo de cargas preciso para el dimensionado del equipo, la potencia térmica de refrigeración del este arroja un ratio de $3520 \text{ W} / 35 \text{ m}^2 \approx 100 \text{ W/m}^2$. Basándonos en la experiencia, este ratio, aunque algo elevado, resulta acertado para una aplicación como el de “oficinas”, donde la carga interna es importante.

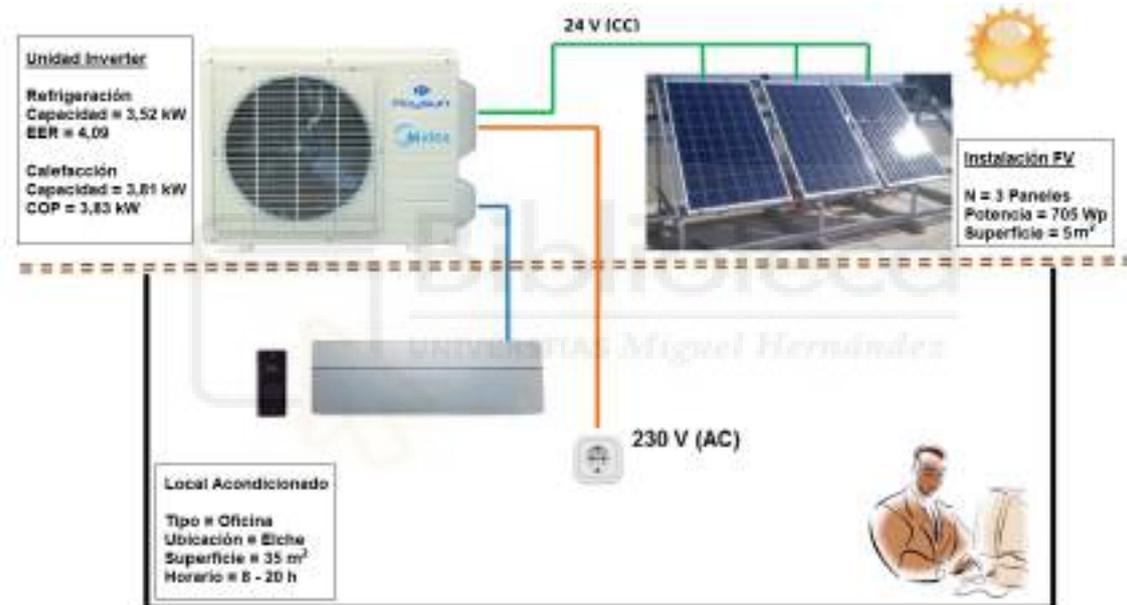


Figura 2-2 Equipo de aire acondicionado con aporte fotovoltaico

Según las especificaciones del fabricante, este equipo podría trabajar conectado a 1, 2 o 3 paneles fotovoltaicos, con una potencia máxima de 900 Wp. En el estudio experimental llevado a cabo se decidió emplear 3 paneles, con una potencia total de 705 Wp, por lo que en condiciones nominales la potencia consumida por el equipo superaría a la potencia proporcionada por la instalación fotovoltaica. Como se verá más adelante, la integración en el equipo de la red y la fotovoltaica se realiza de forma perfecta, priorizando la energía de la fuente renovable frente a la no renovable y tomando de la red únicamente la energía eléctrica que la fotovoltaica no es capaz de proporcionar. La gestión de la generación fotovoltaica también se realiza correctamente, evitando en todo momento excedentes de energía y vertidos a la red.

Los datos técnicos de la unidad bomba de calor analizada se muestran en la Tabla 2-1, mientras que en la Tabla 2-2 se incluyen los datos de los paneles fotovoltaicos utilizados en el estudio, los cuales han sido extraídos de las fichas técnicas de los fabricantes.

Tabla 2-1 Características técnicas del equipo de aire acondicionado ensayado

KAYSUN SUITE SOLAR 3D	Mínimo	Nominal	Máximo
Capacidad frigorífica (kW)	0,95	3,52	4,15
Potencia absorbida frío (kW)	0,19	0,86	1,18
EER	4,09		
Capacidad calorífica (kW)	1,03	3,81	4,5
Potencia absorbida calor (kW)	0,22	0,99	1,36
COP	3,83		
Refrigerante	R410A		

Tabla 2-2 Datos técnicos de catálogo de los paneles fotovoltaicos

EURENER 235	Simb.	Unidad	Nom.
Potencia nominal	$P_{N,PV}$	W	235
Área del panel	A_{PV}	m ²	1,67
Eficiencia nominal del panel	EF_{PV}	%	13,74
Intensidad de cortocircuito	I_{CC}	A _{DC}	8,25
Tensión de circuito abierto	V_{OC}	V _{DC}	37,08
Intensidad nominal	$I_{N,PV}$	A _{DC}	7,66
Tensión nominal	$V_{N,PV}$	V _{DC}	30,01

La interconexión de las dos fuentes de energía (red y fotovoltaica) se realiza en un convertidor de corriente integrado en la unidad exterior (ver Figura 2-3). Dicho convertidor transforma la corriente alterna de la red desde 230 VAC y 50 Hz a corriente continua a 200 – 300 VDC con la que alimentar el compresor y variar la velocidad de giro de este para adaptar el equipo a la demanda. La integración de la fotovoltaica sucede antes de alimentar al compresor, tras el paso de la corriente fotovoltaica a través de un segundo convertidor que transforma la corriente de 24 VDC a 200 – 300 VDC.

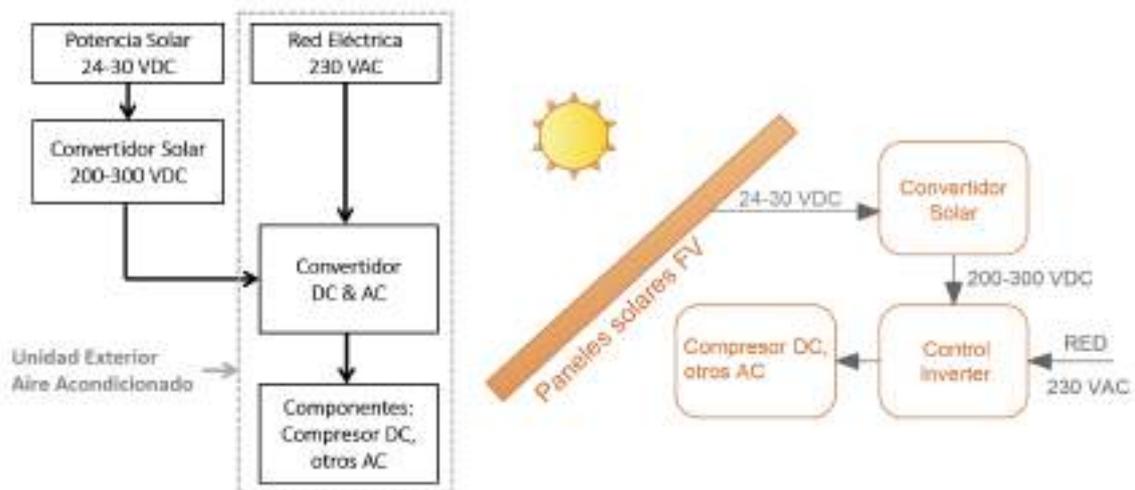


Figura 2-3 Diagrama de interconexión Red-FV

Al tratarse de un equipo comercial, preparado para recibir el suministro fotovoltaico, no se requiere de equipo inversor externo, por lo que ambas fuentes de energía se conectan directamente a la unidad exterior de aire acondicionado, tal y como se puede ver en la Figura 2-4. Se consigue, además, una ventaja añadida al eliminar las baterías y el regulador de carga, que son los componentes de la instalación causantes de gran parte de las averías registradas en las instalaciones fotovoltaicas. En la Figura 2-4 se puede ver la conexión eléctrica del equipo ensayado.



Figura 2-4 Conexión eléctrica unidad exterior A/C

Tal y como se verá en el análisis del funcionamiento presentado más adelante, el sistema fue diseñado para ser capaz de priorizar el consumo de los paneles fotovoltaicos frente al consumo de red. De esta forma se conseguirían ahorros de energía primaria y de emisiones de CO₂ muy importantes.

Según los elementos descritos y el diseño de la instalación, las principales características del sistema BC-FV ensayado son las siguientes:

Características de diseño:

Exporta electricidad:	No
Dispone de baterías:	No
Tipo de compresor:	Inverter
Control mejorado:	Sí, pero sólo por horario de funcionamiento
Acumulación de energía térmica:	Sí (aprovechando la inercia térmica del edificio)

Dimensionado:

Potencia nominal compresor:	850 W
Potencia pico de paneles:	705 Wp
Capacidad baterías:	No tiene

2.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS

Para llevar a cabo el estudio se diseñó y construyó la instalación de ensayos representada en la Figura 2-5. Para mayor comprensión de cada una de las partes, se ha dividido ésta en tres subsistemas.

El subsistema “A” estaba formado por el equipo de aire acondicionado tipo inverter modelo Suite SOLAR 3D, de la marca Kaysun. Dicho equipo se encontraba conectado, de forma

simultánea, a una línea de corriente alterna (230 V) procedente de la red eléctrica convencional, así como a una línea de alimentación de corriente continua (24 - 30 V) procedente de paneles solares fotovoltaicos.

El equipo se monitorizó mientras acondicionaba un despacho de 35 m² con un horario de oficina de 8 a 20 horas, de lunes a viernes. Las medidas se realizaron a lo largo de un año completo, pudiendo registrar el funcionamiento en modo calefacción y en modo refrigeración.

La unidad exterior se ubicó sobre la cubierta plana del edificio de oficinas (ver Figura 2-6), mientras que la unidad interior, de tipo split, se instaló sobre la pared del despacho a climatizar. El funcionamiento del equipo se estableció a partir de un horario, haciéndolo coincidir con el horario de la oficina y la regulación del mismo se llevó a cabo por control del termostato, fijado en los parámetros recomendados por el RITE (23 ÷ 25°C en verano y 21 ÷ 23°C en invierno).

El aporte solar (Subsistema B) se llevó a cabo a través de tres paneles solares fotovoltaicos policristalinos de 235 Wp, modelo PEPV235 de la marca Eurener. La instalación se orientó al sur ($\alpha=0^\circ$), con una inclinación de 35° ($\beta=35^\circ$). Todo ello, se montó sobre la cubierta plana de un edificio de oficinas ubicado en Elche (Alicante).

Por último, se tomaron datos de 3 paneles solares fotovoltaicos (Subsistema C), de idénticas características que los del Subsistema B, conectados a la red eléctrica convencional a través de un equipo inversor con seguimiento del punto de máxima potencia, en adelante MPPT, siglas en inglés de la tecnología Maximum Power Point Tracking. Estos tres paneles se tomaron como referencia para evaluar la posible pérdida de producción de la fuente fotovoltaica al ser conectada al equipo de climatización, ya que estos iban a trabajar bajo demanda del equipo A/C y no bajo el algoritmo de seguimiento MPPT.

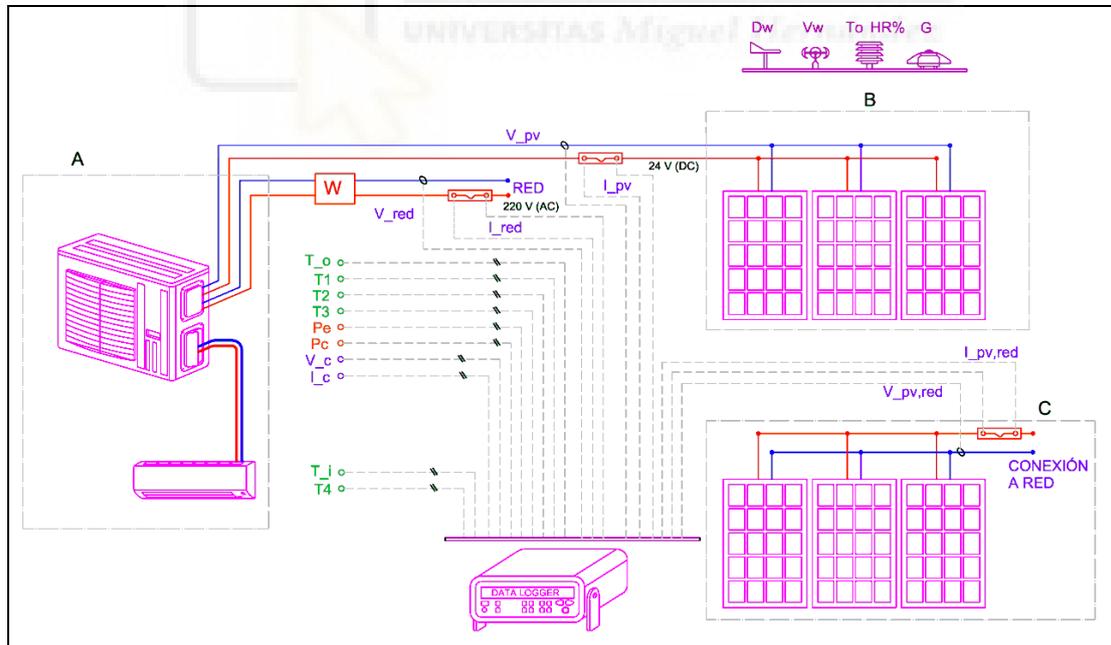


Figura 2-5 Instalación de ensayos, monitorización y toma de datos

La instalación de ensayos se completó con un sistema de medida y adquisición de datos en el que se incluyeron sondas de temperatura, presión, consumo eléctrico, condiciones meteorológicas, etc., tal y como se muestra en la Figura 2-5. Para la adquisición de datos se dispuso un datalogger HP Agilent 34970A, con una frecuencia de registro de datos de 5 minutos.

Para la medida de las temperaturas se emplearon termopares tipo K por su amplio rango de funcionamiento ($-40\div 1000^{\circ}\text{C}$) y bajo coste, cuya precisión de medida se fija en $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$. Estos sensores se utilizaron para medir las temperaturas en los cuatro puntos de interés del ciclo frigorífico, siendo instalados en contacto sobre la tubería de cobre, bañados en pasta conductora y aislados con cinta de tipo Armaflex. También se instalaron estos sensores para medir la temperatura del aire a la entrada de la unidad exterior y la temperatura ambiente del local climatizado. Debido a la importancia de las medidas de temperatura, todas las sondas empleadas en el estudio fueron previamente calibradas.



Figura 2-6 Unidad exterior en cubierta junto a la instalación FV

Se emplearon transductores de presión instalados en la tubería del circuito frigorífico para medir la presión de aspiración y descarga del compresor. La Figura 2-7 muestra los sensores instalados, con los rangos de presión de cada uno de ellos (hasta $30\pm 0,14$ bar para la medida de baja presión y hasta $40\pm 0,17$ bar para la medida de alta presión). Ambos sensores generaban una señal de $4 - 20$ mA, cableados hasta los canales de intensidad del datalogger. En la fotografía de la derecha en la Figura 2-7 se distinguen ambos sensores de presión una vez instalados en la tubería del ciclo frigorífico.



Figura 2-7 Transductores de presión instalados

Las medidas eléctricas en corriente continua (energía fotovoltaica al equipo de aire acondicionado y energía fotovoltaica a red) se realizaron con resistencias tipo shunt, como las que se muestran en la Figura 2-8. La resistencia de este dispositivo es un valor conocido con precisión y se utiliza para determinar la intensidad de corriente eléctrica que fluye a través de este mediante la medición de la diferencia de tensión a través del mismo.



Figura 2-8 Resistencia Shunt

El consumo total del equipo se determinó empleando un vatímetro instalado en la toma de corriente de red. Por último, con ayuda de un analizador de redes Chauvin Arnoux (C.A.8334), se determinó la relación entre el consumo total del equipo y el del compresor, lo cual, tal y como se verá más adelante, resulta fundamental para la aplicación del método del refrigerante y poder determinar así el flujo másico de refrigerante que trasiega el compresor, así como el calor intercambiado en el condensador y en el evaporador.



Figura 2-9 Analizador de redes Chauvin Arnoux

2.4 METODOLOGÍA DE ENSAYO

El ámbito de aplicación de este estudio se centró en localidades situadas en climas mediterráneos, con alta radiación solar e inviernos suaves. Concretamente, el estudio fue llevado a cabo en Elche, provincia de Alicante (España). Esta localidad cuenta con una radiación solar media anual sobre la horizontal de $H_0=5,06 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$ y de $H_{45}=5,58 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{día}$ en el plano de inclinación de 45° y una temperatura media de $15,3^\circ\text{C}$ [46]. Geográficamente, Elche se ubica sobre la latitud 38° , con una altura sobre el nivel del mar de 86 m.

La metodología de ensayo empleada ha sido la descrita en el informe de la TASK53 [47], grupo de trabajo de la Agencia Internacional de la Energía encargado de la línea de investigación Solar Heating and Cooling. La ver Figura 2-10, tomada directamente del procedimiento TASK53, indica todos los posibles flujos energéticos de generación y consumo que se podrían analizar en un sistema de climatización con apoyo fotovoltaico. La nomenclatura que aparece en la Figura 2-10 es la empleada en el mencionado procedimiento, aunque en este proyecto no se ha hecho uso de la misma.

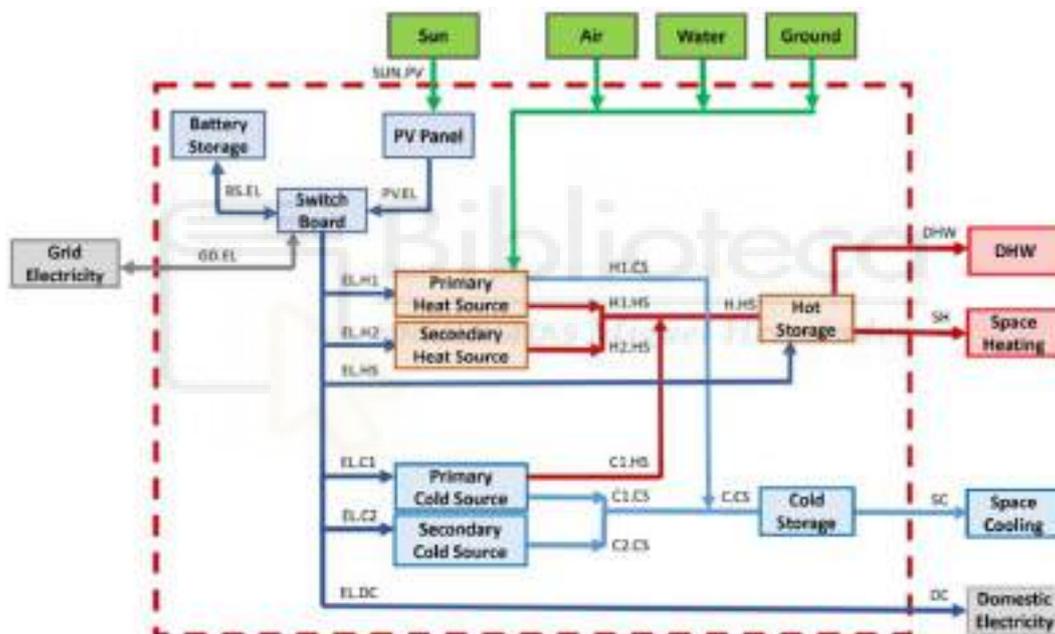


Figura 2-10 Posibles flujos de energía de un sistema de climatización solar FV. Configuración general del procedimiento de cálculo recogido en la TASK53 – SHC

Este procedimiento se ha adaptado a las particularidades del presente proyecto, para lo cual, se han realizado las siguientes consideraciones:

- No se exporta energía a la red
- No se emplean baterías
- Toda la energía fotovoltaica se consume en el equipo de climatización
- No existe ningún sistema paralelo de aporte de frío/calor (back-up)

Además, se ha añadido una instalación fotovoltaica de referencia, de iguales características que la instalación que alimenta al equipo de climatización, pero conectada a red a través de un inversor MPPT. La representación esquemática de esta instalación y los flujos energéticos de generación y consumo se representan sobre la Figura 2-11, donde:

- $E_{FV,RED}$ es la energía fotovoltaica generada por la instalación conectada a red
- $E_{FV,EQ}$ es la energía fotovoltaica generada por la instalación conectada al equipo de climatización
- E_{RED} es la energía que aporta la red para el funcionamiento de la bomba de calor
- $E_{TOT,EQ}$ es la energía total que consume el equipo de climatización, suma de la energía de red y de la fotovoltaica. La suma de estas dos fuentes de energía se hace en el interior del equipo de climatización (Figura 2-3), aunque esquemáticamente se represente fuera de este
- Q_U es el calor que la bomba de calor aporta en invierno y extrae en verano para la climatización de la oficina

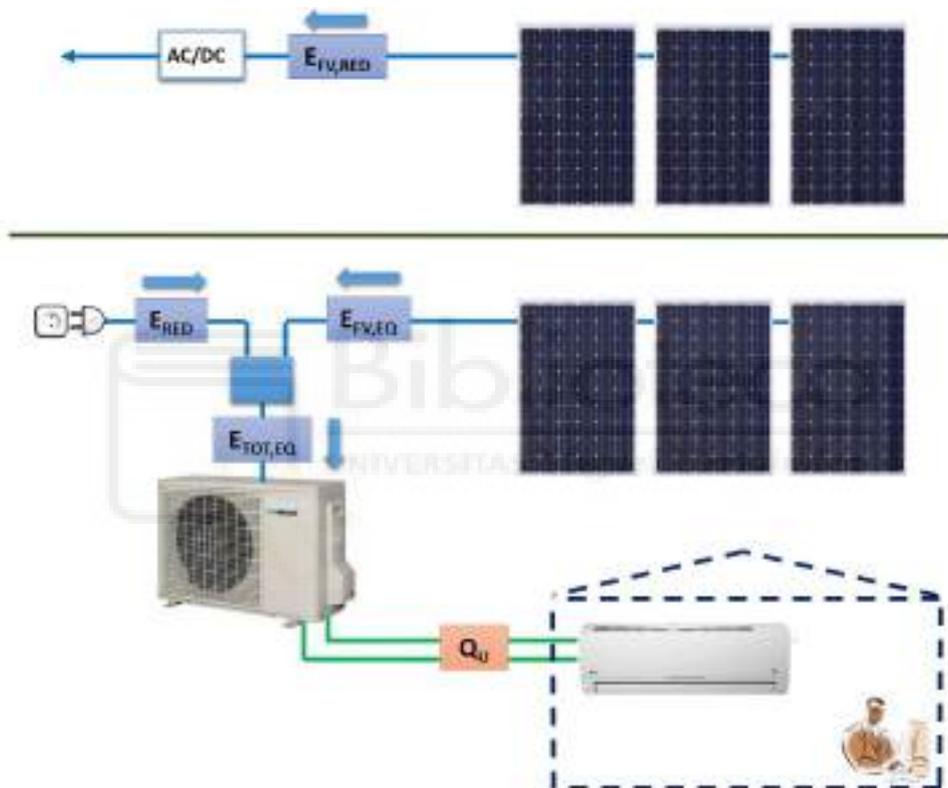


Figura 2-11 (Superior) Sistema fotovoltaico de referencia. (Inferior) Sistema de climatización con aporte fotovoltaico analizado

Las medidas se llevaron a cabo durante un año completo de estudio, durante el que se pudieron obtener resultados en condiciones de invierno y de verano. A lo largo del año de ensayos la instalación no se paró en ningún momento, salvo para la realización de pequeños ajustes, consiguiendo así disponer de más de 200 días de resultados válidos.

Durante todo el periodo de ensayo se monitorizó el funcionamiento del sistema con un horario de oficina de 8 a 20 horas, de lunes a viernes. La temperatura interior se mantuvo dentro de los parámetros recomendados por el RITE ($23 \div 25^{\circ}\text{C}$ en verano y $21 \div 23^{\circ}\text{C}$ en invierno). El cambio entre modo calefacción y modo refrigeración se realizó en los meses de abril y octubre.

A lo largo del año de estudio se tomaron medidas de parámetros eléctricos, térmicos y climáticos de la instalación, con una frecuencia de registro de 5 minutos, es decir, un total de 288 registros

al día. En la Tabla 2-3 se resumen los datos registrados de los 17 principales parámetros medidos en cada muestreo para un instante concreto.

Tabla 2-3 Toma de datos en un instante de medida. 30 de julio a las 14:00 h

Magnitud	Símbolo	Valor	Ud.
Tª entrada compresor	T_1	14,24	°C
Tª descarga compresor	T_2	63,54	°C
Tª salida condensador	T_3	35,97	°C
Tª entrada evaporador	T_4	8,08	°C
Tª exterior	T_{EXT}	30,69	°C
Tª local	T_{LOCAL}	23,29	°C
Presión de evaporación	P_{EVAP}	8,38	bar
Presión de condensación	P_{COND}	22,09	bar
Potencia absorbida de red	P_{RED}	35,51	W
Tensión fotovoltaica equipo	$V_{FV,EQ}$	25,42	A
Intensidad fotovoltaica equipo	$I_{FV,EQ}$	20,27	V
Tensión fotovoltaica red	$V_{FV,RED}$	26,08	A
Intensidad fotovoltaica red	$I_{FV,RED}$	21,32	V
Irradiancia Solar	G	962	W/m^2
Humedad Relativa	HR	53,1	%
Velocidad de viento	V_W	1,41	m/s
Dirección de viento	D_W	43	°

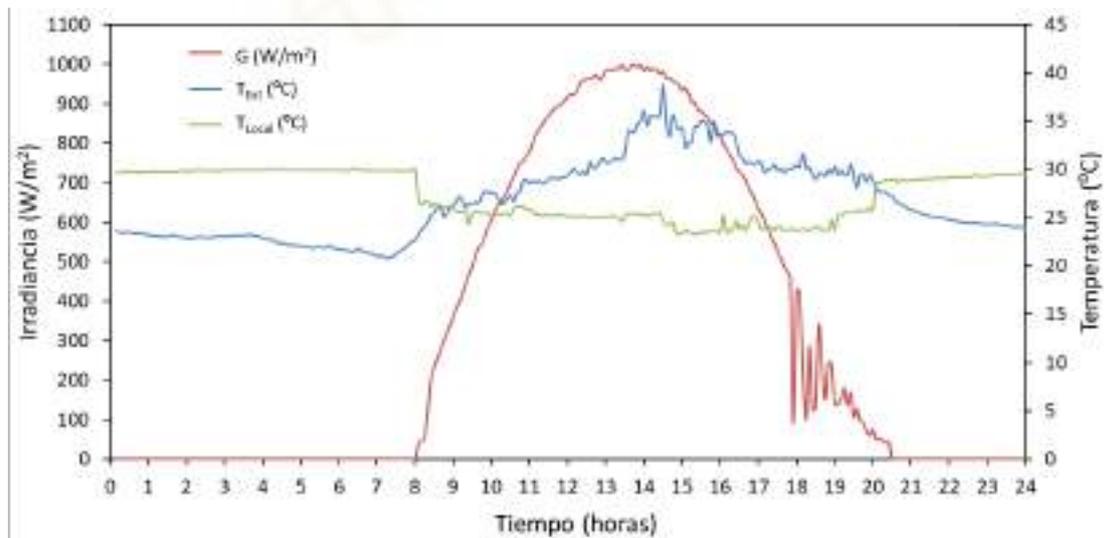


Figura 2-12 Condiciones climáticas medidas. 30 de julio

En las Figuras 2-12, 2-13, 2-14 y 2-15 se incluye la representación gráfica de la evolución de varios de los parámetros registrados a lo largo de un día completo, en concreto, los correspondientes a las condiciones ambientales del ensayo, las temperaturas y presiones del

circuito frigorífico y los consumos eléctricos del equipo. A modo de ejemplo, dichas graficas corresponden al mismo día de julio que los datos de la Tabla 2-3.

Analizando la Figura 2-12 se puede detectar fácilmente el momento de arranque y parada del equipo de aire acondicionado. A las 8 de la mañana se pone en marcha y la temperatura del local baja rápidamente de 30°C a los 25°C de consigna, manteniéndose a esta temperatura hasta las 20 horas, momento en el que se produce la parada del equipo. El arranque del equipo también se ve reflejado en la Figura 2-13 y la Figura 2-14. Cuando la máquina está parada las cuatro temperaturas y presiones se mantienen sensiblemente en el mismo valor, mientras que, tras el arranque, las temperaturas se separan, al igual que pasa con las presiones.

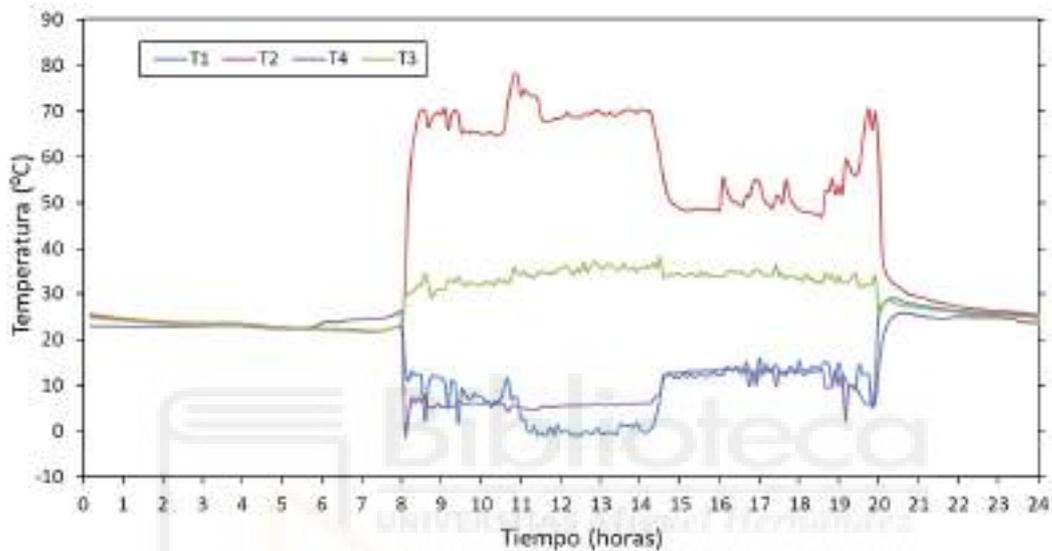


Figura 2-13 Temperaturas del ciclo frigorífico. 30 de julio

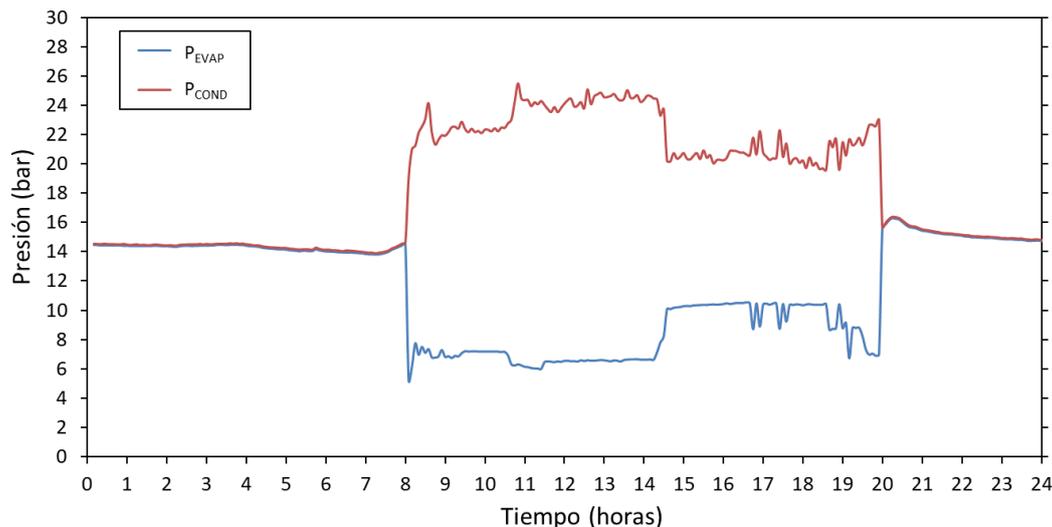


Figura 2-14 Presiones del ciclo frigorífico. 30 de julio

La Figura 2-15 representa las curvas de potencia eléctrica consumida, tanto desde la red, como desde la instalación solar fotovoltaica, así como la suma de ambas. Dada la complejidad del

funcionamiento del equipo, la gestión de la energía fotovoltaica y la integración de ambas fuentes de energía, esta curva será analizada en detalle más adelante.

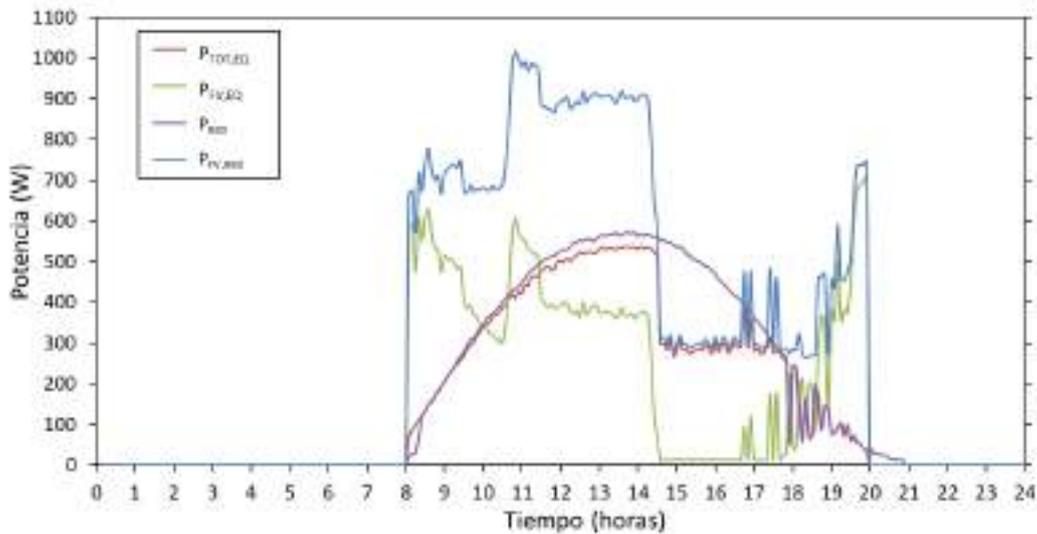


Figura 2-15 Medidas de potencia eléctrica. 30 de julio

2.5 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

Al igual que para la metodología de ensayo, el procedimiento de cálculo empleado para el análisis energético de la instalación ha sido el descrito en el protocolo definido de la Task 53 [47].

2.5.1. Análisis energético del equipo de climatización. Método del refrigerante

Como parte de la investigación se ha trabajado sobre el circuito frigorífico para determinar la eficiencia de este, con y sin el aporte de energía solar. Como datos de entrada del estudio se dispone de las temperaturas en los cuatro puntos de interés del circuito frigorífico, además de la presión del evaporador y la presión del condensador.

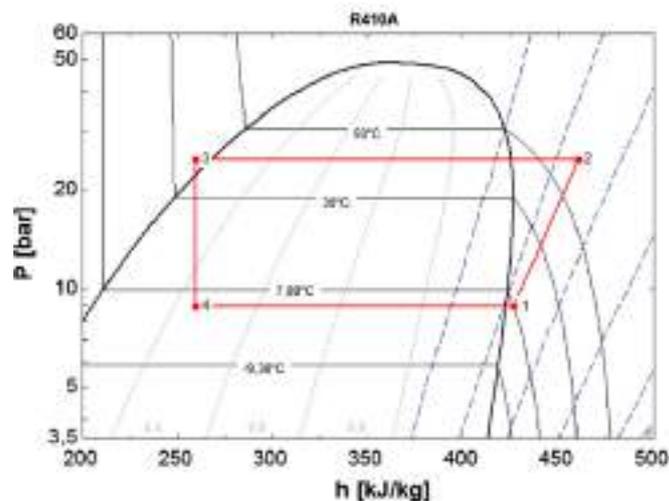


Figura 2-16 Diagrama P-h del refrigerante R410A en uno de los puntos analizados, extraída del software EES

Partiendo de las temperaturas y presiones anteriores y utilizando el software de cálculo (EES), que incluye una base de datos de refrigerantes y sus propiedades, se han podido determinar las propiedades del refrigerante (entalpías y entropías) en cada uno de los puntos analizados (ver Figura 2-16).

El punto 1, entrada al compresor, se puede determinar una vez que se conoce la temperatura y presión del refrigerante en este punto. Dado el bajo grado de recalentamiento de este equipo, se debe tener especial cuidado con que la entalpía resultante del punto 1 no esté dentro de la campana de saturación.

Para determinar el punto 2, salida del compresor, el procedimiento de cálculo empleado propone los siguientes pasos:

1. Calcular la entalpía del punto 2 medido ($h_{2,m}$), a partir de la temperatura y la presión medidas.

$$h_{2,m} = f(T_{2,m}, P_{2,m})$$

2. Calcular la entalpía del punto 2 isoentrópico ($h_{2,s}$), a partir de la transformación isoentrópica desde el punto 1.

$$h_{2,s} = f(s_1, P_{2,m})$$

3. Calcular la entalpía del punto 2 "calculado" ($h_{2,c}$) a partir del valor de $h_{2,s}$, y aplicando el el rendimiento isoentrópico del compresor resultante de la Ecuación 2.1.

$$\eta_s \leq 0,775 - 0,05 \cdot (P_{COND}/P_{EVAP}) \quad (2.1)$$

El valor de entalpía del punto 2 finalmente empleado en los cálculos es el mayor entre el valor resultante del cálculo y el valor que se deriva de la medida.

$$h_2 = \max(h_{2,m}; h_{2,c}) \quad (2.2)$$

El punto 3, salida del condensador, se puede calcular de forma sencilla con la presión y la temperatura en este punto. Finalmente, se iguala la entalpía del punto 4 a la del punto 3, ya que el elemento que los separa es una válvula de expansión, que consideramos isoentálpica.

Una vez que se dispone de las propiedades del refrigerante en los cuatro puntos de interés del ciclo, se puede determinar el flujo másico de refrigerante, el calor intercambiado en el condensador, el calor intercambiado en el evaporador, etc., siguiendo, para ello, el método del refrigerante.

El método del refrigerante parte del conocimiento de la potencia eléctrica consumida por el equipo ($P_{TOT,EQ}$). Este término se mide de forma experimental, tal y como se puede ver en la Figura 2-5. Asimismo, con la ayuda de un analizador de redes Chauvin Arnoux C.A. 8334 se establece la relación entre dicho valor y el consumo del compresor (P_{COM}). Esta relación es la descrita en la Ecuación 2.3.

$$P_{COM} = 0,921 \cdot P_{TOT,EQ} - 70 \quad (2.3)$$

El caudal másico de refrigerante se puede calcular despejando este de la Ecuación 2.4, donde el término η_M hace referencia al rendimiento mecánico del compresor. Este valor se estima en un 93% [47], es decir, que el 7% del consumo eléctrico del compresor se pierde en forma de calor y no acaba en el fluido.

$$P_{COMP} \cdot \eta_M = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

Conocido el flujo másico de refrigerante, se puede calcular el calor intercambiado en el evaporador usando la Ecuación 2.5.

$$\dot{Q}_{EVAP} = \dot{m}_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.5)$$

De igual forma, se puede calcular el calor intercambiado en el condensador, como:

$$\dot{Q}_{COND} = \dot{m}_R \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.6)$$

El calor útil (\dot{Q}_U) aprovechado para la climatización de la oficina coincide con el calor del condensador cuando el equipo trabaja como bomba de calor y con el calor del evaporador en modo refrigeración.

Una vez calculado el calor útil y la potencia eléctrica consumida por el equipo de climatización, se puede conocer la eficiencia con la que este está trabajando, aplicando, la Ecuación 2.7, si el equipo opera en modo refrigeración, y la Ecuación 2.8, si lo hace como bomba de calor.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{P_{TOT,EQ}} \quad (2.7)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{COND}}{P_{TOT,EQ}} \quad (2.8)$$

Para conocer la energía útil intercambiada con el espacio climatizado a lo largo de un día se emplea la Ecuación 2.9.

$$Q_U(kWh) = \sum_1^{288} \frac{\dot{Q}_U}{1000} \cdot 1/12 \quad (2.9)$$

La Figura 2-17 representa la evolución, a lo largo de un día de ensayo, del calor útil y de la potencia consumida por el equipo, total y de la red. Como se puede ver, el funcionamiento del equipo no es constante y el consumo, el calor y la eficiencia de este varían a lo largo del día. Esto se debe a que el equipo analizado es de tecnología "inverter", por lo que es capaz de variar el régimen de giro del compresor para adaptar la producción térmica a la demanda. Esto no sucede

en los equipos convencionales, en los que, al alcanzar la temperatura de consigna establecida el compresor para por completo y vuelve a arrancar cuando el equipo detecta que ha cambiado la temperatura de la sala.

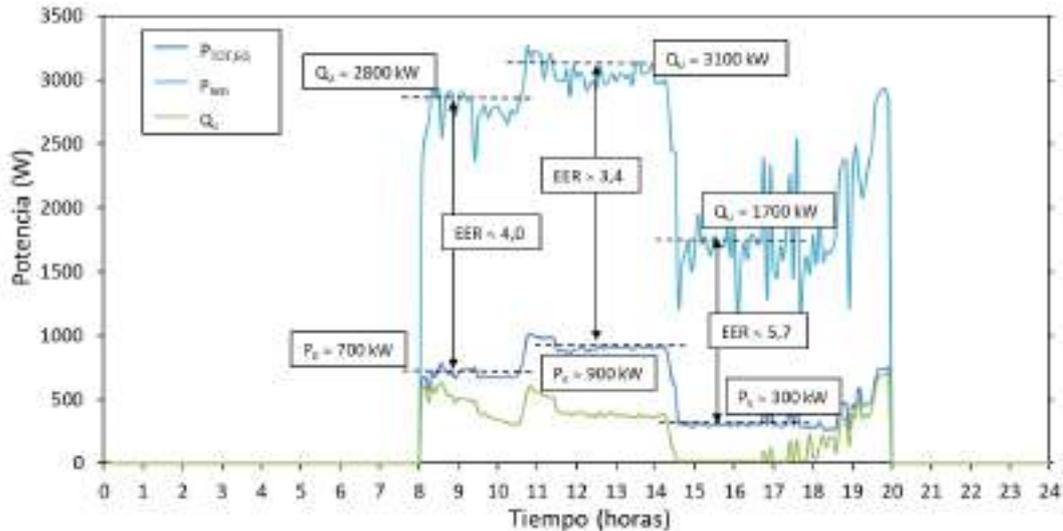


Figura 2-17 Calor útil de refrigeración y potencia eléctrica consumida. 30 de julio. ($T_{M,ON} = 30,2^{\circ}\text{C}$; $H_{35^{\circ}} = 7,61 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{día}$)

Sobre la propia figura se han representado varios instantes significativos de funcionamiento, indicando el calor útil, el consumo eléctrico total del equipo y la eficiencia resultante de cada uno de los instantes. Según se ha podido detectar, la lógica de control del compresor establece escalones de funcionamiento (25%, 50%, 75% y 100%), pudiendo observar cómo, la eficiencia a bajos regímenes de carga es mayor que para elevados regímenes de carga. Este fenómeno será analizado en profundidad más adelante.

Es importante destacar que, el análisis energético descrito en esta sección debe estar referenciado a unas condiciones operacionales concretas. Como parámetros de referencia se han definido los siguientes:

- *Temperatura exterior promedio diario.*

$$T_{M,24h} (^{\circ}\text{C}) = \sum_1^{288} T_{EXT} / 288 \quad (2.10)$$

- *Temperatura exterior promedio con el equipo en funcionamiento, donde N_{ON} = número de datos medidos con el equipo en marcha. Para el día analizado N_{ON} es 144.*

$$T_{M,ON} (^{\circ}\text{C}) = \sum_1^{N_{ON}} T_{EXT,ON} / N_{ON} \quad (2.11)$$

- *Irradiación solar sobre el plano de paneles, donde β hace referencia al plano de inclinación de los paneles fotovoltaicos ($\beta = 35^{\circ}$).*

$$H_{\beta} (\text{kWh/m}^2) = \sum_1^{288} G \cdot 1/12 \quad (2.12)$$

2.5.2. Análisis energético de la instalación

Como se ha comentado en el apartado anterior, los parámetros eléctricos en corriente continua se midieron haciendo uso de una resistencia shunt instalada en el cable de alimentación. Así, la potencia eléctrica generada por la instalación fotovoltaica conectada al equipo de climatización ($P_{FV,EQ}$) se puede calcular como el producto de su tensión por su intensidad, según se indica en la Ecuación 2.13.

$$P_{FV,EQ} = I_{FV,EQ} \cdot V_{FV,EQ} \quad (2.13)$$

La potencia consumida desde la red eléctrica convencional (P_{RED}) se mide con un vatímetro instalado en la alimentación a la máquina (ver Figura 2-5). La potencia total consumida por el equipo de aire acondicionado ($P_{TOT,EQ}$) se puede conocer a partir de la suma de las dos potencias anteriores.

$$P_{TOT,EQ} = P_{FV,EQ} + P_{RED} \quad (2.14)$$

La potencia producida por el campo solar fotovoltaico conectado a la red eléctrica se calcula aplicando el producto de tensión por intensidad, según la Ecuación 2.15. Este valor se corresponde con la potencia en corriente continua, es decir, antes de pasar por el inversor de corriente. De esta forma, se puede hacer una comparativa directa con el parámetro ($P_{FV,EQ}$).

$$P_{FV,RED} = I_{FV,RED} \cdot V_{FV,RED} \quad (2.15)$$

Para conocer la energía entregada por la red (E_{RED}) y por los paneles ($E_{FV,EQ}$ y $E_{FV,RED}$) a lo largo de un día tipo analizado se han sumado los valores de potencia registrados, multiplicando estos por el tiempo Δt transcurrido entre un registro y el siguiente (5 min), llegando a las siguientes ecuaciones:

$$E_{FV,EQ} (kWh) = \sum_1^{288} \frac{P_{FV,EQ}}{1000} \cdot 1/12 \quad (2.16)$$

$$E_{FV,RED} (kWh) = \sum_1^{288} \frac{P_{FV,RED}}{1000} \cdot 1/12 \quad (2.17)$$

$$E_{RED} (kWh) = \sum_1^{288} \frac{P_{RED}}{1000} \cdot 1/12 \quad (2.18)$$

La energía total consumida por el equipo se calcula como la suma de la energía procedente del campo solar y la energía suministrada por la red eléctrica, como sigue:

$$E_{TOT,EQ} = E_{FV,EQ} + E_{RED} \quad (2.19)$$

Para entender correctamente el acoplamiento de las diferentes fuentes de energía, se van a analizar en detalle las curvas eléctricas de un día de verano (Figura 2-18) y de un día de invierno (Figura 2-21). En ambos casos, se han marcado 4 puntos de funcionamiento característicos que ayudan a entender mejor el comportamiento de la instalación. Además, se han incluido sobre las gráficas el valor de los diferentes parámetros energéticos anteriormente definidos.

El punto A en la Figura 2-18 hace referencia a un instante poco después del arranque del equipo de climatización. En este momento, puesto que la energía solar fotovoltaica es insuficiente para aportar toda la energía eléctrica demandada por el equipo, la red debe aportar gran parte de la energía. A medida que la disponibilidad de sol crece y la instalación fotovoltaica va suministrando más potencia, la energía que debe aportar la red también va disminuyendo. En el punto A la energía generada por la instalación fotovoltaica conectada al equipo es aproximadamente la misma que la generada por la instalación conectada a red. La pequeña pérdida de potencia se debe a la peor eficiencia del inversor del equipo de climatización, ya que este no es MPPT. Esta diferencia es más apreciable en el punto B, donde el funcionamiento es similar al del punto A, pero los paneles conectados a red están funcionando significativamente mejor que los conectados al equipo de climatización.

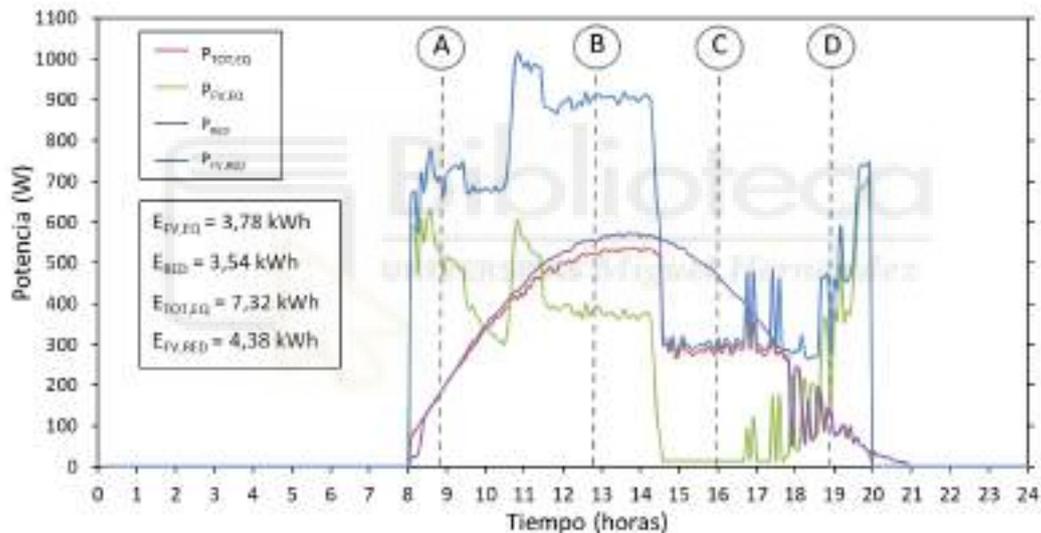


Figura 2-18 Energía eléctrica generada por la fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización (30 de julio). ($T_{M,ON} = 30,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $H_{35^{\circ}} = 7,61 \text{ kWh/m}^2$)

Después de las dos de la tarde el consumo eléctrico del equipo de climatización disminuye significativamente, debido a una disminución de la carga térmica del local. Así en el punto C la potencia eléctrica necesaria para alimentar el equipo es inferior a la disponibilidad de energía fotovoltaica. Para igualar la generación al consumo, el controlador de la fuente fotovoltaica instalado en el equipo varía el punto de funcionamiento de los paneles y reduce la potencia que estos producen. Se puede apreciar cómo, la instalación fotovoltaica conectada a red sigue generando electricidad en su punto óptimo de funcionamiento, por lo que en este instante dichos paneles generan bastante más energía que los conectados al equipo de climatización. En este mismo instante, la energía procedente de la red se hace casi cero, pero sin llegar a serlo, ya que existe un pequeño consumo de la red para alimentar el sistema de control.

Finalmente, en el punto D la radiación solar ha disminuido y la instalación pasa a funcionar de forma similar a como lo hacía en el punto A.

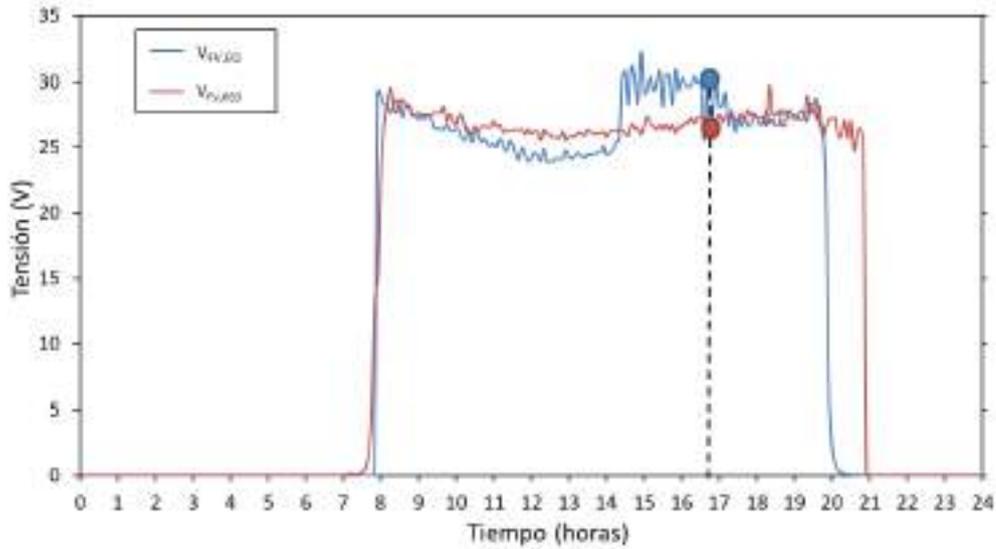


Figura 2-19 Tensión de paneles a red y conectados al equipo de climatización (30 de julio)

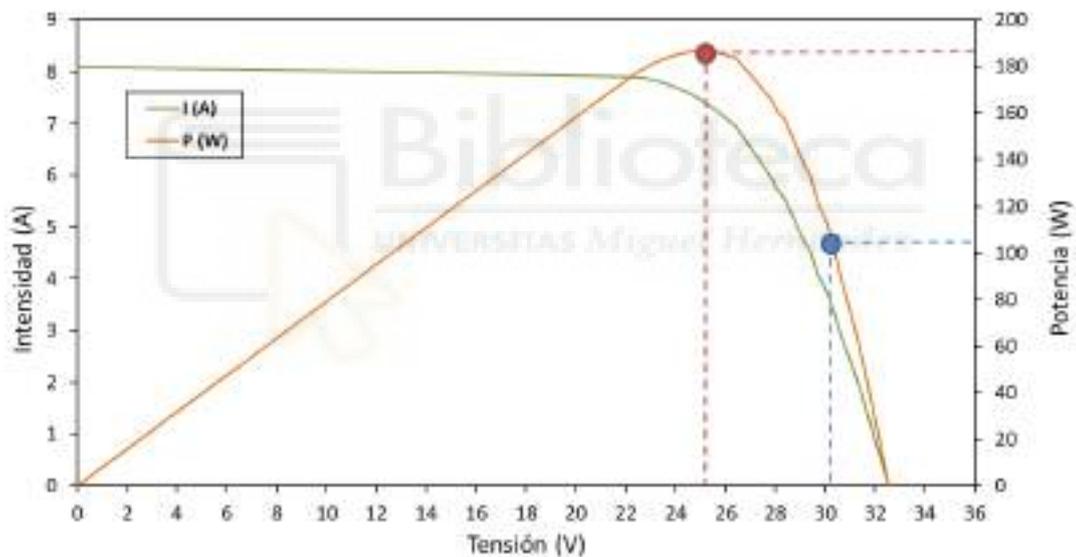


Figura 2-20 Curva I-V y curva P-V de paneles Eurener PEPV235 determinada experimentalmente para unas condiciones de trabajo de $G = 900 \text{ W/m}^2$ y $T_{Amb} = 30^\circ\text{C}$

La gestión de la generación eléctrica de los paneles solares fotovoltaicos conectados al equipo la realiza, de forma autónoma, el propio equipo de climatización a través del control de la tensión de trabajo de los paneles. Así, se puede ver en la Figura 2-19 cómo, coincidiendo con la bajada de consumo del equipo de climatización poco después de las 2 de la tarde, los paneles conectados a este incrementan notablemente su tensión hasta los 30-31 V, mientras que el punto óptimo de funcionamiento V_{MPP} , marcado por los paneles conectados a red, está en unos 25-26 V. De esta forma, se consigue disminuir la potencia generada por los paneles hasta llegar a igualarla a las necesidades de energía del equipo.

Este fenómeno también se puede entender fácilmente observando Figura 2-20, la cual se corresponde con la curva de comportamiento de los paneles fotovoltaicos en las condiciones operacionales: $G = 900 \text{ W/m}^2$ y $T_{Amb} = 30^\circ\text{C}$, que son similares a las del 30 de julio a las 15:30

horas. Cabe indicar que, dicha curva se determinó de forma experimental durante parte del trabajo de tesis, aunque estos trabajos no se han descrito en el presente documento.

Así, analizando la Figura 2-20 se observa como, los paneles conectados a red, acoplados al inversor MPPT, a las 15:30 horas tienen una tensión de 25-26 V (punto rojo), con lo que su potencia es de 185 W/panel y de poco más de 500 W en total. Por otro lado, los paneles conectados al equipo tienen una tensión de 30-31 V (punto azul), produciendo unos 105 W/panel y 315 W en total, lo cual coincide con la potencia demandada por el equipo de climatización. De esta forma, el equipo consigue controlar en todo momento la potencia eléctrica que generan los paneles fotovoltaicos.

El mismo análisis llevado a cabo para un día de verano se puede repetir para un día de invierno. Se puede apreciar como, los puntos E, F y G en la Figura 2-21 tienen un comportamiento muy similar a los puntos A, C y D de la Figura 2-18, respectivamente. Sin embargo, puesto que en invierno hay menos horas de sol, en el punto H, tanto la potencia de la instalación conetada a red, como la de la conetada al equipo de climatización es cero. En este instante (H) toda la energía consumida por el equipo procede de la red eléctrica.

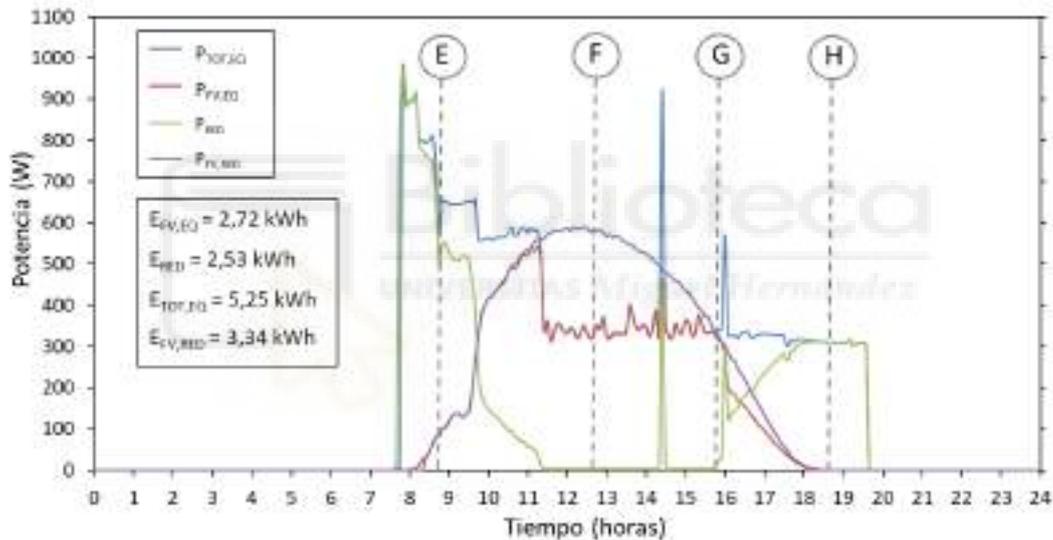


Figura 2-21 Energía eléctrica generada por la fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización (3 de febrero). ($T_{Ext} = 12,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $H_{35^{\circ}} = 5,56 \text{ kWh/m}^2$)

2.5.3. Análisis de incertidumbre

La incertidumbre experimental fue calculada aplicando la metodología descrita en (JCGM 100: 2008) [48].

La Tabla 2-4 lista los valores de incertidumbre de las variables independientes y dependientes. Las incertidumbres de las variables dependientes (entalpía específica, flujo másico de refrigerante y potencia térmica útil) fueron determinadas empleando la herramienta de propagación de incertidumbres del software EES. Este mismo software fue utilizado para llevar a cabo el análisis termodinámico del ciclo frigorífico.

Las medidas eléctricas son muy precisas. La corriente se mide usando una resistencia shunt (clase 0,5), mientras que el voltaje se toma directamente por el sistema de adquisición de datos, donde el canal de voltaje tiene una precisión de $\pm 5,1 \text{ mV}$. Esto se traslada en un nivel de incertidumbre de la potencia medida inferior al 1% y del porcentaje de eficiencia del 1,5%.

Del estudio experimental llevado a cabo se ha comprobado que el equipo analizado trabaja bajo diferentes regímenes de carga en escalones de 25%, 50%, 75% y 100%. El análisis de la incertidumbre se ha hecho para todos los regímenes de funcionamiento, aunque, por simplificación, en la Tabla 2-4 sólo se han incluido los correspondientes al 25% y 100%. Algunos valores significativos de incertidumbre, con un nivel de confianza del 95% son: 9,54% cuando el equipo de aire acondicionado está trabajando al 25% de su capacidad, 5,75% al 50% de capacidad, 4,20% al 75% y 3,72% cuando el equipo trabaja a máxima carga. Las incertidumbres máximas fueron inferiores al 10%, tanto para el flujo másico de refrigerante como para la potencia térmica útil.

Tabla 2-4 Incertidumbre de las variables dependientes e independientes (95% nivel de confianza)

Variable Independiente	Uds.	Incertidumbre	Rango
Alta presión del circuito frigorífico	bar	±0,17	30 bar, clase 0.5
Baja presión del circuito frigorífico	bar	±0,14	25 bar, clase 0.5
Temperatura del refrigerante	°C	±0,6	
Consumo del compresor	W	±11,5	1000 W, clase 1
Eficiencia del compresor	%	±2	
Variable Dependiente	Uds.	Incertidumbre 25% de capacidad	Incertidumbre 100% de capacidad
Entalpía específica del refrigerante a la entrada del compresor	kJ/kg	±0,7	
Entalpía específica del refrigerante a la salida del compresor	kJ/kg	±0,8	
Entalpía específica del refrigerante a la entrada del evaporador	kJ/kg	±1,1	
Caudal másico de refrigerante	g/s	±0,98 (9,48%)	±0,64 (3,60%)
Potencia térmica útil	kW	±0,17 (9,54%)	±0,11 (3,72%)

2.6 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

Se han definido una serie de indicadores que permiten evaluar la eficiencia energética del sistema propuesto.

2.6.1. Eficiencia Energética del Equipo y Eficiencia Energética del Sistema

Para calcular la eficiencia promedio del día del equipo ($SEER_{EQ}$), basta con determinar la relación entre la energía útil intercambiada con el espacio acondicionado y la energía eléctrica total consumida por el equipo, según se indica en la Ecuación 2.20.

$$SEER_{EQ} = \frac{Q_U}{E_{TOT,EQ}} \quad (2.20)$$

Al analizar el sistema compuesto por la bomba de calor de climatización y la instalación fotovoltaica, la única energía de entrada al sistema es la procedente de la red eléctrica. Así, se puede definir una eficiencia promedio del día adicional, que se ha llamado eficiencia energética

del sistema ($SEER_{SIST}$) y se calcula empleando la Ecuación 2.21, donde la energía aportada por la fuente renovable no se tiene en cuenta.

$$SEER_{SIST} = \frac{Q_U}{E_{RED}} \quad (2.21)$$

Cabe indicar que, cuando el equipo trabaje en modo bomba de calor, las Ecuaciones 2.20 y 2.21 pueden ser adaptadas para calcular el valor de $SCOP_{EQ}$ y $SCOP_{SIST}$.

De ahora en adelante, utilizaremos los coeficientes SEER y SCOP para referirnos a condiciones promedio estacionales (día, mes, etc.) y los coeficientes EER y COP para hacer referencia a condiciones operacionales de un instante concreto de funcionamiento del equipo. Para hacer referencia al valor promedio anual, incluyendo calefacción y refrigeración, utilizaremos el parámetro SPF, siglas en inglés de *Seasonal Performance Factor*.

2.6.2. Contribución solar (CS), Factor de Producción (FP) y Factor de Carga (FC)

Contribución solar: Se calcula como el cociente entre la energía eléctrica aportada por la instalación fotovoltaica y la energía total consumida por el equipo de climatización, según la Ecuación 2.22.

$$CS(\%) = \frac{E_{FV,EQ}}{E_{TOT,EQ}} \cdot 100 \quad (2.22)$$

Factor de producción: Como se ha visto en la Figura 2-18 y en la Figura 2-21, los paneles solares conectados al equipo de climatización aprovechan menos la radiación solar que los paneles conectados a la red. Esto se debe a que los primeros funcionan siguiendo la demanda de energía eléctrica del equipo, mientras que los segundos trabajan siguiendo el algoritmo de funcionamiento MPPT, el cual maximiza la producción. El factor de producción de los paneles solares cuantifica la pérdida de energía asociada a este fenómeno. Este parámetro se puede calcular usando la Ecuación 2.23, que relaciona la energía producida por los paneles conectados al equipo con los paneles de referencia conectados a la red.

$$FP(\%) = \frac{E_{FV,EQ}}{E_{FV,RED}} \cdot 100 \quad (2.23)$$

Factor de carga: Este valor se calcula como el cociente entre la energía total consumida por la máquina durante el día analizado y la consumida durante un día al 100% de carga, según la Ecuación 2.24. Para conocer la energía consumida al 100% de carga ($E_{TOT,100}$) se han empleado los datos de un día con una elevada demanda térmica, donde se forzó al equipo a trabajar al 100% durante las 12 horas del ensayo. Este dato se aproxima en gran medida al calculado a partir de la potencia nominal de la máquina y el tiempo total de funcionamiento.

$$FC(\%) = \frac{E_{TOT,EQ}}{E_{TOT,100}} \cdot 100 \quad (2.24)$$

$$E_{TOT,100}(kWh) \approx P_{NOM} \cdot 12 \quad (2.25)$$

2.7 RESULTADOS DIARIOS

A continuación, se detallan los resultados derivados del procedimiento completo descrito en la sección anterior para un día de funcionamiento del sistema propuesto. En concreto, se va a analizar el día 26 de agosto.

Como se puede ver en la Figura 2-22, este fue un día nublado con un nivel de irradiación sobre el plano inclinado de los paneles de 4,43 kWh/m²-día. Esto hizo que la temperatura durante el día no fuera muy superior a la temperatura nocturna, por lo que a penas hay 2,4°C grados de diferencia entre la temperatura media del día y la temperatura media durante las horas de funcionamiento del sistema de climatización.

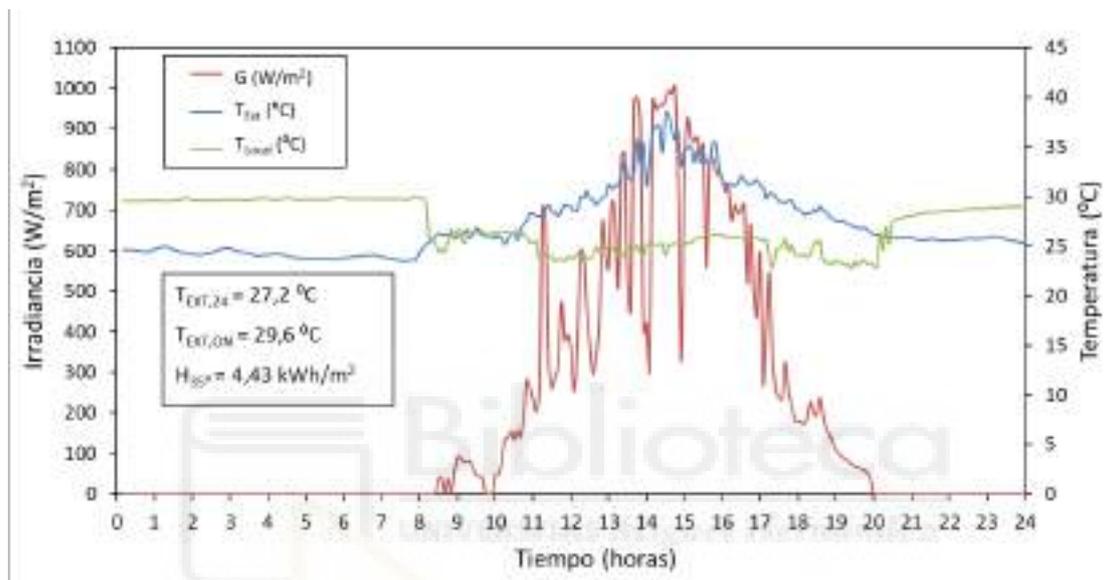


Figura 2-22 Condiciones climáticas medidas. 26 de agosto

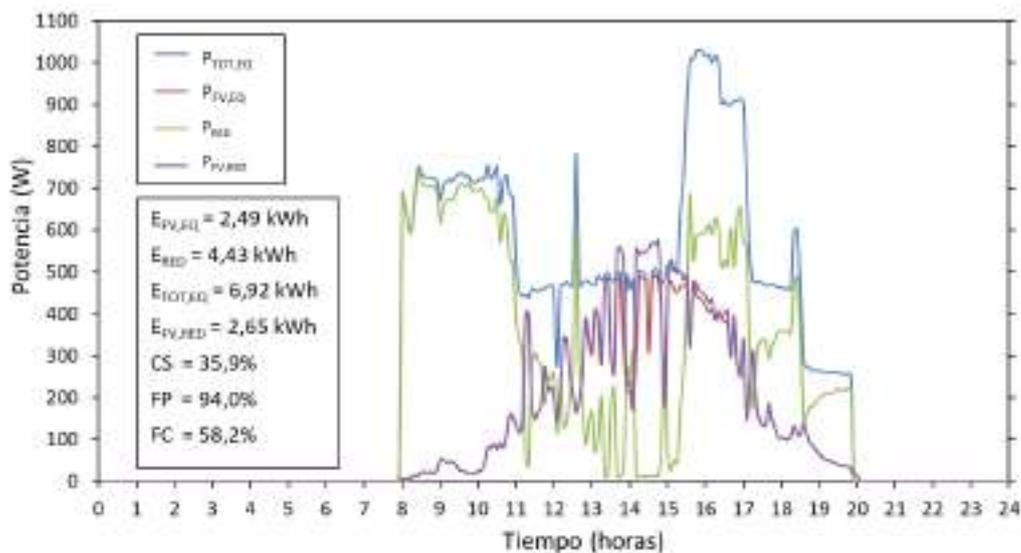


Figura 2-23 Energía eléctrica generada por la instalación fotovoltaica y consumida por el equipo de climatización. 26 de agosto

Según queda reflejado en la Figura 2-23, la potencia eléctrica del equipo de climatización se mantuvo todo el día por encima de 500 W (potencia máxima alcanzada por la instalación solar fotovoltaica), dando como resultado:

- Consumo eléctrico total diario de 6,92 kWh, con un factor de carga del 58,2%
- Alta producción de los paneles solares conectados al equipo (2,49 kWh), con un factor de producción elevado (FP = 94,0%)
- Baja contribución solar (CS = 35,9%)

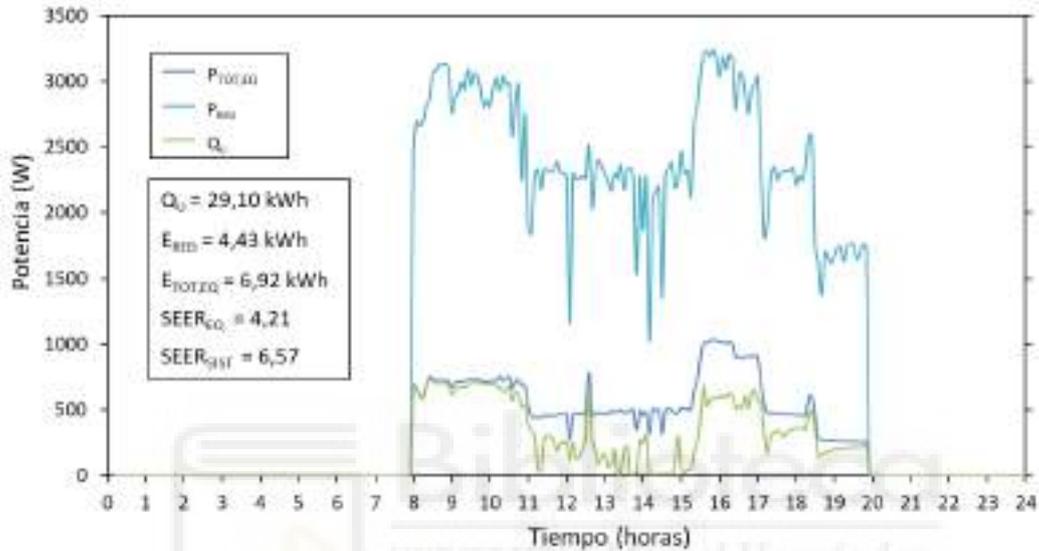


Figura 2-24 Calor útil de refrigeración y potencia eléctrica consumida. 26 de agosto

El calor útil empleado para la climatización de la oficina el día analizado fue de 29,10 kWh. Si se considera toda la energía consumida por el equipo, el SEER resulta ser de 4,21. Si, por el contrario, sólo se tiene en cuenta la energía consumida desde la red, el SEER del sistema es de 6,57.

Como conclusión se puede extraer que, al tratarse de un día con elevada carga térmica, donde el equipo de climatización está trabajando en todo momento por encima del 50% del régimen de carga, se tiene un consumo energético de la red alto, por lo que el SEER del sistema no es muy superior al SEER del equipo.

Este mismo fenómeno resulta beneficioso desde el punto de vista del aprovechamiento solar, ya que durante gran parte del día los paneles fotovoltaicos trabajan cerca de su punto nominal, con lo que el factor de producción es alto. Sin embargo, como contraprestación, la contribución solar de este día es baja.

La Figura 2-25 representa la curva de consumo del equipo de climatización. El análisis de este día resulta muy interesante, puesto que se distinguen perfectamente los 4 regímenes de funcionamiento (25%, 50%, 75% y 100%). Asimismo, se puede comprobar que, cuando el equipo trabaja al 25% de carga ($P_{TOT,EQ} \approx 260$ W) la eficiencia de este alcanza el mayor valor ($EER_{EQ} \approx 6,5$). Mientras tanto, a medida que aumenta el régimen de carga del equipo la eficiencia disminuye, hasta llegar al 100%, donde $P_{TOT,EQ} \approx 1020$ W y $EER_{EQ} \approx 3,1$.

Tanto la eficiencia del equipo como el consumo se encuentran ligados a la relación de compresión (t). Así, al analizar la Figura 2-26, se puede ver como, para valores de (t) bajos, el

consumo disminuye y la eficiencia aumenta. Por el contrario, a medida que aumenta la relación de compresión, también lo hace el consumo, con lo que la eficiencia disminuye.

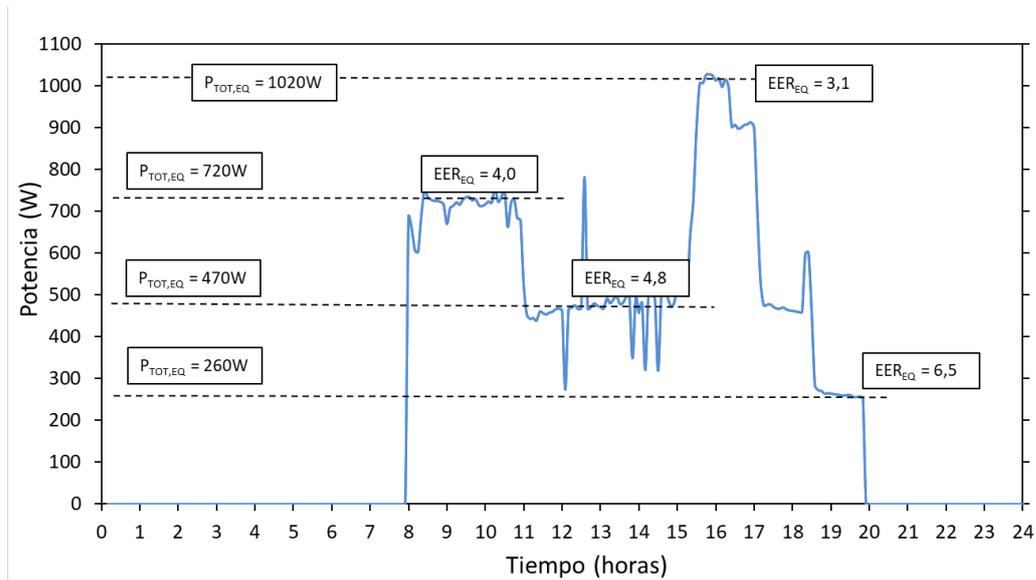


Figura 2-25 Potencia eléctrica consumida por el equipo ($P_{TOT,EQ}$). 26 de agosto

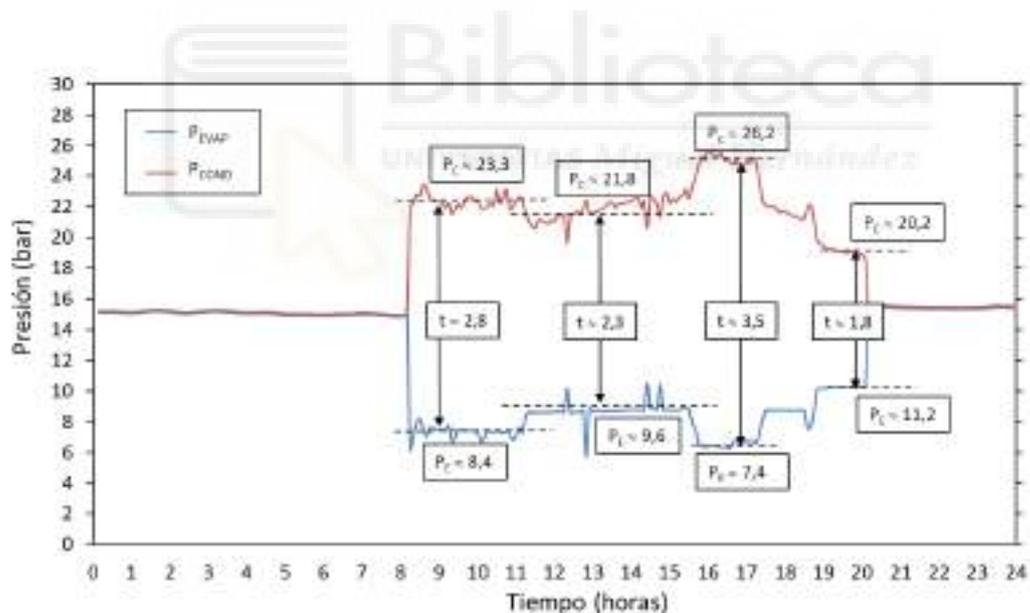


Figura 2-26 Presiones del ciclo frigorífico. 26 de agosto

Este mismo procedimiento se ha empleado para determinar el comportamiento del sistema propuesto para todos los días del año analizados, tanto en modo refrigeración, como en modo calefacción. A modo de ejemplo en la Tabla 2-5 y en la Tabla 2-6 se incluyen los parámetros energéticos y de referencia para una semana laborable en modo refrigeración. Asimismo, en la Tabla 2-7 y la Tabla 2-8 se incluyen estos mismo datos pero para una semana laborable en modo calefacción.

Según se ve en las tablas indicadas, en los días con alta contribución solar CS(%) la eficiencia energética del sistema es elevada, mientras que días con baja contribución solar tienen también menor eficiencia del sistema. También se puede ver como, días en los que la carga de

funcionamiento del equipo FC(%) es muy alta, el factor de producción FP(%) se incrementa. Sin embargo, en esos mismos días también se consume más energía de la red (E_{RED}), por lo que la contribución solar CS(%) disminuye.

Cabe indicar que, el estudio se ha centrado en un funcionamiento de la oficina de 12h. Si, por el contrario, se analiza un funcionamiento de 9 a 17h, haciendo coincidir el horario de oficina con la disponibilidad de irradiancia solar, los valores de contribución solar podrían aumentar y, por lo tanto, también la eficiencia energética del sistema. Ésta y otras estrategias de control orientadas a la optimización del sistema serán comentadas en detalle en el apartado de conclusiones.

Tabla 2-5 Parámetros energéticos y eficiencias promedio de 5 días en modo refrigeración

	$E_{FV,RED}$	$E_{FV,EQ}$	E_{RED}	$E_{TOT,EQ}$	Q_U	$SEER_{EQ}$	$SEER_{SIST}$
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---
12/08	3,78	3,56	3,97	7,53	27,77	3,69	6,99
13/08	4,13	3,48	2,14	5,62	24,95	4,44	11,66
14/08	4,08	3,62	5,65	9,27	31,54	3,40	5,58
15/08	3,97	2,88	1,06	3,94	20,72	5,26	19,64
16/08	3,68	2,71	1,27	3,98	20,90	5,25	16,51

Tabla 2-6 Parámetros clave de referencia (KPIs) de 5 días en modo refrigeración

	CS	FP	FC	$T_{M,24}$	$T_{M,ON}$	H_{β}
	%	%	%	°C	°C	kWh/m ²
12/08	47,2%	94,1%	69,5%	27,80	32,22	6,86
13/08	61,9%	84,3%	51,9%	26,96	30,15	7,36
14/08	39,0%	88,6%	85,5%	27,41	31,10	7,47
15/08	73,2%	72,7%	36,3%	27,75	31,59	7,33
16/08	68,2%	73,6%	36,7%	27,54	31,00	6,51

Tabla 2-7 Parámetros energéticos y eficiencias promedio de 5 días en modo calefacción

	$E_{FV,RED}$	$E_{FV,EQ}$	E_{RED}	$E_{TOT,EQ}$	Q_U	$SCOP_{EQ}$	$SCOP_{SIST}$
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---
11/02	2,75	2,41	3,11	5,52	19,90	3,61	6,40
12/02	2,85	2,44	3,34	5,78	20,64	3,57	6,18
13/02	3,26	2,71	2,92	5,63	21,46	3,81	7,35
14/02	3,36	2,68	2,67	5,35	20,55	3,84	7,70
15/02	3,31	2,83	2,75	5,58	21,40	3,84	7,78

Tabla 2-8 Parámetros clave de referencia (KPIs) de 5 días en modo calefacción

	CS	FP	FC	T _{M,24}	T _{M,ON}	H _β
	%	%	%	°C	°C	kWh/m ²
11/02	43,6%	87,5%	50,9%	11,18	11,23	4,50
12/02	42,2%	85,7%	53,4%	11,08	12,41	4,63
13/02	48,1%	83,0%	51,9%	13,11	16,19	5,76
14/02	50,1%	79,8%	49,4%	14,84	17,12	6,03
15/02	50,7%	85,3%	51,5%	13,46	16,37	5,80

2.8 RESULTADOS ANUALES

Las siguientes tablas resumen el funcionamiento del sistema propuesto para todos los meses del año. Los resultados del funcionamiento en modo refrigeración, analizado entre los meses de mayo y octubre, se muestra en la Tabla 2-9. Por otro lado, los resultados en modo calefacción, asociados a los meses de noviembre a abril, se incluyen en la Tabla 2-10. Finalmente, la Tabla 2-11 resume los datos anuales obtenidos. Para todos los meses del año, se han calculado los flujos energéticos analizados en el apartado 2.6, así como los diferentes indicadores de eficiencia energética propuestos y los parámetros característicos de funcionamiento, como son la temperatura exterior y la irradiación solar.

Tabla 2-9 Resumen anual del análisis energético en modo refrigeración

	E _{FV,RED}	E _{FV,EQ}	E _{RED}	E _{TOT,EQ}	Q _U	SEER _{EQ}	SEER _{SIST}	CS	FP	FC	T _{M,ON}	H _β
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---	%	%	%	°C	kWh/m ²
May	116,8	66,0	25,8	91,8	519,5	5,7	20,1	71,9	56,5	27,3	24,0	6,6
Jun	125,1	67,1	18,7	85,8	514,1	6,0	27,5	78,2	53,6	26,2	26,8	7,3
Jul	129,5	95,1	75,6	170,7	720,0	4,2	9,5	55,7	73,4	50,8	31,1	7,4
Ago	114,7	84,8	57,0	141,8	655,2	4,6	11,5	59,8	73,9	42,2	30,6	6,6
Sep	101,1	68,2	29,9	98,1	545,1	5,6	18,2	69,5	67,5	29,9	27,8	6,0
Oct	83,6	55,4	32,2	87,6	524,4	6,0	16,3	63,2	66,3	26,1	26,1	4,9
Total	670,8	436,6	239,2	675,8	3478,3	5,2	14,5	64,6	65,1	33,8	27,1	6,45

Tabla 2-10 Resumen anual del análisis energético en modo calefacción

	E _{FV,RED}	E _{FV,EQ}	E _{RED}	E _{TOT,EQ}	Q _U	SCOP _{EQ}	SCOP _{SIST}	CS	FP	FC	T _{M,ON}	H _β
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---	%	%	%	°C	kWh/m ²
Nov	56,5	49,4	65,3	114,7	465,2	4,1	7,1	43,1	87,4	35,0	14,9	3,5
Dic	56,4	51,7	89,5	141,2	551,7	3,9	6,2	36,6	91,7	42,0	15,2	3,4
Ene	70,4	61,9	85,0	146,9	575,3	3,9	6,8	42,1	87,9	43,7	15,1	4,2
Feb	75,7	64,0	83,0	147,0	533,0	3,6	6,4	43,5	84,5	47,7	13,6	4,9
Mar	93,0	68,9	72,0	140,9	531,5	3,8	7,4	48,9	74,1	41,9	16,8	5,3
Abr	101,8	58,5	44,8	103,3	387,7	3,8	8,7	56,6	57,5	31,5	19,1	5,9
Total	453,8	354,4	439,6	794,0	3044,4	3,8	6,9	44,6	78,1	40,3	15,8	4,5

Tabla 2-11 Resumen anual del análisis energético

	$E_{FV,RED}$	$E_{FV,EQ}$	E_{RED}	$E_{TOT,EQ}$	Q_U	SPF_{EQ}	SPF_{SIST}	CS	FP	FC	$T_{M,ON}$	H_{β}
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---	%	%	%	°C	kWh/m ²
Total	1124,6	791,0	678,8	1469,8	6522,6	4,4	9,6	53,8	70,3	37,0	21,7	5,5

Todos los resultados anuales obtenidos se analizan en profundidad en las siguientes figuras. En primer lugar, en la Figura 2-27 se estudia el comportamiento de la bomba de calor, observando, para ello, la energía eléctrica consumida por el equipo y la energía térmica que este intercambia con el espacio acondicionado (calefacción y refrigeración), además de la eficiencia energética del equipo.

Los resultados muestran que, la mayor demanda térmica se registra en los meses de enero y diciembre, en modo calefacción, y en julio y agosto, en modo refrigeración. Se observa que, la eficiencia en modo refrigeración es mayor que en calefacción, para todos los meses del año. Asimismo, los meses con baja carga térmica son los que han registrado mayores valores de eficiencia. El SEER promedio ha sido de 5,2, aunque se llega a alcanzar un valor de 6, tanto en mayo como en octubre. Por otro lado, el SCOP promedio ha sido de 3,8, con un máximo de 4,1 en noviembre. Los elevados valores de eficiencia pueden ser debidos a las buenas condiciones de trabajo del equipo, ya que se ha ensayado en un clima suave, con temperaturas medias estables, tanto en invierno, como en verano. Además, cabe destacar que, se ha trabajado con un equipo de alta gama, con una eficiencia energética de partida elevada.

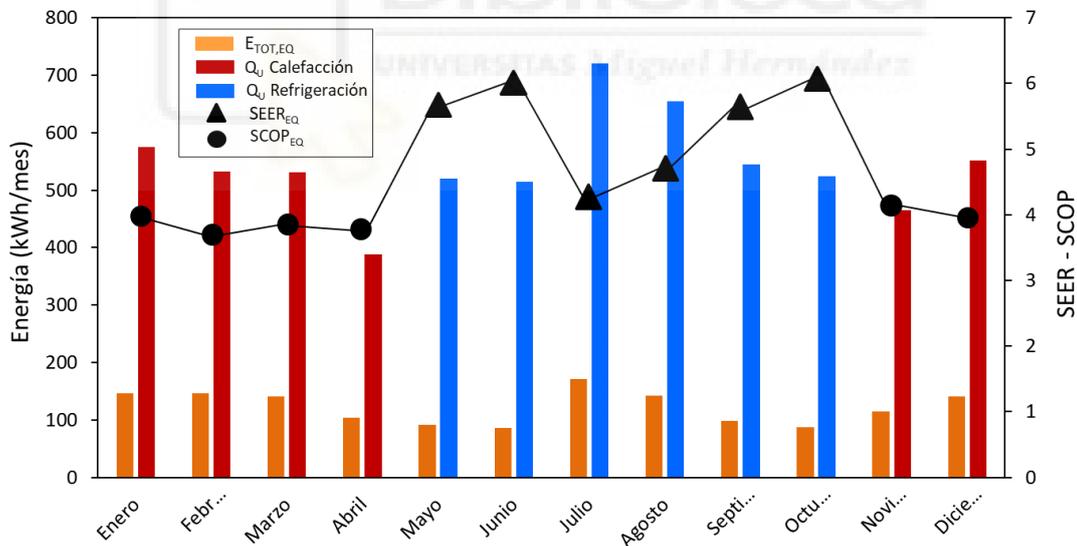


Figura 2-27 Energía eléctrica consumida por el equipo ($E_{TOT,EQ}$) y térmica producida (Q_U) y eficiencia del equipo ($SEER - SCOP$)

La Figura 2-28 se ha empleado para estudiar la procedencia de los distintos flujos energéticos que alimentan al equipo de aire acondicionado y la contribución solar del sistema. Se observa que, durante los meses de julio y agosto la contribución solar cae hasta el 56% y el 60%, respectivamente. Es significativo, ya que esos meses también son los que mayor irradiación tienen. No obstante, la alta demanda térmica de refrigeración de julio y agosto aumenta considerablemente el consumo eléctrico del equipo, por lo que los paneles no producen suficiente energía y se requiere de un aporte importante de la red para hacer funcionar el equipo.

En los meses de invierno el consumo eléctrico de la red también es alto y la contribución solar baja. Sin embargo, esto se explica por la menor disponibilidad solar de estos meses, ya que la irradiancia solar es menor y también hay menos horas de sol al día. En este sentido, una estrategia de control diseñada para hacer funcionar el equipo en función de la disponibilidad de sol podría aumentar considerablemente la contribución solar del sistema y, con ello, reducir el consumo energético procedente de la red. El desarrollo de esta lógica de control se ha incluido como parte de las futuras líneas de investigación.

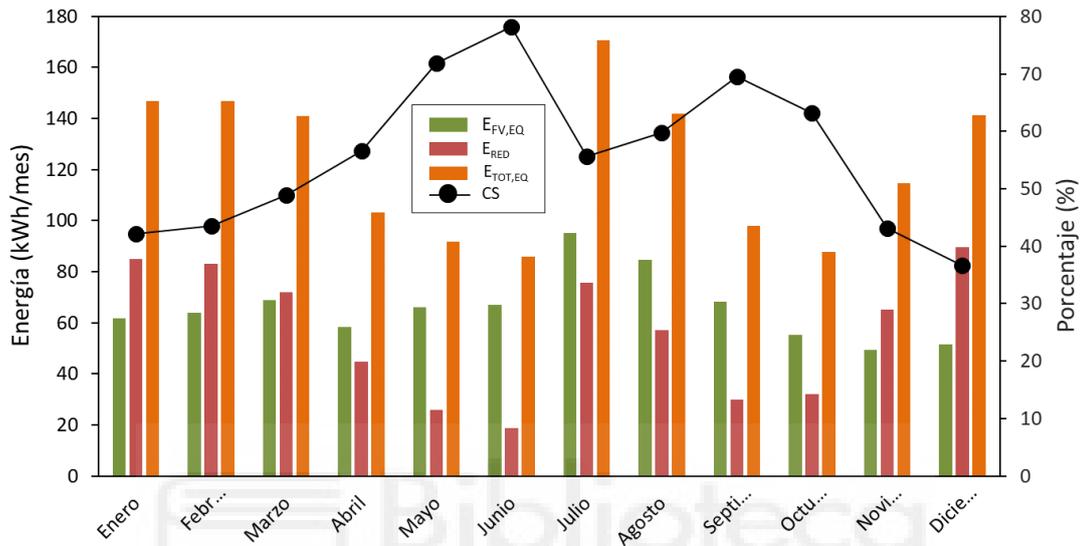


Figura 2-28 Energía fotovoltaica consumida por el equipo ($E_{FV,EQ}$), Energía aportada por la red (E_{RED}), Energía total consumida por el equipo ($E_{TOT,EQ}$) y Contribución Solar (CS)

La comparativa entre la energía producida por los paneles conectados al equipo ($E_{FV,EQ}$) y la energía producida por los paneles conectados a la red ($E_{FV,RED}$) se representa en la Figura 2-29. Como se puede ver, los meses de invierno son los que registran el mayor factor de producción de los paneles (FP), alcanzando el valor máximo en el mes de enero, con un 91,7%, aunque el promedio anual fue de 78,1%. Esto se debe, por un lado, a la menor disponibilidad de radiación solar durante dichos meses y, por otro, al elevado consumo eléctrico del equipo, lo cual incrementa la producción fotovoltaica de los paneles conectados a este.

El bajo factor de carga del equipo durante los meses de primavera y otoño da como resultado un peor aprovechamiento de los paneles solares fotovoltaicos, ya que el factor de carga de estos meses está entre el 50 y el 60%.

Finalmente, los paneles conectados a red generaron 1124,6 kWh/año, mientras que la producción fotovoltaica de los paneles conectados al equipo fue de 791,0 kWh/año, con lo que la pérdida de producción fue de 333,6 kWh/año y el factor de producción promedio anual resultó ser del 70,3%.

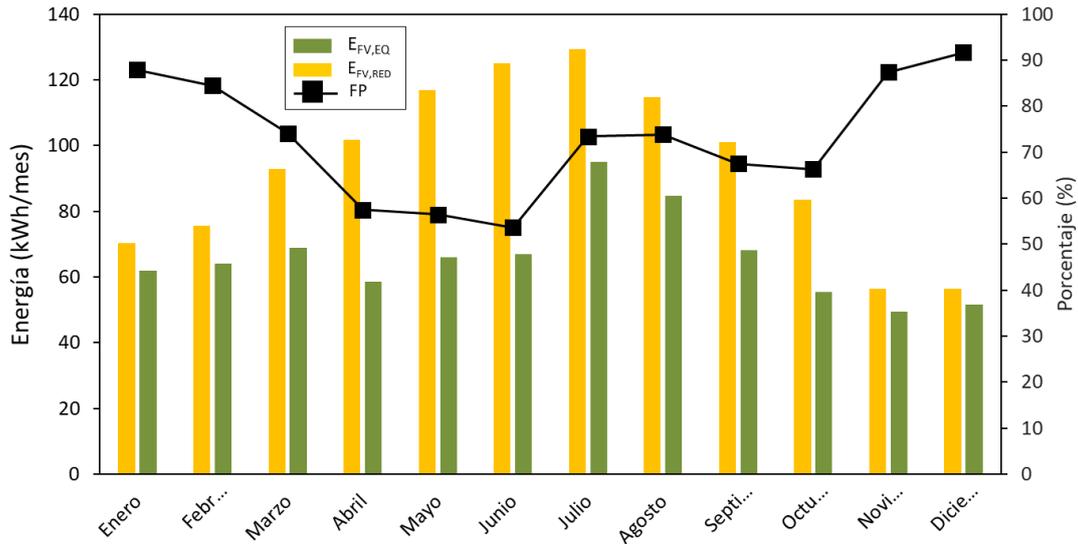


Figura 2-29 Energía fotovoltaica producida ($E_{FV,EQ}$ vs. $E_{FV,RED}$)

Analizando el funcionamiento de la instalación completa (Tabla 2-13), incluyendo el equipo y la instalación solar, se comprueba que, la eficiencia promedio anual del sistema (SPF) alcanza el valor de 9,6, casi un 120% superior a la eficiencia del equipo, que fue de 4,4. Aunque se trata de un equipo muy eficiente, se pone de manifiesto que, con el apoyo de una instalación solar fotovoltaica este puede mejorar mucho su funcionamiento.

La eficiencia del sistema en modo calefacción llegó a ser de 6,9, mientras que en modo refrigeración la eficiencia fue muy superior, alcanzando los 14,5. Esto se debe a la mayor eficiencia del equipo en modo frío que en modo calor y además a la mayor contribución solar del sistema en verano que en invierno, debido a la mayor disponibilidad de horas de sol y la irradiación solar de estos meses.

El consumo energético de red fue de 678,8 kWh/año, aunque el equipo demandó 1469,9 kWh/año, ya que la instalación fotovoltaica aportó 791,0 kWh/año. De no haber contado con el apoyo de la instalación solar, el consumo de la red habría sido de 1469,9 kWh. Por lo tanto, se ha conseguido un ahorro del 53,8% gracias a la instalación solar, valor que coincide con la contribución solar del sistema.

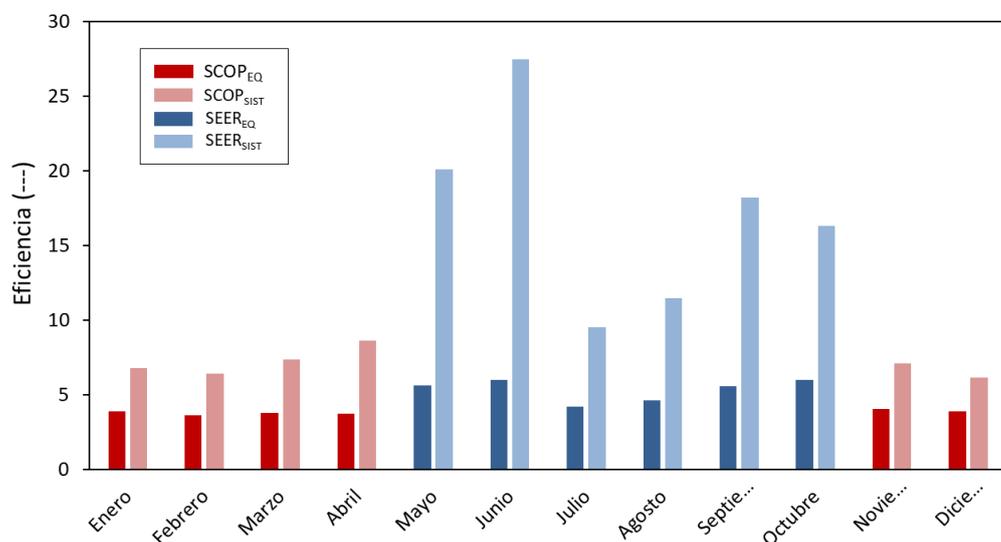


Figura 2-30 Eficiencia energética del equipo y del sistema

A la vista de los resultados obtenidos, cabría plantear la discusión del dimensionado de la instalación solar fotovoltaica. Comparando la Figura 2-28 y la Figura 2-29 se puede comprobar que, los meses donde la contribución solar es mayor (primavera y otoño) el factor de producción se ve reducido significativamente, mientras que, los meses de mayor consumo eléctrico, donde el factor de producción es más alto, son meses de menor contribución solar. La contribución solar anual ha sido del 53,8%, mientras que el factor de producción resultante es del 70,3%.

Por otro lado, se observa que, la eficiencia energética del sistema (Figura 2-30) está relacionada con al contribución solar. Por ello, los meses de mayor contribución solar, son los que registran un valor de eficiencia del sistema más alto.

Un aumento de la potencia fotovoltaica, podría reportar una mayor contribución solar, aunque, como contraprestación, se reduciría el factor de producción, con lo que los paneles solares estarían peor aprovechados. Sin embargo, a la vista de la tendencia decreciente del coste de los paneles fotovoltaicos, que han llegado a alcanzar 1 €/Wp [49] y el notable aumento del precio de la factura eléctrica, podría resultar interesante aumentar la potencia fotovoltaica, si con ello se incrementa la contribución solar, se mejora la eficiencia energética del sistema y, por lo tanto, se reduce el consumo energético de la red.

Dado el interés de esta discusión, se ha planteado, entre las futuras líneas de investigación, un estudio paramétrico de la influencia de la potencia fotovoltaica con la eficiencia del sistema y la contribución solar. Dicho estudio debería ser útil para llevar a cabo el correcto dimensionado de la instalación y la optimización de costes de inversión y operación.

2.9 ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO

Una vez presentados todos los resultados asociados al estudio experimental del sistema de aire acondicionado con aporte fotovoltaico y los indicadores de eficiencia energética correspondientes, se han comparado estos con dos soluciones de climatización alternativas, con la intención de demostrar los beneficios de la solución propuesta. Los sistemas comparados en este apartado son:

1. **AC + FV:** Esta solución se corresponde con el sistema de aire acondicionado con aporte fotovoltaico presentado en el estudio experimental. $Q_{N,FRIO} = 3,5 \text{ kW}$; $Q_{N,CALOR} = 3,8 \text{ kW}$; $P_{FV} = 705 \text{ Wp}$.
2. **AC sin FV:** Esta solución se corresponde con el sistema de aire acondicionado presentado en el estudio experimental, pero sin apoyo fotovoltaico. $Q_{N,FRIO} = 3,5 \text{ kW}$; $Q_{N,CALOR} = 3,8 \text{ kW}$; $P_{FV} = 0 \text{ Wp}$.
3. **Sistema de referencia:** Equipo de aire acondicionado estándar con SEER estacional de 2,5 y SCOP estacional de 2,5.

2.9.1. Análisis energético

Tomando como punto de partida los resultados energéticos obtenidos del estudio experimental descrito en los apartados anteriores, se ha llevado a cabo una comparativa energética entre las 3 instalaciones de climatización.

En la Tabla 2-12 se detallan los factores de paso empleados en los cálculos realizados [50].

Tabla 2-12 Factores de paso de energía primaria no renovable y emisiones de CO₂

	EPnR kWh _{EPnR} /kWh _{EF}	Emisiones kgCO ₂ /kWh _{EF}
Electricidad	1,954	0,331

Sistema 1 AC + FV

Del estudio experimental, se sabe que la demanda térmica para la climatización de la oficina es de 6522,6 kWh/año. Para satisfacer dicha demanda el equipo de climatización consume un total de 1469,8 kWh/año de energía eléctrica, de los cuales tan sólo 678,8 kWh/año proceden de la red eléctrica, ya que los restantes 791,0 kWh/año los aporta la instalación solar fotovoltaica. Así, la eficiencia energética del sistema resulta ser de 9,6.

Aplicando los factores de paso establecidos en la Tabla 2-12, el consumo de energía primaria no renovable resultante es de 1326,4 kWh_{EPnR}/año, con un nivel de emisiones de CO₂ igual a 224,7 kWh_{kgCO2}/año.

Sistema 2. AC sin FV

Nuevamente se toma como valor de demanda térmica de climatización los 6522,6 kWh/año. En esta ocasión el 100% del consumo eléctrico necesario para el funcionamiento del equipo procede de la red (1469,8 kWh/año), ya que no existe apoyo fotovoltaico. Así, la eficiencia energética del equipo es de 4,4. Aunque se trata de un valor muy alto, por ser un equipo de alta gama, este valor aún queda lejos de la eficiencia del sistema anterior.

Aplicando los factores de paso establecidos en la Tabla 2-12, el consumo de energía primaria no renovable es de 2872,0 kWh_{EPnR}/año, mientras que, las emisiones de CO₂ son de 486,5 kWh_{kgCO2}/año.

Sistema 3. AC de referencia (SPF = 2,5)

Por último, se analiza el sistema de referencia, compuesto por un equipo de aire acondicionado de gama media, con una eficiencia media de 2,5, tanto en calefacción, como en refrigeración, y sin aporte fotovoltaico.

La demanda térmica de climatización vuelve a ser de 6522,6 kWh/año. Con la eficiencia energética estimada el consumo eléctrico de la red de este equipo sería de 2609,0 kWh. El consumo de energía primaria no renovable asociado sería de 5098,1 kWh_{EPnR}/año, mientras que, las emisiones de CO₂ serían de 863,6 kWh_{kgCO2}/año.

Resumen

La Tabla 2-13 resume todos los resultados derivados del análisis energético de las 3 instalaciones tenidas en cuenta.

Los ratios de consumo de energía primaria no renovable y emisiones respecto a la superficie acondicionada también han sido incluidos en la Tabla 2-13. El sistema propuesto de aire acondicionado con aporte fotovoltaico tiene un consumo de 37,9 kWh_{EPnR}/m²año y unas emisiones de CO₂ de 6,42 kgCO₂/m²año. Esto supone un ahorro respecto a la instalación de referencia del 74% en EPnR. Puesto que ambos sistemas consumen sólo energía eléctrica, el ahorro en emisiones también es del 74%.

Si se opta por un equipo de alta gama con un SPF de 4,4, pero sin aporte fotovoltaico, el ahorro en emisiones y consumo de energía primaria no renovable podría ser del 44%.

Los ratios de EPnR y emisiones de las tres instalaciones comparadas se han representado sobre la Figura 2-31.

Tabla 2-13 Resumen del análisis energético anual de las instalaciones

Sistema	Unid.	AC + FV	AC	Ref.
Demanda térmica	kWh _T /año	6522,6	6522,6	6522,6
Consumo eléctrico de red	kWh _E /año	678,8	1469,8	2609,04
Consumo eléctrico de la ISFV	kWh _E /año	791,0	0,0	0,0
Consumo eléctrico total	kWh _E /año	1469,8	1469,8	2609,0
Eficiencia del sistema	---	9,6	4,4	2,5
Contribución Solar	%	53,8%	0,0%	0,0%
Consumo EPnR	kWh _{EPnR} /año	1326,4	2872,0	5098,1
Ratio EPnR respecto ref.	---	0,26	0,56	1,00
Ahorro EPnR respecto ref.	%	74,0%	43,7%	0,0%
Consumo EPnR (S=35m²)	kWh _{EPnR} /m ² año	37,9	82,1	145,7
Emisiones CO₂	kgCO ₂ /año	224,7	486,5	863,6
Ratio kgCO₂ respecto ref.	---	0,26	0,56	1,00
Ahorro kgCO₂ respecto ref.	%	74,0%	43,7%	0,0%
Emisiones CO₂ (S=35m²)	kgCO ₂ /m ² año	6,42	13,90	24,67

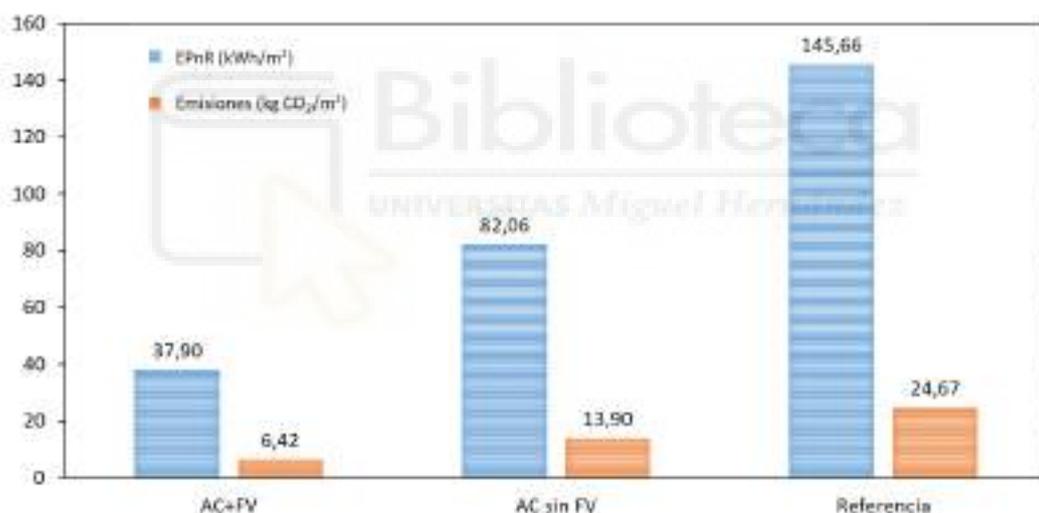


Figura 2-31 EPnR y Emisiones, kWh/m²año y kgCO₂/m²año

2.9.2. Análisis económico

En este apartado se ha incluido un análisis comparativo entre los 3 sistemas descritos en el apartado anterior, desde un punto de vista económico, para lo cual se han tenido en cuenta los costes de inversión inicial, los costes de reemplazamiento, los costes de mantenimiento y de compra de la electricidad.

La Tabla 2-14 incluye los costes de inversión asociados a cada una de las instalaciones. Para la realización del estudio económico se ha tenido en cuenta que los equipos se compran con un crédito a 5 años, cuya tasa de interés es del 5%. A la vista de los resultados, la instalación más económica es, sin lugar a dudas, el equipo de aire acondicionado de gama baja (SPF = 2,5) sin aporte fotovoltaico. No obstante, la baja eficiencia energética, así como la peor calidad de sus

componentes, podría resultar más caro si se tiene en cuenta toda la vida útil de los equipos. Por ello, se ha llevado a cabo un estudio anualizado del coste de las tres instalaciones (Tabla 2-15).

Tabla 2-14 Inversión en equipos y otras inversiones (Euros)

Sistema	AC + FV	AC	Ref.
INVERSIÓN EN EQUIPOS	€	€	€
Paneles Fotovoltaicos	1200	0	0
Aire Acondicionado	2600	2500	1500
TOTAL INVERSIÓN EN EQUIPOS	3800	2500	1500
OTRAS INVERSIONES	€	€	€
Diseño, Ejecución y Puesta en Marcha	200	200	200
Costes Generales	760	500	300
Costes Indirectos y Beneficio Industrial	190	125	75
TOTAL OTRAS INVERSIONES	1150	825	575
TOTAL INVERSIONES	4950	3325	2075

Tabla 2-15 Total costes anualizados (Euros/año)

Sistema	AC + FV	AC	Ref.
COSTES DE REEMPLAZAMIENTO	€/año	€/año	€/año
Paneles Fotovoltaicos (25 años)	0,00	0,00	0,00
Aire Acondicionado (18 años)	39,27	37,76	22,65
TOTAL COSTES DE REMPLAZAMIENTO	39,27	37,76	22,65
COSTES DE MANTENIMIENTO	€/año	€/año	€/año
Paneles Fotovoltaicos (25 años)	30,00	0,00	0,00
Aire Acondicionado (18 años)	60,00	60,00	60,00
TOTAL COSTES DE MANTENIMIENTO	90,00	60,00	60,00
COSTES DE OPERACIÓN	€/año	€/año	€/año
Costes de Energía Eléctrica	101,81	220,46	391,36
Costes de Potencia Eléctrica	90,00	90,00	90,00
TOTAL COSTES DE OPERACIÓN	191,81	310,46	481,36
COSTES ANUALIZADOS	€/año	€/año	€/año
Costes de Inversión	228,67	153,60	95,86
Costes de Reemplazamiento	39,27	37,76	22,65
Costes de Mantenimiento	87,38	58,25	58,25
Costes de Operación	186,23	301,41	467,34
TOTAL COSTES ANUALIZADOS	541,54	551,02	644,10

La Tabla 2-15 resume los costes anualizados de las instalaciones analizadas, en base a un estudio económico a 25 años, que coincide con la vida útil de los paneles solares fotovoltaicos, aunque

el tiempo de vida de los equipos de aire acondicionado se estima en 18 años. En todos los casos se ha considerado una tasa de inflación del 3% y una tasa de retorno también del 3%. El precio de la electricidad se ha fijado en 15 c€/kWh, mientras que, el término de potencia se ha establecido en 90 €/kW.

La Figura 2-32 ayuda a comparar los costes anualizados de cada uno de los conceptos para las tres instalaciones. Los costes más significativos corresponden a la inversión inicial y al coste asociado a la compra de electricidad.

En lo referente al coste de inversión, el más alto es el de la instalación de aire acondicionado y paneles solares fotovoltaicos, mientras que, la solución más económica es la instalación de referencia. Sin embargo, la baja eficiencia de la instalación de referencia da lugar a un mayor consumo eléctrico, por lo que el coste de la electricidad es mucho más alto en este sistema que en las otras dos soluciones contempladas. Así, el coste anualizado total más alto es el de la instalación de referencia con 644,10 €/año.

La instalación de aire acondicionado con aporte fotovoltaico tiene un coste anualizado total de 541,54 €/año, mientras que la instalación sin fotovoltaica tiene un coste de 551,02 €/año, lo que supone un ahorro respecto a la instalación de referencia del 16% y del 14%, respectivamente.

Aunque en términos económicos la solución de aire acondicionado con aporte fotovoltaico no representa un ahorro sustancial, la mayor eficiencia del sistema AC+FV y la contribución solar de este hace que los ahorros de energía primaria no renovable y emisiones de CO₂ justifiquen sobradamente la inversión.

Cabe indicar que, el estudio económico se ha realizado asumiendo un coste de la electricidad de 0,15 €/kWh. En un escenario más realista y a la vista de la evolución ascendente del precio de la electricidad durante los últimos años, cabría pensar que este precio será mayor en los próximos años. Si se realizan los cálculos con un precio de la electricidad mayor, los ahorros alcanzados serían mayores, puesto que, dada la baja eficiencia del sistema referencia, este tiene una notable dependencia del precio del kWh eléctrico.

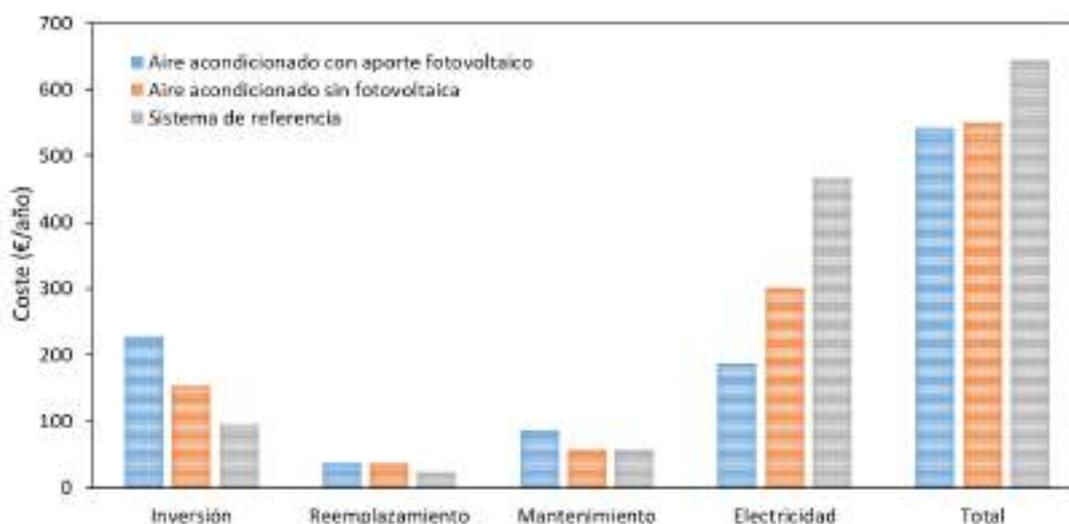


Figura 2-32 Costes anualizados de los tres sistemas comparados

2.10 CONCLUSIONES

Se ha llevado a cabo un estudio experimental de un sistema de climatización formado por un equipo tipo bomba de calor inverter conectado a la red eléctrica convencional y con aporte fotovoltaico.

El sistema propuesto fue instalado en una oficina de 35 m² ubicada en Elche (Alicante), con un horario de trabajo de 8 a 20h. Dicho sistema ha sido monitorizado a lo largo de un año completo, lo que ha permitido analizar el comportamiento de este en condiciones de invierno y verano.

Entre los meses de mayo y octubre el sistema ha trabajado en modo refrigeración, con una temperatura media exterior en las horas de funcionamiento de 27,1°C y una irradiación solar promedio de 6,45 kWh/m²-día en el plano de inclinación de los paneles fotovoltaicos ($\beta=35^\circ$). Por otro lado, entre los meses de noviembre y abril el sistema ha trabajado en modo calefacción. En este caso, la temperatura exterior promedio en las horas de funcionamiento ha sido de 15,8°C, mientras que la irradiación solar ha sido de 4,5 kWh/m²-día. Como resultado de haber sido ensayado en un clima mediterráneo con temperaturas en invierno y verano suaves, el factor de carga promedio resultante ha sido considerablemente bajo (FC = 37%).

Las principales conclusiones extraídas del estudio realizado son:

- El sistema de climatización propuesto tiene una eficiencia media en modo refrigeración de 14,5 y de 6,9 operando en modo calefacción, dando como resultado una eficiencia promedio anual de 9,6.
- La contribución solar promedio anual es de 53,8%, con un factor de producción de la instalación fotovoltaica del 70,3%.
- Se han detectado posibles mejoras de cara a la optimización del sistema propuesto, como podrían ser:
 - Implementar un sistema de control de funcionamiento del equipo para adaptar este a la disponibilidad de la radiación solar, con lo cual se conseguiría reducir el consumo eléctrico de la red y mejorar la contribución solar del sistema.
 - Adaptar el perfil de funcionamiento del equipo para hacerlo coincidir con las horas de sol, aprovechando la propia inercia térmica del edificio para mejorar la eficiencia del sistema. Esta solución podría ser de gran ayuda en edificios residenciales, dado que la mayoría de ellos tienen una curva de demanda predominantemente en horas nocturnas y el aprovechamiento solar en estos casos es mínimo.

Se ha realizado un estudio termo-económico comparativo de tres posibles soluciones de climatización, una de ellas con aporte solar y las otras dos sin aporte solar.

- Se concluye que, la solución propuesta en el estudio experimental de bomba de calor con apoyo fotovoltaico resulta la más económica, a la vez que registra el menor consumo de energía primaria no renovable y el menor nivel de emisiones de CO₂.
- Los datos obtenidos ponen de manifiesto la viabilidad técnica y económica de la tecnología de climatización mediante bomba de calor y apoyo fotovoltaico.



CAPÍTULO III

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN
DE ACS CON BOMBA DE CALOR Y APOYO
FOTOVOLTAICO**



CAPÍTULO III. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN DE ACS CON BOMBA DE CALOR Y APOYO FOTOVOLTAICO

3.1 INTRODUCCIÓN

El estudio experimental llevado a cabo en esta ocasión se centró en el análisis de una bomba de calor compacta para la producción de ACS en viviendas, alimentada simultáneamente por una instalación solar fotovoltaica y por energía convencional de la red.

El diseño y dimensionado del sistema planteado se realizó de tal forma que el 100% de la energía fotovoltaica generada se autoconsumiera en la propia instalación de producción de ACS, sin considerar la opción de vertidos de energía a la red, ni tampoco que otros sistemas del edificio pudieran aprovechar los excedentes de energía. Como sistema de apoyo, se dispuso una conexión a la red eléctrica convencional, consiguiendo así un sistema de funcionamiento completamente híbrido. El “sobrante” de producción fotovoltaica se derivó a la resistencia eléctrica del acumulador, con la intención de alcanzar la mayor contribución solar posible.

Con este estudio se pretende demostrar las posibilidades de la producción de ACS con aporte fotovoltaico, en comparación con los sistemas convencionales de producción de ACS. En este sentido, en el apartado 3.9 del presente capítulo se desarrolla un estudio termo-económico donde se compara el sistema propuesto con otros sistemas convencionales. En dicho estudio se han tenido en cuenta aspectos cuantitativos, como la contribución solar alcanzada y las emisiones de CO₂ evitadas, así como aspectos cualitativos, como la complejidad de instalación y la fiabilidad del sistema.

3.2 SISTEMA ENSAYADO

Se ha ensayado un sistema de producción de ACS con bomba de calor y aporte fotovoltaico, en adelante sistema BC-FV, compuesto por un equipo bomba de calor compacto, modelo COMPAK KHP 15 190, de la marca KAYSUN y una instalación solar fotovoltaica de 470Wp sobre estructura fija a 45° ($\beta=45^\circ$) y con orientación Sur ($\alpha=0^\circ$).

En la Figura 3-1 se presenta un esquema simplificado del sistema de producción de ACS propuesto.

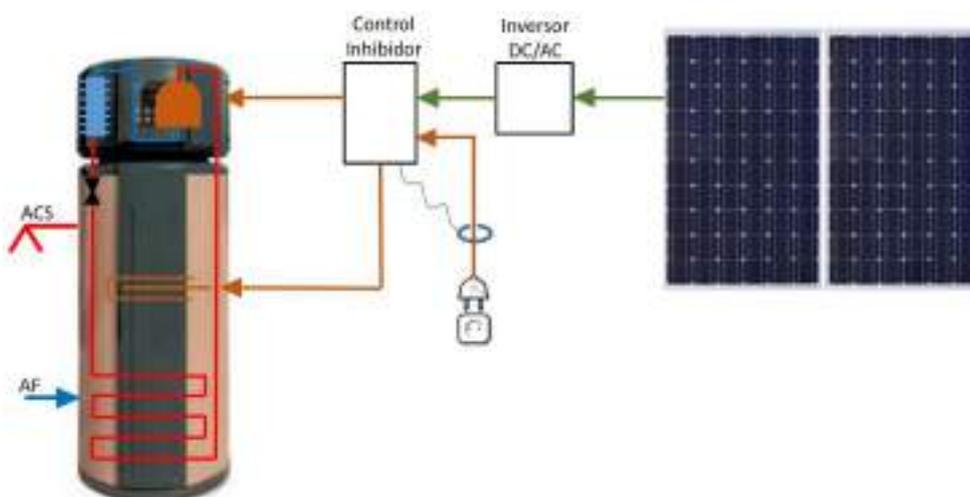


Figura 3-1 Esquema del sistema propuesto de BC-FV

El modelo de bomba de calor seleccionado dispone de una capacidad térmica nominal de 1,5 kW, con un compresor de 470 W de potencia nominal y un volumen total de acumulación de 190 litros. Asimismo, este equipo cuenta de una resistencia eléctrica de apoyo de 2 kW. El depósito acumulador es de acero y se encuentra recubierto por una capa de espuma de poliuretano de 45 mm de espesor, para reducir las pérdidas de calor y una capa exterior metálica para conferir resistencia mecánica y proteger el aislamiento. El condensador se localiza en la parte inferior del depósito, y está compuesto por 15 espiras de cobre de 3 mm de espesor, en contacto con la superficie de acero del depósito y cubriendo aproximadamente una tercera parte de la superficie de este.

Por otro lado, se emplean 2 paneles solares fotovoltaicos compuestos por 60 células de silicio policristalino, encapsuladas en EVA (etilen-vinil-acetato) y vidrio templado de 4 mm, montadas sobre marco de aluminio. La potencia nominal de los paneles es de 235 Wp y su rendimiento nominal superior al 13%.

Los datos técnicos de la unidad bomba de calor analizada se muestran en la Tabla 3-1, mientras que en la Tabla 3-2 se incluyen los datos de los paneles fotovoltaicos utilizados en el estudio, los cuales han sido extraídos de las fichas técnicas de los fabricantes.

Tabla 3-1 Características técnicas de la bomba de calor de ACS

KAYSUN COMPAK KHP	Unidad	Eco.	Hib.	Resist.
Capacidad calentamiento	W	1500	1850	2000
Consumo nominal	A	3,8	4,6	9,1
Potencia del compresor	W	470		
Potencia de la resistencia	W	2000		
Volumen del depósito	L	190		
Refrigerante	---	R134A		

Tabla 3-2 Datos técnicos de catálogo de los paneles fotovoltaicos

EURENER 235	Simb.	Unidad	Nom.
Potencia nominal	$P_{N,PV}$	W	235
Área del panel	A_{PV}	m ²	1,67
Eficiencia nominal del panel	EF_{PV}	%	13,74
Intensidad de cortocircuito	I_{CC}	A	8,25
Tensión de circuito abierto	V_{OC}	V	37,08
Intensidad nominal	$I_{N,PV}$	A	7,66
Tensión nominal	$V_{N,PV}$	V	30,01
Temperatura de operación nominal	TONC	°C	44
Coefficiente de temperatura de la potencia	g	1/°C	-0,004

Para la conexión de la instalación fotovoltaica a la bomba de calor se emplea un micro-inversor con sistema de seguimiento del punto de máxima potencia (MPPT), modelo SMI-480W-60L, de la marca Enecsys, representado en la Figura 3-2. Las características técnicas de dicho equipo se describen en detalle en la Tabla 3-3.



Figura 3-2 Micro-inversor Enecsys SMI-480W-60-UL

Tabla 3-3 Datos técnicos de catálogo del Micro-inversor Enecsys SMI-480W-60-UL

Enecsys SMI-480W-60-UL	Simb.	Unidad	Nom.
Potencia nominal de entrada	$P_{N,PV}$	W	480
Potencia recomendada de entrada	P_{PV}	W	500
Máximo Voltaje DC	$V_{DC, Max}$	V	44
Mínimo Voltaje DC	$V_{DC, Min}$	V	20
Máxima corriente de entrada	I_{Max}	A	22
Potencia máxima de salida	P_{Max}	W	450
Eficiencia máxima	η	%	97,0

El acoplamiento entre la bomba de calor, la instalación fotovoltaica y la red eléctrica se realizó mediante un sistema eléctrico compuesto por:

- **Cuadro de protección**, incluyendo el cableado de conexión y todos los elementos de protección necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación.
- **Inhibidor de corriente a red** (Figura 3-3) para asegurar la inyección cero de energía a la red eléctrica. El funcionamiento de este elemento se basa en la toma de lecturas de la intensidad de red mediante una pinza amperimétrica, derivando los posibles excedentes de energía fotovoltaica hacia una carga resistiva para asegurar que la intensidad medida siempre sea de entrada al sistema o nula (sin consumo). En el caso del sistema BC-FV los excedentes de energía fotovoltaica se derivaron hacia la resistencia eléctrica del depósito. El propio dispositivo inhibidor controlaba el consumo de la resistencia para igualarlo al excedente de potencia fotovoltaica.



Figura 3-3 Inhibidor de corriente a red

Tal y como se verá en el análisis del funcionamiento presentado más adelante, el sistema fue diseñado para ser capaz de priorizar el consumo de los paneles fotovoltaicos frente al consumo de red. De esta forma, se conseguirían ahorros de energía primaria y de emisiones de CO₂ muy importantes.

Según los elementos descritos y el diseño de la instalación, las principales características del prototipo BC-FV ensayado son las siguientes:

Características de diseño:

Exporta electricidad:	No
Dispone de baterías:	No
Tipo de compresor:	ON/OFF
Control mejorado:	Sí, pero sólo por horario de funcionamiento
Acumulación de energía térmica:	Sí, en el depósito de agua

Dimensionado:

Potencia nominal compresor:	470 W
Potencia pico de paneles:	470 Wp
Capacidad de acumulación:	190 litros
Capacidad baterías:	No tiene

3.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS

Para la realización de los ensayos se dispuso una instalación experimental (Figura 3-4) ubicada sobre la cubierta plana del edificio Innova, perteneciente a la Universidad Miguel Hernández de Elche. Al frente de la imagen se distinguen, entre otros elementos, la bomba de calor, un depósito auxiliar y una enfriadora de agua. Al fondo de la imagen se puede ver la instalación solar fotovoltaica y la instalación meteorológica.



Figura 3-4 Instalación experimental del sistema BC-FV

En la Figura 3-5 se ha representado, de forma esquemática, el banco de ensayos empleado, el cual, se ha dividido en 3 subsistemas, para mayor comprensión del lector. Como parte principal de la instalación, se destaca la bomba de calor compacta (subsistema A), sobre la que se distinguen todos los elementos del ciclo frigorífico, incluido el condensador ubicado en la parte inferior del depósito, rodeando a este a modo de espiral.

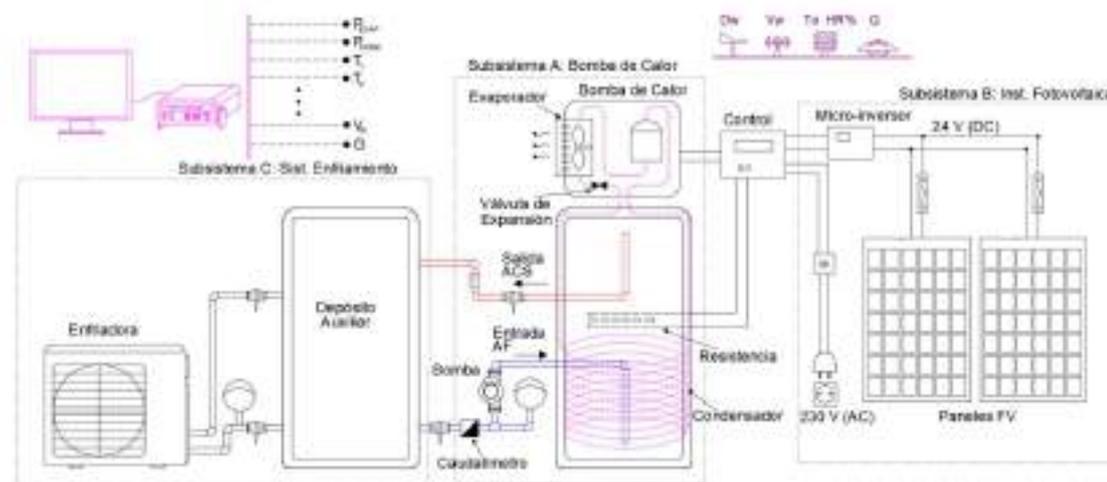


Figura 3-5 Esquema de la Instalación experimental BC-FV

El Subsistema B está formado por las dos fuentes de energía eléctrica que alimentan el compresor. Por un lado, los paneles solares fotovoltaicos instalados en paralelo y conectados a la bomba de calor mediante el micro-inversor de corriente (Figura 3-2) y, por otro lado, la conexión a la red eléctrica convencional. Un sistema de regulación y control de “inyección cero” se encargaba de hacer la gestión de la demanda y la producción de energía eléctrica. Así, gracias a este sistema se conseguía aprovechar al máximo la potencia fotovoltaica, minimizar el aporte de energía de la red y evitar la inyección de la corriente fotovoltaica hacia la red.

Como subsistema C se dispuso una instalación paralela de enfriadora de agua y un depósito acumulador con el objetivo de simular los consumos de ACS, permitiendo controlar la temperatura de entrada del agua fría y evitando, además, desperdicios innecesarios de agua. Este subsistema recibe el agua caliente procedente de la bomba de calor y la enfría hasta una temperatura de 10-14°C. El agua del sistema de enfriamiento es enviada nuevamente al acumulador de ACS por la parte inferior de este, en condiciones de temperatura de agua de red.

Además de los subsistemas descritos, se instalaron diferentes equipos auxiliares, tales como valvulería y elementos de protección del circuito hidráulico, cuadro eléctrico con todos los elementos de mando y seguridad requeridos, etc. Además, se incorporó una estación meteorológica con las que se registraron la radiación solar, la temperatura y la humedad ambiente, así como la velocidad y la dirección de viento.

Para la medida de las temperaturas del ciclo frigorífico se emplearon termopares tipo K por su amplio rango de funcionamiento (-40÷1000°C) y bajo coste, cuya precisión de medida se fija en $\pm 1,5^\circ\text{C}$. Para medir las temperaturas de entrada y salida del agua se instalaron sondas RTDs de tipo PT100 Clase B sumergidas, con un nivel de incertidumbre esperado inferior al 2%. Debido a la importancia de las medidas de temperatura, todas las sondas empleadas en el estudio fueron previamente calibradas.

También se dispuso un caudalímetro electromagnético Siemens MAG 1100 F a la entrada del depósito de ACS. Para conocer los consumos eléctricos se instalaron resistencias tipo Shunt en paneles y a la entrada de la bomba de calor.

Por último, se instaló un sistema de adquisición y almacenamiento de datos (Datalogger HP Agilent 34970A) encargado de recoger todas las señales de los diferentes sensores instalados en el banco de ensayos (presiones, temperaturas, consumos, etc.) y enviarlas al PC, para su posterior análisis.

3.4 METODOLOGÍA DE ENSAYOS

El ámbito de aplicación de este estudio se centró en localidades situadas en climas mediterráneos, con alta radiación solar e inviernos suaves. Concretamente el estudio fue llevado a cabo en Elche, provincia de Alicante (España). Esta localidad cuenta con una radiación solar media anual sobre la horizontal de $H_0=5,06 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$ y de $H_{45}=5,58 \text{ kWh/m}^2\text{-día}$ en el plano de inclinación de 45° y una temperatura media de $15,3^\circ\text{C}$ [46]. Geográficamente, Elche se ubica sobre la latitud 38° , con una altura sobre el nivel del mar de 86 m.

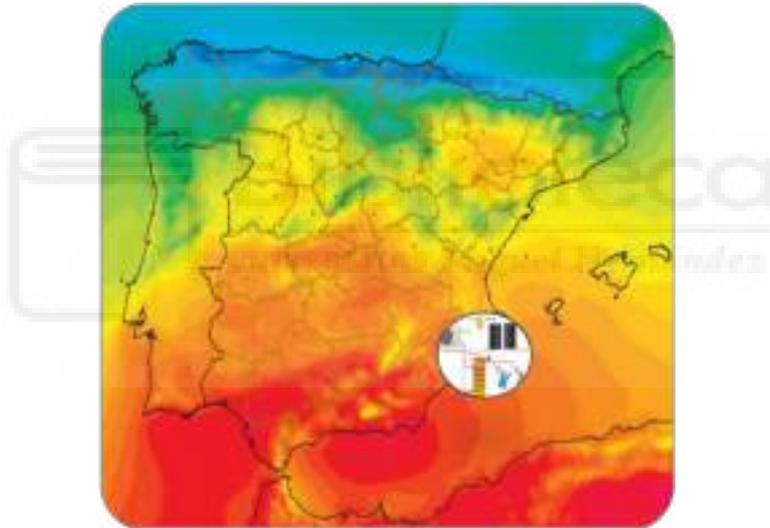


Figura 3-6 Localización geográfica del estudio experimental BC-FV

El trabajo experimental descrito en el presente capítulo se llevó a cabo durante un año completo de estudio, durante el cual se pudieron obtener resultados en condiciones de invierno y de verano. A lo largo del año de ensayos la instalación no se paró en ningún momento, salvo para la realización de pequeños ajustes, consiguiendo así disponer de más de 240 días de resultados válidos (20 días al mes).

Durante todo este tiempo se simuló el perfil de consumo de ACS de una familia formada por 4 miembros, de acuerdo a los valores de consumo establecidos en el Código Técnico de la Edificación, en su documento básico relativo a la contribución solar mínima (CTE-DB-HE4) [51]. En este documento se establece un consumo de 28 litros por persona y día de ACS a 60°C , lo que para una vivienda de 4 personas supondría un consumo diario de 112 litros a 60°C . Puesto que la bomba de calor analizada alcanza una temperatura máxima de preparación en modo ECO de 55°C , este consumo se corrigió para asegurar la misma energía térmica que la estimada en el CTE. Así, los ensayos se realizaron con un total de 6 consumos al día de unos 22 litros, cada uno, dando como resultado los 132 litros de ACS a 55°C estimados en el CTE.

De acuerdo con los cálculos anteriores, la energía térmica aportada al agua para satisfacer la demanda de ACS diaria debía ser de unos 5,85 kWh/día con una temperatura media del agua de entrada de 15°C, a lo que se sumarían las pérdidas por las paredes del depósito al exterior.

Se diseñó un perfil de consumos de ACS, tratando de imitar el de una vivienda de 4 personas, con consumos por la mañana, a mediodía y por la noche. La bomba circuladora representada en el Figura 3-5 se ponía en marcha, con la ayuda de un reloj programador, en las horas indicadas en la Tabla 3-4, durante 5,5 minutos. Puesto que el caudal se había ajustado previamente a 4 L/min, en cada consumo se consumían unos 22 litros, alcanzando finalmente los 132 litros deseados.

Tabla 3-4 Perfil de consumos de ACS 6x4L/min

Caudal	Instante de consumo						TOTAL (Litros)
	7:30	8:15	10:00	13:45	21:00	22:00	
4 L/min	22 L	22 L	22 L	22 L	22 L	22 L	132

Un segundo reloj programador accionaba 3 veces al día la enfriadora y la bomba en el interior de ésta, consiguiendo así bajar la temperatura del agua en el interior del depósito auxiliar a unos 10 ÷ 15°C, antes de ser devuelta al depósito de la bomba de calor. De esta forma se realizaban consumos sin desperdicio de agua.

Para maximizar el aporte fotovoltaico se programó la bomba de calor para realizar arranques sólo durante el día. Concretamente, se fijó el arranque a las 12 de la mañana, mientras que la parada se realizaba una vez que la bomba de calor alcanzaba la temperatura de consigna de 55 °C. Después de las 4 de la tarde se cortaba la alimentación a la bomba de calor, por lo se aseguraba que después de esta hora no se producían más arranques. El aporte fotovoltaico fuera del período de funcionamiento de la bomba de calor se enviaba, a través del sistema de control, a la resistencia eléctrica alojada en el interior del depósito.

La Tabla 3-5 muestra, a modo de ejemplo, los valores de una toma de datos. Se trata de la lectura de 21 variables de funcionamiento del equipo. La toma de datos cada 2 minutos permite la realización de medidas energéticas de cada día. Se toman 15120 datos cada día (21 datos, 720 veces).

Tabla 3-5 Toma de datos en un instante de medida. 23/06 a las 13:06

DESCRIPCIÓN	Simb.	Valor	Unidades
Temperatura de agua a la entrada del depósito	T _{W,ENT}	40,41	°C
Temperatura de agua a la salida del depósito	T _{W,SAL}	40,95	°C
Gasto másico de agua de consumo	m _W	0,00	kg/h
Temperatura de refrigerante a la entrada del compresor	T ₁	17,80	°C
Temperatura de refrigerante a la salida del compresor	T ₂	71,12	°C
Temperatura de refrigerante en la salida del condensador	T ₃	50,19	°C
Temperatura de refrigerante a la entrada del evaporador	T ₄	17,25	°C
Temperatura de condensación del refrigerante	T _{COND}	56,43	°C
Temperatura de evaporación del refrigerante	T _{EVAP}	16,79	°C
Temperatura ambiente	T _{AMB}	30,54	°C

Tensión de red	V_{RED}	225,73	V
Intensidad consumida de la red	I_{RED}	1,47	I
Potencia consumida de la red	P_{RED}	329,58	W
Tensión de los paneles fotovoltaicos	V_{FV}	26,59	V
Intensidad de los paneles fotovoltaicos	I_{FV}	13,03	I
Potencia consumida de los paneles fotovoltaicos	P_{FV}	346,46	W
Irradiancia solar	G	875,34	W/m^2
Temperatura exterior	T_{EXT}	28,23	$^{\circ}C$
Humedad relativa	HR	56,42	%
Velocidad de viento	V_w	2,11	m/s
Dirección de viento	D_w	158,31	$^{\circ}$

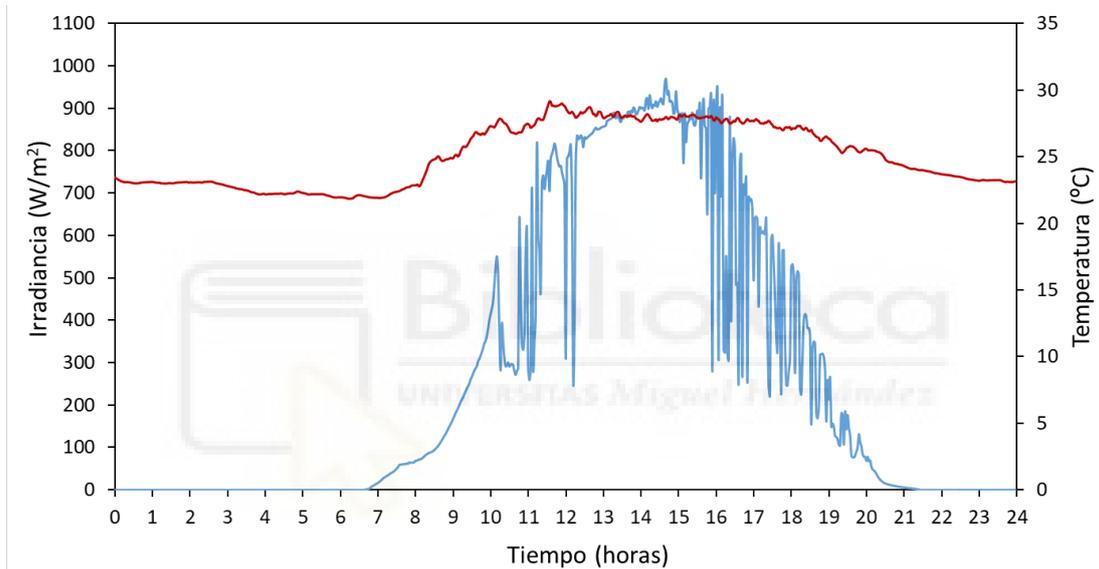


Figura 3-7 Condiciones climáticas medidas (Irradiancia solar y Temperatura ambiente). 23/06

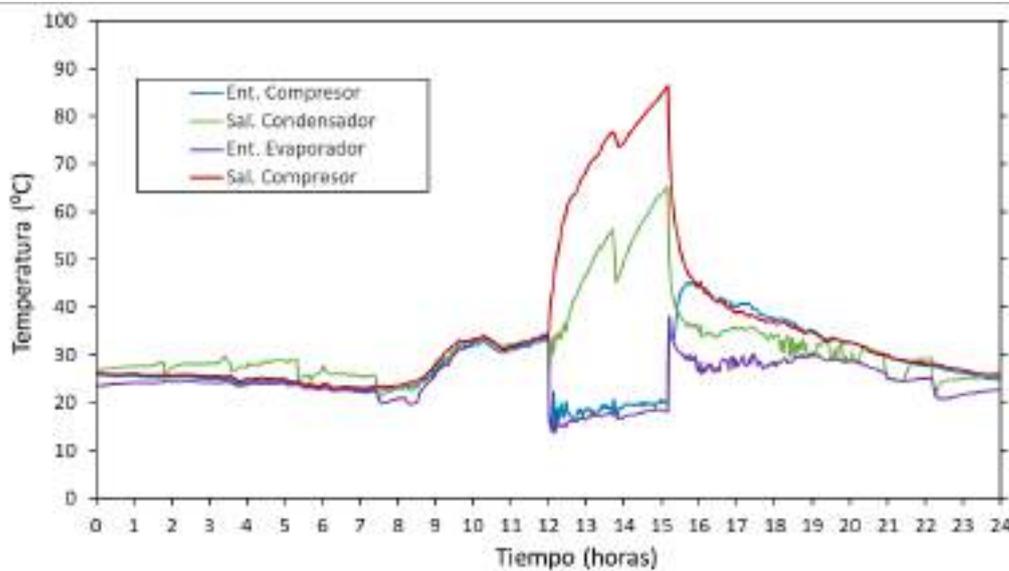


Figura 3-8 Temperaturas del ciclo frigorífico. 23/06/2014

En las Figuras 3-7 y 3-8 se incluye la representación gráfica de varios de los parámetros registrados a lo largo de un día completo, tanto relativo a las condiciones climáticas, como al funcionamiento del equipo. A modo de ejemplo, dichas graficas corresponden al mismo día de junio que los datos de la Tabla 3-5.

La Figura 3-9 muestra la potencia solar fotovoltaica medida y la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor. Empleando un sistema de sombreado se ha tratado de identificar la procedencia y el destino de cada uno de los flujos de energía. Así, el área sombreada en color gris claro se corresponde con la energía consumida por la bomba de calor y aportada por la instalación solar fotovoltaica ($E_{FV,BC}$). El área remarcada en gris oscuro hace referencia a la energía que consume la bomba de calor, pero que, en este caso, es aportada por la red eléctrica (E_{RED}). Esto se debe a que durante ese período de tiempo la energía procedente de la instalación fotovoltaica era insuficiente para satisfacer el 100% de la demanda de la bomba de calor. Por último, el área de color gris medio se corresponde con la energía que se produce en la instalación fotovoltaica y se emplea para alimentar la resistencia ($E_{FV,RES}$), puesto que la bomba de calor está parada. Siguiendo este mismo código de colores, la suma de las áreas gris claro y gris oscuro darían como resultado la energía eléctrica total consumida por la bomba de calor ($E_{TOT,BC}$).

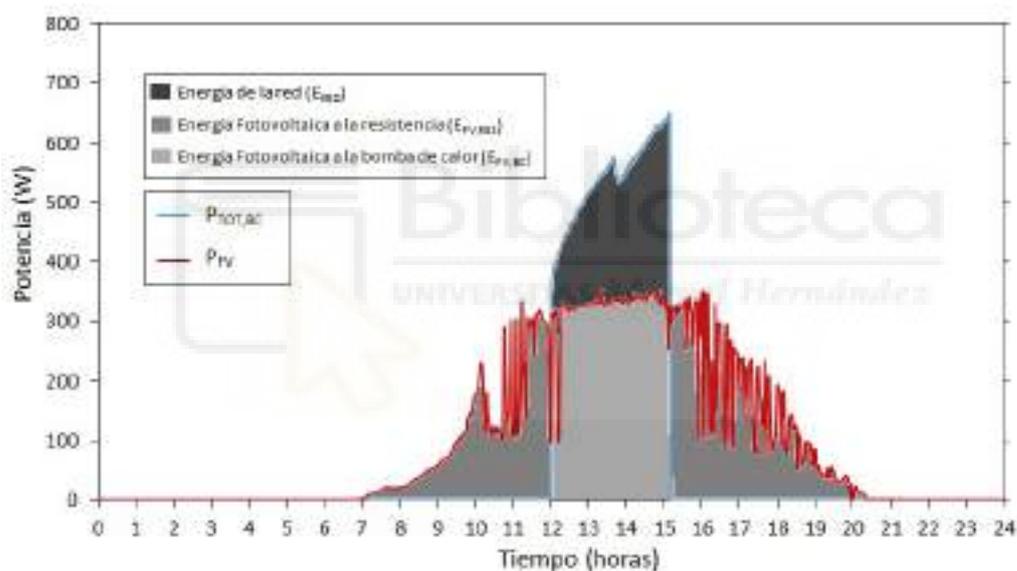


Figura 3-9 Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. 23/06

A partir de la recopilación de datos y su posterior procesado se obtienen: la energía útil aportada para satisfacer la demanda de ACS, la energía eléctrica consumida, distinguiendo entre fotovoltaica y de red, la contribución solar alcanzada, etc. y se analiza la eficiencia del sistema.

Sobre la Figura 3-10 se han representado los diferentes flujos de energía térmica y eléctrica tenidos en cuenta en el análisis experimental llevado a cabo. Todas estas variables se analizarán en profundidad en los apartados siguientes.

La energía útil proporcionada por la bomba de calor se puede calcular por el método de la potencia útil y por el método del refrigerante. A continuación, se presenta la metodología llevada a cabo en ambos procesos [47].

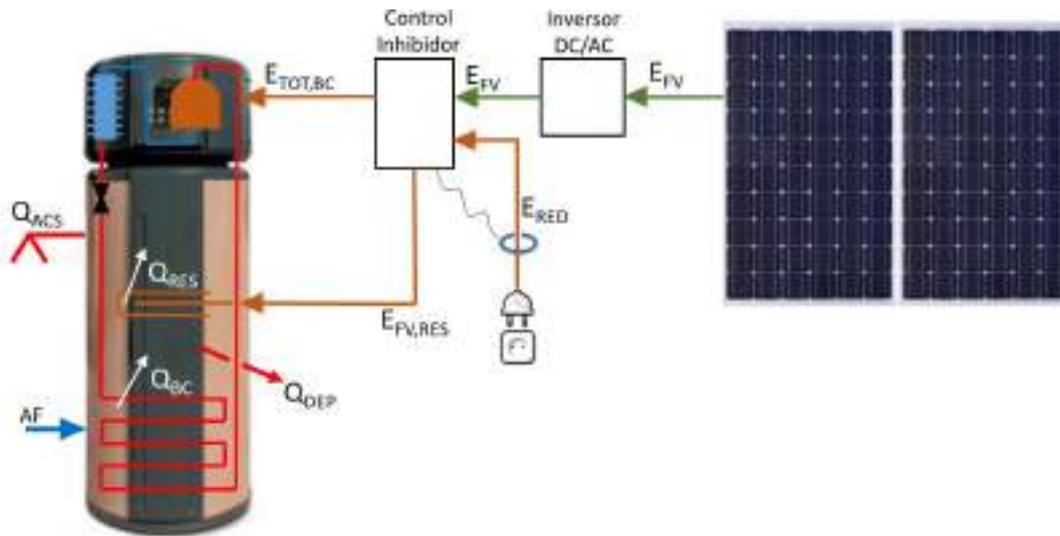


Figura 3-10 Flujos energéticos del sistema BC-FV

3.5 CÁLCULO DEL CALOR ÚTIL

3.5.1. Método de la potencia útil

La energía necesaria para satisfacer la demanda de ACS (Q_{ACS}) se calcula a partir de la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del agua al depósito, el calor específico del agua, considerado constante en $4,18 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$, y el gasto másico de agua en cada consumo, utilizando la Ecuación 3.1.

$$Q_{ACS} = \sum_{i=1}^6 m_i \cdot C_P \cdot (T_{W,SAL} - T_{W,ENT}) \quad (3.1)$$

Para el cálculo de las pérdidas de calor a través de las paredes del depósito (Q_{DEP}) se emplea la Ecuación 3.2. Para poder conocer el coeficiente de pérdidas $U \cdot A$, asociado a este depósito, se realizaron varios ensayos en los que se calentaba el depósito hasta los 50°C y después se dejaba enfriar sin realizar ningún consumo de agua. El coeficiente $U \cdot A$ promedio se calculó a partir de la Ecuación 3.3, donde Q_{PERD} es la energía térmica pérdida, t_{ENS} es el tiempo transcurrido durante el ensayo y $T_{MED,EXT}$ y $T_{MED,INT}$ son las temperaturas medidas del aire exterior y del agua en el interior del depósito. El valor promedio de los ensayos fue de $U \cdot A = 2,2 \text{ W}/^\circ\text{C}$.

Adicionalmente se realizó otro ensayo manteniendo el depósito a 50°C durante una semana con la alimentación de la resistencia eléctrica para evaluar las pérdidas. El valor resultante fue similar, aunque ligeramente inferior $U \cdot A = 1,9 \text{ W}/^\circ\text{C}$, por lo que se tomó el valor más desfavorable como resultado válido para el resto del procesado de datos.

$$Q_{DEP} = 24 \cdot [U \cdot A \cdot (T_{DEP} - T_{EXT})] \quad (3.2)$$

$$U \cdot A = \frac{Q_{PERD}}{t_{ENS} \cdot (T_{MED,INT} - T_{MED,EXT})} \quad (3.3)$$

Por último, para considerar la diferencia de energía entre el inicio y el final de cada día (ΔQ_{DEP}), se emplea la Ecuación 3.4. A pesar de tratar de tener cierta repetitividad en los ensayos, la temperatura del acumulador a las 0 horas de cada día no es siempre la misma, por lo que la energía ΔQ_{DEP} , aunque toma valores muy pequeños, ésta no llega a ser cero. Este parámetro sirve también como valor de alarma, avisando de que se ha producido algún cambio en el funcionamiento estacionario del sistema.

$$\Delta Q_{DEP} = M \cdot C_P \cdot (T_{DEP,FIN} - T_{DEP,INI}) \quad (3.4)$$

La energía térmica total (Q_{TOT}) resulta de la suma de los 3 factores anteriores, tal y como se muestra en la Ecuación 3.5.

$$Q_{TOT} = Q_{ACS} + Q_{DEP} + \Delta Q_{DEP} \quad (3.5)$$

En lo que respecta al consumo eléctrico procedente de la red (E_{RED}), en kWh, este se obtiene del sumatorio de los valores instantáneos medidos (P_{RED}) multiplicados por el tiempo transcurrido entre cada medida (Δt), empleando la Ecuación 3.6.

$$E_{RED} = \sum P_{RED} \cdot \Delta t \quad (3.6)$$

En la Tabla 3-6 se muestra, a modo de ejemplo, el análisis del sistema mediante el método de la potencia útil para una semana tipo del mes de octubre.

Tabla 3-6 Ejemplo de cálculo. Método de la potencia útil. Octubre

Día	Q _{ACS} (Kwh)	Q _{DEP} (Kwh)	ΔQ _{DEP} (Kwh)	Q _{TOT} (Kwh)	E _{RED} (kWh)
06/10	6,24	1,42	0,18	7,83	0,89
07/10	6,41	1,34	-0,05	7,70	0,55
08/10	6,42	1,40	-0,03	7,80	0,57
09/10	6,44	1,36	0,03	7,83	0,59
10/10	6,32	1,34	-0,06	7,61	0,86
11/10	6,12	1,43	0,02	7,56	1,49
12/10	6,24	1,49	0,11	7,84	1,00

3.5.2. Método del refrigerante

Como se ha comentado anteriormente, otra forma de conocer la potencia útil que proporciona la bomba de calor es mediante el método del refrigerante, descrito en detalle en el Capítulo 2 de la tesis. Este método parte del conocimiento de las entalpías en los 4 puntos de interés del ciclo frigorífico (entrada y salida del compresor, salida del condensador y entrada al evaporador).

Todas estas entalpías se pueden conocer a partir de las temperaturas en estos mismos cuatro puntos y las presiones de condensación y evaporación. En nuestro caso, se decidió calcular las presiones, de forma indirecta, empleando sondas de temperatura instaladas en los intercambiadores de calor del evaporador y del condensador. Conocidas las temperaturas y presiones se empleó el software de ingeniería *Engineering Equation Solver* (EES) para calcular las entalpías deseadas.

Para mayor precisión, en todas las medidas de la temperatura de descarga del compresor se comprueba que ésta sea superior a la temperatura dada por la compresión isoentrópica, considerando un rendimiento isoentrópico de $\eta_s = 0,775 - 0,05 \cdot r$, siendo r la relación de compresión. Adicionalmente se considera un rendimiento mecánico del compresor igual a $\eta_{MEC} = 93\%$.

El consumo eléctrico del compresor se determina a partir de la medida del consumo total de la bomba de calor, restando los consumos debidos al sistema de control y al ventilador. Se pudo conocer estos consumos analizando los valores eléctricos registrados en el arranque y la parada de la bomba de calor, cuando todo estaba en marcha excepto el compresor. El valor resultante fue de unos 40 W.

Conocidas las propiedades del refrigerante y los consumos eléctricos del equipo y del compresor se puede calcular el calor aportado al agua por la bomba de calor (Q_{BC}) empleando el siguiente procedimiento.

En primer lugar, se calcula el flujo másico de refrigerante (\dot{m}_R) como el cociente entre la potencia medida en el compresor y el trabajo específico de este, calculado como la diferencia entre la entalpía de entrada y salida al compresor.

$$\dot{m}_R = \frac{W_{COMP}}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{MEC} \quad (3.7)$$

Determinado el gasto másico de refrigerante, se calcula el calor aportado al agua en el condensador (\dot{Q}_{BC}) mediante la Ecuación 3.8. Cabe recordar que, las entalpías han sido previamente calculadas a partir de los valores medidos de temperatura y presión.

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.8)$$

Esta metodología se repite para todos los puntos de medida donde la máquina se encuentra en funcionamiento. Para ello, se implementaron todas las ecuaciones aquí descritas en un código de programación empleando el software EES, de manera que, tomando como datos de entrada los valores recogidos de temperaturas, presiones, caudales, etc., arrojase como resultado el calor útil (\dot{Q}_{BC}) y el COP para todos los instantes de medida.

A partir de la integración de los valores instantáneos de medida del consumo y del calor útil se pueden calcular los flujos de consumo de energía y de calor útil diarios, respectivamente, tal y como se hizo en la Ecuación 3.6.

$$Q_{BC} = \sum \dot{Q}_{BC} \cdot \Delta t \quad (3.9)$$

Para calcular la energía térmica total que aporta el sistema para el calentamiento del agua, se debe de considerar también la energía que aporta la resistencia eléctrica ($Q_{FV,RES}$), la cual proviene íntegramente de la fuente de energía renovable. Al tratarse de un calor aportado por efecto Joule, con rendimiento del 100%, todo el consumo de energía eléctrica se transforma en calor aportado al agua en la resistencia (Ecuación 3.13). El parámetro $P_{FV,RES}$ se calcula a partir del valor de P_{FV} cuando la bomba de calor no está trabajando.

$$P_{FV} = \eta_{INV} \cdot \frac{V_{FV} \cdot I_{FV}}{1000} \quad (3.10)$$

$$E_{FV} = \sum P_{FV} \cdot \Delta t \quad (3.11)$$

$$E_{FV,RES} = \sum P_{FV,RES} \cdot \Delta t \quad (3.12)$$

$$Q_{RES} = E_{FV,RES} \quad (3.13)$$

$$Q_{TOT} = Q_{BC} + Q_{RES} \quad (3.14)$$

Por último, las Ecuaciones 3.15 y 3.16 se emplean para distinguir los diferentes flujos energéticos que alimentan la bomba de calor.

$$E_{FV} = E_{FV,BC} + E_{FV,RES} \quad (3.15)$$

$$E_{TOT,BC} = E_{FV,BC} + E_{RED} \quad (3.16)$$

A modo de ejemplo, la Tabla 3-7 muestra los resultados diarios procesados de una semana de ensayos del mes de octubre.

Se ha comprobado que, la energía térmica total (Q_{TOT}) calculada por el método de la potencia útil y por el método del refrigerante tiene una desviación inferior al 5%. De esta forma, se considera que el procedimiento de análisis queda validado.

Tabla 3-7 Ejemplo de cálculo. Método del refrigerante. Octubre

Día	E_{FV} (kWh)	$E_{FV,RES}$ (kWh)	$E_{FV,BC}$ (kWh)	E_{RED} (kWh)	$E_{TOT,BC}$ (kWh)	Q_{BC} (kWh)	Q_{RES} (kWh)	Q_{TOT} (kWh)
06/10	2,02	1,11	0,91	0,89	1,80	6,45	1,11	7,56
07/10	2,65	1,43	1,23	0,55	1,77	6,30	1,43	7,73
08/10	2,59	1,41	1,18	0,57	1,75	6,20	1,41	7,61
09/10	2,51	1,37	1,15	0,59	1,74	6,31	1,37	7,68
10/10	2,13	1,20	0,93	0,86	1,79	6,44	1,20	7,64
11/10	0,87	0,51	0,35	1,49	1,85	6,80	0,51	7,31
12/10	2,10	1,24	0,85	1,00	1,85	6,53	1,24	7,78

3.5.3. Análisis de incertidumbre

Se realizó un estudio de incertidumbre empleando el software EES. La incertidumbre experimental fue calculada aplicando la metodología descrita en (JCGM 100: 2008) [48].

Teniendo en cuenta que las medidas eléctricas tenían una precisión muy alta, las incertidumbres en tensión e intensidad fueron siempre inferiores al 1% para un nivel de confianza del 95%. Así, las incertidumbres de la potencia eléctrica y de la contribución solar eran inferiores al 1,5% y 2%, respectivamente.

La potencia térmica útil proporcionada por la bomba de calor se determinó, tal y como se ha descrito en los apartados 3.5.1 y 3.5.2, de forma directa y de forma indirecta, respectivamente. La estimación de la potencia térmica total calculada por los dos métodos presentaba una diferencia inferior al 5% para el 95% de los días analizados.

3.6 INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA

3.6.1. Coeficientes de operación estacionales (SPF)

Una vez calculada la energía térmica total diaria aportada por el sistema BC-FV (Q_{BC}) y medidos los distintos flujos de consumo eléctrico, de la red (E_{RED}), de la fotovoltaica hacia la bomba de calor ($E_{FV,BC}$) y de la fotovoltaica hacia la resistencia eléctrica ($E_{FV,RES}$), se pueden calcular los coeficientes de operación estacionales.

Existen diferentes indicadores de eficiencia energética del sistema propuesto, en función de que se tengan en cuenta unos flujos energéticos u otros (ver Figura 3-10). Para analizarlos se han considerado 3 volúmenes de control, definidos como:

- **Bomba de calor:** sin considerar la existencia de la resistencia
- **Equipo:** incluye la bomba de calor y la resistencia
- **Sistema BC-FV:** incluye la bomba de calor, la resistencia y la existencia de la FV.

El COP del ciclo frigorífico (COP_{CICLO}) relaciona el calor útil aportado al agua en el condensador con el trabajo específico del compresor. Este indicador es independiente del gasto másico del refrigerante y se ha definido como un valor instantáneo de eficiencia energética.

$$COP_{CICLO} = \frac{\dot{Q}_{UTIL,BC}}{\dot{W}_{COMP}} = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m}_R \cdot (h_2 - h_1) / \eta_{MEC}} = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_2 - h_1) / \eta_{MEC}} \quad (3.17)$$

Además, se han definido una serie de eficiencias promedio estacionales que tienen en cuenta la relación entre la energía térmica producida y la energía eléctrica consumida dentro de un periodo acotado de tiempo (día, mes o año).

- **Eficiencia de la Bomba de Calor:**

El SPF total de la bomba de calor ($SPF_{TOTAL,BC}$) se define como el cociente entre el calor total aportado al agua por la bomba de calor y el consumo eléctrico asociado a ésta, tal y como se indica en la Ecuación 3.18.

$$SPF_{TOTAL,BC} = \frac{Q_{BC}}{E_{TOT,BC}} \quad (3.18)$$

El SPF útil de la bomba de calor ($SPF_{\text{ÚTIL,BC}}$) tiene en cuenta sólo la energía térmica aportada al agua para satisfacer la demanda de ACS, es decir, sin considerar el calor de pérdidas a través de las paredes. Este es el indicador de eficiencia calculado con el método descrito en la norma UNE-16147. Así, aplicando dicho método el $SPF_{\text{ÚTIL,BC}}$ debería calcularse como el cociente entre el calor de ACS (Q_{ACS}) y la energía total consumida por la bomba de calor ($E_{\text{TOT,BC}}$). Sin embargo, para el estudio experimental llevado a cabo no se puede aplicar esta relación, ya que el calor aportado al ACS está afectado por el funcionamiento de la resistencia, la cual incrementa la temperatura de suministro de ACS, incluso con la bomba de calor parada.

Tal y como se ha realizado el ensayo (con aporte de calor de la resistencia), no se puede definir ningún SPF que coincida al 100% con el de la norma. Por ello, para el cálculo de la eficiencia útil de la bomba de calor se propone emplear la Ecuación 3.19.

$$SPF_{\text{ÚTIL,BC}} = \frac{Q_{\text{BC}}}{E_{\text{TOT,BC}}} \cdot \frac{Q_{\text{ACS}}}{Q_{\text{TOT}}} \quad (3.19)$$

- **Equipo:**

Al igual que para el volumen de control de la bomba de calor, para el equipo también se han definido dos indicadores de eficiencia energética. Por un lado, se el SPF total del equipo ($SPF_{\text{TOTAL,EQ}}$), donde se considera todo el calor aportado al agua y todo el consumo eléctrico del equipo.

$$SPF_{\text{TOTAL,EQ}} = \frac{Q_{\text{TOT}}}{E_{\text{TOT,BC}} + E_{\text{FV,RES}}} \quad (3.20)$$

Por otro lado, en la expresión del SPF útil del equipo ($SPF_{\text{ÚTIL,EQ}}$) sólo se asume como calor útil el producido para satisfacer la demanda de ACS (Q_{ACS}).

$$SPF_{\text{ÚTIL,EQ}} = \frac{Q_{\text{ACS}}}{E_{\text{TOT,BC}} + E_{\text{FV,RES}}} \quad (3.21)$$

- **Sistema:**

En todos los parámetros definidos hasta el momento, el volumen de control analizado abarca únicamente los elementos: bomba de calor, depósito y resistencia. No se ha tenido en cuenta la existencia de la instalación fotovoltaica, ni que la resistencia eléctrica se alimenta de ésta. Al tener en cuenta los flujos energéticos asociados a la fuente renovable, aparecen dos nuevos indicadores de eficiencia energética.

Por un lado, se define un SPF total del sistema BC-FV ($SPF_{\text{TOTAL,SIST}}$) como relación del calor útil total aportado al agua y el consumo eléctrico de la red. En este caso sólo se consideran los consumos energéticos externos al sistema. La producción de energía eléctrica por parte de la instalación solar fotovoltaica no se tiene en cuenta como flujo energético exterior.

$$SPF_{\text{TOTAL,SIST}} = \frac{Q_{\text{TOT}}}{E_{\text{RED}}} \quad (3.22)$$

Por último, se define el SPF útil del sistema BC-FV ($SPF_{UTIL,SIST}$), como:

$$SPF_{UTIL,SIST} = \frac{Q_{ACS}}{E_{RED}} \quad (3.23)$$

3.6.2. Contribución Solar (CS) y Factor de Producción (FP)

Para evaluar la eficiencia del sistema se definieron dos parámetros adicionales de análisis, como son la contribución solar y el factor de producción.

Por un lado, la contribución solar trata de determinar cuánta de la energía aportada fue de origen renovable, pudiendo distinguir entre contribución solar de la bomba de calor (CS_{BC}) y contribución solar del sistema (CS_{SIST}).

Será la contribución solar del sistema la que debemos comparar con la contribución solar aportada por un sistema de energía solar térmica convencional, ya que relaciona la energía térmica total con la energía térmica aportada por el sistema.

$$CS_{BC} (\%) = \frac{E_{FV,BC}}{E_{TOT,BC}} \cdot 100 \quad (3.24)$$

$$CS_{SIST} (\%) = \frac{Q_{RES} + Q_{BC} \cdot CS_{BC}}{Q_{RES} + Q_{BC}} \cdot 100 \quad (3.25)$$

Por otro lado, el factor de producción (FP_{SIST}) está relacionado con el nivel de aprovechamiento de la energía solar fotovoltaica. Asumiendo como situación óptima que toda la energía fotovoltaica fuera consumida por la bomba de calor, el hecho de emplear ésta para alimentar la resistencia cuando la bomba de calor está parada desvía al sistema de la situación óptima. La Ecuación 3.26 trata de considerar esta premisa.

Para determinar el valor del parámetro SPF_{REF} se plantean dos opciones. Por un lado, se ha calculado a partir de la instalación de referencia definida en el CTE-HE4 de caldera de gas natural con un rendimiento medio del 92% y aplicando los factores de paso entre energía final y primaria, dando como resultado $SPF_{REF}=1,55$. La otra alternativa se basa en emplear directamente el $SPF_{TOTAL,BC}$ calculado durante el estudio experimental llevado a cabo. En este caso, el valor sería $SPF_{REF}=3,4$. Se ha decidido adoptar la segunda opción, por tratarse de la más desfavorable de las dos.

$$SPF_{REF} = \frac{0,92 \text{ kWh}_{UTIL}}{1 \text{ kWh}_{GN}} \cdot \frac{1 \text{ kWh}_{GN}}{1,190 \text{ kWh}_{EPnR}} \cdot \frac{2,007 \text{ kWh}_{EPnR}}{1 \text{ kWh}_E} = 1,55$$

$$FP_{SIST} (\%) = \frac{E_{FV,BC} + E_{FV,RES} / SPF_{REF}}{E_{FV}} \cdot 100 \quad (3.26)$$

3.7 RESULTADOS DIARIOS

A modo de ejemplo, en este apartado se plantea la resolución y el análisis en detalle del procesado de datos de un día tipo de ensayo. Como ejemplo, se ha seleccionado el día 21 de junio, ya que este fue considerablemente soleado, por lo que se facilita la comprensión de los gráficos y los resultados obtenidos.

En primer lugar, la Figura 3-11 representa las condiciones climáticas del día de estudio. En concreto, se presentan la irradiancia, en (W/m^2) y la temperatura ambiente, en ($^{\circ}C$).

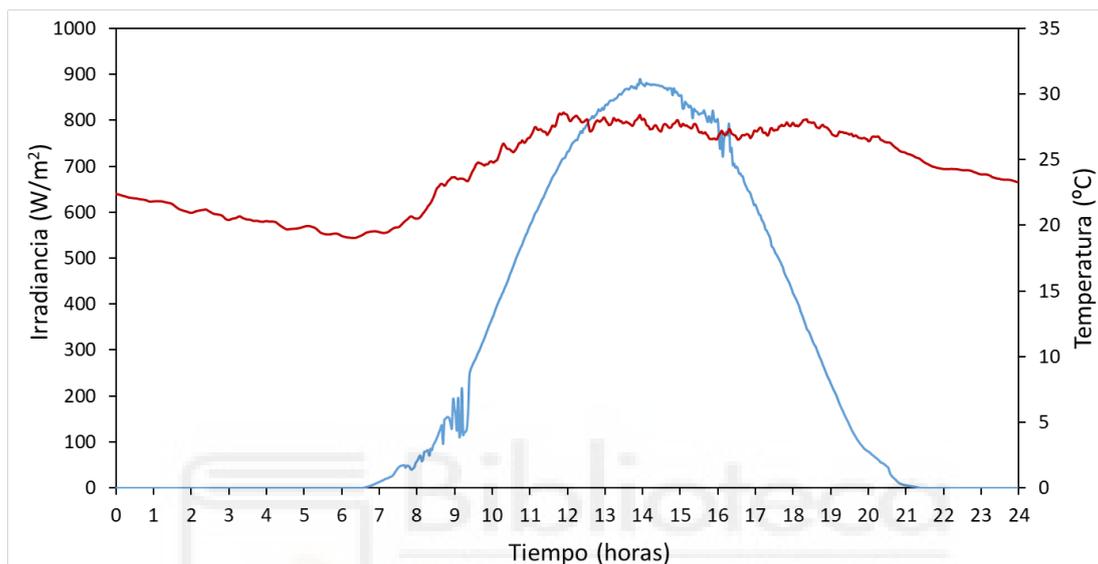


Figura 3-11 Irradiancia solar en el plano de captadores y temperatura ambiente (21 de junio)

Los valores registrados en cada uno de los instantes de consumo de agua se recogen en la Tabla 3-8, incluyendo el volumen de agua consumido, la temperatura del agua fría a la entrada y la temperatura del agua caliente a la salida. Aplicando la Ecuación 3.1 se puede calcular la energía térmica entregada en cada consumo, así como la energía térmica útil de ACS del día de ensayo, la cual resultó ser de $Q_{ACS}=6,69$ kWh.

Tabla 3-8 Caudal, temperatura de entrada y salida y energía térmica útil de ACS (21 de junio)

Variable	Ud.	C1	C2	C3	C4	C5	C6
Hora	---	7:30	8:15	10:00	13:45	21:00	22:00
Volumen	Litros	21,90	22,52	21,42	21,94	22,60	22,29
Temperatura de entrada	$^{\circ}C$	9,85	9,90	10,03	11,58	10,84	10,98
Temperatura de salida	$^{\circ}C$	54,48	53,44	51,18	45,57	59,62	59,17
Energía térmica útil	kWh	1,13	1,14	1,02	0,87	1,28	1,25

La Figura 3-12 muestra, de forma gráfica, los valores de energía de los consumos recogidos en la Tabla 3-8. Se puede apreciar cómo, a medida que se producen los consumos, la temperatura en la parte superior del depósito, y con ello la temperatura de salida del agua, se va reduciendo. De esta forma, el cuarto consumo se produce a poco más de $45^{\circ}C$. Siendo una temperatura

aceptable para los servicios de ACS, el sistema debe estar preparado para que ningún consumo se realice por debajo de esta temperatura. A las 12h la bomba de calor se pone en marcha y comienza a calentar el agua del depósito, por lo que los consumos 5 y 6 vuelven a producirse a temperaturas cercanas a 60°C.

Aunque la bomba de calor deja de trabajar cuando el agua llega a 55°C, la acción de la resistencia eléctrica hace que el agua en el interior del depósito suba por encima de esta temperatura, tal y como se puede apreciar en los consumos 5 y 6.

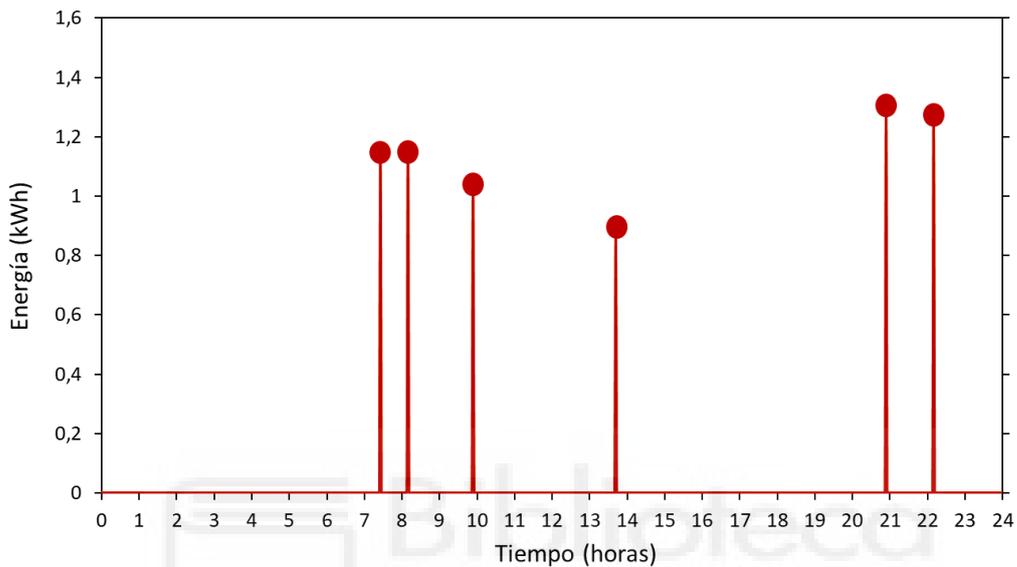


Figura 3-12 Consumos de ACS (21 de junio)

Seguindo con el método de la potencia útil, las Ecuaciones 3.2 y 3.3 nos proporcionan la energía perdida por las paredes y la acumulación de energía en el día, respectivamente. Los resultados obtenidos son: $Q_{DEP} = 1,33$ kWh y $\Delta Q_{DEP} = 0,09$ kWh. Así, la energía térmica aportada por la bomba de calor resultó ser de $Q_{TOT} = 8,11$ kWh.

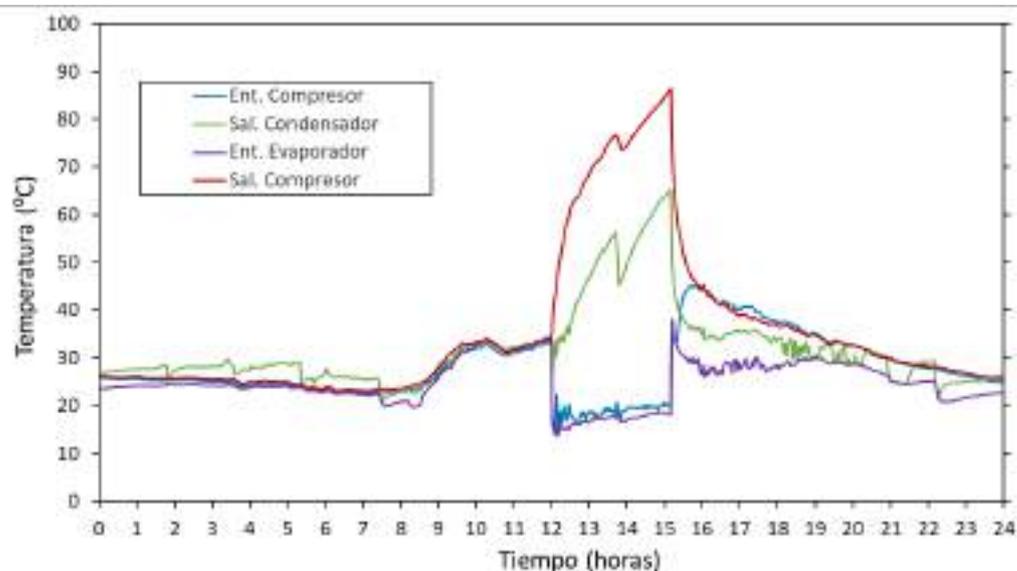


Figura 3-13 Temperaturas del ciclo frigorífico (21 de junio)

Para el análisis de la potencia útil mediante el método del refrigerante se representan las temperaturas (Figura 3-13) y presiones (Figura 3-14) en cada uno de los puntos de interés del ciclo frigorífico. Aunque, como se comentó en el apartado anterior, las medidas realizadas corresponden a las temperaturas de condensación y evaporación y no a las presiones.

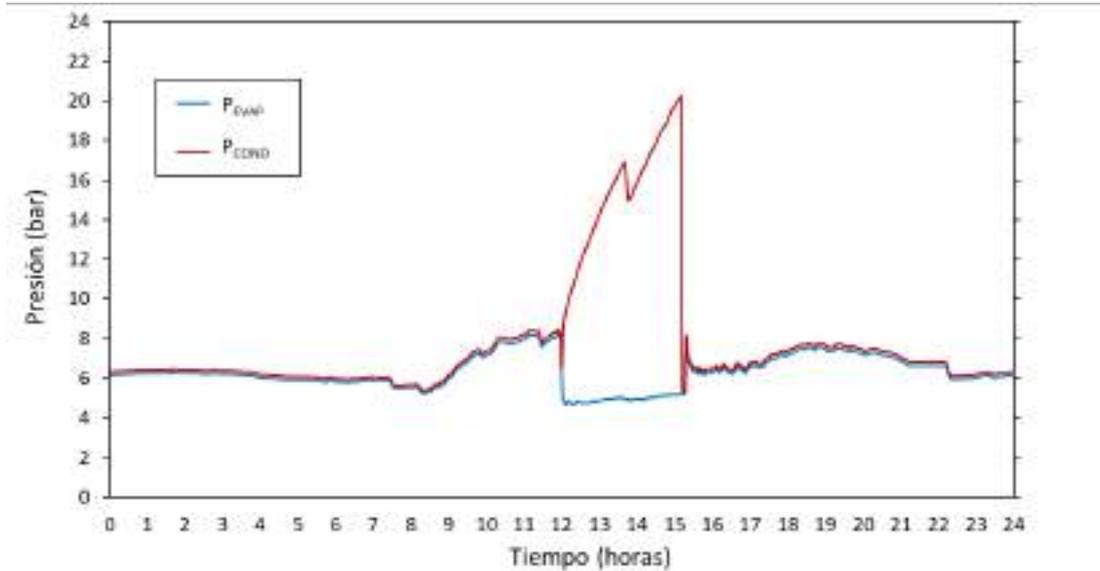


Figura 3-14 Presiones de condensación y evaporación (21 de junio)

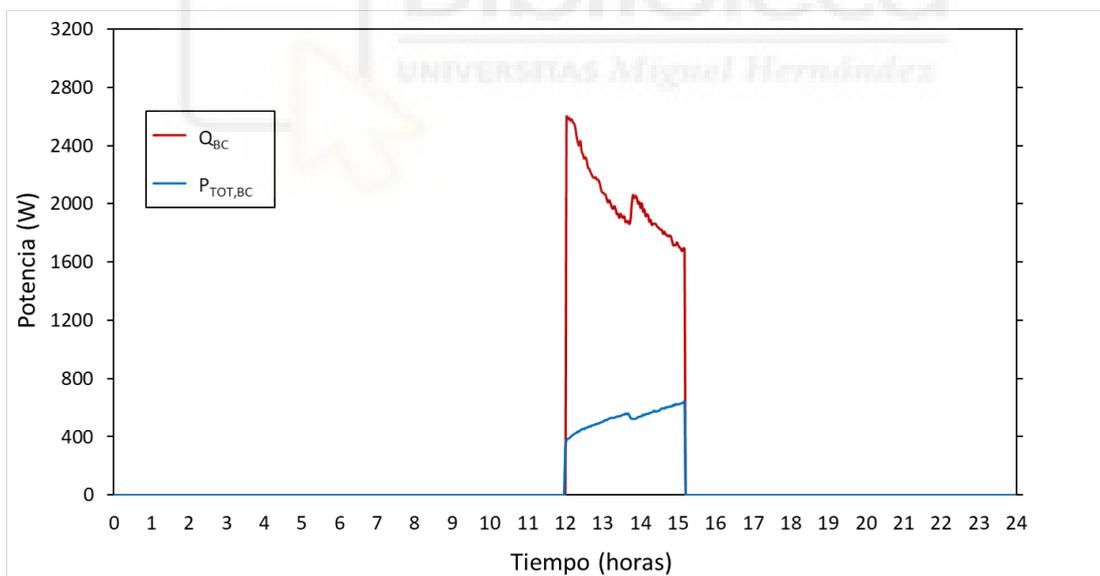


Figura 3-15 Calor útil (Q_{BC}) calculado con el método del refrigerante y Potencia eléctrica total ($P_{TOT,BC}$) consumida por la bomba de calor (21 de junio)

Como se verá en el Capítulo 4, la temperatura de condensación está directamente relacionada con la temperatura del agua en la zona del depósito en la que se ubica el condensador que, tal y como se ve en la Figura 3-5 es la parte baja, ocupando aproximadamente 1/3 de la superficie exterior de este. Así, a medida que la temperatura del agua aumenta, también lo hace la temperatura de condensación y con ella la relación de compresión. Asimismo, el incremento de la relación de compresión da como resultado un aumento del consumo del compresor y, por tanto, de la bomba de calor, tal y como se ve en la Figura 3-15.

La bajada de temperatura de condensación a las 13:45 está relacionada con el cuarto consumo de agua, que se produce a esta hora. Dicho consumo de agua por la parte superior del depósito produce una entrada de agua fría por la parte inferior del mismo, enfriando el agua en la zona del condensador. La bajada de temperatura en esta zona se ve reflejada en el funcionamiento de la bomba de calor de la siguiente forma:

- Baja la temperatura de condensación y, por lo tanto, también la presión de condensación, reduciendo así la relación de compresión (Figura 3-14).
- Se reduce el consumo del compresor y con ello el de la bomba de calor (Figura 3-15).
- Aumenta el calor aportado al agua (Figura 3-15).
- Al aumentar el calor y reducir el consumo se incrementa la eficiencia de la bomba de calor (Figura 3-16).

Este fenómeno ha sido analizado en mayor profundidad en el Capítulo 4 al estudiar la estratificación del agua en el depósito.

El área bajo la curva (\dot{Q}_{BC}) representada en la Figura 3-15 corresponde a la energía térmica proporcionada por el ciclo frigorífico de la bomba de calor, que en este caso fue de $Q_{BC} = 6,53$ kWh.

La Figura 3-16 representa el COP instantáneo de la bomba de calor. A medida que el consumo eléctrico aumenta y el calor útil se reduce, se ve como el COP disminuye considerablemente.

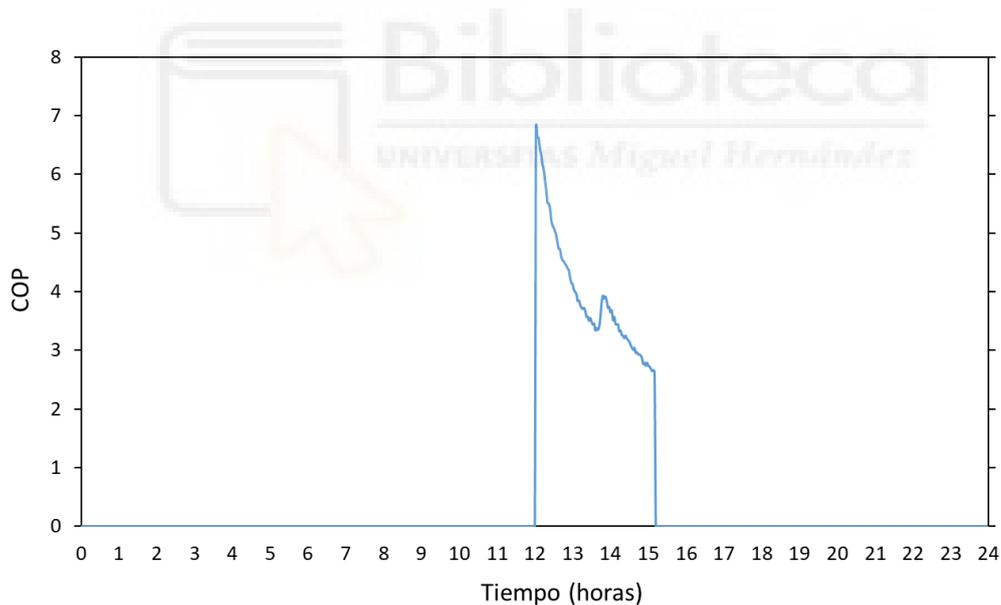


Figura 3-16 Eficiencia de la bomba de calor (COP_{BC}) (21 de junio)

Las medidas eléctricas se representan en la Figura 3-17. En esta figura se han incluido la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor ($P_{TOT,BC}$) y la potencia eléctrica generada por la instalación fotovoltaica (P_{FV}). Al igual que en la Figura 3-9, el código de colores de cada una de las áreas del gráfico permite identificar la procedencia y el elemento de consumo de cada uno de los flujos de energía.

Observando detenidamente la Figura 3-17 se comprueba perfectamente como, una forma de mejorar la eficiencia del sistema sería a través de una reducción de la potencia del compresor. Con esta modificación, la bomba de calor estaría en marcha durante mayor tiempo y con una

potencia de consumo menor, por lo cual la curva azul se integraría mejor por debajo de la curva roja, dando lugar a:

- Menor consumo de energía eléctrica de la red.
- Mejor aprovechamiento de la fuente renovable, ya que se incrementaría el consumo fotovoltaico en la bomba de calor, a la vez que se reduciría en la resistencia.

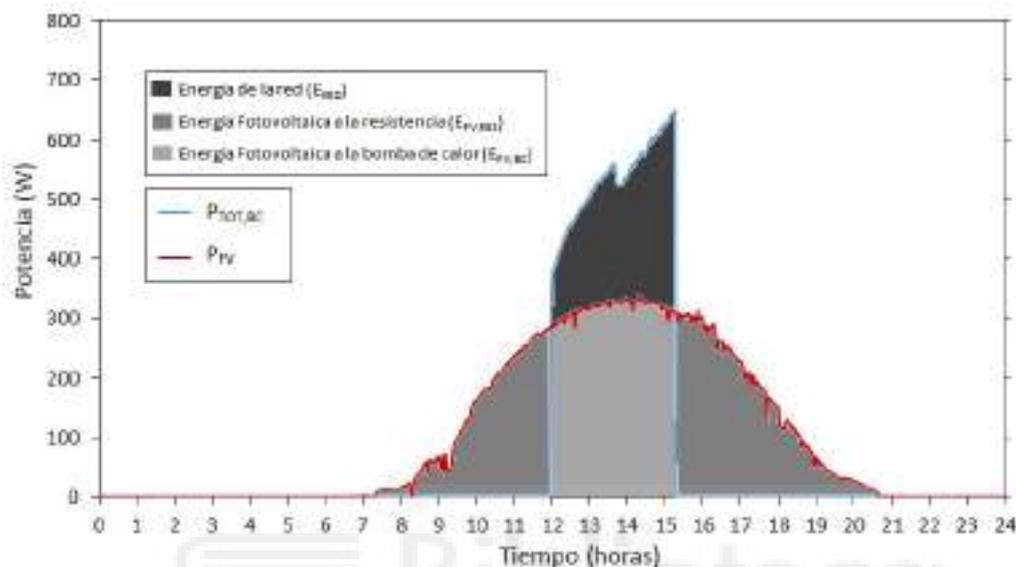


Figura 3-17 Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica (21 de junio)

Los resultados de cada uno de los valores representados en la Figura 3-17 son:

- Energía de la red (E_{RED}) = 0,72 kWh
- Energía fotovoltaica total (E_{FV}) = 2,45 kWh
- Energía fotovoltaica a la bomba de calor ($E_{FV,BC}$) = 1,04 kWh
- Energía fotovoltaica a la resistencia ($E_{FV,RES}$) = 1,41 kWh
- Energía total consumida por la bomba de calor ($E_{TOT,BC}$) = 1,76 kWh

La Figura 3-18 muestra la evolución, a lo largo del día, de la potencia térmica útil total aportada al agua, como suma del calor útil de la bomba de calor y de la resistencia.

A partir de los valores anteriores se puede calcular, entre otros parámetros, la energía térmica aportada al agua por la resistencia, la cual coincide con el consumo de ésta, es decir, $Q_{RES} = 1,41$ kWh. La energía térmica útil total aportada al agua se calcula empleando la Ecuación 3.14, dando como resultado $Q_{TOT} = 7,94$ kWh.

Cabe recordar que, el calor útil calculado con el método de la potencia útil era de $Q_{TOT} = 8,11$ kWh. La diferencia entre ambas medidas es de 0,18 kWh, lo que supone una diferencia inferior al 3%.

También resulta interesante indicar que, de los 2,45 kWh generados por la instalación solar fotovoltaica, tan sólo el 42% se consumió en la bomba de calor (1,04 kWh), mientras que el restante 58% lo consumió la resistencia eléctrica (1,41 kWh). Un porcentaje tan elevado de consumo en la resistencia penaliza notablemente la eficiencia del sistema, ya que el COP de la

resistencia es 1 y el de la bomba de calor superior a 3. Esto se debe a que el sistema no está optimizado al 100%. Más adelante se profundizará sobre este tema.

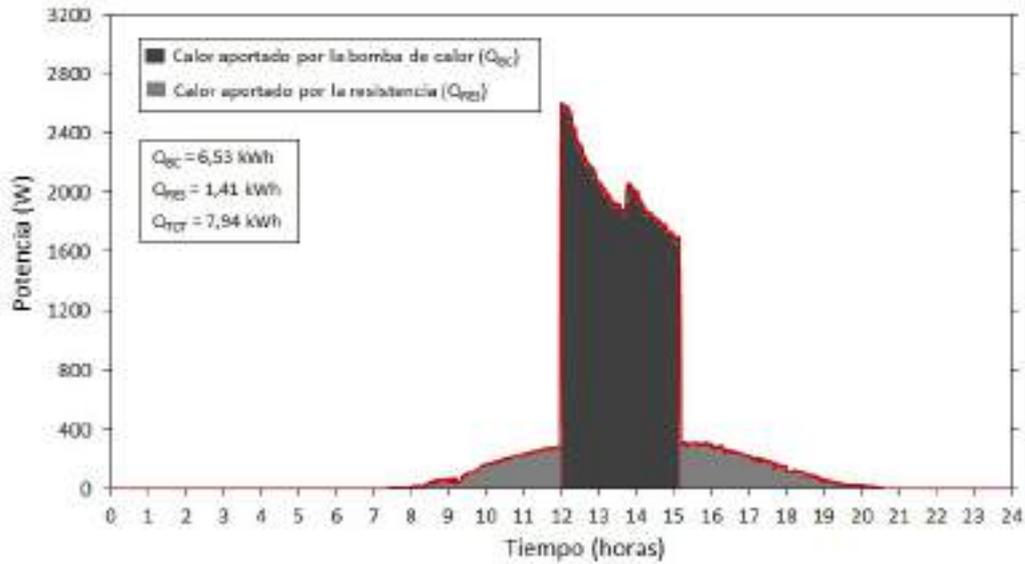


Figura 3-18 Calor útil de la bomba de calor y la resistencia (Q_{TOT}) (21 de junio)

Una vez conocidos todos los flujos de energía que intervienen en el análisis energético del sistema BC-FV (ver Figura 3-10) se pueden calcular los indicadores de eficiencia energética definidos en el apartado 3.6, los cuales aparecen resumidos en la Tabla 3-9.

Tabla 3-9 Indicadores de eficiencia energética (21 de junio)

DEFINICIÓN	SÍMBOLO	VALOR
SPF total de la bomba de calor	SPF _{TOT,BC}	3,71
SPF útil de la bomba de calor	SPF _{UTIL,BC}	3,06
SPF total del equipo	SPF _{TOT,EQ}	2,56
SPF útil del equipo	SPF _{UTIL,EQ}	2,11
SPF total del sistema	SPF _{TOT,SIST}	11,26
SPF útil del sistema	SPF _{UTIL,SIST}	9,29
Contribución solar de la bomba de calor	CS _{BC}	59,1%
Contribución solar del sistema	CS _{SIST}	66,4%
Factor de producción del sistema	FP _{SIST}	59,4%

Si bien es cierto que el fabricante indica en su ficha técnica que el COP de la bomba de calor (sin resistencia-modo ECO) es de 3, durante el día analizado el COP calculado varió entre 7, cuando el depósito estaba frío, y 2,5 al alcanzar los 55°C (Figura 3-16). Finalmente, el SPF promedio del día fue de 3,71, o de 3,06, si no se tiene en cuenta el calor perdido a través de las paredes del depósito.

Al tratarse de un día soleado, la instalación solar aportó gran parte de la energía eléctrica consumida. De la red sólo se consumieron 0,72 kWh, cuando la energía térmica proporcionada

fue de 7,94 kWh o 8,11 kWh, dependiendo del método empleado. Así, el SPF promedio del sistema resultó ser superior a 11 (9,29 si no se tienen en cuenta las pérdidas). Ambos valores son muy superiores a las eficiencias declaradas por cualquier fabricante de bombas de calor de ACS.

En lo que respecta a la contribución solar del sistema, ésta fue del 66,4%, superior al 60% indicado en el HE4 para la zona climática de Alicante. Mientras que, el factor de producción quedó ligeramente por debajo del 60%, lo que indica que aún se podría haber optimizado más el uso de la energía solar fotovoltaica, ya que gran parte de ésta fue empleada en la resistencia y no en la bomba de calor. Para optimizar este parámetro será necesario contar con una relación fotovoltaica-compresor más adecuada. Se entrará más a fondo en estas cuestiones en los siguientes apartados.

Tal y como se ha definido la contribución solar de la bomba de calor, ésta relaciona los parámetros eléctricos de consumo de la bomba de calor desde la red y desde la fotovoltaica. No obstante, esta relación debe mantenerse al analizar la producción térmica de la bomba de calor, por lo que a partir del cálculo de CS_{BC} se puede determinar cuánta energía térmica de la bomba es de origen renovable.

Así, se puede afirmar que la energía térmica de la bomba de calor asociada al consumo de la red es $Q_{BC,RED} = (1-CS_{BC}) \cdot Q_{BC} = 2,67$ kWh, mientras que la energía térmica renovable de la bomba de calor es $Q_{BC,FV} = CS_{BC} \cdot Q_{BC} = 3,86$ kWh.

3.8 RESULTADOS ANUALES

El mismo procedimiento desarrollado en el apartado 3.7 para el día 21 de junio se ha aplicado para cada uno de los días analizados durante el año de estudio. En este apartado se resumen los valores anuales obtenidos para cada uno de los parámetros analizados. Así, se aportan valores promedio mensuales, anuales y valores totales.

Tabla 3-10 Condiciones ambientales promedio de ensayo y volumen de ACS consumido

	$T_{M,24h}$ (°C)	$T_{M,BC-ON}$ (°C)	H (kWh/m ²)	Vol (L)
Enero	11,4	16,83	5,2	123,5
Febrero	13,66	16,29	5,16	131,7
Marzo	15,61	19,37	6,17	133,3
Abril	19,73	23,78	6,77	128,2
Mayo	19,53	24,16	5,88	125,7
Junio	23,79	27,98	5,9	130,8
Julio	26,34	30,32	6,53	133,6
Agosto	26,8	30,75	6,23	133,6
Septiembre	25,76	29,85	5,86	130
Octubre	22,12	26,92	5,92	129,3
Noviembre	16,09	20,29	4,14	129,1
Diciembre	12,02	16,82	4,88	125,9
Promedio	19,43	23,65	5,73	129,5

En la Tabla 3-10 se muestran los valores promedio de las condiciones ambiente de ensayo mes a mes. Se ha tenido en cuenta, tanto la temperatura media del día, como la temperatura media durante las horas de funcionamiento de la bomba de calor. Como se puede comprobar, el parámetro $T_{M,BC-ON}$ está $4\div 5^{\circ}C$ por encima de la temperatura media del día ($T_{M,24h}$).

En la Tabla 3-11 se muestran los resultados energéticos del análisis anual, con los valores promedio mes a mes, en kWh/día, y los resultados totales del año, en kWh/año. Las columnas sombreadas hacen referencia a la energía térmica aportada por el sistema, aplicando los dos métodos descritos en el apartado 3.5. Como se puede comprobar, ambos métodos reportan resultados muy similares, con diferencias inferiores al 5% en todos los meses.

Tabla 3-11 Resultados promedio mensuales de los flujos de energía BC-FV, en kWh/día

	Q_{ACS}	Q_{DEP}	Q_{TOT}	$E_{TOT,BC}$	E_{RED}	E_{FV}	$E_{FV,BC}$	$E_{FV,RES}$	Q_{BC}	Q_{TOT}
Enero	5,56	2,15	7,71	2,3	0,9	2,02	1,4	0,61	6,94	7,55
Febrero	5,67	2,02	7,42	2,41	0,98	2,18	1,43	0,75	6,9	7,65
Marzo	5,55	1,89	7,46	2,18	1,01	2,08	1,17	0,91	6,65	7,56
Abril	6,69	1,74	8,51	2,05	0,68	2,59	1,37	1,22	7,51	8,74
Mayo	6,38	1,71	8,08	1,96	0,87	2,19	1,09	1,1	7,17	8,27
Junio	6,53	1,36	7,89	1,78	0,81	2,21	0,97	1,24	6,48	7,72
Julio	6,69	1,19	7,88	1,69	0,71	2,39	0,98	1,41	6,39	7,8
Agosto	6,66	1,14	7,82	1,64	0,76	2,23	0,88	1,35	6,43	7,78
Septiembre	6,42	1,2	7,62	1,67	0,8	2,14	0,87	1,27	6,34	7,61
Octubre	6,31	1,44	7,77	1,8	0,76	2,19	1,04	1,15	6,41	7,56
Noviembre	5,74	1,77	7,53	2,02	1,13	1,62	0,89	0,72	6,54	7,26
Diciembre	5,67	2,03	7,7	2,24	1,04	1,92	1,2	0,72	6,78	7,5
Promedio	6,16	1,64	7,78	1,98	0,87	2,15	1,11	1,04	6,71	7,75
Total	2247,6	596,7	2841,3	721,2	317,6	783,5	403,6	379,3	2449,2	2828,7

Tabla 3-12 Indicadores de eficiencia energética BC-FV

	$SPF_{TOT,BC}$	$SPF_{UTIL,BC}$	$SPF_{TOT,EQ}$	$SPF_{UTIL,EQ}$	$SPF_{TOT,SIST}$	$SPF_{UTIL,SIST}$	CS_{BC}	CS_{SIST}	FP_{SIST}
Enero	3,02	2,18	2,65	1,91	8,57	6,18	60,9%	64,0%	78,2%
Febrero	2,86	2,19	2,35	1,79	7,57	5,79	59,3%	63,3%	75,7%
Marzo	3,05	2,27	2,41	1,80	7,39	5,50	53,7%	59,2%	69,1%
Abril	3,66	2,88	2,60	2,05	12,51	9,84	66,8%	71,4%	66,7%
Mayo	3,66	2,89	2,64	2,08	9,29	7,33	55,6%	61,5%	64,5%
Junio	3,64	3,01	2,61	2,16	9,74	8,06	54,5%	61,8%	60,4%
Julio	3,78	3,21	2,54	2,16	11,10	9,42	58,0%	65,6%	58,4%
Agosto	3,92	3,34	2,62	2,23	10,29	8,76	53,7%	61,7%	57,3%
Septiembre	3,80	3,20	2,59	2,18	9,53	8,03	52,1%	60,1%	58,1%
Octubre	3,56	2,89	2,63	2,14	10,22	8,30	57,8%	64,2%	62,9%
Noviembre	3,24	2,47	2,75	2,09	6,66	5,08	44,1%	49,6%	68,0%
Diciembre	3,03	2,23	2,60	1,92	7,40	5,45	53,6%	58,0%	73,5%
Promedio	3,40	2,69	2,58	2,04	8,95	7,08	56,0%	61,9%	65,8%

En la Tabla 3-12 se han incluidos los valores estacionales de los indicadores de eficiencia energética anteriormente definidos.

El SPF de la bomba de calor resultó ser de 3,4, ligeramente superior al declarado por el fabricante. No obstante, cabe recordar que, el efecto de la resistencia hace que este parámetro no sea directamente comparable con el COP nominal del fabricante.

En lo que respecta al sistema, este alcanzó un SPF de 8,95 (7,08 si no se tienen en cuenta las pérdidas). Este valor es muy superior al SPF de 2,5 exigido en el CTEHE4 para considerar el sistema como renovable.

De la Tabla 3-11 se puede extraer que, una familia de 4 miembros demanda al cabo del año unos 2840 kWh de energía térmica para satisfacer sus necesidades de ACS, de los cuales, aproximadamente el 20% se consumen en vencer las pérdidas. El consumo de energía final no renovable del sistema sería de 320 kWh, dando como resultado 106 kgCO₂ (factor de paso: 0,331 kgCO₂/kWh_E) y 625 kWh_{EPnR} (factor de paso: 1,954 kWh_{EPnR}/EF).

Mientras tanto, la instalación de caldera de gas natural con rendimiento medio estacional del 92% y una instalación solar térmica con un 60% de contribución solar (instalación de referencia del CTEHE4-2013) consumiría 1235 kWh de gas natural para aportar 0,4x2840 kWh = 1136 kWh de energía térmica. Este consumo acabaría emitiendo 311 kgCO₂ (0,252 kgCO₂/kWh_{GN}) y consumiendo 1470 kWh_{EPnR} (factor de paso: 1,190 kWh_{EPnR}/GN).

Según los cálculos aquí presentados, sin lugar a dudas, se podría plantear el sistema propuesto como alternativa a la instalación solar térmica convencional.

La Tabla 3-12 incluye también resultados relativos a la contribución solar y al factor de producción. Por un lado, se puede comprobar cómo, con la aplicación del sistema propuesto se alcanza una contribución solar superior al 60% asociado a la instalación convencional en Alicante con una demanda de 4 personas. Por otro lado, vemos como, el factor de producción de la instalación es del 65,8%. Este indicador está directamente relacionado con el porcentaje de la energía solar fotovoltaica que se consume en la resistencia y no en la bomba de calor. En el caso analizado aproximadamente el 50% (1,04/2,15) de la energía total fotovoltaica acabó en la resistencia, donde la transformación en energía térmica es más ineficiente que en la bomba de calor. Ello demuestra que el sistema no está completamente optimizado.

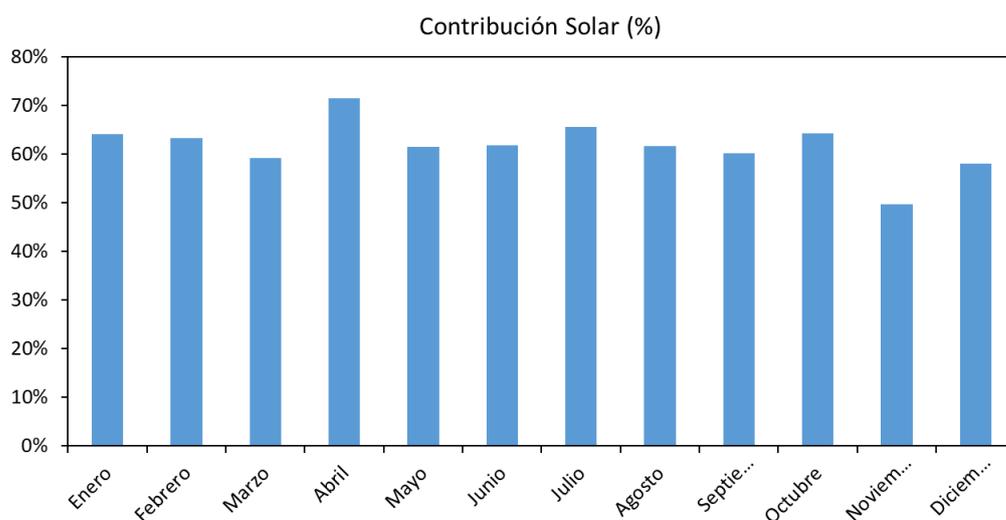


Figura 3-19 Contribución Solar del Sistema BC-FV

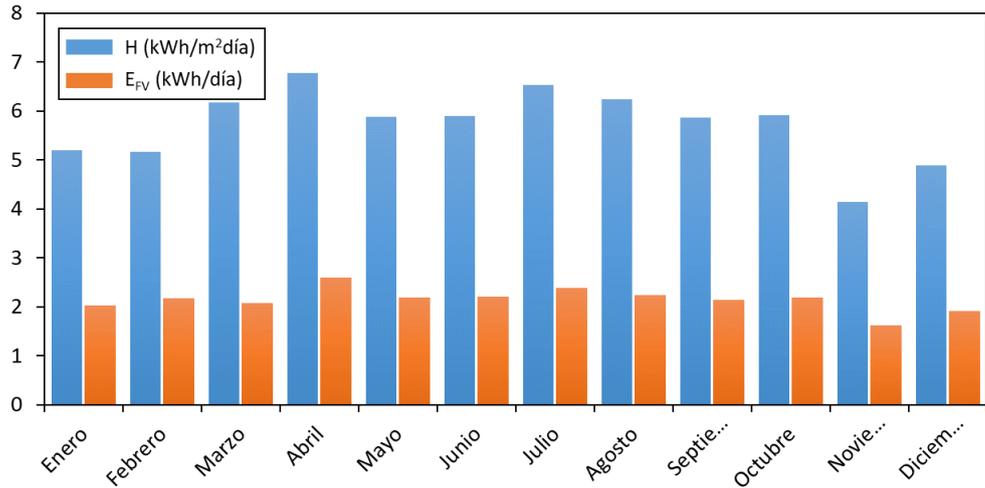


Figura 3-20 Irradiación solar H (kWh/m²día) y producción fotovoltaica $E_{TOT,FV}$ (kWh/día)

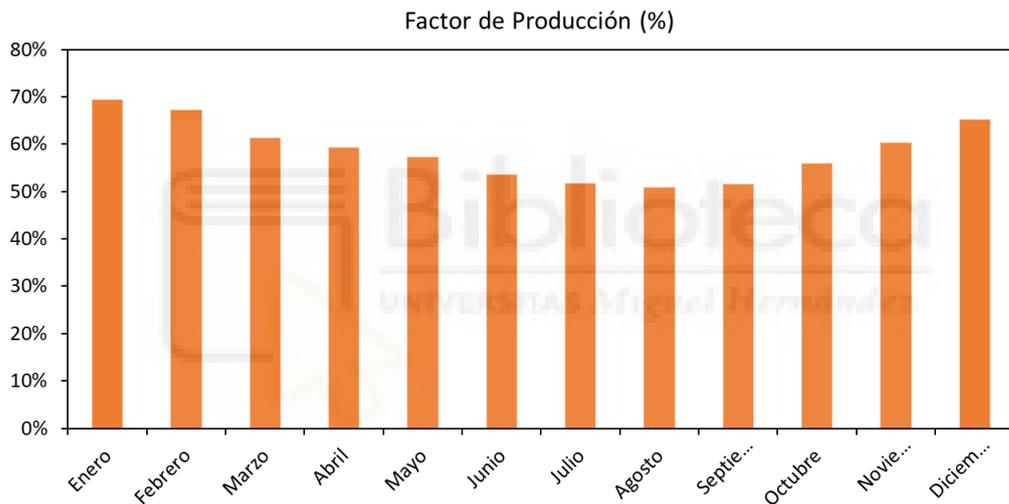


Figura 3-21 Factor de Producción del Sistema BC-FV

Al comparar los resultados presentados en la Figura 3-19 y la Figura 3-20 se puede afirmar que, existe una relación directa entre la contribución solar del sistema BC-FV y la disponibilidad de sol. Decir que, los valores de radiación solar del mes de abril fueron algo atípicos. Ello se debió a que tan sólo 5 de los 30 días analizados fueron nublados y el resto completamente soleados, lo que dio lugar a un nivel de radiación algo superior a lo esperado.

3.9 ANÁLISIS TERMO-ECONÓMICO

Una vez presentados todos los resultados energéticos del sistema BC-FV y los indicadores de eficiencia energética asociados, se quiere demostrar las posibilidades del sistema de producción de ACS propuesto, comparando este con sistemas convencionales de producción de ACS.

En el estudio termo-económico llevado a cabo se han comparado los siguientes 6 sistemas:

1. **Bomba de calor + ISFV:** Bomba de calor de 1,5 kW de capacidad nominal (0,5 kW de potencia eléctrica), 190 litros de acumulación y conectada a 2 paneles fotovoltaicos con una potencia pico de 470 Wp.
2. **Bomba de calor:** Bomba de calor de 1,5 kW de capacidad nominal y 190 litros de acumulación sin aporte fotovoltaico.
3. **Caldera:** Caldera de Gas Natural de rendimiento medio estacional del 92%.
4. **Caldera + IST:** Caldera de Gas Natural de rendimiento medio estacional del 92% con captadores solares térmicos con una contribución solar del 60%.
5. **Calentador eléctrico:** Calentador de 80 litros con resistencia eléctrica de 1,5 kW.
6. **Calentador eléctrico + ISFV:** Calentador de 80 litros con resistencia eléctrica de 1,5 kW conectado a 4 paneles fotovoltaicos con una potencia pico de 940 Wp.

Tanto para el análisis energético, como el económico se ha tomado como instalación de referencia la definida en el punto 4, es decir, la instalación solar térmica con apoyo de caldera, ya que es la instalación de referencia del CTE-HE4-2013.

3.9.1. Análisis Energético

Tomando como punto de partida los resultados energéticos obtenidos en el estudio experimental descrito en los apartados anteriores, se ha llevado a cabo la comparativa energética entre las 6 instalaciones de producción de ACS indicadas.

En la Tabla 3-13 se detallan los factores de paso empleados en los cálculos realizados [50].

Tabla 3-13 Factores de paso

	EPnR kWh _{EPnR} /kWh _{EF}	Emisiones kgCO ₂ /kWh _{EF}
Electricidad	1,954	0,331
Gas Natural	1,190	0,252

Sistema 1. Bomba de Calor + ISFV

Se toma como punto de partida los resultados obtenidos en el estudio experimental. La demanda de ACS se fija en 2247,6 kWh, a los que habría que sumar las pérdidas de calor en el depósito para obtener la demanda térmica total de 2844,3 kWh.

Para satisfacer la demanda total se requiere un consumo de energía eléctrica desde la red de 317,6 kWh, ya que el resto lo aportará la instalación solar fotovoltaica.

Aplicando los factores de paso de la Tabla 3-13 se requieren 1634,6 kWh_{EPnR} y se emiten un total de 105,1 kgCO₂.

Sistema 2. Bomba de Calor

En este caso se ha considerado un funcionamiento en modo ECO, donde la resistencia eléctrica no se pone en marcha y toda la demanda es satisfecha por la bomba de calor.

La demanda total de agua caliente sigue siendo de 2844,3 kWh, para lo cual se requiere un consumo de energía eléctrica de la red de 836,6 kWh, considerando el SPF_{BC} de 3,4 extraído del estudio experimental. Así, el consumo de energía primaria no renovable será de 620,6 kWh_{EPNR} y las emisiones de CO₂ resultantes son 276,9 kgCO₂.

Sistema 3. Caldera de gas natural

Se considera una caldera de producción instantánea sin acumulación, por lo que la demanda térmica a satisfacer coincide con la demanda de ACS.

El rendimiento medio estimado del 92% da como resultado un consumo de gas natural de 2443,0 kWh. Adicionalmente se asume un pequeño consumo eléctrico de la caldera del 2% de la demanda térmica (45 kWh). La suma del consumo de gas y de electricidad da lugar a un consumo de energía primaria no renovable de 2995,1 kWh_{EPNR} y unas emisiones de CO₂ de 630,5 kgCO₂.

Sistema 4. Caldera de gas natural + IST

Al igual que en el sistema 3, se considera una caldera de producción instantánea sin acumulación, por lo que la demanda térmica a satisfacer vuelve a coincidir con la demanda de ACS. Sin embargo, en esta ocasión se cuenta con una instalación solar térmica que aporta el 60% de la demanda térmica, reduciendo así el consumo de la caldera.

De los 2247,6 kWh de agua caliente la instalación solar térmica aporta 1348,6 kWh, mientras que la caldera produce 899 kWh de agua caliente. El consumo de gas natural en la caldera resulta ser de 977,2 kWh. Además, se considera un pequeño consumo eléctrico en la caldera, igual al 2% de la demanda satisfecha por ésta, así como un consumo en la bomba de la instalación solar de 5 horas al día. Todo ello da como resultado un consumo de energía primaria no renovable de 1305,0 kWh_{EPNR} y unas emisiones de CO₂ de 270,3 kgCO₂.

Sistema 5. Calentador eléctrico

La demanda de ACS se mantiene respecto al resto de casos. Sin embargo, al tratarse de un volumen de acumulación significativamente menor, se ha asumido que las pérdidas de calor en el depósito también son menores (se estiman igual al 60% de las pérdidas calculadas para el sistema 1). Así, la demanda de agua caliente total para este sistema es de 2605,6 kWh. Toda la demanda es satisfecha por la resistencia eléctrica, cuya eficiencia es del 100%, por lo que el consumo eléctrico es también de 2605,6 kWh.

Un sistema tan ineficiente está asociado al mayor consumo de energía primaria no renovable y al mayor nivel de emisiones, que son de 5091,4 kWh y 862,5 kgCO₂, respectivamente.

Sistema 6. Calentador eléctrico + ISFV

En esta ocasión el calentador eléctrico del sistema 5 está apoyado por una instalación solar fotovoltaica capaz de generar 1567 kWh (4 paneles de 235 W_p). Así, la resistencia debe aportar y, por tanto, consumir, 1038,6 kWh. La contribución solar en este sistema es del 60,1%.

Aplicando los factores de paso de la Tabla 3-13 se requieren 2029,5 kWh_{EPNR} y se emiten un total de 343,8 kgCO₂.

Estimando una superficie de vivienda de 90 m², se han calculado los niveles de consumo de energía primaria no renovable y de emisiones por superficie, en kWh/m²año y kgCO₂/m²año, respectivamente. Gráficamente, se pueden ver los resultados obtenidos en la Figura 3-22. Como

se puede comprobar, el sistema 1, formado por la bomba de calor con aporte fotovoltaico, registra los menores niveles de emisiones y consumo de EPnR.

La Tabla 3-14 resume los cálculos realizados para cada una de las instalaciones.

Tabla 3-14 Resumen del análisis energético anual de las instalaciones

Sistema	Unid.	Sist. 1	Sist. 2	Sist. 3	Sist. 4	Sist. 5	Sist. 6
Demanda ACS	kWh/año	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6
Pérdidas acumulador	kWh/año	596,7	596,7	0,0	0,0	358,0	358,0
Demanda total	kWh/año	2844,3	2844,3	2247,6	2247,6	2605,6	2605,6
Consumo eléctrico de red	kWh/año	317,6	836,6	45,0	72,7	2605,6	1038,6
Consumo de gas natural	kWh/año	0,0	0,0	2443,0	977,2	0,0	0,0
Eficiencia	---	8,95	3,40	0,92	0,92	1	1
Contribución Solar	%	61,9	0,0	0,0	60,0	0,0	60,1
Consumo EPnR	kWh/año	620,6	1634,6	2995,1	1305,0	5091,4	2029,5
Ratio EPnR respecto ref.	---	0,48	1,25	2,30	1,00	3,90	1,56
Consumo EPnR (S=90m ²)	kWh/m ² año	6,9	18,2	33,3	14,5	56,6	22,5
Emisiones CO ₂	kgCO ₂ /año	105,1	276,9	630,5	270,3	862,5	343,8
Ratio kgCO ₂ respecto ref.	---	0,39	1,02	2,33	1,00	3,19	1,27
Emisiones CO ₂ (S=90m ²)	kgCO ₂ /m ² año	1,2	3,1	7,0	3,0	9,6	3,8

Según se indica en el Proyecto de Real Decreto por el que se modifica el RD 314/2006, de 17 de marzo de 2018, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación, los valores límite de consumo de energía primaria no renovable para la zona climática B (Alicante, zona B4), será de 28 kWh_{EPnR}. Dentro de este valor se engloban los consumos asociados a la calefacción, la refrigeración y la producción de ACS.

Puesto que no se puede actuar sobre la demanda de ACS, ya que ésta viene impuesta por el número de personas que ocupan la vivienda, será necesario pensar en sistemas muy eficientes, capaces de mantener el consumo de EPnR por debajo de valores 10÷15, para dejar margen a las instalaciones de refrigeración y calefacción. Analizando los resultados de la Figura 3-22 sólo los sistemas 1 y 4 son capaces de alcanzar tal objetivo, aunque el sistema 1 reduce el consumo de EPnR a la mitad, respecto al sistema 4.

Si bien es cierto que la bomba de calor sin aporte solar tiene un consumo por debajo de los 28 kWh_{EPnR}, el empleo de esta tecnología sin aporte de energía solar (térmica y/o fotovoltaica) deja muy poco margen a las instalaciones de calefacción y refrigeración. Aunque el diseño de la vivienda juega un importante papel a la hora de reducir la demanda térmica de la vivienda (aislamientos, elementos de sobra, etc.) resultará muy complicado bajar el consumo de EPnR de estas instalaciones por debajo de los 7 kWh_{EPnR}.

La Figura 3-23 muestra un gráfico comparativo entre todas las instalaciones analizadas, tomando como indicadores el ratio en emisiones y el ratio en consumo, respecto a la instalación de referencia (Sistema 4).

Como se puede ver, el sistema de referencia se localiza en el punto (1,1). Tan sólo el sistema 1 tiene un nivel de emisiones y de consumo por debajo de la instalación de referencia, mientras que el resto de sistemas registran mayores consumos y mayores emisiones. La bomba de calor

sin aporte solar tiene un nivel de emisiones similar a la referencia, aunque queda por encima de ésta en consumo de energía primaria no renovable.

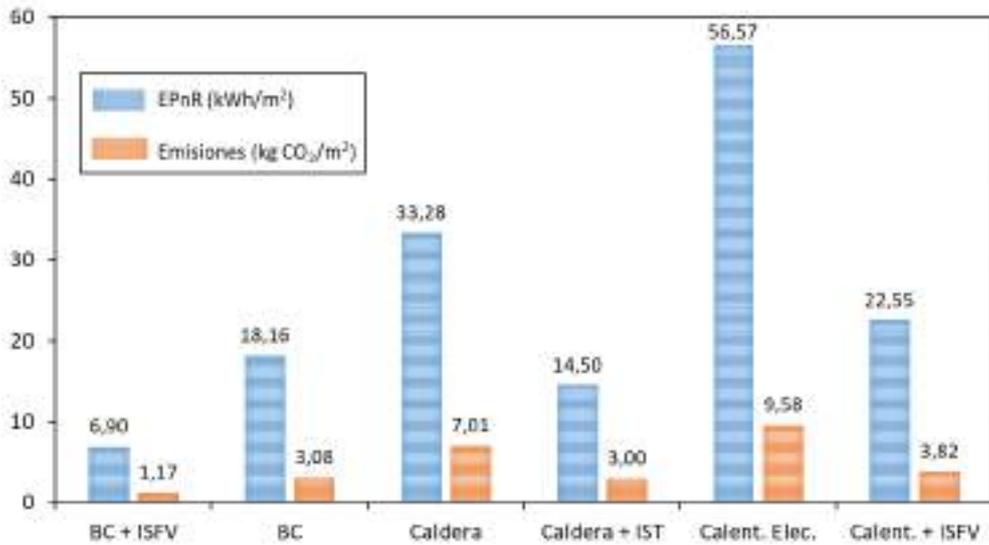


Figura 3-22 EPnR y Emisiones, kWh/m²año y kgCO₂/ m²año

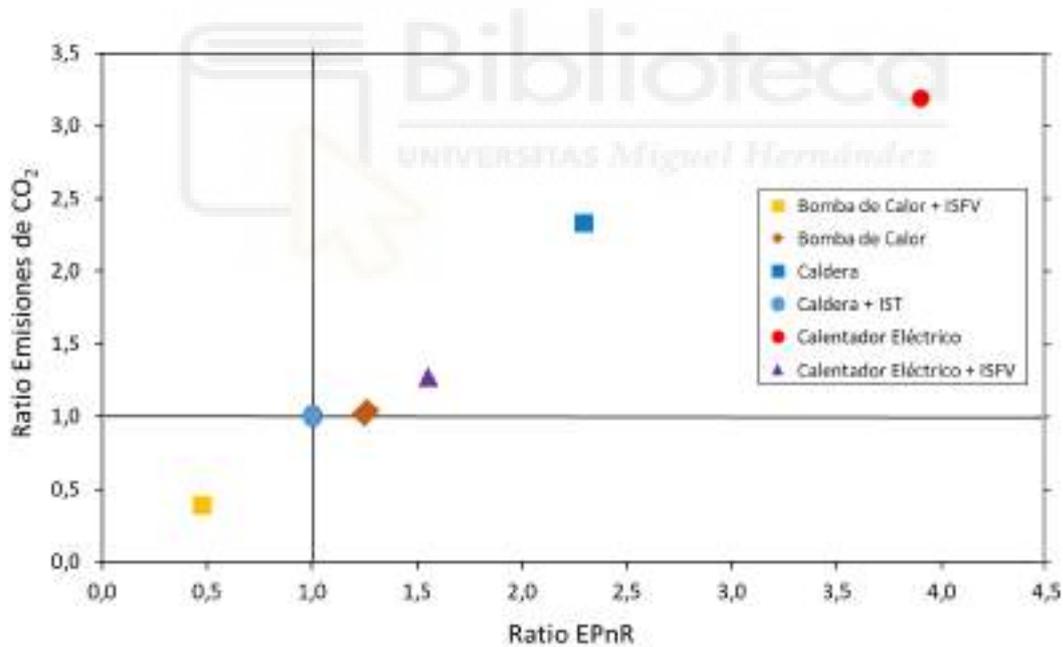


Figura 3-23 Comparativa energética entre instalaciones (kgCO₂ vs. EPnR)

3.9.2. Análisis Económico

En este apartado se ha incluido un análisis comparativo entre las 6 instalaciones descritas, desde un punto de vista económico, para lo cual se han tenido en cuenta los costes de inversión inicial, los costes de reemplazamiento, los costes de mantenimiento y de compra del combustible y/o electricidad.

La Tabla 3-15 incluye los costes de inversión asociados a cada una de las instalaciones. A la vista de los cálculos de inversión inicial, la instalación más económica es, sin lugar a dudas, el

CAPÍTULO III. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA PRODUCCIÓN DE ACS CON BOMBA DE CALOR Y APOYO FOTOVOLTAICO

calentador eléctrico sin aporte fotovoltaico. No obstante, la baja eficiencia de esta tecnología la descarta como una solución viable en las nuevas construcciones.

La evolución del precio de los paneles fotovoltaicos en los últimos años (6 €/W_p en 2010; menos de 2 €/W_p en 2018) hace que la instalación propuesta de bomba de calor con aporte fotovoltaico resulte incluso más económica que la instalación convencional de caldera y solar térmica.

Tabla 3-15 Inversión en equipos y otras inversiones (Euros)

Sistema	Sist. 1	Sist. 2	Sist. 3	Sist. 4	Sist. 5	Sist. 6
INVERSIÓN EN EQUIPOS						
Paneles Fotovoltaicos	700	0	0	0	0	1400
Colectores Solares Térmicos	0	0	0	1000	0	0
Bomba de Calor	1200	1200	0	0	0	0
Caldera	0	0	1500	1500	0	0
Calentador Eléctrico	0	0	0	0	500	500
TOTAL INVERSIÓN EN EQUIPOS	1900	1200	1500	2500	500	1900
OTRAS INVERSIONES						
Ejecución y Puesta en Marcha	200	200	60	120	50	200
Costes Generales	380	240	300	500	100	380
Costes Indirectos y Beneficio Industrial	95	60	75	125	25	95
TOTAL OTRAS INVERSIONES	675	500	435	745	175	675
TOTAL INVERSIONES	2575	1700	1935	3245	675	2575

La Tabla 3-16 resume los costes anualizados de las instalaciones analizadas, en base a un estudio económico a 25 años. En todos los casos se ha considerado una tasa de inflación del 3% y una tasa de retorno también del 3%. El precio de la electricidad se ha fijado en 15 c€/kWh, mientras que el precio del gas natural se ha estimado en 5 c€/kWh.

Tabla 3-16 Total costes anualizados (Euros/año)

Sistema	Sist. 1	Sist. 2	Sist. 3	Sist. 4	Sist. 5	Sist. 6
COSTES DE REEMPLAZAMIENTO						
Paneles Fotovoltaicos (25 años)						13,59
Colectores Solares Térmicos (20 años)				9,71		
Bomba de Calor (18 años)	18,12	18,12				
Caldera (18 años)			22,65	22,65		
Calentador eléctrico (18 años)					7,55	4,85
TOTAL COSTES DE REMPLAZAMIENTO	18,12	18,12	22,65	32,36	7,55	18,45
COSTES DE MANTENIMIENTO						
Paneles Fotovoltaicos (25 años)	30					60
Colectores Solares Térmicos (20 años)				60		
Bomba de Calor (18 años)	60	60				

Caldera (18 años)			60	60		
Calentador eléctrico (18 años)					20	20
TOTAL COSTES DE MANTENIMIENTO	90	60	60	120	20	80
COSTES DE OPERACIÓN						
Costes de Energía (Electricidad o Gas)	47,64	124,95	128,84	59,75	389,45	154,49
Costes de Potencia (Electricidad o Gas)	40,00	40,00	60,00	60,00	80,00	80,00
TOTAL COSTES DE OPERACIÓN	87,64	164,95	188,84	119,75	469,45	234,49
COSTES ANUALIZADOS						
Costes de Inversión	118,95	78,53	89,39	149,90	31,18	118,95
Costes de Reemplazamiento	18,12	18,12	22,65	32,36	7,55	18,45
Costes de Mantenimiento	87,38	58,25	58,25	116,50	19,42	77,67
Costes de Operación	85,09	160,15	183,33	116,26	455,77	227,66
TOTAL COSTES ANUALIZADOS	309,54	315,05	353,63	415,03	513,92	442,72

Si bien es cierto que la solución del calentador eléctrico sin aporte fotovoltaico resulta muy económica (Tabla 3-15), su notable ineficiencia hace que el coste de la electricidad durante los 25 años analizados encarezca el precio de la instalación (Figura 3-24). Todo ello, sumado al elevado nivel de emisiones y de consumo de EPnR hace esta solución inviable en las nuevas soluciones constructivas.

Las soluciones más económicas al cabo de los 25 años son, por su fiabilidad y alta eficiencia, las que cuentan con la bomba de calor como generador térmico, incluida la solución con paneles fotovoltaico, la cual resulta ser la más económica de todas las analizadas, a pesar de su alto coste de inversión inicial.

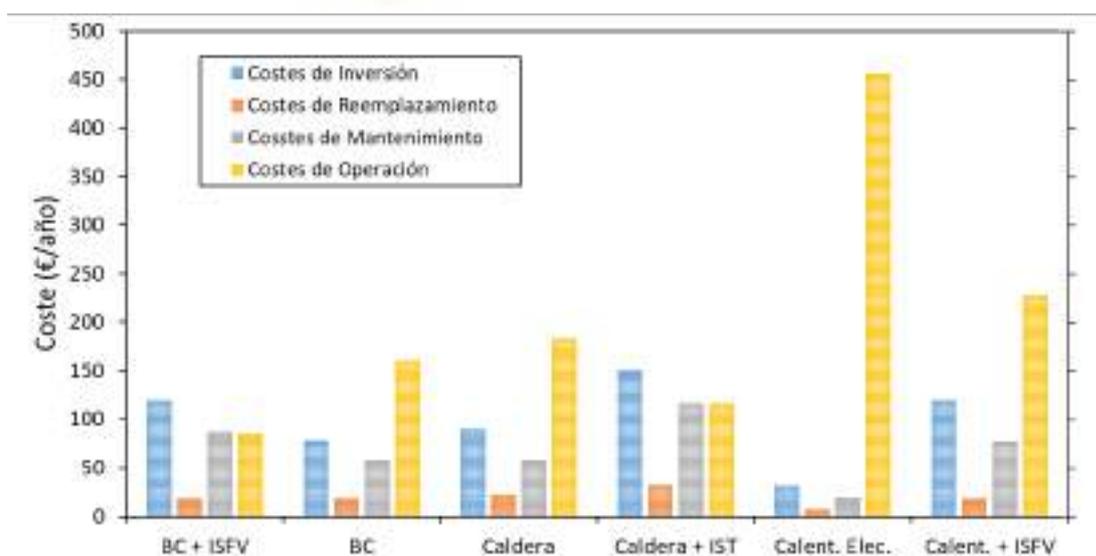


Figura 3-24 Costes anualizados (€/año)

La Figura 3-25 muestra un gráfico comparativo entre todas las instalaciones analizadas, tomando como indicadores el ratio de costes y el ratio en consumo, respecto a la instalación de referencia (Sistema 4), la cual se localiza en el punto (1,1).

Tan sólo, la instalación con bomba de calor y aporte fotovoltaico es más económica y consume menos que la instalación de referencia. Otras soluciones, como la bomba de calor y la caldera son más económicas que la solución convencional, pero, en contraprestación, registran un mayor consumo de EPnR.

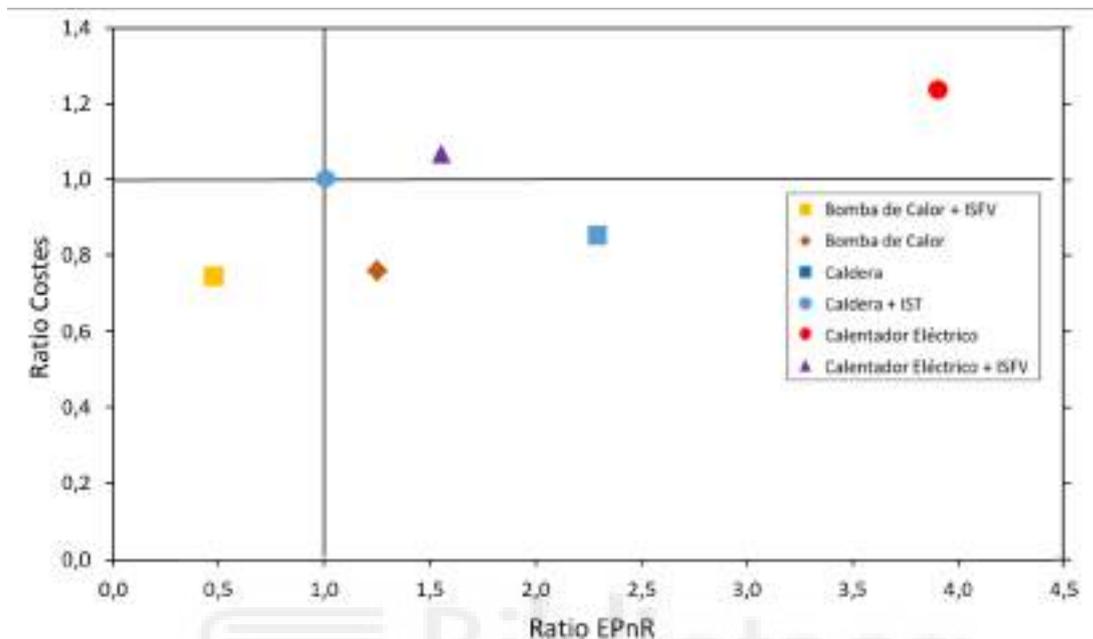


Figura 3-25 Análisis Económico (EPnR vs. Coste)

Por todo ello, la tecnología de bomba de calor con aporte fotovoltaico, incluso sin estar optimizada, se presenta como la solución más óptima entre todas las analizadas.

3.10 CONCLUSIONES

Se ha llevado a cabo un estudio experimental anual de un sistema de producción de ACS formado por una bomba de calor compacta alimentada por una instalación solar fotovoltaica y con apoyo de la red eléctrica convencional.

El estudio se ha realizado simulando el perfil de consumo de ACS típico de una familia de 4 miembros en España, con 6 consumos al día de unos 22 litros, dando como resultado unos 130 litros de ACS al día a 55°C (6÷7 kWh/día).

Las medidas se han llevado a cabo a partir de una instalación de ensayos ubicada en Elche (Alicante). La temperatura exterior promedio ha variado entre los 24,1°C en los meses de verano y los 14,6°C en los meses de invierno. Sin embargo, puesto que el equipo se ha forzado a trabajar únicamente en horas de sol, con el objetivo de maximizar la contribución solar del sistema, las temperaturas promedio de funcionamiento se han mantenido en 28,3°C en los meses de verano y 18,8°C en los meses de invierno. La irradiación solar promedio en el plano de inclinación de los paneles solares ($\beta=45^\circ$) ha sido de 5,7 kWh/m²-día, con un máximo de 6,8 kWh/m²-día en el mes de abril y un mínimo de 4,1 kWh/m²-día en noviembre.

Algunos de las conclusiones derivadas del estudio experimental son:

- La eficiencia promedio anual del sistema propuesto ha sido de 9 (7,1 si no tiene en cuenta el calor aportado para vencer las pérdidas de calor por las paredes del depósito).

- La contribución solar del sistema ha superado el 60% (valor mínimo para una instalación solar térmica en la zona climática V).
- El factor de producción del sistema ha resultado ser ligeramente superior al 65%.
- Se ha justificado el cumplimiento de los criterios indicados en el CTEHE4, por lo que el sistema propuesto podría plantearse como alternativa a la instalación solar térmica convencional.

Por otro lado, se ha realizado un estudio termo-económico en el que se ha comparado el sistema propuesto de bomba de calor con aporte fotovoltaico con otras 5 soluciones de producción de ACS, incluyendo: un sistema con bomba de calor sin aporte fotovoltaico, un sistema de caldera y energía solar térmica, un sistema de caldera sin energía solar térmica y dos sistemas de termo eléctrico, uno con apoyo fotovoltaico y otro sin apoyo. Las conclusiones del estudio termo-económico son:

- El sistema propuesto en esta tesis registra el menor consumo de energía primaria no renovable y el menor nivel de emisiones de CO₂ de entre todas las soluciones analizadas.
- A partir del estudio de costes anualizado con un periodo de vida de 25 años se demuestra que la tecnología de bomba de calor con aporte fotovoltaico, incluso sin estar optimizada, se presenta como la solución más económica frente al resto de soluciones convencionales.

Los datos obtenidos ponen de manifiesto la viabilidad técnica y económica de la producción de ACS mediante bomba de calor y apoyo fotovoltaico.

Como se ha comentado al comienzo del presente capítulo, el sistema ensayado en esta ocasión no ha sido optimizado al 100%. Sin embargo, los resultados anuales obtenidos se han aprovechado para definir una serie de pautas que podrían ayudar en el diseño de este tipo de sistemas.

- **Aumentar la inclinación de paneles.** La inclinación de 45° empleada en el estudio no resulta la más óptima, puesto que la demanda preferente de ACS se tiene en los meses de invierno. Una inclinación ligeramente superior incrementaría la contribución solar y mejoraría la eficiencia del sistema.
- **Ajustar la potencia del compresor.** Una BC con un compresor de 200 W y un volumen de acumulación de 200 litros sería más apropiado, desde el punto de vista de la eficiencia. No obstante, los fabricantes prefieren incorporar compresores de 400-500 W en los depósitos de 200 litros, por cuestiones de rapidez de recuperación de temperatura, aunque ello penalice a la eficiencia.
- **Ajustar la orientación de paneles.** Diseñar una instalación con seguimiento solar o, mucho más económico, con un panel orientado al sureste y otro al suroeste. De esta forma, se conseguiría aplanar la curva de generación fotovoltaica. Al aplanar la curva y reducir la potencia del compresor se conseguiría mejorar el factor de aprovechamiento de los paneles, así como la eficiencia del sistema.
- **Actuar sobre la lógica de control.** Emplear un sistema de control inteligente capaz de:
 - Adaptar el consumo del compresor a la disponibilidad de radiación solar, con lo que se podría llegar a alcanzar contribuciones solares y factores de producción cercanos al 100%.
 - Hacer trabajar el equipo, siempre que sea posible, en horas de día, ya que así la bomba de calor trabajará con la temperatura exterior más alta posible y se maximizará la eficiencia de esta. Además, al no trabajar con temperaturas exteriores bajas también se reducirá el número de desescarches, dando lugar a mayores eficiencias.

CAPÍTULO IV

**ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA
ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL
DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR
COMPACTA DE ACS**



CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

4.1 INTRODUCCIÓN

La estratificación térmica del agua en un depósito de ACS se produce de forma natural, como resultado de los consumos de agua. Al realizar un consumo de agua caliente un cierto volumen de agua a $45\div 60^{\circ}\text{C}$ abandona el depósito por su parte superior. Al mismo tiempo, un volumen de agua igual entra en el depósito por su parte inferior procedente de la red a $10\div 20^{\circ}\text{C}$. Este proceso dará como resultado una diferencia de temperaturas entre la parte inferior y superior del depósito. Al repetirse de forma sucesiva este proceso, se llega a una situación donde el agua en el interior del depósito se estratifica, apareciendo un fuerte gradiente de temperaturas en la dirección vertical.

La formación y estabilidad de la estratificación tiene su origen en la variación de la densidad del agua con la temperatura. En el rango de temperaturas característico de las aplicaciones de ACS (entre 10 y 60°C), la densidad siempre disminuye con el aumento de la temperatura, de manera que, bajo la acción de la gravedad, el fluido caliente tiende a ascender y el frío a descender. Este comportamiento combinado con la baja conductividad térmica del agua favorece la estratificación.

La *Figura 4-1* muestra la diferencia entre un depósito de ACS con estratificación de temperaturas y un depósito completamente mezclado. Es sencillo apreciar cómo, incluso para la misma acumulación de energía térmica, un depósito estratificado es capaz de preservar la calidad y disponibilidad térmica del servicio de ACS. Mientras que, en un depósito no estratificado, la temperatura de servicio del agua disminuirá rápidamente, requiriendo un aporte de calor para volver a recuperar la temperatura de servicio solicitada.

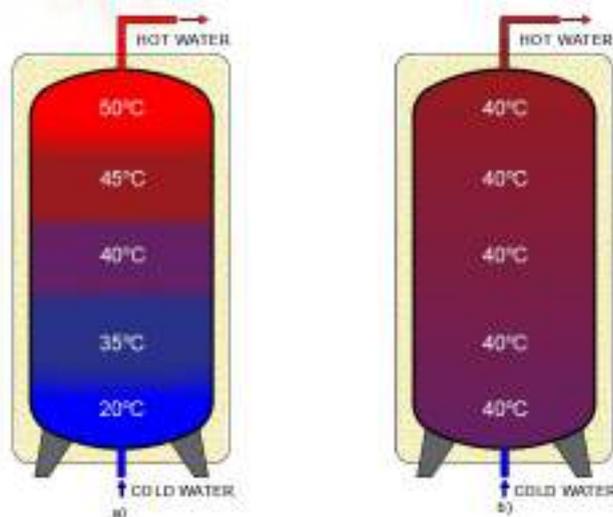


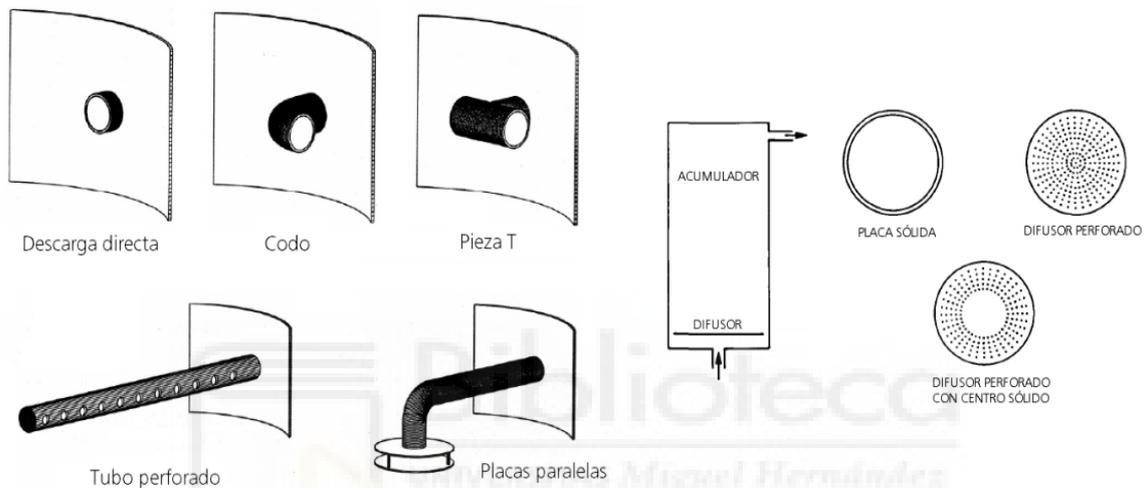
Figura 4-1 a) Depósito estratificado; b) Depósito completamente mezclado

Durante el consumo de agua existe cierto nivel de mezclado entre el agua del interior del depósito y el agua de entrada, el cual dependerá de factores constructivos y operativos. En lo que respecta a los factores constructivos suele ser habitual emplear acumuladores con geometrías esbeltas, donde la relación altura/diámetro se mantiene entre $1,2/1$ y $3/1$. Además, para no destruir la estratificación se emplean deflectores y difusores que controlan la energía

cinética del flujo de agua a la entrada, a la vez que lo redirigen, tratando así de reducir el nivel de mezclado [52-54].

En cuanto a los aspectos operacionales, al reducir la velocidad de entrada del agua, es decir, al disminuir el caudal, se reduce el nivel de mezclado y, por lo tanto, se favorece la estratificación. En este sentido, tal y como se puede ver en la Figura 4-1, la temperatura en la parte superior es mayor en un depósito estratificado que uno homogéneo. Así, se requerirá menor caudal de consumo para aportar la misma energía en el servicio de ACS, lo cual resulta positivo para mantener la estratificación.

En la Figura 4-2 se muestran algunas geometrías de difusores y deflectores empleados en depósitos de agua caliente para controlar el flujo [55].



*Figura 4-2 Diferentes geometrías de deflectores y difusores con aplicación en depósitos de ACS
Fuente: Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (Atecyr)*

En una bomba de calor compacta de producción de ACS el serpentín o condensador suele estar ubicado en la parte inferior del depósito, rodeando a este a modo de espiral. Es por ello que, la temperatura de condensación del refrigerante viene determinada por la temperatura del agua en la zona en la que se ubica el serpentín, cuya temperatura puede ser muy inferior a la de la parte superior (véase Figura 4-1a).

Mantener una correcta estratificación del depósito en las bombas de calor de ACS puede ayudar a mejorar su eficiencia energética. Gracias a la estratificación del agua, se puede mantener la calidad del servicio de ACS, a la vez que se hace trabajar al condensador a baja temperatura, mejorando notablemente el rendimiento del ciclo frigorífico.

En el presente capítulo se describe un estudio experimental llevado a cabo para conocer el comportamiento de la estratificación de temperaturas en el interior del depósito de una bomba de calor compacta de producción de ACS.

Los resultados experimentales obtenidos se han empleado para definir y validar un modelo numérico que permita modelar el funcionamiento de la bomba de calor bajo diferentes condiciones de funcionamiento (ver Capítulo 5).

4.2 EQUIPO ENSAYADO

Se ha ensayado una bomba de calor de ACS, modelo COMPAK KHP 190, de la marca KAYSUN [39]. Se trata del equipo ensayado durante el estudio experimental descrito en el Capítulo 3, por lo que las características técnicas del mismo ya han sido definidas en dicho capítulo.

Además de las características técnicas del equipo, resulta importante conocer la configuración exacta del depósito, ya que ésta afecta de forma directa a la transferencia de calor entre el agua y el exterior, así como en la distribución de los diferentes estratos de temperatura en el interior del depósito.

El depósito de la bomba de calor tiene una configuración esbelta, con un volumen total de acumulación de 190 litros. La altura del mismo es de 1,1 m y su diámetro interior de 0,47 m, por lo que, tiene una relación altura/diámetro de 2,3. El cuerpo interior del depósito es de acero, con un espesor de 3 mm y una conductividad térmica de $k=50 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Adicionalmente, el depósito tiene una capa exterior de aislamiento de 45 mm, con una conductividad térmica de $k=0,04 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Una fina capa exterior de aluminio recubre el aislamiento con el objeto de protegerlo de las inclemencias meteorológicas y los golpes. No obstante, esta capa no se ha tenido en cuenta a efectos de transferencia de calor.

El condensador se localiza en la parte inferior del depósito y está formado por 15 espiras de cobre de 6 mm, tal y como se puede ver en la Figura 4-3.



Figura 4-3 Equipo bomba de calor ensayado

4.3 INSTALACIÓN DE ENSAYOS

Para llevar a cabo el presente estudio experimental, se empleó la misma instalación de ensayos descrita en el Capítulo 3 del presente documento, formada por la bomba de calor, un sistema para simular los consumos de ACS y una instalación meteorológica para la medida de las condiciones ambiente. Además, dicha instalación cuenta con otros elementos auxiliares, tales como valvulería y dispositivos de protección del circuito hidráulico, cuadro eléctrico con todos los elementos de mando y seguridad requeridos, etc. En estos ensayos no se contó con el aporte

fotovoltaico y la resistencia eléctrica se mantuvo desconectada en todo momento. La Figura 4-4 representa, de forma esquemática, los elementos descritos.

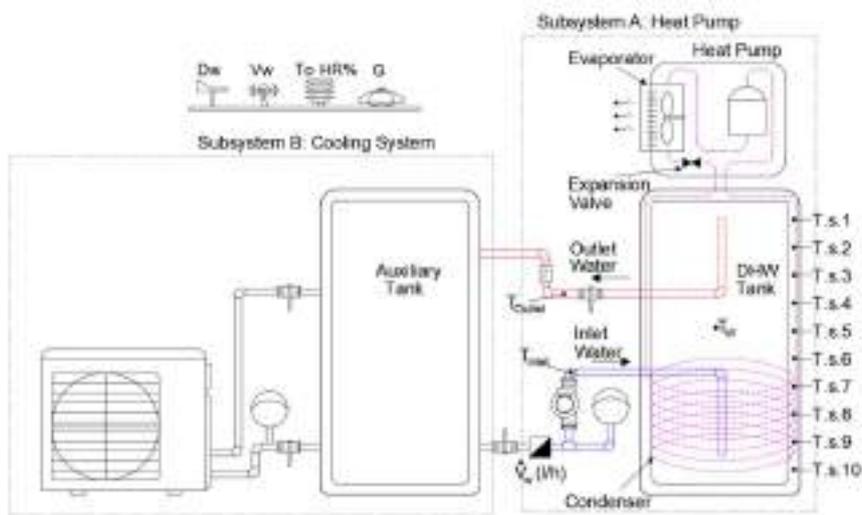


Figura 4-4 Esquema de la instalación de ensayos

La Figura 4-5 muestra una imagen lateral de dicha instalación. En el frontal de la imagen se puede ver el depósito auxiliar de agua fría y la enfriadora de agua. Detrás de estos se localiza la bomba de calor, la bomba circuladora, el caudalímetro y demás elementos auxiliares.



Figura 4-5 Instalación experimental en la cubierta del edificio Innova

Para poder realizar el análisis energético de la instalación y conocer el calor útil aportado al agua por parte de la bomba de calor, se mantuvieron todas las sondas detalladas en el capítulo anterior (ver Figura 3.5), incluyendo temperaturas de entrada y salida del agua, temperaturas del ciclo frigorífico, caudal de ACS, consumo eléctrico, etc.

Adicionalmente se dispusieron un total de 10 sondas de temperatura de tipo termopar (tipo K) sobre la superficie de acero del depósito, para lo cual se practicaron una serie de perforaciones

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

en el aislamiento para poder adherir las sondas sobre el cuerpo metálico del depósito. Una vez instaladas las sondas, se repuso el aislamiento para no afectar a las pérdidas térmicas del depósito. En la Figura 4-6 (izq.) se muestra el proceso de instalación de sondas, mientras que en la Figura 4-6 (dcha.) se ha incluido una representación esquemática de la posición de las sondas.

Como se puede ver, las sondas 107, 108 y 109 se encuentran ubicadas sobre la superficie del depósito donde actúa el condensador, por lo que cuando está en marcha la bomba de calor, los datos recogidos por estas sondas se ven afectados por la temperatura del refrigerante en el condensador. Más adelante se explica el proceso de corrección de estas temperaturas.

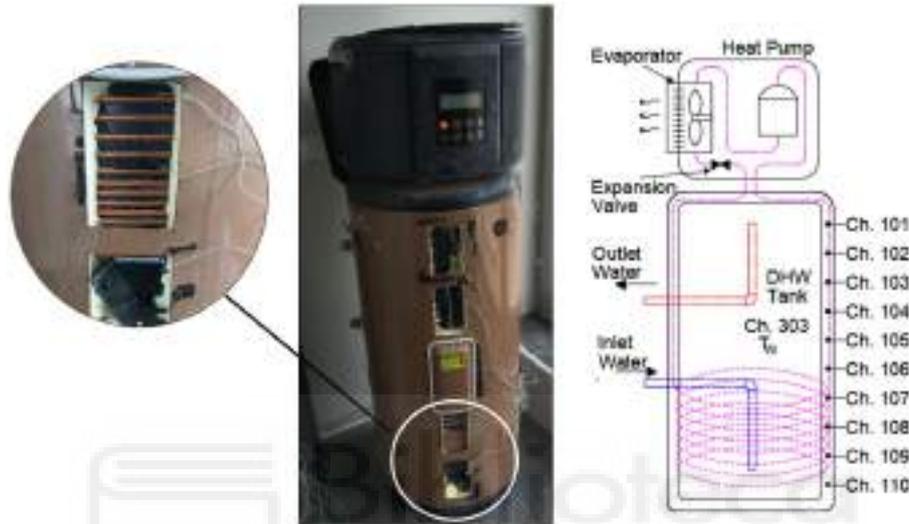


Figura 4-6 Medidas de temperatura en la superficie del depósito

Las siguientes tablas incluyen las variables registradas por el sistema de adquisición de datos y tenidas en cuenta en el análisis experimental llevado a cabo.

Tabla 4-1 Temperaturas en la superficie del depósito

Descripción	Canal	Unidad	Símbolo
Temperatura superficial del depósito en la parte superior	101	°C	Ts1
Temperatura superficial del depósito a 93,8 cm del fondo	102	°C	Ts2
Temperatura superficial del depósito a 83,8 cm del fondo	103	°C	Ts3
Temperatura superficial del depósito a 73,8 cm del fondo	104	°C	Ts4
Temperatura superficial del depósito a 63,8 cm del fondo	105	°C	Ts5
Temperatura superficial del depósito a 53,8 cm del fondo	106	°C	Ts6
Temperatura superficial del depósito a 43,8 cm del fondo	107	°C	Ts7
Temperatura superficial del depósito a 33,8 cm del fondo	108	°C	Ts8
Temperatura superficial del depósito a 23,8 cm del fondo	109	°C	Ts9
Temperatura superficial del depósito a 13,8 cm del fondo	110	°C	Ts10

Tabla 4-2 Medidas de la estación meteorológica

Descripción	Canal	Unidad	Símbolo
Velocidad de viento	201	m/s	V _w
Dirección del viento	202	°	D _w
Temperatura exterior	203	°C	T _{AMB}
Humedad relativa	204	%	HR
Irradiancia solar	207	W/m ²	G

Tabla 4-3 Medidas del consumo de ACS

Descripción	Canal	Unidad	Símbolo
Temperatura de entrada del agua	301	°C	T _{ENT}
Temperatura de salida del agua	302	°C	T _{SAL}
Temperatura del depósito auxiliar	303	°C	T _{AUX}
Intensidad de consumo	316	A	I _{BC}
Tensión de consumo	317	V	U _{BC}
Caudal de agua a la entrada	301	l/h	\dot{V}_W

Por último, se dispuso un sistema de adquisición de datos HP Agilent 34970A, así como un sistema de control y regulación que permitía definir los horarios de arranque y parada de la instalación, los horarios de realización de consumos de ACS, los arranques y paradas del sistema de enfriamiento de agua, etc. La frecuencia de registro en todos los ensayos se fijó en 1 minuto, de forma ininterrumpida.

4.4 METODOLOGÍA DE ENSAYOS

Al igual que los trabajos descritos en el Capítulo 3, el presente estudio de investigación se llevó a cabo en Elche, provincia de Alicante (España), donde la temperatura media exterior, según [46], es de 15,3°C. No obstante, los ensayos se realizaron durante los meses de abril y mayo, con temperaturas exteriores cercanas a 20°C.

Tabla 4-4 Perfil de consumos de ACS

Perfil de Consumo	Caudal ACS	7:00	8:00	9:00	13:00	19:15	20:15	TOTAL (Litros)
PC 1 – 6 x 22L	4 L/min	22	22	22	22	22	22	132
PC 2 – 6 x 33L	6 L/min	33	33	33	33	33	33	198
PC 3 – 3 x 22L	4 L/min	-	22	-	22	22	-	66
PC 4 – 3 x 33L	6 L/min	-	33	-	33	33	-	99
PC 5 – 1 x 22L	4 L/min	-	22	-	-	-	-	22
PC 6 – 1 x 33L	6L/min	-	33	-	-	-	-	33

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

Se programaron un total de 6 ensayos, entre los que se modificaba el caudal y los instantes de consumo de ACS. La Tabla 4-4 resume los 6 perfiles de consumo ensayados, todos ellos con una duración de 5 minutos y 30 segundos. De forma intercalada, se programaron arranques del equipo auxiliar de enfriamiento del agua para mantener la temperatura del agua de entrada a la bomba de calor entre 10 y 15°C.

Para asegurar un análisis estacionario y descartar posibles anomalías en los ensayos, cada uno de los ciclos de consumo se repitió durante, al menos, 3 días, tomando los perfiles de temperatura del último día para realizar el análisis de la estratificación. De esta forma, se aseguraba que la temperatura del depósito al inicio y al final del ensayo fuera la misma y homogénea en todo el depósito.

La Figura 4-7 muestra las medidas de temperaturas realizadas en el ensayo PC1 – 6x22L. Como se puede ver, a partir del tercer día el perfil de temperaturas se hace estacionario, por lo que se toma este día para el procesado de datos.

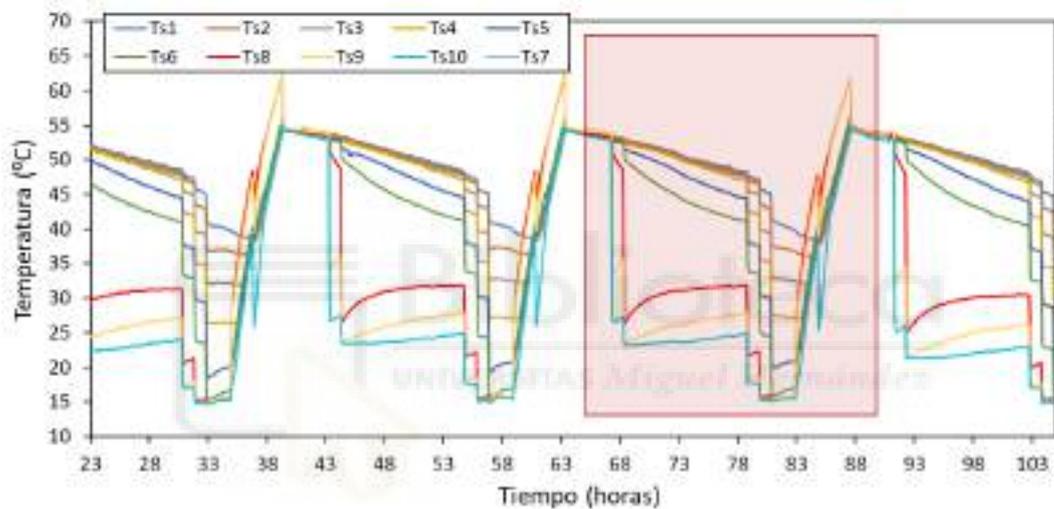


Figura 4-7 Temperaturas de la superficie del depósito. Ensayo PC 1 – 6 x 22L (datos en bruto)

En cuanto al funcionamiento de la bomba de calor, ésta se programó para que arrancara todos los días a las 11:00, parando de forma automática cuando la temperatura de consigna del agua alcanzaba los 55°C. Se forzó la alimentación del equipo para que este no produjera ningún arranque después de las 4 de la tarde. En todos los ensayos se mantuvo desconectada la resistencia eléctrica, por lo que la bomba de calor sólo trabajó con el ciclo de compresión. En ningún caso existió aporte fotovoltaico durante los ensayos, por lo que toda la alimentación eléctrica procedía de la red.

En todos los ensayos realizados se aplicó la metodología descrita en el Capítulo 3 para el cálculo del calor útil aportado al agua, el calor útil de los consumos de ACS, el consumo eléctrico y la eficiencia del equipo.

4.4.1. Ajuste de temperaturas

Como se ha comentado anteriormente, las sondas de temperatura de la superficie del depósito Ts7, Ts8 y Ts9, se encontraban afectadas por la temperatura de condensación cuando la bomba de calor estaba en marcha, ya que éstas se ubicaban justo en la zona del condensador.

Para corregir estas temperaturas y poder conocer la temperatura real del agua en esos puntos se diseñó y realizó un ensayo específico de funcionamiento de la bomba de calor. Dicho ensayo consistió en hacer funcionar la bomba de calor desde el depósito frío hasta alcanzar la temperatura de 50°C, programando arranques y paradas periódicos. Como se ve en la Figura 4-8, tan sólo unos minutos después de cada parada refrigerante y agua adoptaban la misma temperatura, por lo que la lectura de las sondas correspondía a la temperatura del agua. De esta forma se pudo obtener una correlación entre la temperatura del refrigerante en las sondas 7,8 y 9 y la temperatura del agua en estos mismos puntos (Figura 4-9). Las correlaciones definidas mediante este ensayo se aplicaron durante el procesado de datos para la obtención de las temperaturas correctas.

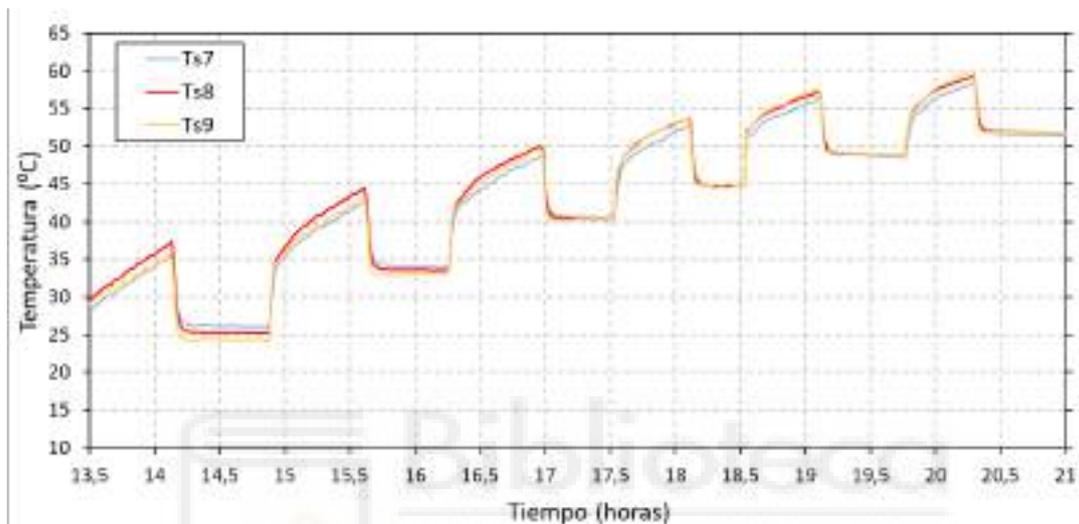


Figura 4-8 Ensayo de ajuste de temperaturas

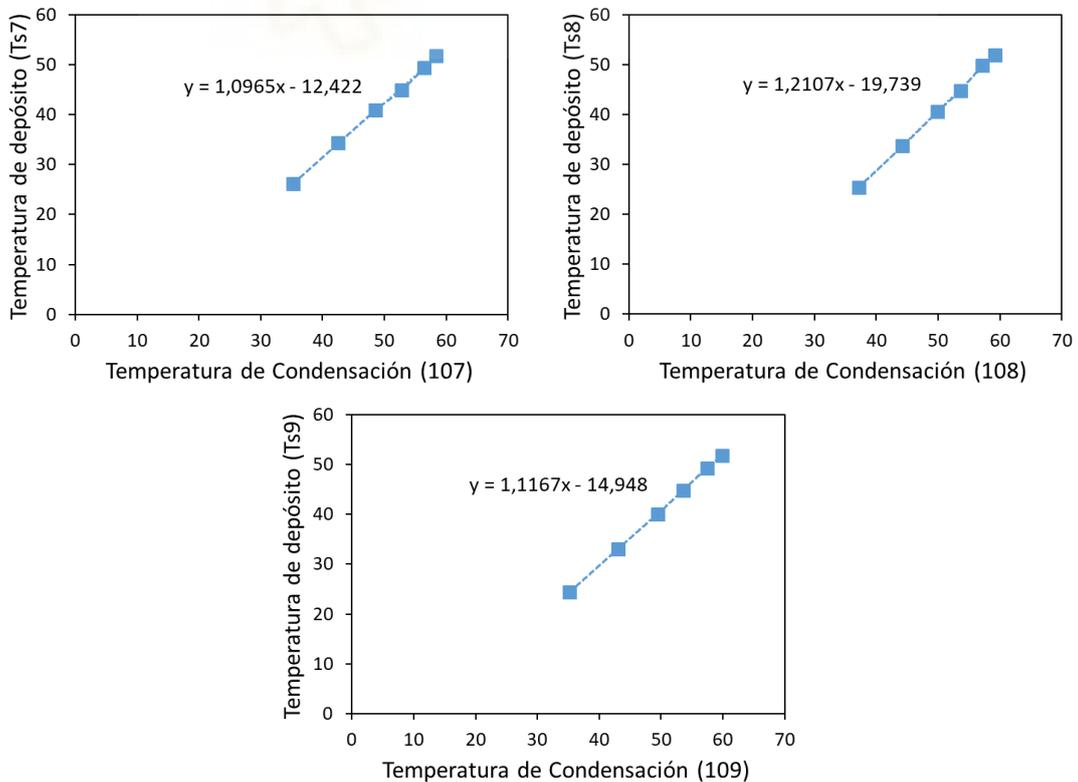


Figura 4-9 Ajuste de temperaturas. Temp. del depósito vs. Temp. Condensación

4.5 RESULTADOS EXPERIMENTALES

En este apartado se muestra la evolución de los valores registrados por las 10 sondas de temperatura para los 6 ensayos realizados. Para mayor comprensión, todas las figuras se han representado entre las 16:00 y las 16:00 de la tarde del día siguiente. De esta forma se consigue analizar un ciclo completo de 24 horas, finalizando a las mismas temperaturas a las que se comienza el ensayo.

Aunque no se encuentra entre los objetivos de estos ensayos, también se ha calculado el calor útil aportado al agua por parte de la bomba de calor y la eficiencia promedio de ésta. Este parámetro, también representado en las siguientes figuras, se utilizará en el capítulo 5 para la modelización de la estratificación del depósito.

Para mayor brevedad, se han presentado los resultados en detalle de un día de ensayo, correspondiente al perfil de consumos PC1 – 6x22L. Apoyados en dichos resultados, se exponen las principales conclusiones extraídas del estudio experimental llevado a cabo. El resto de resultados se agrupan, de forma resumida, en el apartado 4.5.2.

4.5.1. Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L

La Figura 4-10 muestra la evolución de la temperatura ambiente durante el ensayo y la temperatura del agua en cada uno de los 6 consumos. Aunque durante la noche se alcanzaron temperaturas exteriores de 12,5°C, en las horas de funcionamiento de la bomba de calor la temperatura ambiente se mantuvo entre 20÷25°C. Además, de forma anómala, el segundo consumo se produjo con una temperatura de entrada del agua ligeramente superior a 15°C.

En la Figura 4-11 se representa la evolución de las 10 sondas de temperatura instaladas sobre la superficie del depósito durante un ciclo completo de 24 horas. Tal y como se indica en la Tabla 4-1, así como en la Figura 4-6, la sonda Ts1 se corresponde con la parte superior del depósito y la sonda Ts10 con la parte inferior. Para facilitar el análisis, se ha incluido también la evolución de la temperatura media calculada del depósito. Se ha añadido también la rejilla en el formato de la figura para ayudar a analizar la evolución de las temperaturas.

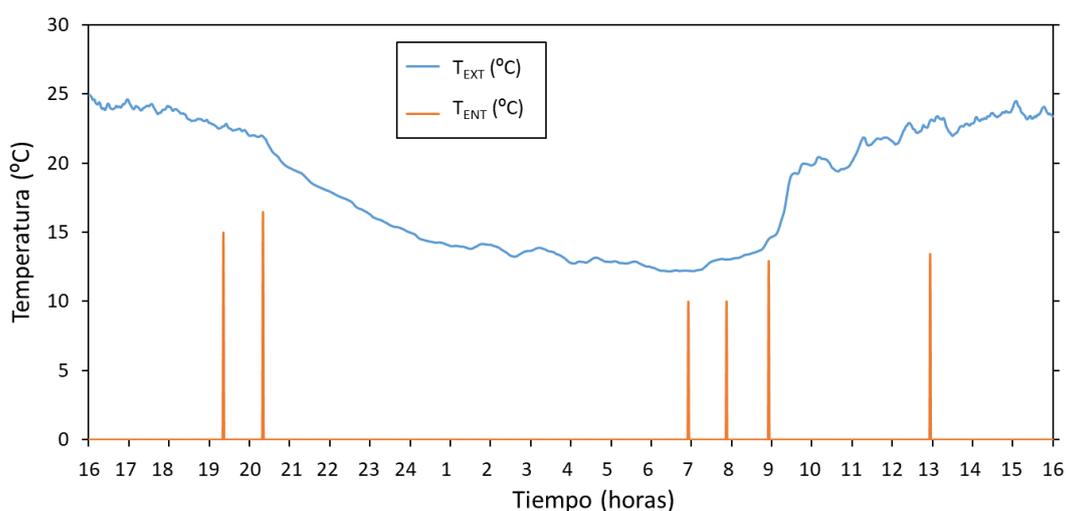


Figura 4-10 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L

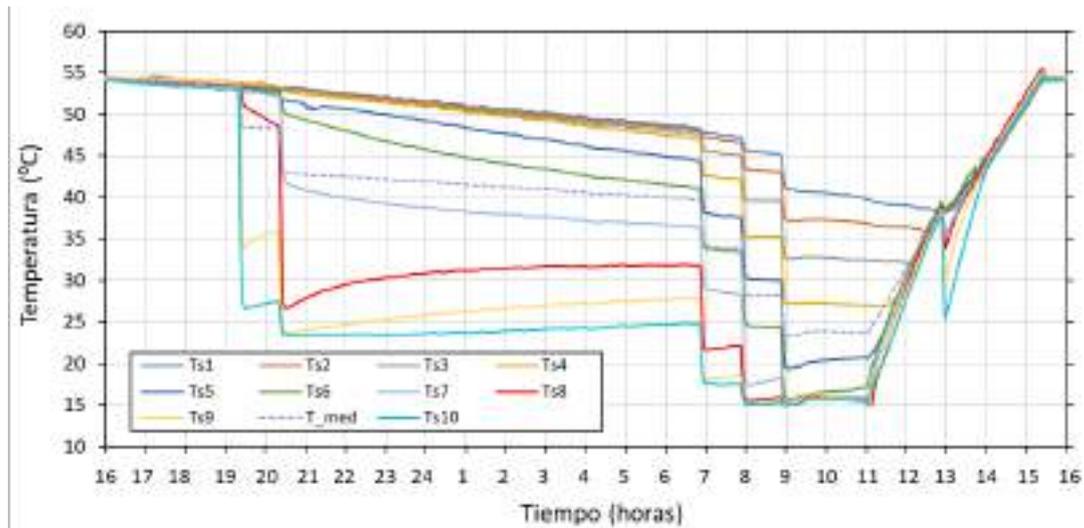


Figura 4-11 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L/min

Se puede observar que, tras el primer consumo (19:15) sólo se ven afectadas las 3 sondas inferiores. Las sondas Ts9 y Ts10 varían de forma significativa, mientras que Ts8 varía, pero muy poco. No se detecta variación alguna de temperaturas en el resto de sondas. Durante este consumo entran 22 litros a 15°C, afectando a la temperatura de unos 60 litros de agua (1/3 del volumen).

La caída de temperaturas por efecto de la pérdida de calor a través de la pared del depósito se aprecia claramente a partir de la pendiente de la recta de las sondas superiores. Entre las 16:00 y las 07:00 hay una bajada de unos 6°C en la parte superior del depósito. Dicha pendiente afecta esencialmente al factor UA del depósito.

Hasta el cuarto consumo de agua (8:00) las sondas 1 y 2 no se ven significativamente afectadas, por lo que los consumos de ACS se siguen realizando a temperaturas superiores a 45°C, sin necesidad de aporte de calor por parte de la bomba de calor.

Se aprecia un aumento de la temperatura de las sondas 8, 9 y 10 entre las 20:30 y las 07:00. Esto se debe al efecto de conducción térmica. El volumen de agua de la parte superior cede calor a la parte inferior, puesto que está a más temperatura. Así, la parte superior se enfría a la vez que la parte inferior se calienta.

Cuando la bomba de calor arranca a las 11:00 la temperatura en la parte superior del depósito es todavía de 40°C. Se puede ver como, un depósito en el que no se respeta la estratificación, representado por la temperatura media, después del segundo consumo el agua ya estaría a unos 42°C, por lo que sería inevitable el arranque de la bomba de calor para mantener el confort térmico del ACS. Por ello, en un depósito estratificado la posición del termostato de control resulta clave para el correcto funcionamiento del equipo.

Analizando los perfiles de temperatura tras el arranque de la BC, se aprecia como, el calentamiento del agua se produce de forma progresiva desde el fondo del depósito, donde se aporta el calor, hasta la parte superior. De esta forma, ninguna sonda aumenta su temperatura hasta que todas las sondas inferiores han alcanzado la temperatura de ésta. Así, por ejemplo, la sonda Ts4, que está a unos 28°C cuando arranca la BC, se mantiene a esta temperatura hasta que todas las que están por debajo, más frías en el instante de arranque, llegan a 28°C. Por esta misma razón, la sonda Ts1 no se ve afectada por el arranque de la BC hasta dos horas después de que este se produzca (21:00). De esta forma la bomba de calor consigue homogeneizar las temperaturas del agua en el acumulador.

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

El consumo de agua producido a las 13:00 provoca una bajada de temperatura del agua y con ello un aumento del calor útil (Figura 4-12).

Por último, se puede afirmar que, la eficiencia de la bomba de calor con depósito estratificado sería mayor que con el depósito mezclado, ya que, como se ve en la Figura 4-11, con el depósito estratificado se consigue mantener la temperatura en la zona del condensador más fría.

En la Figura 4-12 se puede ver el calor entregado al agua por la bomba de calor (Q_{BC}), variando este entre 2,4 kW, cuando el depósito está frío y 1,5 kW cuando el agua llega a 55°C. Como era de esperar, según el estudio presentado en el Capítulo 3, a medida que la temperatura del agua aumenta la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y el agua es menor, por lo que el calor entregado también se reduce.

También se ha incluido en la Figura 4-12 la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor ($P_{E,BC}$). Al igual que sucedía en los ensayos mostrados en el Capítulo 3, a medida que aumenta la temperatura del agua en la zona del condensador, aumenta la potencia eléctrica consumida. El COP varía entre 6, en el arranque de la bomba de calor, hasta 2,5 justo antes de la parada.

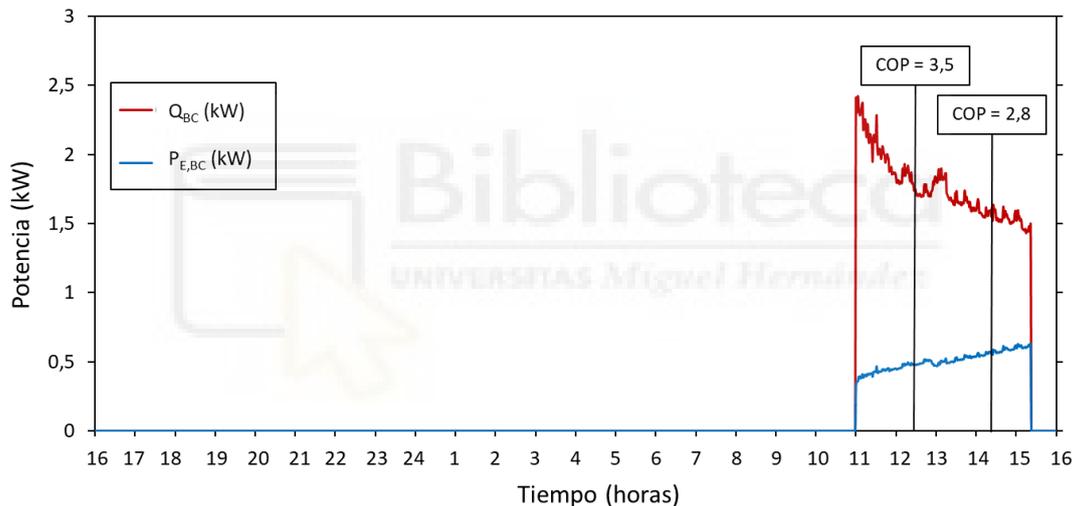


Figura 4-12 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 1 – 6 x 4L

Tabla 4-5 Análisis energético. PC1 – 6x22L

Definición	Variable	Unidades	Valor
Calor aportado por la BC	Q_{BC}	kWh _T	7,34
Calor útil de ACS	Q_{ACS}	kWh _T	6,13
Calor perdido en el depósito	Q_{DEP}	kWh _T	1,19
Diferencia de energía acumulada	ΔQ_{DEP}	kWh _T	0,02
Energía eléctrica consumida	$E_{TOTAL,BC}$	kWh _E	2,22
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOTAL,BC}$	---	3,30
SPF útil de bomba de calor	$SPF_{UTIL,BC}$	---	2,76
Tiempo en funcionamiento de la BC	t_{ON}	h	4,38

La Tabla 4-5 resume el análisis energético llevado a cabo durante el ensayo, para lo cual se han empleado las ecuaciones desarrolladas en el Capítulo 3. Se debe tener en cuenta que, en esta ocasión no existía aporte de energía fotovoltaica y la resistencia eléctrica estaba desconectada.

Durante el ensayo descrito la bomba de calor aportó un total de 7,34 kWh_T, de los cuales 6,13 kWh_T se emplearon para satisfacer las necesidades de ACS y 1,19 kWh_T para vencer las pérdidas de calor a través de las paredes del depósito. La energía eléctrica consumida durante las 4 horas y 23 minutos de funcionamiento fue de 2,22 kWh_E. Por lo tanto, la eficiencia media fue de 3,30, aunque este valor se reduce hasta 2,76, si sólo se considera el calor empleado en producir el ACS.

4.5.2. Resumen del resto de ensayos

En este apartado se resumen los resultados obtenidos para los otros 5 ensayos realizados. Puesto que las principales conclusiones ya se han descrito para el ensayo PC 1 – 6 x 4L, ahora nos limitaremos a presentar los resultados y comentarlos brevemente.

Puesto que todos los ensayos se realizaron durante los meses de abril y mayo, con temperaturas exteriores muy estables, la temperatura exterior se mantuvo entre 15 y 20°C para todos los ellos.

Ensayo 2. PC 2 – 6 x 6L

Para llevar a cabo el segundo ensayo se mantuvieron los mismos instantes de consumo que en el ensayo uno, variando únicamente el caudal de 4 l/min a 6 l/min (33 litros por consumo).

La Figura 4-13 vuelve a mostrar las condiciones en las que se realizaron los ensayos, incluyendo la temperatura ambiente y la temperatura del agua a la entrada de la bomba de calor en cada uno de los consumos.

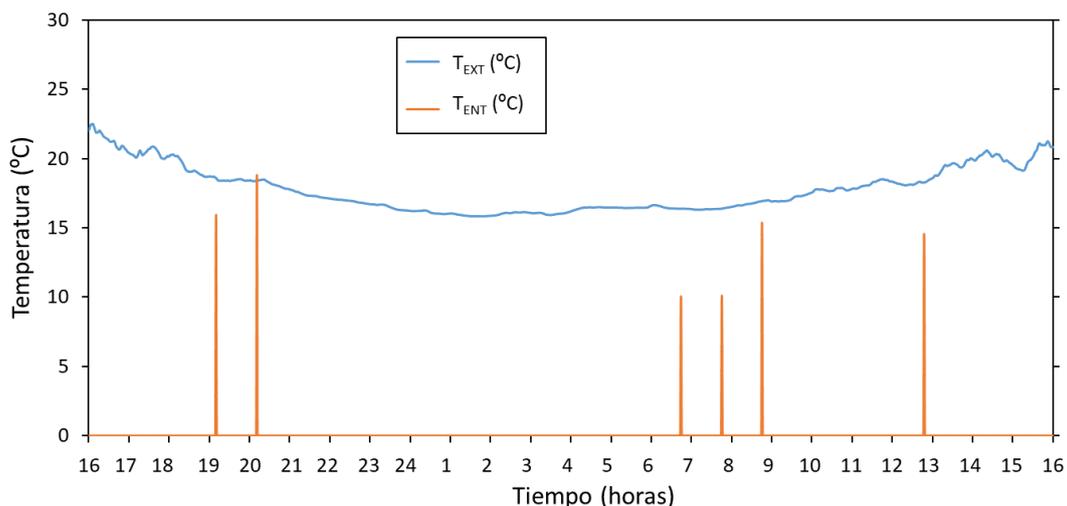


Figura 4-13 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6L/min

La Figura 4-14 muestra un perfil de temperaturas muy similar al del ensayo anterior. Tras el consumo de las 19:00 la temperatura en la base del depósito vuelve a ser de unos 27°C. Sin

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

embargo, al haber aumentado el caudal y, con ello, la velocidad del fluido a la entrada, la influencia de este primer consumo se hace notar hasta en la sonda 7, ubicada a 43,8 cm de la base.

Si en el ensayo 1, tras el primer consumo la sonda Ts9 llegaba a 35°C y el resto de sondas permanecían invariables, ahora Ts9 llega a la misma temperatura que Ts10 (27°C), la sonda Ts8 baja hasta los 35°C y Ts7 reduce su temperatura un par de grados.

Al haber aumentado el caudal, sin permitir el arranque de la BC antes de las 11:00, el 5º consumo se produce a 38°C, una temperatura que podría no satisfacer el confort térmico. Tras este 5º consumo prácticamente la totalidad del depósito se ha enfriado. La temperatura media en este caso llega a los 18°C.

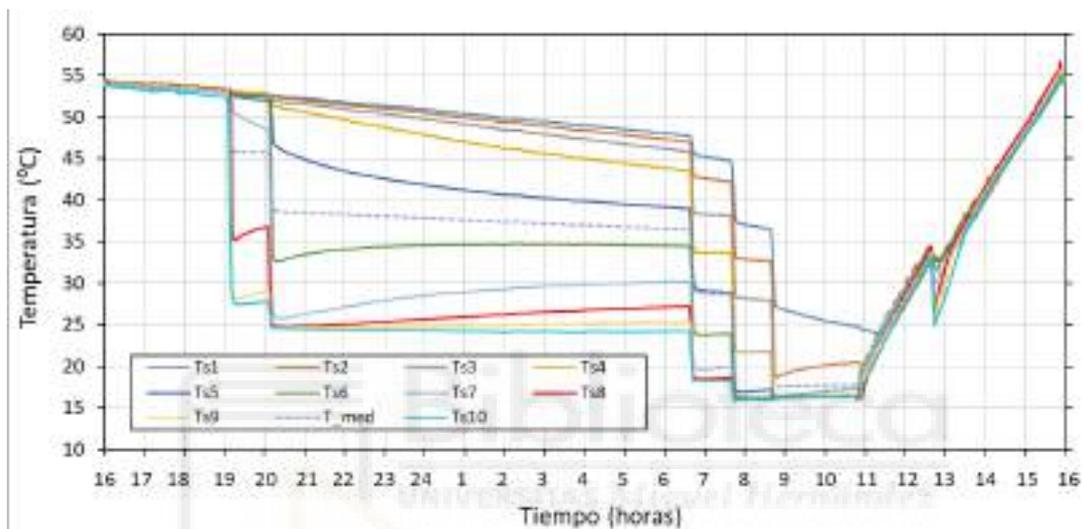


Figura 4-14 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6L/min

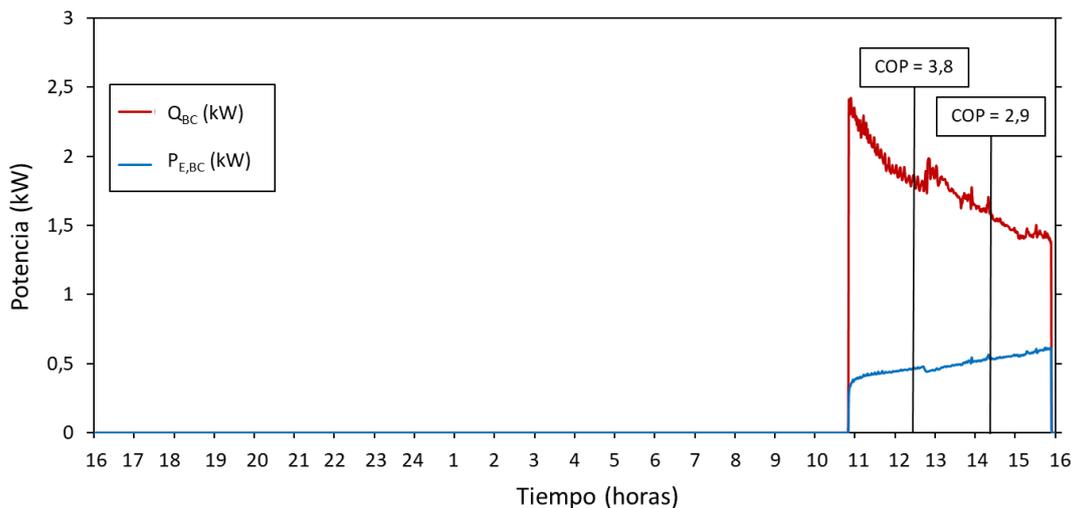


Figura 4-15 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 2 – 6 x 6L

Al enfriar más el depósito la bomba de calor necesita más tiempo para recuperar los 55°C. Así, si en el ensayo PC1 la bomba de calor estaba en marcha 4,38 h, en el PC2 se superan las 5 horas.

Otro aspecto interesante son las pérdidas de calor a través de la pared del depósito, ya que, puesto que el agua está más fría en este segundo ensayo, éstas se reducen notablemente (ver Tabla 4-6).

Tabla 4-6 Análisis energético. PC 2 – 6 x 6L

Definición	Variable	Unidades	Valor
Calor aportado por la BC	Q_{BC}	kWh_T	8,88
Calor útil de ACS	Q_{ACS}	kWh_T	7,59
Calor perdido en el depósito	Q_{DEP}	kWh_T	0,96
Diferencia de energía acumulada	ΔQ_{DEP}	kWh_T	0,33
Energía eléctrica consumida	$E_{TOTAL,BC}$	kWh_E	2,50
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOTAL,BC}$	---	3,55
SPF útil de bomba de calor	$SPF_{\acute{U}TIL,BC}$	---	3,03
Tiempo en funcionamiento de la BC	t_{ON}	h	5,07

Ensayo 3. PC 3 – 3 x 4L

Como se puede ver en la Figura 4-17 en el ensayo 3 localizamos una anomalía. En concreto, vemos como el depósito al final del ensayo no está homogéneo. Esta situación se explica, por un lado, porque el consumo que se produce a las 13:00 no enfría lo suficiente el agua del depósito para ser detectado por la sonda de control que ordena el arranque de la bomba de calor. Por otro lado, la decisión de analizar todos los ensayos entre las 16 h y las 16 h del día siguiente, impide ver el arranque de la bomba de calor que homogeneizó el depósito, ya que este se produciría después de la finalización del ensayo.

Aun así, se presentan aquí los resultados obtenidos, a pesar de que estos no han sido tenidos en cuenta en el análisis energético.

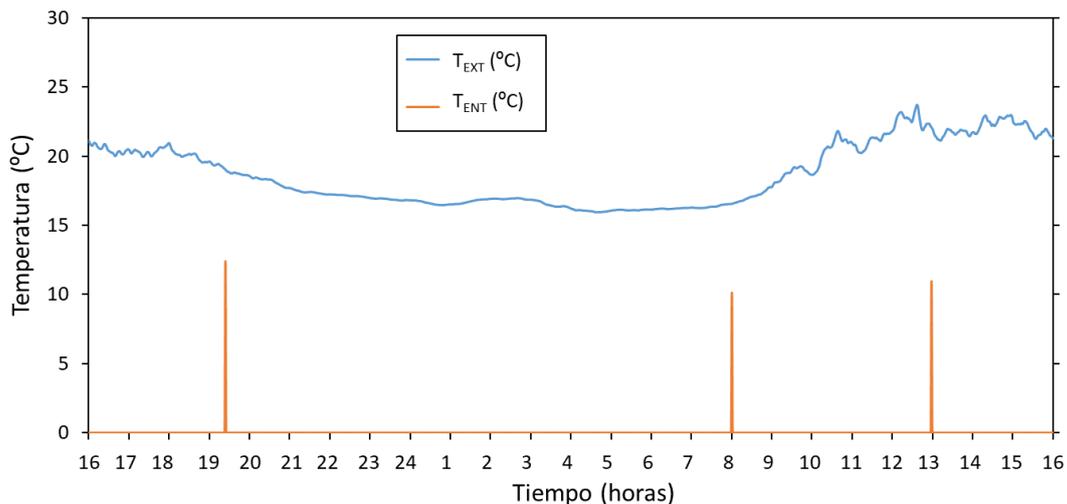


Figura 4-16 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L/min

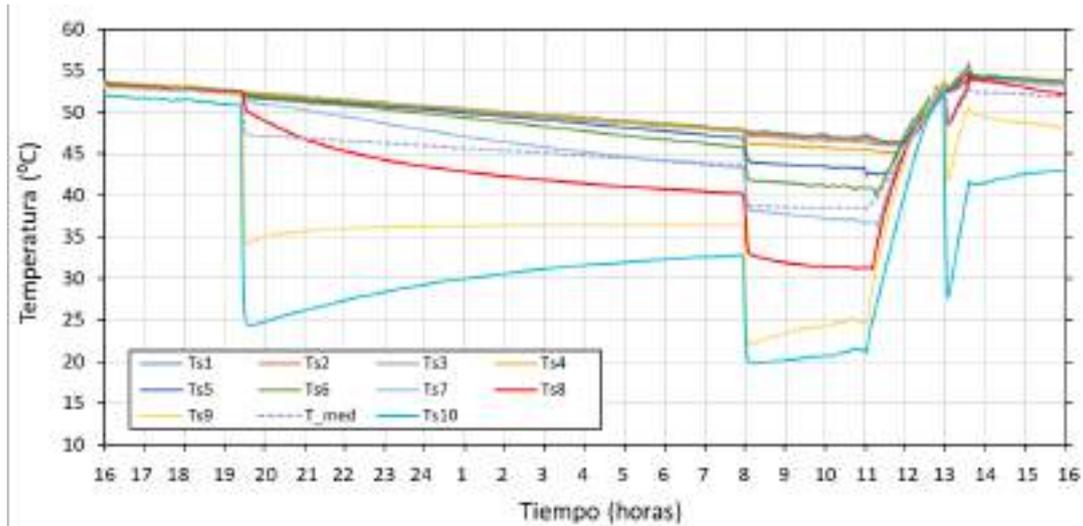


Figura 4-17 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L

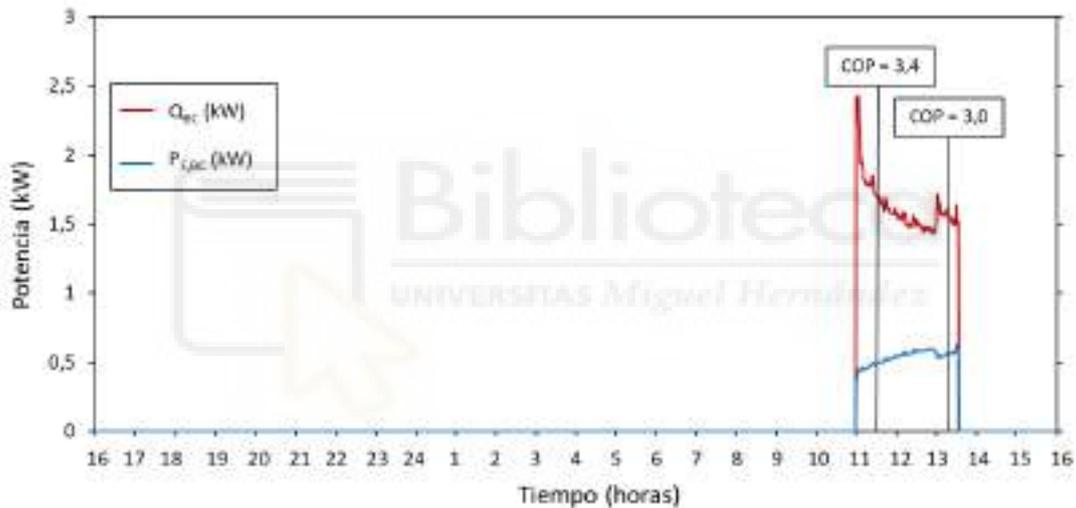


Figura 4-18 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 3 – 3 x 4L

Ensayo 4. PC 4 – 3 x 6L

Como en los ensayos anteriores, la Figura 4-19 representa las condiciones en las que se realizaron los ensayos. En este caso, la temperatura del agua a la entrada se mantuvo por debajo de los 12°C para los tres consumos. En lo que respecta a la temperatura media ambiente, ésta fue de 20,5°C.

En el ensayo 4, con un caudal de 6 l/min, se detecta un perfil de temperaturas similar al del ensayo 3, aunque la temperatura media en el arranque de la bomba de calor es unos 6÷7°C inferior. Para recuperar los 55°C la bomba de calor está en marcha durante 3 horas y 48 min.

En este caso, el ensayo de las 13:00 enfría lo suficiente el depósito como para ser detectado por la sonda de control y hacer que la bomba de calor permanezca en marcha hasta homogenizar todo el depósito a 55°C. Este ensayo sí que ha sido tenido en cuenta en el análisis energético final.

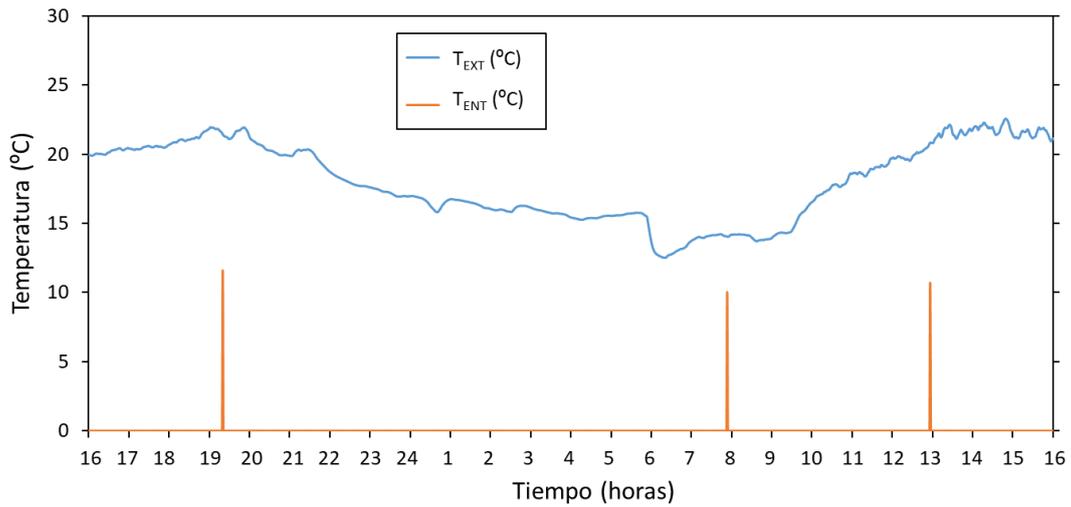


Figura 4-19 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 4– 3 x 6L

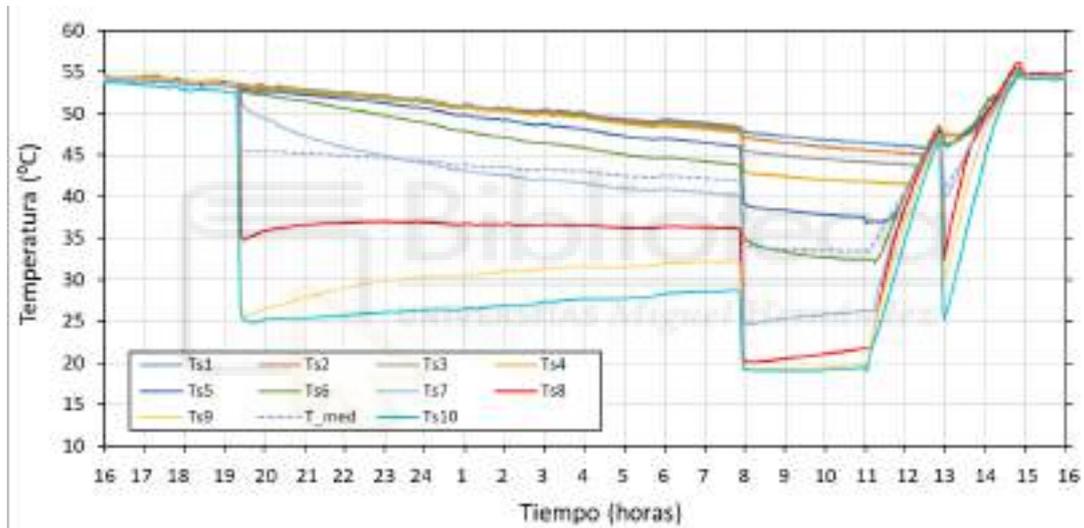


Figura 4-20 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 4 – 3 x 6L

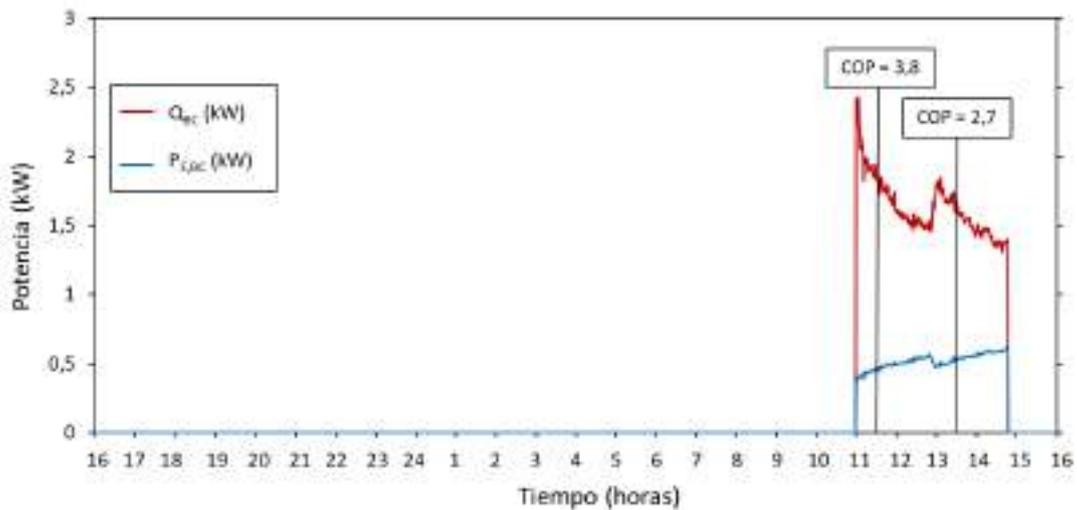


Figura 4-21 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 4 – 3 x 6L

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

Tabla 4-7 Análisis energético. PC 4 – 3 x 6L

Definición	Variable	Unidades	Valor
Calor aportado por la BC	Q_{BC}	kWh_T	6,06
Calor útil de ACS	Q_{ACS}	kWh_T	4,66
Calor perdido en el depósito	Q_{DEP}	kWh_T	1,43
Diferencia de energía acumulada	ΔQ_{DEP}	kWh_T	-0,03
Energía eléctrica consumida	$E_{TOTAL,BC}$	kWh_E	1,96
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOTAL,BC}$	---	3,09
SPF útil de bomba de calor	$SPF_{UTIL,BC}$	---	2,37
Tiempo en funcionamiento de la BC	t_{ON}	h	3,80

Ensayo 5. PC 5 – 1 x 4L

Aunque perfiles con un único consumo no suelen ser muy habitual, las conclusiones extraídas han sido empleadas para desarrollar el modelo de la bomba de calor descrito en el Capítulo 5.

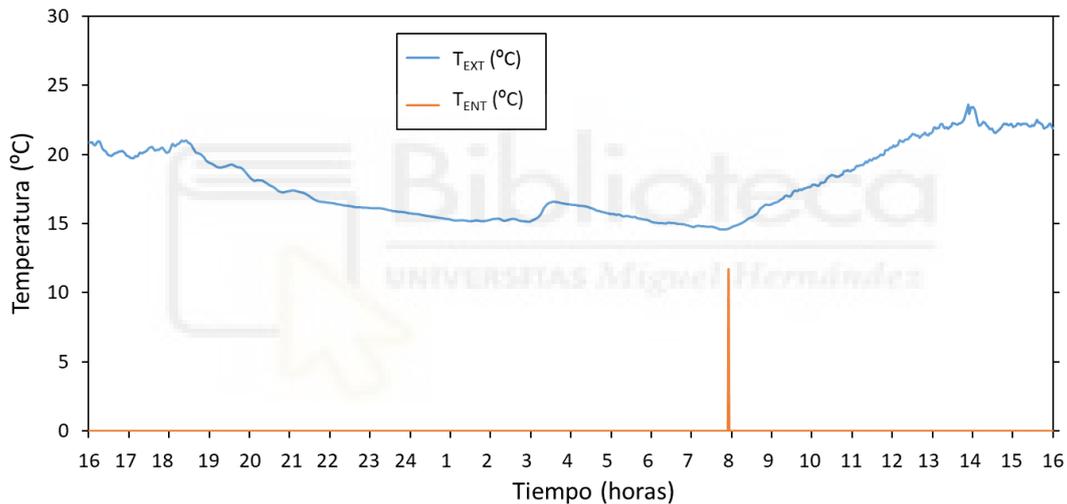


Figura 4-22 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 5– 1 x 4L

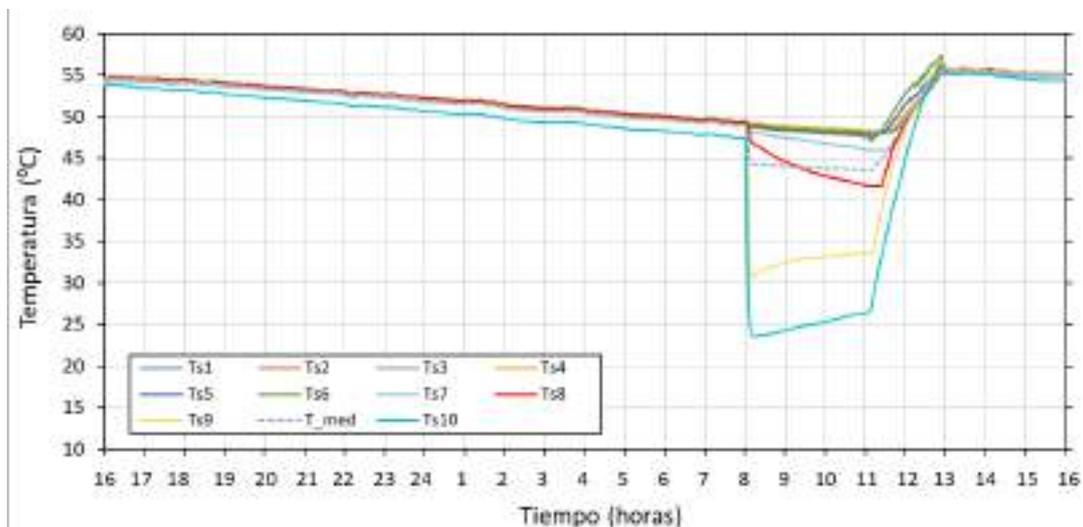


Figura 4-23 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 5– 1 x 4L

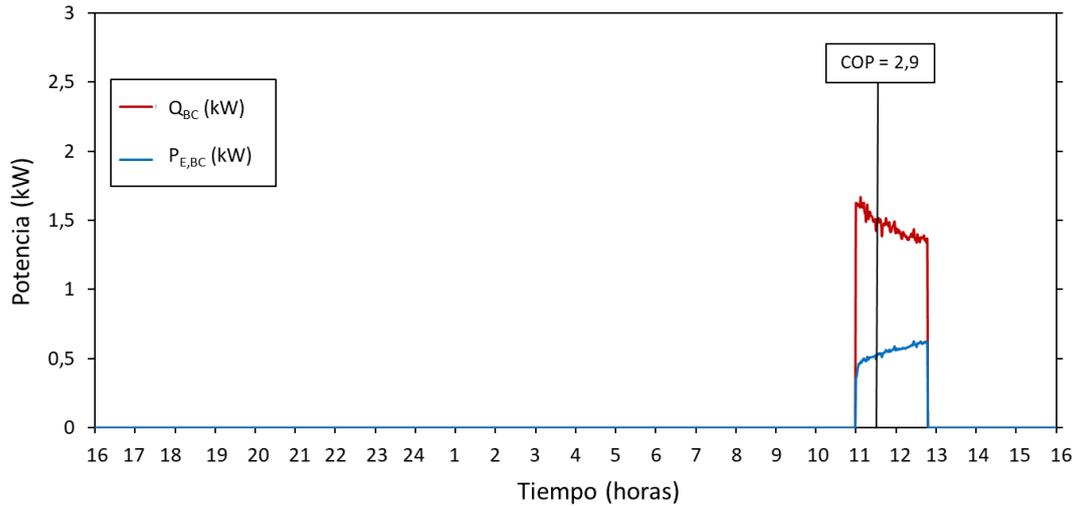


Figura 4-24 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 5 – 1 x 4L

Tabla 4-8 Análisis energético. PC 5 – 1 x 4L

Definición	Variable	Unidades	Valor
Calor aportado por la BC	Q_{BC}	kWh _T	2,83
Calor útil de ACS	Q_{ACS}	kWh _T	0,99
Calor perdido en el depósito	Q_{DEP}	kWh _T	1,75
Diferencia de energía acumulada	ΔQ_{DEP}	kWh _T	0,09
Energía eléctrica consumida	$E_{TOTAL,BC}$	kWh _E	0,99
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOTAL,BC}$	---	2,87
SPF útil de bomba de calor	$SPF_{ÚTIL,BC}$	---	1,00
Tiempo en funcionamiento de la BC	t_{ON}	h	1,80

Ensayo 6. PC 6 – 1 x 6L

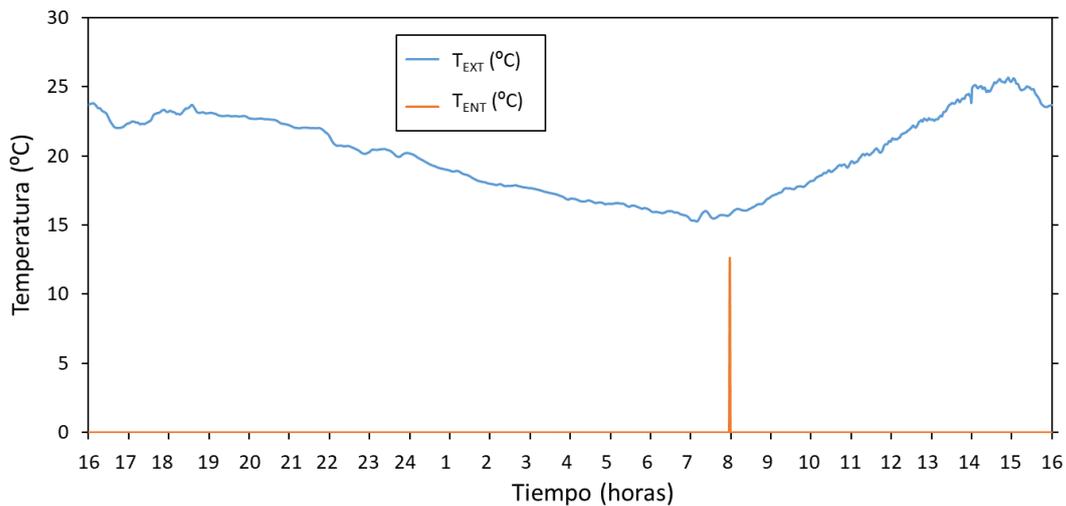


Figura 4-25 Temperatura ambiente y temperatura del agua de entrada durante el ensayo. Perfil de consumo PC 6– 1 x 6L

CAPÍTULO IV. ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA ESTRATIFICACIÓN DE TEMPERATURAS EN EL DEPÓSITO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

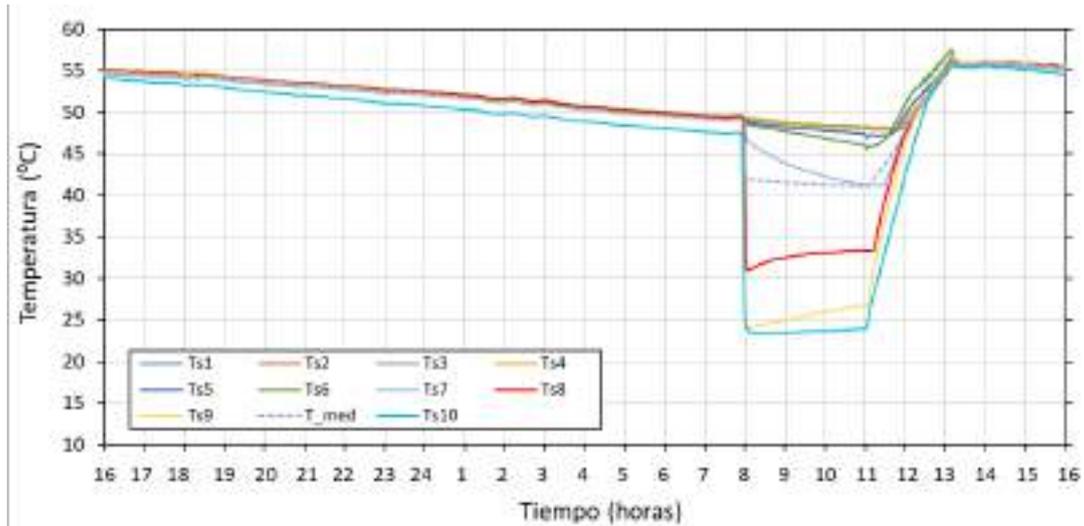


Figura 4-26 Ensayo estratificación. Perfil de consumo PC 6– 1 x 6L

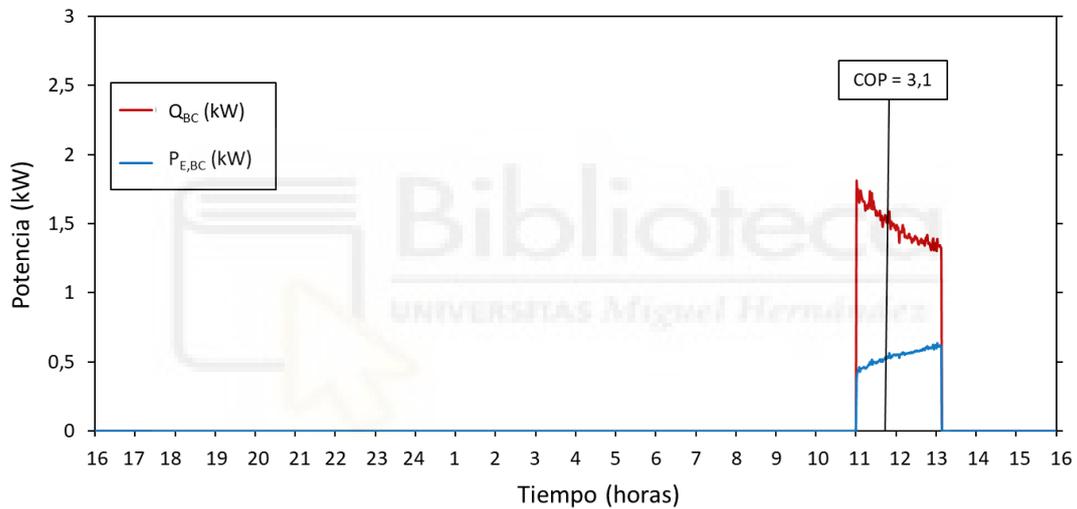


Figura 4-27 Calor útil de la bomba de calor (Q_{BC}) y Potencia eléctrica consumida ($P_{E,BC}$). Perfil de consumo PC 6 – 1 x 6L

Tabla 4-9 Análisis energético. PC 6 – 1 x 6L

Definición	Variable	Unidades	Valor
Calor aportado por la BC	Q_{BC}	kWh_T	3,42
Calor útil de ACS	Q_{ACS}	kWh_T	1,49
Calor perdido en el depósito	Q_{DEP}	kWh_T	1,85
Diferencia de energía acumulada	ΔQ_{DEP}	kWh_T	0,08
Energía eléctrica consumida	$E_{TOTAL,BC}$	kWh_E	1,16
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOTAL,BC}$	---	2,95
SPF útil de bomba de calor	$SPF_{ÚTIL,BC}$	---	1,29
Tiempo en funcionamiento de la BC	t_{ON}	h	2,13

4.6 RESUMEN DE RESULTADOS

La Tabla 4-10 resume el análisis energético llevado a cabo para cada uno de los ensayos, incluyendo la energía térmica aportada al agua, el consumo eléctrico y la eficiencia de la bomba de calor. Por otro lado, la Tabla 4-11 muestra los parámetros asociados a las condiciones de funcionamiento durante los ensayos, teniendo en cuenta: el tiempo de funcionamiento de la bomba de calor (BC_{ON}), el volumen total de ACS consumido (Vol.), la temperatura media del agua a lo largo del ensayo (T_{MED}), la temperatura media durante el funcionamiento de la bomba de calor ($T_{MED,ON}$) y la temperatura media de las sondas Ts7, Ts8 y Ts9 durante el funcionamiento de la bomba de calor ($T^*_{MED,ON}$).

Tabla 4-10 Resumen de resultados del calor útil y eficiencias de la BC

Perfil de Consumo	Q_{BC}	Q_{ACS}	Q_{DEP}	ΔQ_{DEP}	$E_{TOTAL,BC}$	$SPF_{TOTAL,BC}$	$SPF_{\acute{U}TIL,BC}$
Unidades	kWh_T	kWh_T	kWh_T	kWh_T	kWh_E	---	---
PC 1 – 6 x 4L	7,34	6,13	1,19	0,02	2,22	3,30	2,76
PC 2 – 6 x 6L	8,88	7,59	0,96	0,33	2,50	3,55	3,03
PC 4 – 3 x 6L	6,06	4,66	1,43	-0,03	1,96	3,09	2,37
PC 5 – 1 x 4L	2,83	0,99	1,75	0,09	0,99	2,87	1,00
PC 6 – 1 x 6L	3,42	1,49	1,85	0,08	1,16	2,95	1,29

Tabla 4-11 Condiciones de los ensayos

Perfil de Consumo	Vol.	T_{MED}	$T_{MED,ON}$	$T^*_{MED,ON}$	$T_{AIRE,MED,ON}$	BC_{ON}
Unidades	L	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	horas
PC 1 – 6 x 4L	132	40,9	38,9	37,7	22,59	4,38
PC 2 – 6 x 6L	198	37,1	36,8	37,0	19,14	5,07
PC 4 – 3 x 6L	99	44,5	44,0	41,4	20,51	3,80
PC 5 – 1 x 4L	22	51,2	50,5	49,7	20,33	1,78
PC 6 – 1 x 6L	33	50,9	47,1	44,6	21,20	2,13

Tal y como se ha comentado anteriormente, la eficiencia de la bomba de calor está relacionada con la temperatura del agua en la zona del condensador ($T^*_{MED,ON}$). Así, los perfiles de consumo a 6L/min presentan mayores eficiencias que los perfiles a 4 L/min, ya que, al consumir más agua, se enfría más el depósito en la parte inferior y el condensador trabaja a menor temperatura. De igual forma, los ensayos de 6 consumos tienen más eficiencia que los ensayos de 3 y estos, a su vez, más eficiencia que los ensayos de 1 consumo.

Llama especialmente la atención la baja eficiencia de los ensayos 5 y 6. Esto se debe al poco volumen de agua consumido en estos dos ensayos, con lo que la temperatura en la parte inferior del depósito permanece muy alta durante todo el ensayo. Se puede ver en la Figura 4-23 y la Figura 4-26 como, la temperatura media en el instante de arranque de la BC de las sondas Ts7, Ts8 y Ts9, que son las que afectan al condensador, no baja de los 35 $^{\circ}C$. Mientras tanto, en los ensayos de 6 y 3 consumos, dicha temperatura media es de unos 15 $^{\circ}C$ y 20 $^{\circ}C$, respectivamente.

Siguiendo este mismo razonamiento, se puede afirmar que, para una misma energía acumulada, la bomba de calor tiene peor eficiencia si el depósito está homogéneo que, si está estratificado,

ya que la temperatura en la parte inferior del depósito será mayor en el primer caso que en el segundo. De ahí, la importancia de respetar la estratificación del depósito.

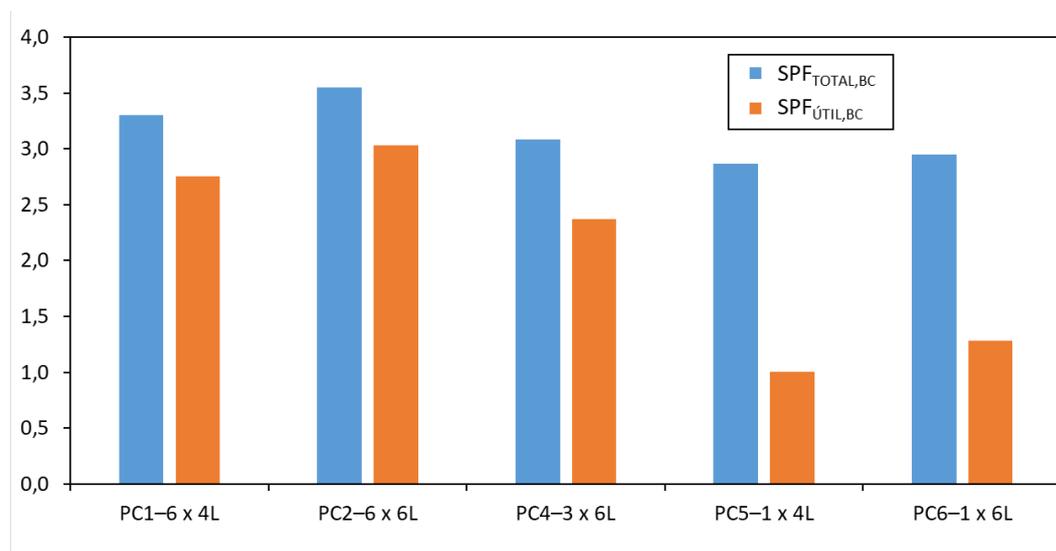


Figura 4-28 Eficiencia total y Eficiencia útil de la bomba de calor

Cuando se analiza la eficiencia útil de la bomba de calor ($SPF_{\text{ÚTIL,BC}}$) se observa que, ésta es siempre inferior que la eficiencia total ($SPF_{\text{TOT,BC}}$) (ver Figura 4-28). Esto se debe a que, en la eficiencia útil sólo se considera la energía térmica entregada al ACS. Así, aunque la bomba de calor también consume energía para vencer las pérdidas de calor, esta energía térmica no se tiene en cuenta. Por ello, los ensayos con mayor volumen de ACS consumido presentan más eficiencia que los ensayos con menos consumo de ACS.

El fenómeno descrito en el párrafo anterior se hace notable en el caso de los ensayos de un solo consumo. En estos casos, el volumen de ACS consumido es tan bajo, que el calor de pérdidas supera al calor útil de ACS, por lo que la eficiencia útil se reduce significativamente.

En este sentido, cabe indicar que, en la UNE 16147 [56], norma de referencia para el cálculo de la eficiencia de las bombas de calor de ACS, sólo se considera la eficiencia útil. Por ello, los fabricantes preferirán ensayar sus equipos con los perfiles de mayor consumo de ACS, ya que ello dará como resultado mayores eficiencias. En el capítulo 5 se profundizará sobre esta afirmación.

4.7 CONCLUSIONES

En este apartado se enumeran las principales conclusiones extraídas del estudio experimental descrito en este capítulo.

- Se ha adaptado la instalación de ensayos descrita en el Capítulo 3 para realizar ensayos de la estratificación del agua en el depósito de la bomba de calor.
- Se han instalado un total de 10 sondas de temperatura sobre el cuerpo del depósito ubicadas de forma equidistante desde la base del depósito hasta la parte superior del mismo.
- Se han realizado un total de 6 ensayos de estratificación, aplicando para ello diferentes perfiles de consumo y diferentes caudales de agua.

- Los resultados obtenidos muestran un mayor mezclado del agua en el interior del depósito en los consumos de 6 l/min frente a los consumos de 4 l/min.
- Los perfiles de temperatura registrados indican que, un depósito estratificado mejora la eficiencia de la bomba de calor, frente a un depósito homogéneo, a la vez que se consigue mantener la calidad del servicio de ACS durante mayor tiempo.
- Las conclusiones alcanzadas son de gran utilidad a la hora de desarrollar un modelo computacional del funcionamiento de la bomba de calor.



CAPÍTULO V

**MODELO NUMÉRICO DE UNA BOMBA DE
CALOR COMPACTA DE ACS**



CAPÍTULO V. MODELO NUMÉRICO DE UNA BOMBA DE CALOR COMPACTA DE ACS

5.1 INTRODUCCIÓN

En los Capítulos 3 y 4 de la tesis se describen en detalle los estudios experimentales llevados a cabo para analizar el funcionamiento de una bomba de calor compacta de producción de ACS de 190 litros y 1,5 kW de capacidad, modelo COMPAK KHP 15 190 [39]. A lo largo de estos dos capítulos se definen: la instalación de ensayos empleada, las características técnicas de los equipos, la metodología de ensayos, etc. Asimismo, se muestran los resultados experimentales obtenidos, a partir de los cuales se han podido extraer conclusiones importantes, aplicables al funcionamiento de cualquier sistema compuesto por una bomba de calor con aporte fotovoltaico.

Con el objetivo de conocer el comportamiento de este tipo de sistemas bajo diferentes condiciones de funcionamiento (condiciones climáticas, perfiles de consumo, etc.) se ha diseñado un modelo numérico del mismo. Para ello, se han modelado por separado los diferentes elementos que forman parte de este sistema, como son: depósito acumulador de agua caliente, circuito frigorífico y paneles solares fotovoltaicos (ver Figura 5-1).

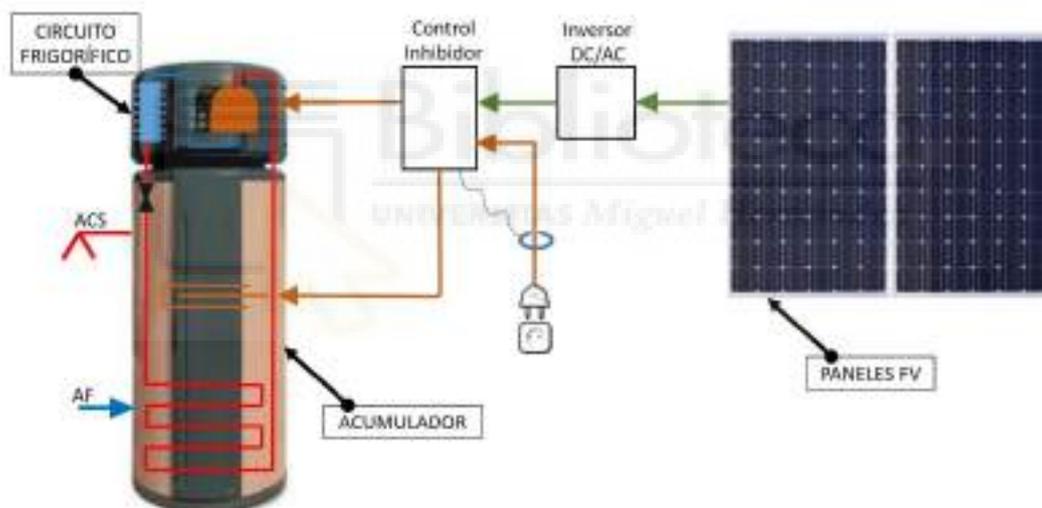


Figura 5-1 Sistema de bomba de calor de ACS con aporte fotovoltaico y detalle de los subsistemas que lo componen (Circuito Frigorífico, Depósito Acumulador y Paneles FV)

A partir de los resultados experimentales obtenidos a lo largo casi dos años de ensayos, la mayoría de ellos mostrados en los Capítulos 3 y 4, se ha podido definir un modelo numérico preciso del sistema. Asimismo, dichos resultados se han empleado para la validación del mencionado modelo.

A partir del modelo validado se ha simulado el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones de funcionamiento. En concreto, se han empleado los perfiles de consumo y las condiciones de trabajo descritas en la norma UNE EN 16147 [56]. Esta norma, elaborada por la Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización, es la empleada para determinar el COP estacional de bombas de calor de ACS.

La complejidad y exigencias de los ensayos descritos en la mencionada norma hacen muy complicado recrear estos con precisión de forma experimental, por lo que su aplicación da lugar

a largos y costosos periodos de ensayo. Por ello, disponer de un modelo de bomba de calor que permita recrear estas mismas condiciones de ensayo bajo simulación por ordenador, puede aportar importantes beneficios, tanto desde un punto de vista científico, como para los propios fabricantes de estos equipos.

Por otro lado, el modelo definido puede ser empleado para diseñar y dimensionar de forma óptima el sistema (número de paneles, volumen de acumulación, etc.) cuando este vaya a ser empleado bajo condiciones de funcionamiento diferentes a las ensayadas en los estudios experimentales.

5.2 MODELO DE LA BOMBA DE CALOR

Una parte muy importante de la bomba de calor de ACS es el circuito frigorífico de expansión directa. Este elemento es el encargado de aportar el calor al agua, necesario para elevar su temperatura hasta el punto de consigna establecido.

Al tratarse de una bomba de calor compacta, todos los elementos del circuito frigorífico (compresor, evaporador, válvula de expansión y condensador) se encuentran montados sobre el mismo equipo. En concreto, es una bomba de calor aire/agua, donde el evaporador intercambia calor con el aire ambiente y el condensador está formado por un tubo de cobre montado sobre el cuerpo del depósito, rodeando este a modo de espiral, para ceder el calor al agua.

La Figura 5-2 muestra el despiece de la bomba de calor, donde se distinguen, entre otros, el evaporador y el compresor del circuito frigorífico. Por otro lado, las Figuras 5-3 y 5-4 muestran fotografías de detalle del evaporador y el condensador.

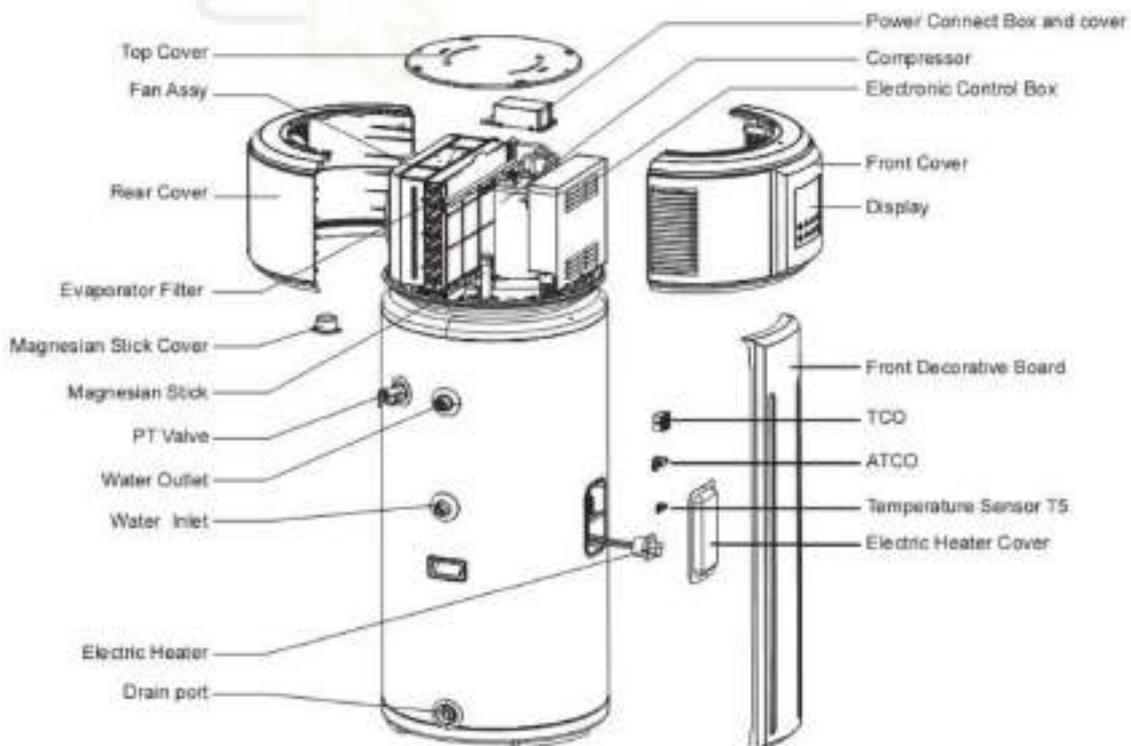


Figura 5-2 Despiece de la bomba de calor Compak KHP 15 190



Figura 5-3 Evaporador de la bomba de calor Compak KHP 15 190



Figura 5-4 Condensador de la bomba de calor Compak KHP 15 190

5.2.1. Obtención del modelo

Para la obtención del modelo de funcionamiento del ciclo frigorífico se emplearon los resultados procedentes del estudio experimental mostrado en el Capítulo 3, donde se disponía de los registros de los diferentes parámetros de funcionamiento (temperaturas, presiones, condiciones meteorológicas, etc.) con una frecuencia de registro de 2 minutos. Asimismo, a partir del procesado de datos también se disponía de otros parámetros (potencia eléctrica consumida, calor útil aportado al agua, etc.) también con una frecuencia de 2 minutos.

A continuación, se llevó a cabo un proceso de selección y filtrado de datos, con el objeto de trabajar únicamente con datos en condiciones estacionarias y con la bomba de calor en funcionamiento. Cabe recordar que, el arranque se producía a las 12 de la mañana, mientras que, la parada se realizaba una vez que la bomba de calor alcanzaba la temperatura de consigna de 55°C. Esto suponía unas 3 ÷ 4 horas de funcionamiento al día.

Durante el proceso de filtrado, se eliminaron los datos en momentos de arranque y parada de la bomba de calor y durante el suministro de ACS. En un paso siguiente se promediaron los datos de cada 10÷20 minutos, es decir, obteniendo 1 dato a partir del promedio de 5÷10 registros. Así se consiguió disponer de entre 10 y 15 datos válidos por cada día de estudio, alcanzando un total de más de 300 datos válidos.

Finalmente se empleó la herramienta de análisis estadístico de Excel para determinar la relación de dependencia entre las diferentes variables de funcionamiento de la bomba de calor.

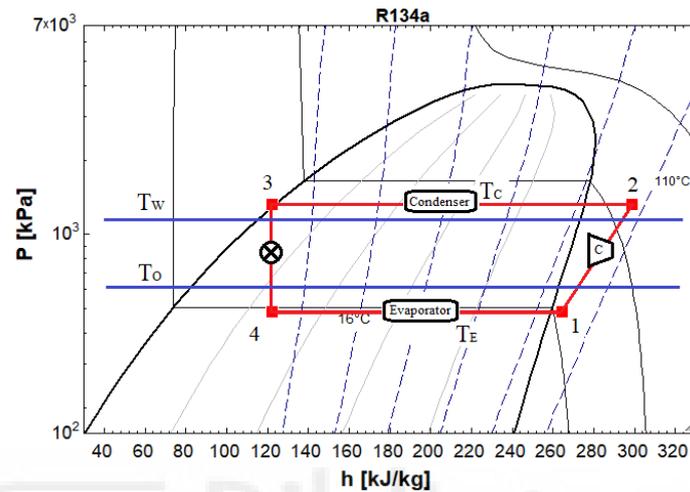


Figura 5-5 Diagrama P-h del refrigerante empleado (R134a)

Según se indica en la bibliografía [57] y se muestra en la Figura 5-5 las temperaturas de condensación y evaporación deberían ser función de las temperaturas de los focos frío y caliente, es decir, de la temperatura del aire exterior y de la temperatura del agua en la zona del condensador (parte inferior del depósito). Las Ecuaciones 5.1 y 5.2 muestran dicha dependencia, donde ΔT_{COND-W} hace referencia a la diferencia entre la temperatura del agua y la temperatura de condensación.

$$\Delta T_{COND-W} = 8,509 + 0,157 \cdot T_{EXT} \quad (5.1)$$

$$T_{EVAP} = -14,46 + 0,645 \cdot T_{EXT} + 0,230 \cdot T_W \quad (5.2)$$

Asimismo, el calor aportado al agua por parte de la bomba de calor (\dot{Q}_{BC}) y la potencia eléctrica consumida por ésta ($P_{E,BC}$) dependen de la temperatura de evaporación y de la temperatura de condensación, según las relaciones indicadas en las Ecuaciones 5-3 y 5-4.

$$\dot{Q}_{BC} = 3434,7 + 106,5 \cdot T_{EVAP} - 66,4 \cdot T_{COND} + 0,766 \cdot T_{EVAP}^2 + 0,410 \cdot T_{COND}^2 - 1,026 \cdot T_{EVAP} \cdot T_{COND} \quad (5.3)$$

$$P_{E,BC} = 310,7 - 0,097 \cdot T_{EVAP}^2 + 0,510 \cdot T_{COND}^2 + 0,097 \cdot T_{EVAP} \cdot T_{COND} \quad (5.4)$$

Conocidos el calor del condensador y el consumo de la bomba de calor se puede calcular el COP de la bomba de calor, para cada uno de los instantes de medida, empleando la Ecuación 5.5.

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{BC}}{P_{E,BC}} \quad (5.5)$$

Cabría mencionar que las ecuaciones aquí planteadas han sido obtenidas para rangos de trabajo que van de 15 a 60°C, en el caso de la temperatura del agua, y de entre 10 y 40°C, para la temperatura del aire exterior. No se puede asegurar la precisión de las mismas en caso de ser aplicadas fuera de estos márgenes.

5.2.2. Validación del modelo

Tomando los datos experimentales de días de funcionamiento de la bomba de calor, se compararon los resultados obtenidos con la aplicación del modelo analítico y los realmente medidos. Para la aplicación del modelo se tomaron los siguientes datos de entrada: temperatura exterior, temperatura del agua en la zona del condensador e irradiancia solar.

Para poder incorporar la producción fotovoltaica al modelo, se han empleado las ecuaciones proporcionadas por el PCT-IDAIE [58] para instalaciones fotovoltaicas conectadas a red.

$$T_C = T_{EXT} + (TONC - 20) \cdot G/800 \quad (5.6)$$

$$P_{CC,FV} = P_0 \cdot R \cdot [1 - g \cdot (T_C - 25)] \cdot G/1000 \quad (5.7)$$

$$P_{AC,FV} = P_{CC,FV} \cdot \eta_{INV} \quad (5.8)$$

Las figuras que se adjuntan a continuación comparan las curvas analíticas y experimentales para un día de invierno y un día de verano, con el objetivo de validar el modelo bajo diferentes condiciones de funcionamiento.

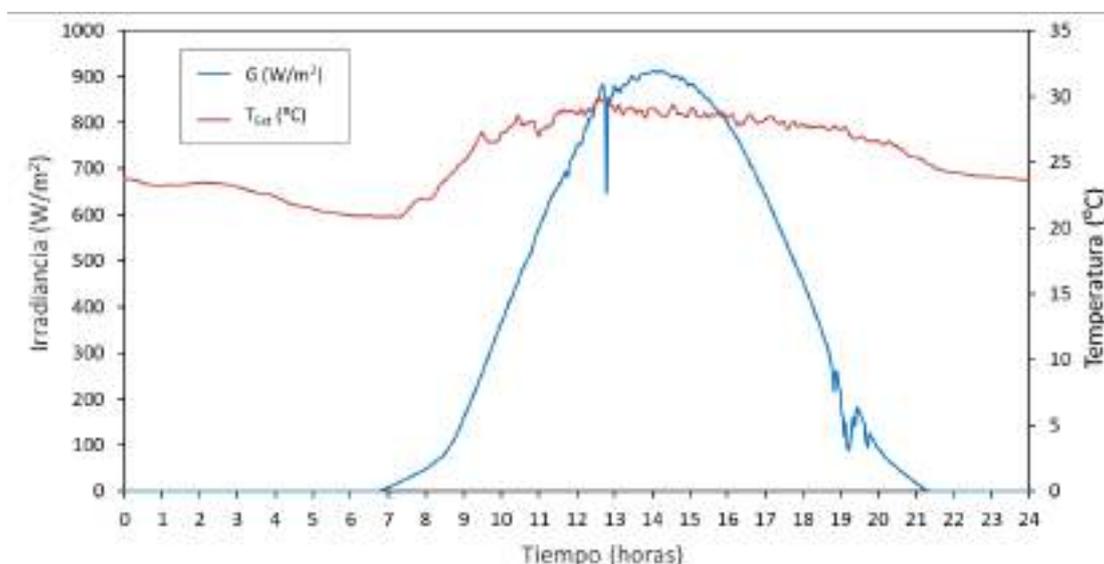


Figura 5-6 Condiciones climáticas. Temperatura exterior e Irradiancia Solar (13 de julio)

El día de verano seleccionado ha sido el 13 de julio, que, tal y como se puede ver en la Figura 5-6, fue un día soleado con temperatura exterior de unos 30°C durante las horas de funcionamiento de la bomba de calor.

Los parámetros que se comparan en el resto de figuras son: la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor ($P_{E,BC}$), la potencia eléctrica generada por los paneles solares fotovoltaicos (P_{FV}) y el calor útil entregado por la bomba de calor (Q_{BC}).

Cabe indicar que, las curvas obtenidas con la aplicación del modelo son muy similares a las realmente medidas, para todos los parámetros de funcionamiento de la bomba de calor comparados.

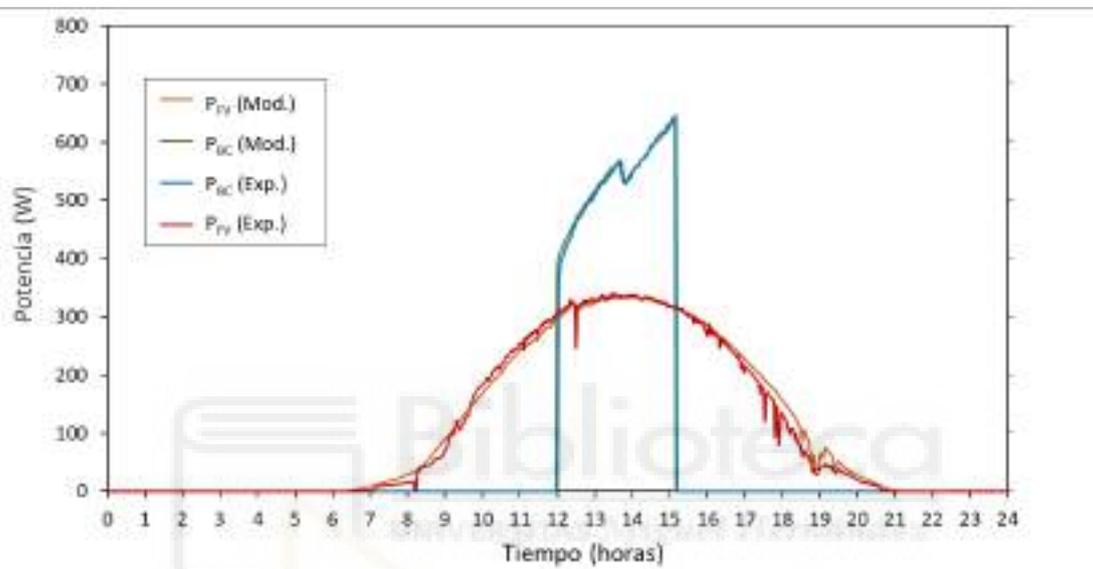


Figura 5-7 Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (13 de julio)

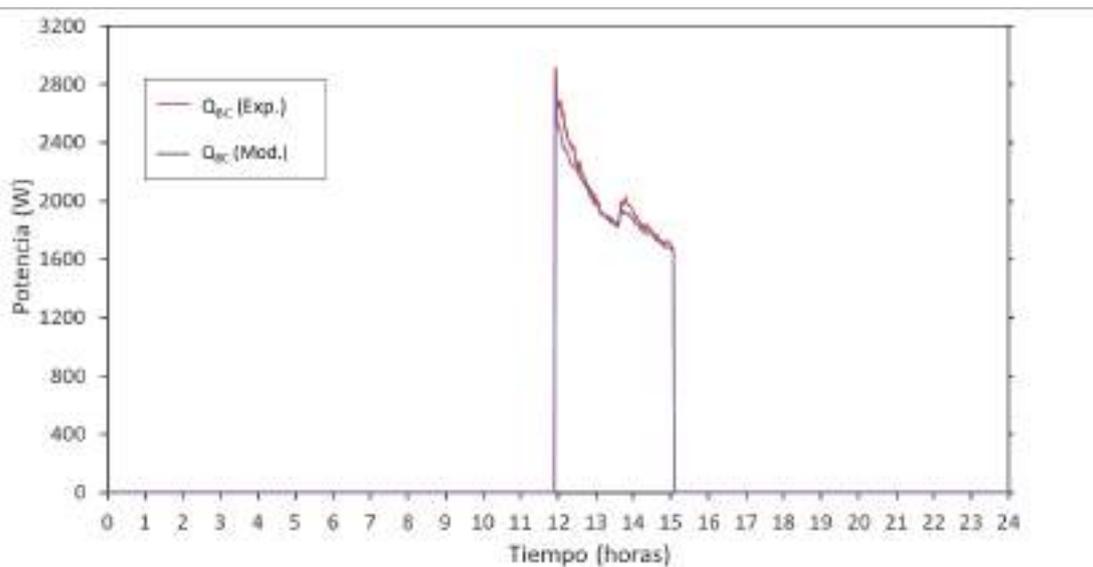


Figura 5-8 Calor aportado al agua en el condensador. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (13 de julio)

La Tabla 5-1 muestra los valores de todos los parámetros presentados en el Capítulo 3 que definen el comportamiento del sistema de bomba de calor con aporte fotovoltaico (BC-FV). Se puede comprobar como el error en todos los casos es inferior al 6%, lo que indica que el modelo simula correctamente el comportamiento del sistema.

Tabla 5-1 Indicadores de eficiencia energética Analítico vs. Experimental (13 de julio)

DEFINICIÓN	SÍMBOLO	UDS.	VALOR EXP.	VALOR MOD.	ERROR %
Calor aportado por la bomba de calor	Q_{BC}	kWh	6,38	6,22	-2,44
Calor aportado por la resistencia	Q_{RES}	kWh	1,46	1,55	5,92
Calor total aportado por el equipo	Q_{TOT}	kWh	7,84	7,77	-0,88
Energía consumida por la bomba de calor	$E_{TOT,BC}$	kWh	1,70	1,70	0,00
Energía aportada por la red	E_{RED}	kWh	0,67	0,68	1,93
Energía fotovoltaica a la bomba de calor	$E_{FV,BC}$	kWh	1,03	1,01	-1,26
Energía fotovoltaica a la resistencia	$E_{FV,RES}$	kWh	1,46	1,55	5,92
Energía fotovoltaica total	$E_{FV,TOT}$	kWh	2,49	2,56	2,96
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOT,BC}$	---	3,76	3,67	-2,44
SPF total del equipo	$SPF_{TOT,EQ}$	---	2,48	2,40	-3,53
SPF total del sistema	$SPF_{TOT,SIST}$	---	11,71	11,39	-2,76
Contribución solar de la bomba de calor	CS_{BC}	%	60,51	59,75	-1,26
Contribución solar del sistema	CS_{SIST}	%	67,86	67,76	-0,16
Factor de producción del sistema	FP_{SIST}	%	79,16	78,56	-0,76

El día de invierno analizado es el 14 de enero, cuyas condiciones climáticas se muestran en la Figura 5-9. Se trata de un día parcialmente nublado, con temperatura promedio durante el funcionamiento de la bomba de calor de unos 20°C.

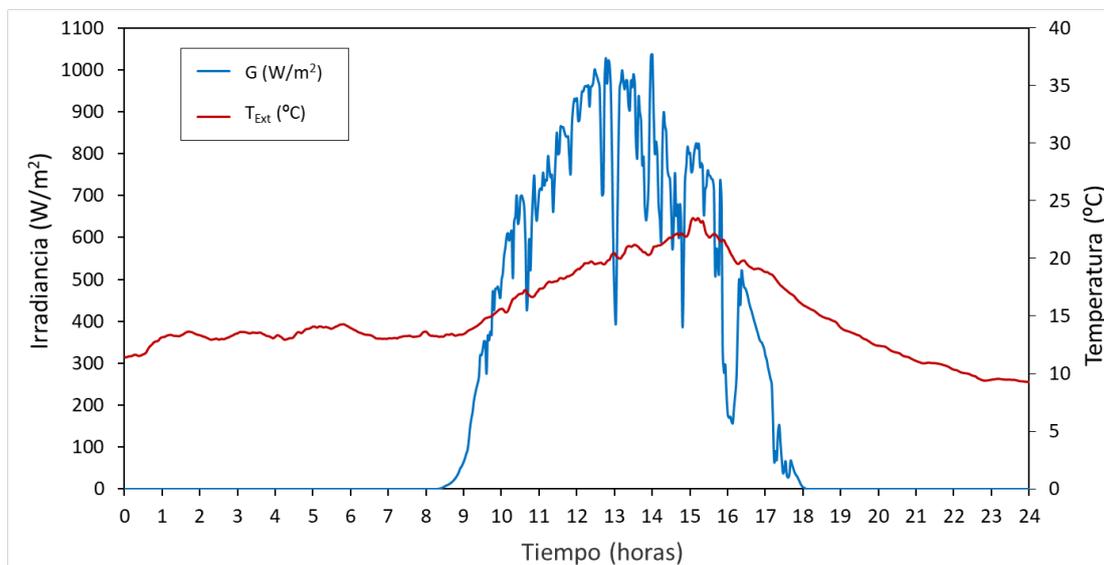


Figura 5-9 Condiciones climáticas. Temperatura exterior e Irradiancia Solar (14 de enero)

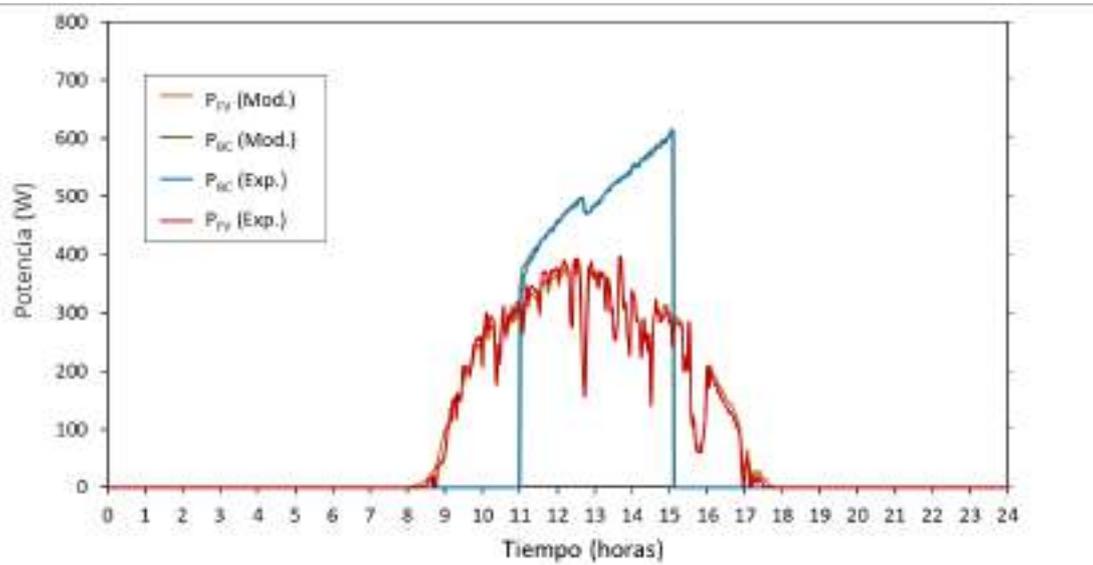


Figura 5-10 Potencia consumida por la bomba de calor y Potencia fotovoltaica. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (14 de enero)

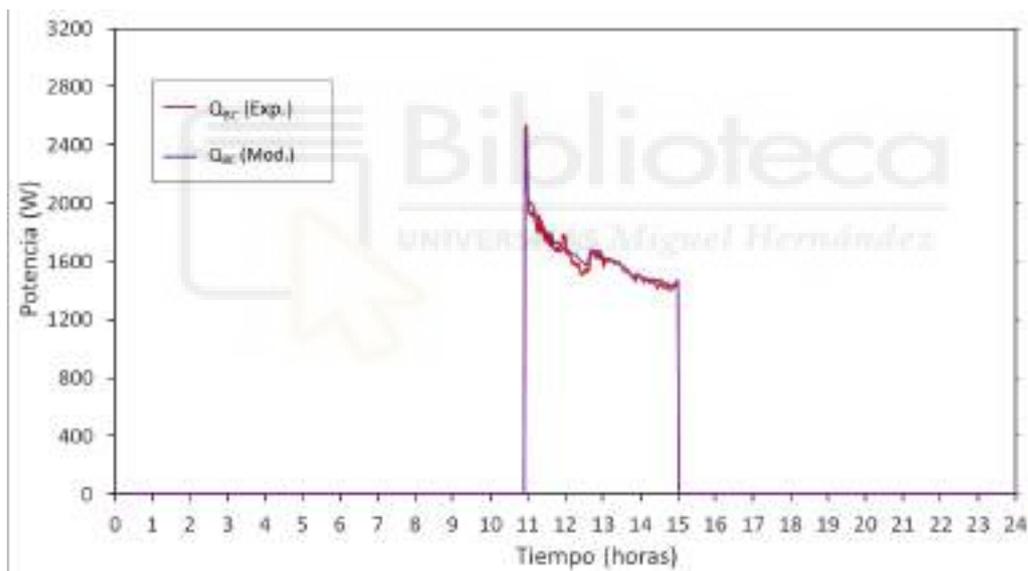


Figura 5-11 Calor aportado al agua en el condensador. Resultados experimentales vs. Resultados analíticos (14 de enero)

Al igual que para el día de verano analizado, la Tabla 5-2 compara los resultados experimentales y de la simulación para el día 14 de enero, teniendo en cuenta todos los parámetros energéticos definidos en el Capítulo 3. En esta ocasión el error cometido se mantiene siempre por debajo del 5% para todos los valores comparados.

Este mismo procedimiento de validación se ha repetido para un total de 20 días de invierno y 20 días de verano, consiguiendo en todos los casos un elevado nivel de precisión en los resultados.

A la vista de los resultados obtenidos se da por validado el modelo.

Tabla 5-2 Indicadores de eficiencia energética Analítico vs. Experimental (14 de enero)

DEFINICIÓN	SÍMBOLO	UDS.	VALOR EXP.	VALOR MOD.	ERROR %
Calor aportado por la bomba de calor	Q_{BC}	kWh	6,64	6,71	1,07
Calor aportado por la resistencia	Q_{RES}	kWh	0,76	0,79	4,07
Calor total aportado por el equipo	Q_{TOT}	kWh	7,41	7,51	1,38
Energía consumida por la bomba de calor	$E_{TOT,BC}$	kWh	2,04	2,05	0,20
Energía aportada por la red	E_{RED}	kWh	0,73	0,75	3,71
Energía fotovoltaica a la bomba de calor	$E_{FV,BC}$	kWh	1,32	1,29	-1,74
Energía fotovoltaica a la resistencia	$E_{FV,RES}$	kWh	0,76	0,79	4,07
Energía fotovoltaica total	$E_{FV,TOT}$	kWh	2,08	2,09	0,39
SPF total de bomba de calor	$SPF_{TOT,BC}$	---	3,25	3,28	0,87
SPF total del equipo	$SPF_{TOT,EQ}$	---	2,64	2,64	0,13
SPF total del sistema	$SPF_{TOT,SIST}$	---	10,20	9,97	-2,25
Contribución solar de la bomba de calor	CS_{BC}	%	64,45	63,20	-1,94
Contribución solar del sistema	CS_{SIST}	%	68,11	67,09	-1,50
Factor de producción del sistema	FP_{SIST}	%	86,97	86,50	-0,55

5.3 MODELO DEL DEPÓSITO ACUMULADOR

Según se indica en las Ecuaciones 5.1 a 5.5, conocidas la temperatura del agua en la zona de condensador y la temperatura exterior se puede conocer cuánto calor se aporta al agua, cuál es el consumo eléctrico de la bomba de calor y, por tanto, la eficiencia de ésta.

Si bien la temperatura del aire exterior puede ser medida fácilmente, el valor de la temperatura del agua no resulta tan sencillo de conocer. El efecto de la estratificación del agua puede hacer que las temperaturas en la parte inferior del depósito sean muy diferentes a las temperaturas en la parte superior de este. Por ello, resulta necesario llevar a cabo un análisis detallado de la estratificación y el comportamiento de ésta en el interior del depósito. Así, la obtención de un modelo computacional capaz de reproducir de forma fiable la estratificación del agua en el interior del depósito puede aportar importantes beneficios, tanto desde el punto de vista científico, como desde el punto de vista de los fabricantes.

Dada la importancia de la estratificación del depósito, existe una amplia bibliografía al respecto. Los primeros modelos desarrollados en el pasado [59-61] fueron pensados para ser lo más simples posibles, dada la capacidad de los ordenadores de aquellos años. En [62] se comparan diferentes modelos de estratificación, concluyendo que el más cuando más simple fuera el modelo, este sería computacionalmente más útil.

Puesto que la tecnología ha avanzado mucho en los últimos años, a día de hoy existen modelos de depósito de agua con un alto grado de precisión, sin embargo, su implementación suele requerir de costosos softwares y largos tiempos de cálculo. En [63] se reconoce esto, razonando que la decisión del método de modelado empleado debe estar acorde con las necesidades y objetivos del estudio. En este sentido, modelos en 1-D pueden ser óptimos para depósitos en los que la temperatura sólo varíe a lo largo del eje z (planos isotermos paralelos al suelo).

Ciertos estudios, como los incluidos en [64-65] apuestan por modelos 3-D para la simulación de la estratificación con un alto grado de precisión. Sin embargo, no se recomienda esto para

instalaciones donde el depósito es sólo una parte de un sistema más complejo formado por muchos elementos, debido a los largos tiempos de cálculo que ello implicaría.

En esta sección se describe el modelo numérico desarrollado para la simulación de la estratificación del agua en el interior del depósito de ACS. Dicho modelo, implementado en el software Matlab, discretiza las ecuaciones de Fourier para evaluar la transmisión de calor en el agua y en la pared del depósito, a partir del método de volúmenes finitos.

Puesto que, la transferencia de calor se produce, tan sólo, en la dirección vertical, se han planteado las ecuaciones en una sola dimensión. El empleo de un modelo 1-D permite obtener resultados con una buena precisión, sin necesidad de largos periodos de tiempo de cálculo.

5.3.1. Definición del modelo

A continuación, se describen los principales criterios establecidos para la definición del modelo:

- Conducción de calor sólo en una dimensión, tanto en el fluido, como en la pared. La variación de temperaturas en el fluido y la pared del depósito se limitó al plano vertical.
- La temperatura de entrada del agua al depósito siempre se asume igual o inferior a la temperatura en la parte inferior del depósito.
- La salida de agua caliente se produce por la parte superior del depósito.
- El serpentín del condensador se ubica justo en la parte inferior del depósito (entre las cotas $z=0$ y $z=0,3$ m), aportando un calor de valor constante desde el instante de arranque de la bomba de calor.
- Los consumos de ACS se asumen tan rápidos como para poder ser considerados instantáneos.
- Se asume que el aislamiento del depósito se encuentra uniformemente distribuido, envolviendo toda la superficie del depósito por igual.

Para la definición del modelo se partió de la aplicación de la ecuación de Fourier, empleando ésta para tener en cuenta la transferencia de calor en el agua y en la pared del depósito, tal y como se refleja en las siguientes ecuaciones:

Ecuación de transferencia de calor en el fluido. La variación de calor en el fluido con respecto al tiempo depende del calor aportado por la pared del depósito (\dot{Q}_{PF}) y de la conducción térmica en la dirección del eje z , según la Ecuación 5.9.

$$\rho_F V_F C_{P,F} \frac{\partial}{\partial t} (T_F) = \dot{Q}_{PF} + k_F A_F \left(\frac{\partial^2}{\partial z^2} (T_F) \right) \quad (5.9)$$

Ecuación de transferencia de calor en la pared del depósito. Cuando la bomba de calor está en marcha, se asume que el calor aportado por el condensador entra directamente a través de la pared del depósito (\dot{Q}_{BC}). También se tienen en cuenta las pérdidas de calor al exterior (\dot{Q}_L).

$$\rho_P V_P C_{P,P} \frac{\partial}{\partial t} (T_P) = -\dot{Q}_{PF} - \dot{Q}_L + \dot{Q}_{BC} + k_P A_P \left(\frac{\partial^2}{\partial z^2} (T_P) \right) \quad (5.10)$$

Tanto la densidad, como el calor específico, como la conductividad térmica del agua se asumieron conocidos e invariables para todos los valores de cálculo del modelo ($\rho_F = 1000 \text{ kg/m}^3$; $C_{P,F} = 4180 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ y $k_F = 0,6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$).

De igual manera, las propiedades térmicas de la pared del depósito (acero) aplicadas en el modelo fueron: $\rho_F = 8000 \text{ kg/m}^3$; $C_{P,F} = 466 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$ y $k_F = 50 \text{ W/m}^\circ\text{C}$.

El área de intercambio de calor de la pared con el fluido y de la pared con el exterior son términos fijos dependientes de la geometría del depósito. El modelo se aplicó a un depósito cilíndrico de sección constante, con una altura interior de 1,076 m y un diámetro interior de 0,4742 m. Estos valores son resultado de aplicar el volumen real de 190 litros a un depósito cilíndrico de sección constante.

Para un depósito con la altura y el diámetro interior indicados, el área de intercambio de calor fluido-pared resulta de 1,603 m². Teniendo en cuenta un espesor del acero de 0,003 m, el área de intercambio pared-exterior resulta de 1,613 m².

El calor de pérdidas transferido al exterior (\dot{Q}_L) se determina a partir de la Ecuación 5.11, donde el coeficiente de transferencia de calor de la pared con el exterior (h_{PE}) se determinó de forma experimental. El procedimiento experimental empleado para la obtención de este valor está explicado en detalle en el Capítulo 3.

$$\dot{Q}_L = h_{PE}A_{PE}(T_P - T_{EXT}) \quad (5.11)$$

El calor transferido entre la pared y el fluido se calcula aplicando la Ecuación 5.12.

$$\dot{Q}_{PF} = h_{PF}A_{PF}(T_P - T_F) \quad (5.12)$$

La discretización numérica es empleada usualmente para encontrar aproximaciones a ecuaciones diferenciales que no tienen solución numérica o ésta es de difícil obtención. En este caso, se empleó la discretización por el método de volúmenes finitos para la simplificación de las ecuaciones diferenciales anteriormente presentadas. La discretización aplicada se representa de forma gráfica en la Figura 5-12, donde la línea oscura de trazo continuo marca los límites del depósito.

Con la aplicación del método de volúmenes finitos la temperatura del nodo "n" en el instante "i" (TF_n^i) depende de las condiciones de los nodos adyacentes en el dicho instante y de las condiciones de este mismo nodo en el instante anterior "i-1". La representación gráfica de la discretización por volúmenes finitos se muestra en la Figura 5-12, donde la temperatura TF_n^i , depende de las temperaturas inferior y superior del fluido (TF_{n-1}^i, TF_{n+1}^i), de la temperatura de la pared TP_n^i y de la temperatura de este mismo nodo en el instante anterior TF_n^{i-1} .

En la Figura 5-12 los nodos 2 y N+1 hacen referencia a los nodos inferior y superior del depósito. Para poder aplicar las ecuaciones de transferencia de calor también en estos nodos, hubo que tener en cuenta dos nodos ficticios, como son el nodo 1 y el nodo N+2. Como condición de contorno, se aplicaron las Ecuaciones 5.13 y 5.14

$$T_1 - T_2 = 0 \quad (5.13)$$

$$T_{N+2} - T_{N+1} = 0 \quad (5.14)$$

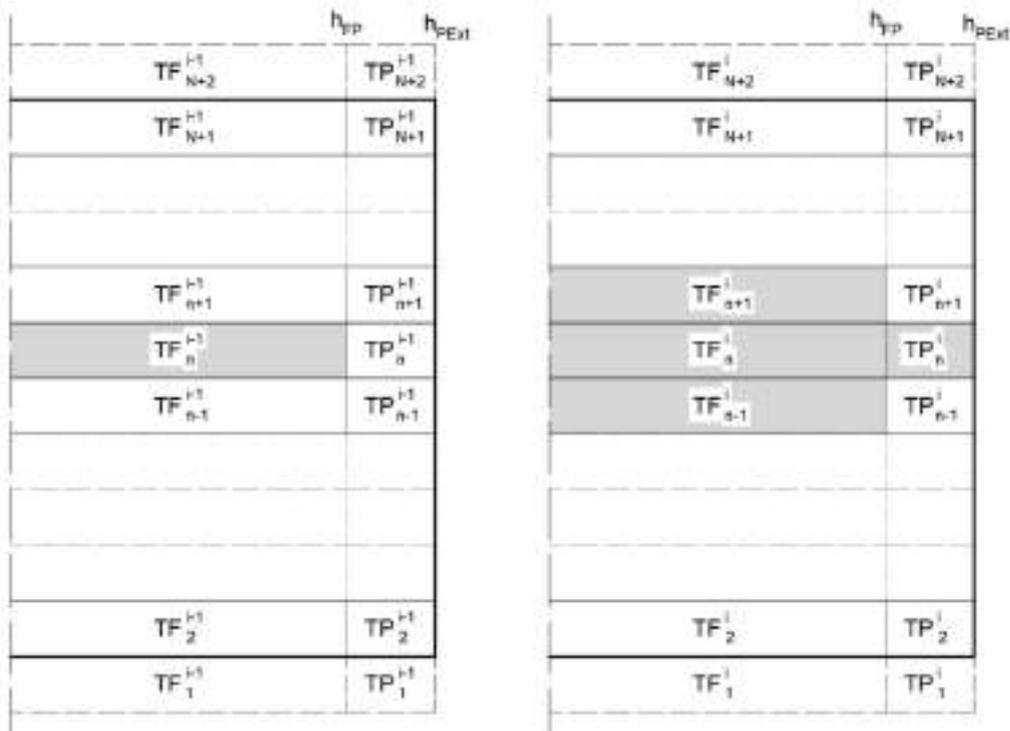


Figura 5-12 Modelo de discretización de las ecuaciones de transferencia de calor entre el agua y la pared por el método de volúmenes finitos

Como datos de partida para las temperaturas del fluido y de la pared se emplearon los datos experimentales del inicio del ensayo, en el que el depósito se encontraba completamente homogéneo.

Tras llevar a cabo un detallado estudio del mallado, se determinó como solución más óptima la definición de un modelo con 100 divisiones en el eje z ($N=100$) y con un tiempo entre cálculos de un minuto. El tiempo total de simulación sería de un día, ya que los estudios experimentales se realizaron con este mismo tiempo de ensayo.

El mallado definido permitiría obtener resultados con un nivel de precisión elevado, optimizando todo lo posible los tiempos de cálculo del modelo.

Por último, cabe indicar que, en los instantes de funcionamiento de la bomba de calor, el calor del condensador (\dot{Q}_{BC}) se aplicó a los 27 nodos inferiores, es decir, desde el nodo 2 hasta el nodo 28.

5.3.2. Ajustes del modelo. Consumos de agua y Funcionamiento de la bomba de calor

Tal y como se demostró en los estudios experimentales descritos en el Capítulo 4, los instantes de consumo de agua caliente y el tiempo durante el cual la bomba de calor está en marcha introducen una complejidad adicional al análisis de la estratificación del depósito. Por ello, ambos casos han sido estudiados con especial detalle en el modelo.

Consumos de Agua Caliente

En los ensayos experimentales los consumos de agua se hicieron de 5 minutos y 30 segundos. De esta forma, en los ensayos con caudal de 4 litros/minuto se consumían 22 litros en cada consumo de agua, mientras que, en los ensayos de 6 litros/minutos, este volumen era de 33 litros.

Como se ha comentado anteriormente, una de las consideraciones aplicadas en el modelo es que los consumos de agua se producían de forma instantánea. De esta forma, en un solo instante de cálculo el modelo debe de ser capaz de reponer todo el volumen consumido, extrayendo agua caliente por la parte superior del depósito e introduciendo agua de red por la parte inferior.

La división del depósito en 100 unidades, da lugar a que cada división tenga un volumen de 190 litros/100 = 1,9 litros. De esta forma, en las simulaciones de 22 litros el modelo debe extraer 22/1,9 ≈ 12 divisiones, mientras que en las simulaciones de 33 litros este valor será de 33/1,9 ≈ 18 divisiones. El parámetro N_{SRAT} , utilizado en el código de Matlab, indica el número de divisiones que se deben extraer en cada consumo.

Gráficamente, el proceso empleado para la simulación del consumo de agua caliente está representado en la Figura 5-13. En cada instante de consumo 12 divisiones o 18 divisiones, dependiendo del caso, de agua caliente salen del depósito por la parte superior a la temperatura que tuvieran estos nodos en el instante inmediatamente anterior. A continuación, el mismo número de divisiones entra en el depósito por la parte inferior, ocupando el lugar de los nodos que había en el interior del depósito y desplazando a estos hacia la parte superior.

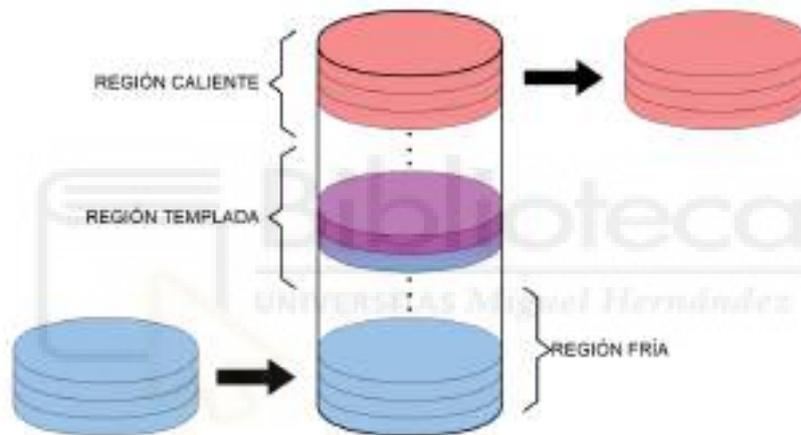


Figura 5-13 Proceso de consumo de agua caliente

A la vista de los resultados experimentales, se puede apreciar como, los consumos de agua provocan cierto mezclado del agua de red con el agua de la parte inferior del depósito, así como entre la parte inferior y la intermedia. Ello da lugar a que, tras el consumo de agua, se puedan distinguir tres regiones: una zona fría en la parte inferior, una parte templada en la zona intermedia y una zona caliente en la parte superior. Si se repitiera este fenómeno sin poner en marcha la bomba de calor, la región fría llegaría a ocupar todo el depósito.

Para poder determinar cuál debe ser el grado de mezclado considerado para cada consumo, se analizaron los resultados experimentales de los diferentes ensayos llevados a cabo. Los parámetros analizados fueron: la temperatura del agua de red, la temperatura del agua en la parte inferior del depósito antes y después de consumo y el caudal de agua.

La Ecuación 5.15 determina la conservación de la energía antes y después de llevar a cabo el consumo de agua. Así, la energía contenida en el agua de red ($Vol_{RED} \cdot \rho \cdot Cp \cdot Vol_{RED}$) más la energía contenida en el volumen de mezcla ($Vol_{MEZ} \cdot \rho \cdot Cp \cdot Vol_{INIC}$) antes del consumo, debe coincidir con la energía contenida al final del consumo de agua ($(Vol_{MEZ} + Vol_{MEZ}) \cdot \rho \cdot Cp \cdot Vol_{FIN}$). En la Ecuaciones 5.15 se han asumido constantes las densidades y calores específicos del agua durante el proceso de consumo.

$$Vol_{RED} \cdot T_{RED} + Vol_{MEZ} \cdot T_{INIC} = (Vol_{RED} + Vol_{MEZ}) \cdot T_{FIN} \quad (5.15)$$

Reorganizando la ecuación anterior, se llega a obtener la Ecuación 5.16, en la cual el volumen de agua que se mezcla (Vol_{MEZ}) es función del volumen de agua consumido (Vol_{RED}), de la temperatura del agua de red (T_{RED}) y de las temperaturas en la base del depósito inicial y final (T_{INIC} y T_{FIN}). Todos estos parámetros son conocidos y se pueden extraer de los ensayos experimentales.

$$Vol_{MEZ} = Vol_{RED} \cdot \frac{T_{FIN} - T_{RED}}{T_{INIC} - T_{FIN}} \quad (5.16)$$

A partir del análisis realizado se pudo determinar la relación entre el volumen del depósito afectado por la mezcla y la diferencia de temperaturas, entre la temperatura de red y la temperatura en la parte inferior del depósito. Así, la Figura 5-14 representa dicha relación para un caudal de 4 L/min, mientras que en la Figura 5-15 se hace lo mismo para un caudal de 6 L/min.

A la vista de los resultados representados gráficamente, se puede afirmar que, el volumen afectado por la entrada de agua de red y que finalmente se mezclará con ésta, será mayor cuanto mayor sea el caudal de entrada. Asimismo, cuando más cerca estén la temperatura red y la del depósito el volumen de mezclado también será mayor.

La Ecuación 5.17 se aplica en el modelo para simular el mezclado cuando el caudal es de 4 L/min, mientras que para 6 L/min se aplica la Ecuación 5.18.

$$Vol_{MEZ} = 200,73 \cdot \Delta T_{RED-DEP}^{-0,71} \quad (5.17)$$

$$Vol_{MEZ} = 436,74 \cdot \Delta T_{RED-DEP}^{-0,87} \quad (5.18)$$

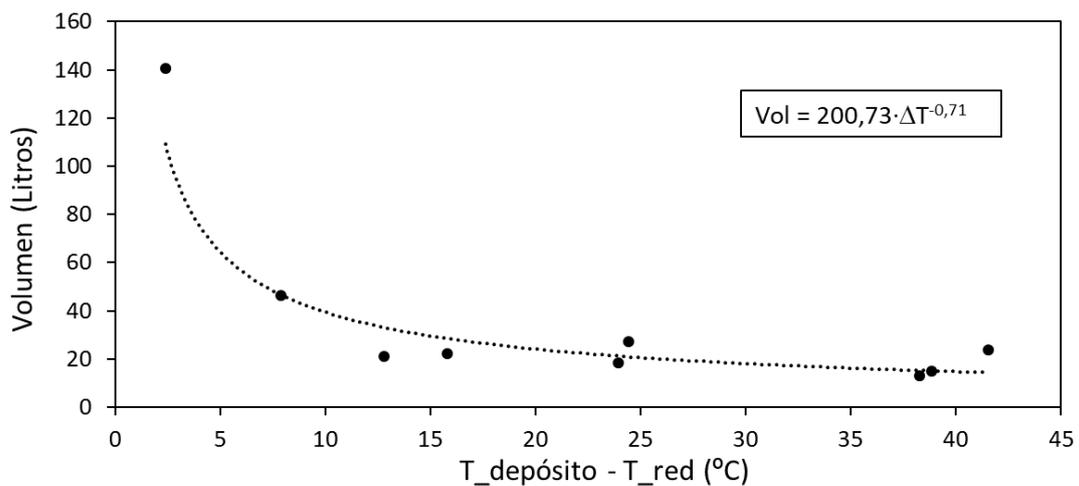


Figura 5-14 Obtención experimental de la ecuación de mezclado para un caudal de agua de 4 L/min ($Vol_{RED} = 22$ L)

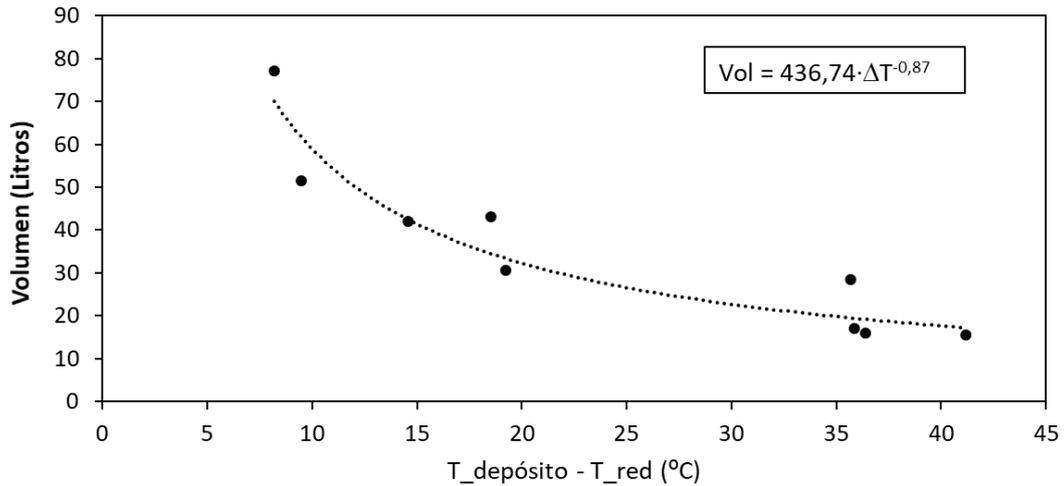


Figura 5-15 Obtención experimental de la ecuación de mezclado para un caudal de agua de 6 L/min ($Vol_{RED} = 33 \text{ L}$)

Partiendo del perfil de temperaturas mostrado en la Figura 5-16.a, y tras aplicar la ecuación de mezclado, el perfil de temperaturas queda tal y como se muestra en la Figura 5-16.b. Para suavizar la curva de temperatura se lleva a cabo un proceso promediado de temperaturas entre los nodos contiguos al último en el que se aplicó la mezcla (nodo resaltado en la Figura 5-16.b). El perfil de temperaturas que se alcanza tras el proceso de mezcla y ajuste es el indicado en la Figura 5-16.c, mucho más cercano a la realidad.

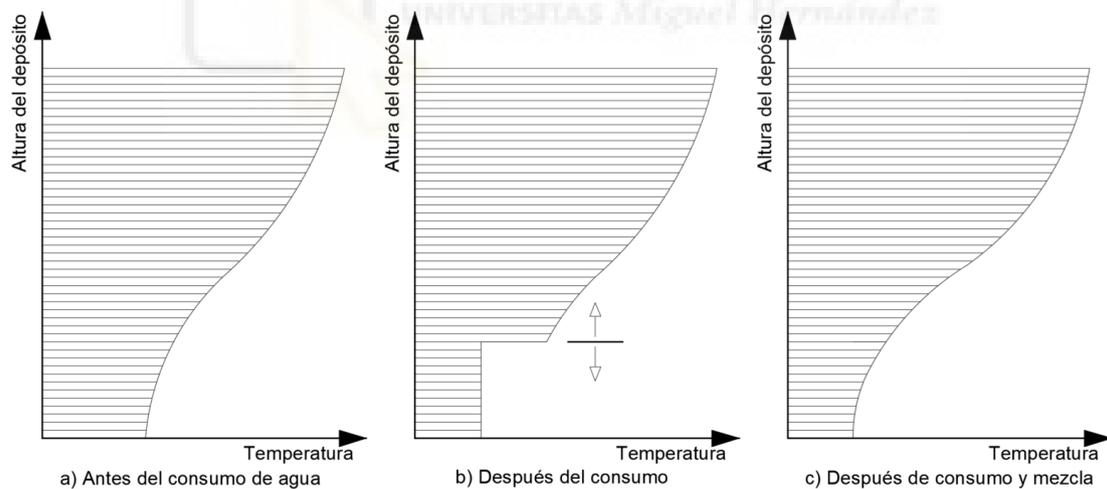


Figura 5-16 Perfil de temperaturas del depósito durante el consumo de agua y ajuste del mezclado

Funcionamiento de la bomba de calor

Tal y como se ha comentado previamente, cuando la bomba de calor está en funcionamiento el calor aportado por ésta a través del condensador se tiene en cuenta como un calor de entrada aplicado directamente en los nodos correspondientes de la pared del depósito. El valor del calor del condensador se asume como un dato de entrada al modelo, tomando el valor realmente medido en los ensayos experimentales.

La discretización del modelo en 100 nodos da lugar a que cada nodo tenga una altura aproximada de 1 cm, ya que el depósito tiene 1,076 m de alto. Así, los 27 cm del condensador dan lugar a 27 nodos de la pared en los que se considera el calor de entrada. Este calor se reparte de forma proporcional entre todos los nodos, para que el calor total coincida con el valor realmente medido.

El calor aportado en la parte inferior del depósito da lugar a un efecto convectivo y conductivo de transferencia de calor en dirección ascendente, de manera que se consigue calentar todo el volumen del depósito hasta homogeneizar la temperatura de este.

Para analizar correctamente el proceso de calentamiento, podemos apoyarnos en la Figura 5-17, donde se ilustra el proceso de calentamiento del agua, usando para ello los resultados del ensayo experimental TC1, con 6 consumos de 4 litros/minutos.

Como se puede apreciar, el calentamiento se produce desde la parte inferior hasta la parte superior del depósito, de manera que cada estrato del depósito no se ve afectado por el calor aportado por el condensador hasta que todos los estratos inferiores han alcanzado la temperatura de este. Así, por ejemplo, aunque la bomba de calor se pone en marcha a las 11:00 la sonda Ts4, ubicada en la zona intermedia, no comienza a incrementar su temperatura hasta 45 minutos después. Del mismo modo, la sonda Ts2, ubicada en la parte superior, no se ve afectada por el calor del condensador hasta hora y media después del arranque de la bomba de calor.

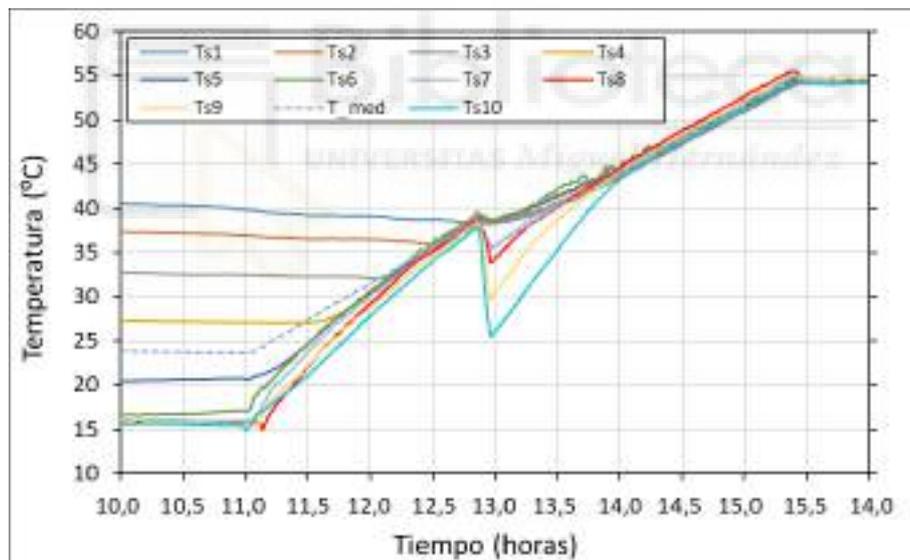


Figura 5-17 Proceso de calentamiento del agua. Ensayo TC1 6 x 4 L/min

El efecto de calentamiento descrito también ha sido tenido en cuenta en el modelo numérico desarrollado, siguiendo para ello, el procedimiento ilustrado en las siguientes figuras.

Si partiendo de un depósito estratificado, con un perfil de temperaturas como el mostrado en la Figura 5-18.a, se aplicara calor en la parte inferior de este, sin tener en cuenta el efecto de transferencia de calor en la dirección vertical, se alcanzaría un perfil de temperaturas como el mostrado en la Figura 5-18.b. Se puede observar como, en este existirían nodos en la parte inferior con mayor temperatura que nodos ubicados por encima de estos, lo cual se ha demostrado que no es posible.

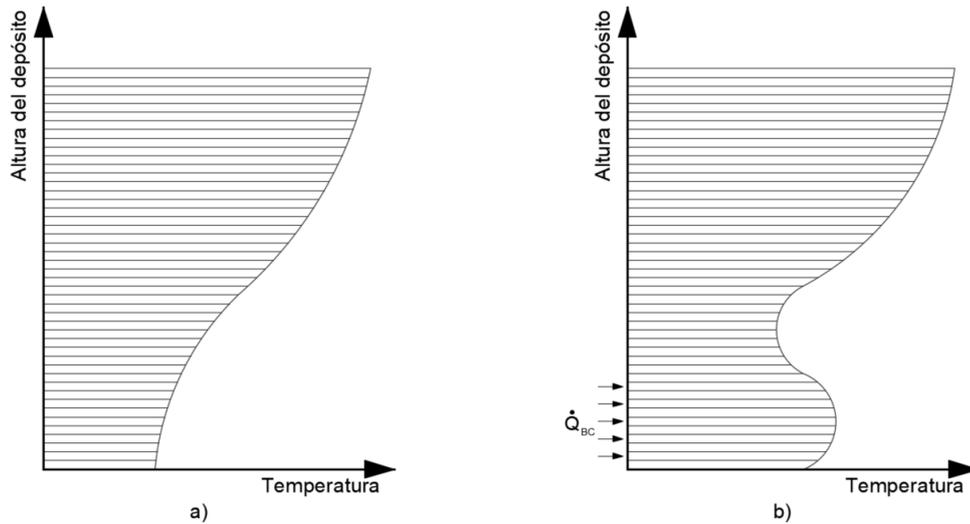


Figura 5-18 Proceso de calentamiento en el depósito sin considerar el efecto convectivo y conductivo.

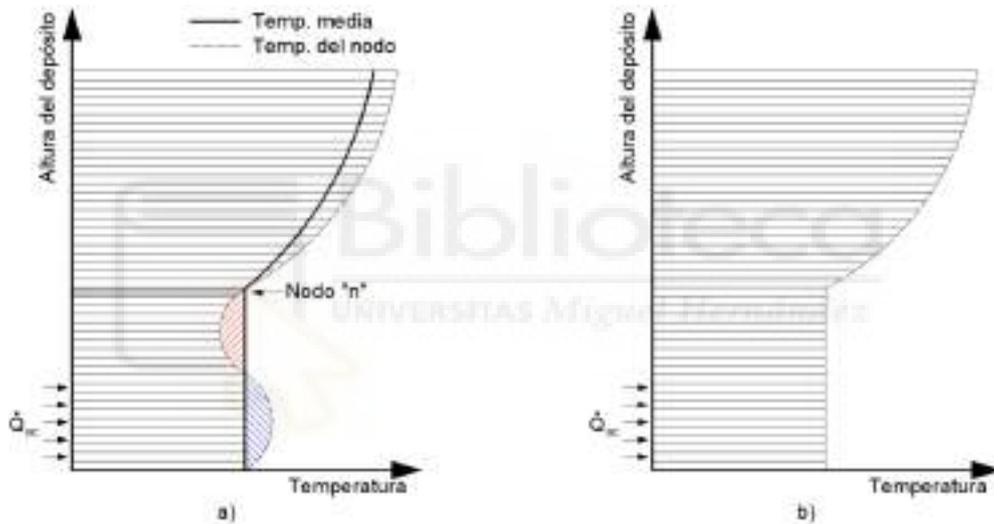


Figura 5-19 Proceso de calentamiento en el depósito aplicado al modelo

La manera de tener en cuenta en el modelo el efecto vertical de transferencia de calor se representa en la Figura 5-19. El proceso se basa en la localización del nodo “n” (sombreado en gris en la Figura 5-19.a). Este nodo tiene la particularidad de que la energía contenida en el área rayada en color azul coincide con la energía contenida en el área rayada en color rojo, es decir, ambas energías se compensan entre sí. De esta forma, si se asigna a todos los nodos por debajo del nodo “n” el valor de la temperatura media de estos mismos nodos, la energía total acumulada en el depósito se mantiene invariable. Así, se llega a un perfil de temperaturas como el mostrado en la Figura 5-19.b, mucho más realista.

Para la localización del nodo “n” se sigue un proceso iterativo desde el nodo inferior y en dirección ascendente, consistente en calcular la energía contenida en la agrupación de los nodos analizados y la energía contenida en dichos mismos nodos al asignarles la temperatura media. El proceso iterativo acaba cuando ambas energías se igualan. Puesto que el calor específico y la masa de cada nodo es el mismo, este proceso iterativo se puede simplificar comparando temperaturas, en lugar de comparar energía. Este ajuste del modelo se lleva a cabo para cada instante de cálculo (i) y una vez aplicado el calor del condensador correspondiente a dicho instantes de cálculo.

5.3.3. Resultados de la aplicación del modelo del depósito acumulador

El modelo descrito en las secciones 6.3.1 y 6.3.2 se empleó para simular los mismos perfiles de consumo de ACS del ensayo experimental. De esta forma, se realizaron un total de 6 simulaciones, entre las que se modificaba el caudal de agua consumida y los instantes de consumo. La Tabla 4.4. resumía los 6 perfiles de consumo analizados.

Los resultados obtenidos de la simulación numérica se muestran entre las Figuras 5.20 y 5.25. Para poder comparar éstas con los resultados experimentales se han respetado los colores y la posición de las temperaturas empleados en el Capítulo 4. Así, la temperatura Ts10 corresponde a la parte inferior del depósito, mientras que, la Ts1 corresponde a la parte superior. Aunque la simulación arroja un total de 100 perfiles de temperaturas (uno por cada nodo), en las figuras tan sólo se muestran las temperaturas de aquellos nodos que coinciden con la posición de las 10 sondas del ensayo experimental.

En las gráficas de la simulación se muestran 24 horas, haciendo coincidir el inicio de la misma con las 4 de la tarde, al igual que en los ensayos experimentales.

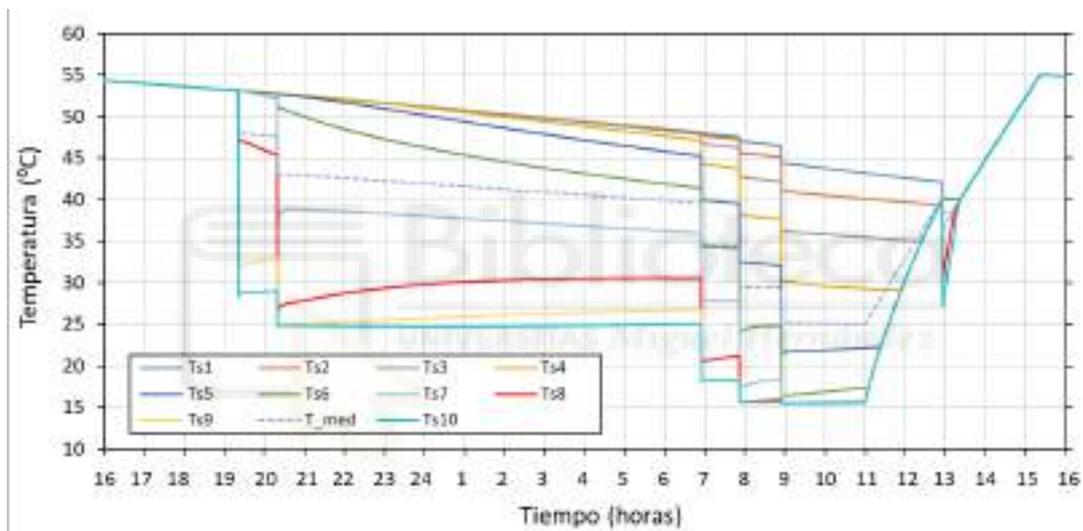


Figura 5-20 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC1 – 6 x 4L/min

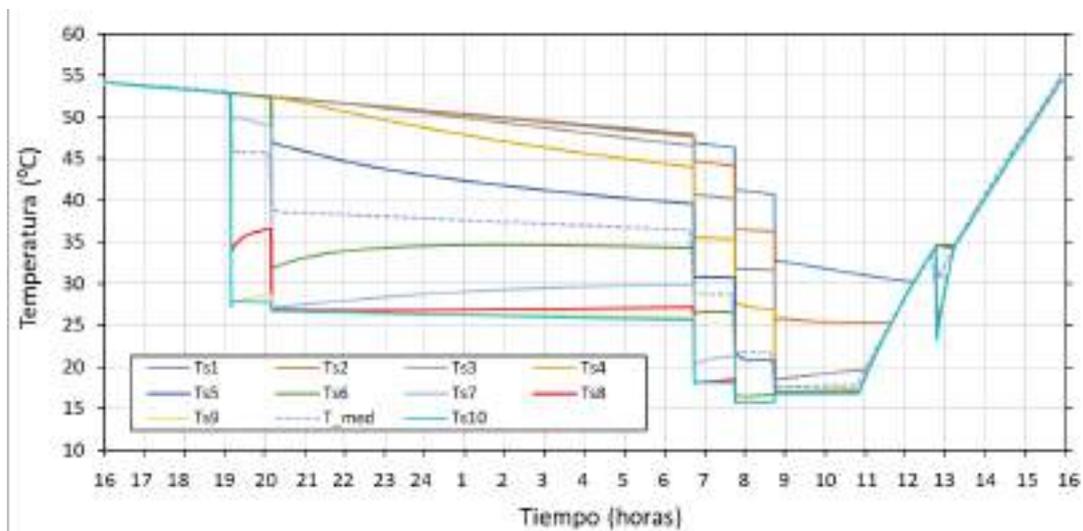


Figura 5-21 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC2 – 6 x 6L/min

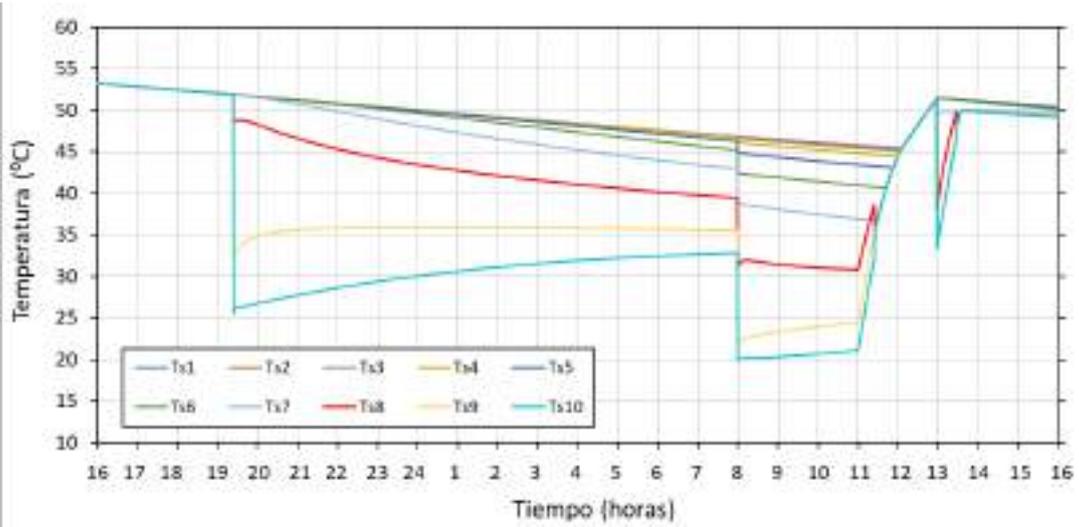


Figura 5-22 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC3 – 3 x 4L/min

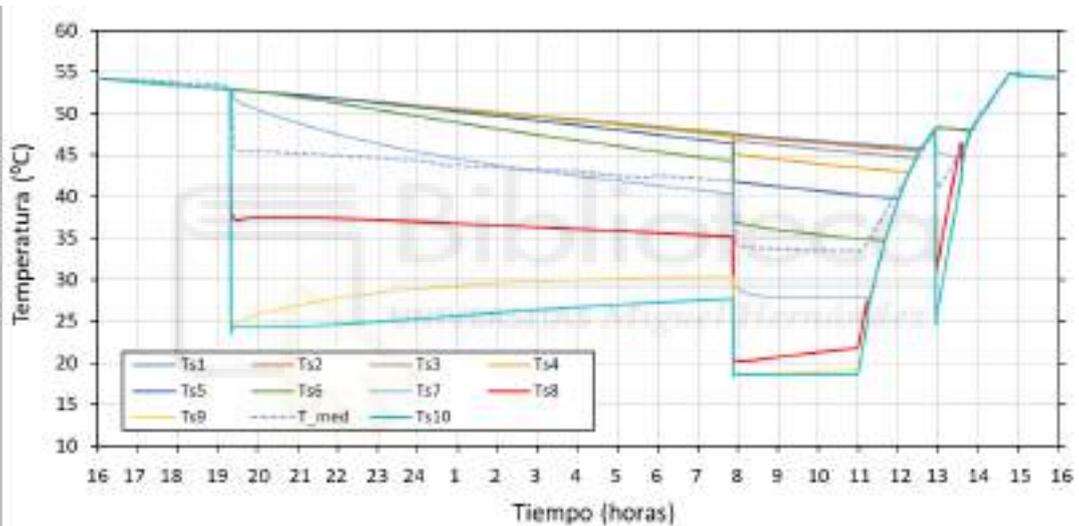


Figura 5-23 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC4 – 3 x 6L/min

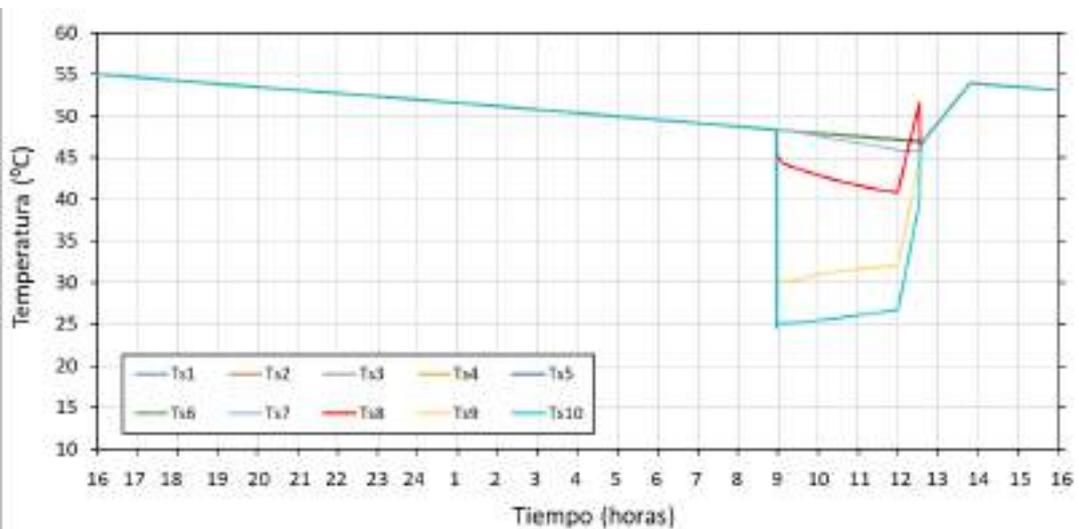


Figura 5-24 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC5 – 1 x 4L/min

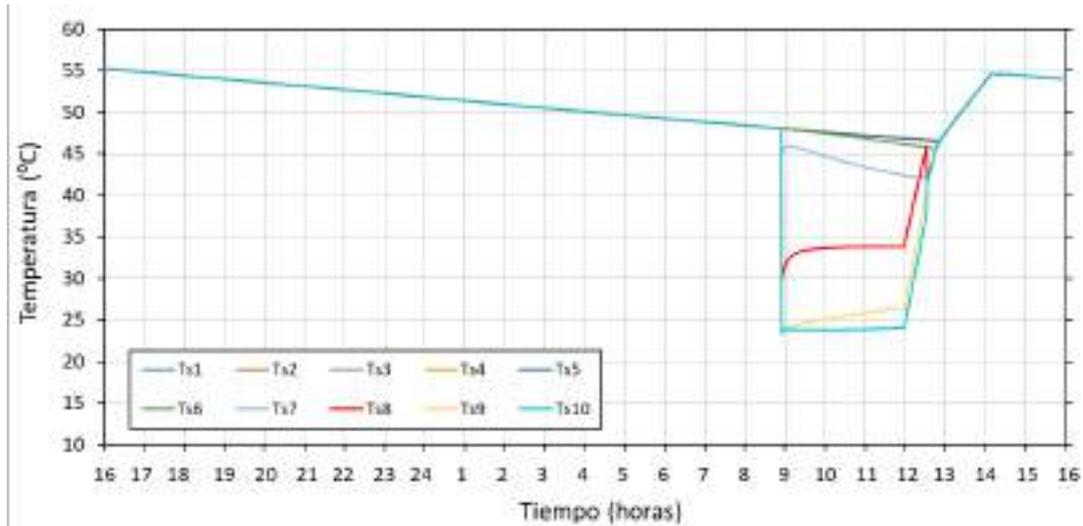


Figura 5-25 Simulación de la estratificación. Perfil de consumo PC6 – 1 x 6L/min

5.3.4. Validación del modelo de estratificación

A continuación, se muestran las curvas de temperatura del estudio experimental y de la simulación en las mismas gráficas. Para mayor comprensión, se han eliminado algunas curvas. Tan sólo se representan una temperatura de la parte superior del depósito (Ts1), una de la parte media del depósito (Ts6) y una última de la parte inferior del depósito (Ts0).

La evolución de ambas curvas (experimental y simulación) son significativamente iguales, por lo que se entiende que, el modelo es capaz de simular el comportamiento de la estratificación con precisión. Cabe indicar que, las diferencias más relevantes se producen en la parte superior cuando la temperatura de esta zona baja de los 40-45°C. La precisión en la zona baja del depósito, en la cual se ubica el condensador, es mucho mayor y la diferencia entre las curvas experimentales y de simulación son mínimas.

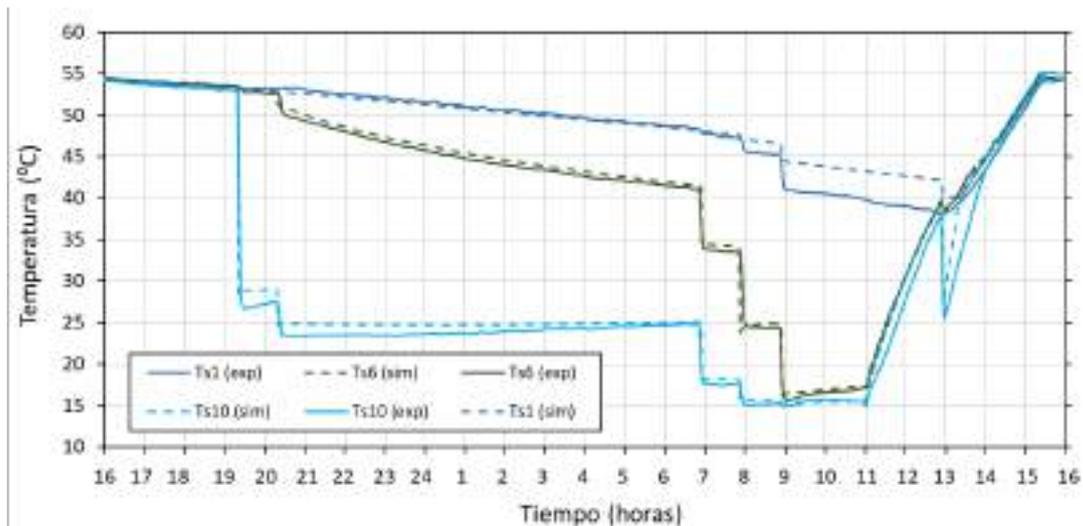


Figura 5-26 Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC1 – 6 x 4L/min

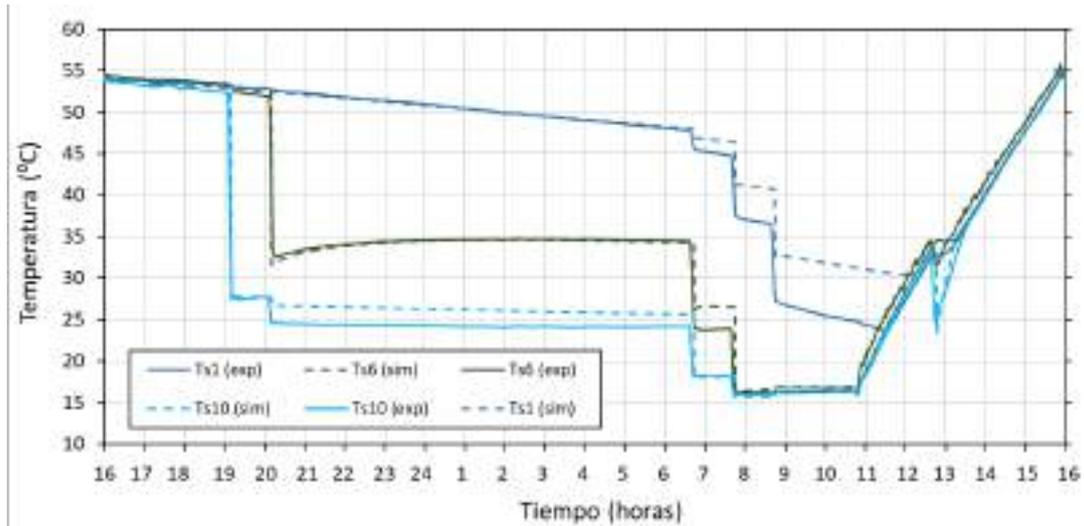


Figura 5-27 Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC2 – 6 x 6L/min

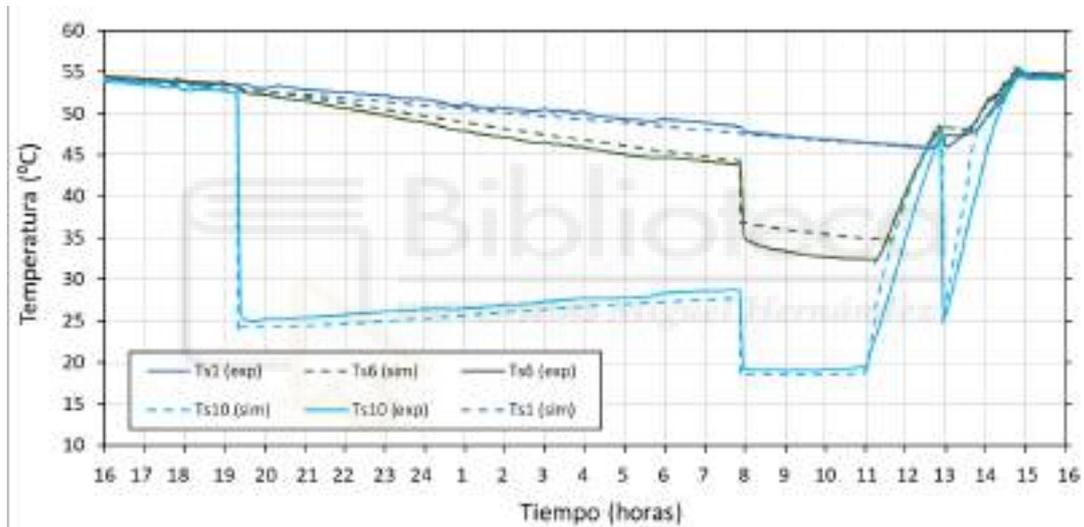


Figura 5-28 Resultados experimentales y de la simulación. Perfil de consumo PC4 – 3 x 6L/min

A la vista de los resultados mostrados en la Figura 5-26, la Figura 5-27 y la Figura 5-28, cabe afirmar que, el modelo definido es capaz de simular la estratificación del depósito con un elevado nivel de precisión. Así, se pudo determinar que el modelo ha sido correctamente validado.

5.4 APLICACIÓN DEL MODELO DE BOMBA DE CALOR DE ACS COMPACTA

La norma UNE 16147 [56] determina el protocolo de ensayo que deben realizar los fabricantes de bombas de calor de ACS. En dicha norma se describen un total de 5 perfiles de consumos distintos (S, M, L, XL y XXL), cada uno de ellos con un volumen de consumo de agua diferente y con cantidad de energía entregada diferente. Cada fabricante es libre de elegir el ensayo que quiere realizar en sus equipos, no obstante, la mayoría de ellos descartan la S y la M, ya que, aunque son las que más se pueden acercar al perfil real de consumo de una vivienda tipo, como se mostrará más adelante, son las que menores resultados de eficiencia arrojan.

Para cada una de las 5 curvas de consumo, el ensayo define unos instantes de consumo de agua caliente al día y una cantidad de energía a extraer, así como el caudal de agua con el que se debe realizar cada consumo. Además, la norma también fija la temperatura mínima del agua caliente a partir de la cual se puede contabilizar la energía entregada y, para algunos consumos puntuales, también fija el $\Delta T_{\text{RED-ACS}}$ deseado entre la entrada de red y la salida de agua caliente.

Otra de las exigencias contempladas en la norma hace referencia al inicio y final del ensayo. Según se indica, el ensayo debe comenzar inmediatamente después de la parada de la bomba de calor, una vez que se ha homogeneizado el depósito la temperatura de consigna establecida. Tras realizar todos los consumos de la curva correspondiente (24 horas) se debe dejar enfriar el depósito sin realizar consumos hasta que la bomba de calor arranque por orden del termostato y recupere nuevamente la temperatura a la que se inició el ensayo. En el proceso de cálculo posterior se deberá corregir el consumo de la bomba de calor para descontar el consumo asociado a combatir las pérdidas de calor durante el proceso de calentamiento y recuperación de temperatura.

Por todo ello, los ensayos llevados a cabo con el protocolo descrito en dicha norma resultan altamente complejos, por lo que los fabricantes de equipos invierten varias semanas en la realización de cada ensayo.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos a partir de la aplicación del modelo numérico definido en el presente capítulo siguiendo el protocolo descrito en la UNE 16147. Este trabajo se ha realizado para las curvas S, M y L, ya que la XL y la XXL se alejan mucho de las aplicaciones técnicas de una bomba de calor compacta como la analizada en este trabajo.

Las simulaciones se han llevado a cabo atendiendo a las exigencias de precisión y condiciones de ensayo definidas en la norma. En concreto, se han realizado dos simulaciones diferentes para cada curva de consumo. Una de ellas con la bomba de calor en un ambiente a 20°C donde el aire entra al evaporador también a 20°C. Este podría ser el caso, de que la bomba de calor estuviera en el interior de la vivienda, tomando el aire de esta misma vivienda. Por otro lado, se ha simulado el caso en el que la bomba de calor está en un ambiente a 20°C, pero el aire entra en el evaporador a 7°C. En todos los casos se ha considerado como temperatura de agua de red de 10°C. Existen varios supuestos más en la norma, aunque, por simplificación, se ha decidido obviarlos.

5.4.1. Resultados de Simulación de la Curva S

La curva S establece un total de 11 consumos entre las 7:00 y las 21:30 con un nivel de energía útil de 2,1 kWh. Para una temperatura de agua caliente equivalente de 60°C, sería la energía correspondiente a 36 litros.

En esta curva el consumo de las 12:45 y el de las 20:30, correspondiente al lavavajillas requieren un $\Delta T_{\text{RED-ACS}}$ de como mínimo 45°C. En la norma, se indica que, si el $\Delta T_{\text{RED-ACS}}$ no se puede conseguir con la bomba de calor, se debe considerar un equipo auxiliar que ayude a conseguirlo. Este vendría a ser el caso de un lavavajillas bitérmico.

La Tabla 5-3 incluye los instantes de consumo especificados en la curva S, con indicación de las exigencias de energía, caudal y ΔT . El nivel de precisión requerido para la energía es del 5%, mientras que para el caudal y la temperatura de ± 5 L/min y ± 1 K, respectivamente.

Tabla 5-3 Curva de consumo S

Consumo	Hora	Energía kWh	Caudal L/min	ΔT deseado K	Min. ΔT para contabilizar la energía (K)
1	7:00	0,105	4		15
2	7:30	0,105	4		15
3	8:30	0,105	4		15
4	9:30	0,105	4		15
5	11:30	0,105	4		15
6	11:45	0,105	4		15
7	12:45	0,305	4	45	0
8	18:00	0,105	4		15
9	18:15	0,105	4		30
10	20:30	0,420	4	45	0
11	21:30	0,525	4		30
		2,100			

Curva S ($T_{EXT} = 20^{\circ}C$; $T_{AIRE} = 20^{\circ}C$)

Los resultados de la simulación de la Curva S con temperatura del ambiente exterior del depósito de $20^{\circ}C$ y temperatura del aire de entrada al evaporador también de $20^{\circ}C$ se representan en la Figura 5-29.

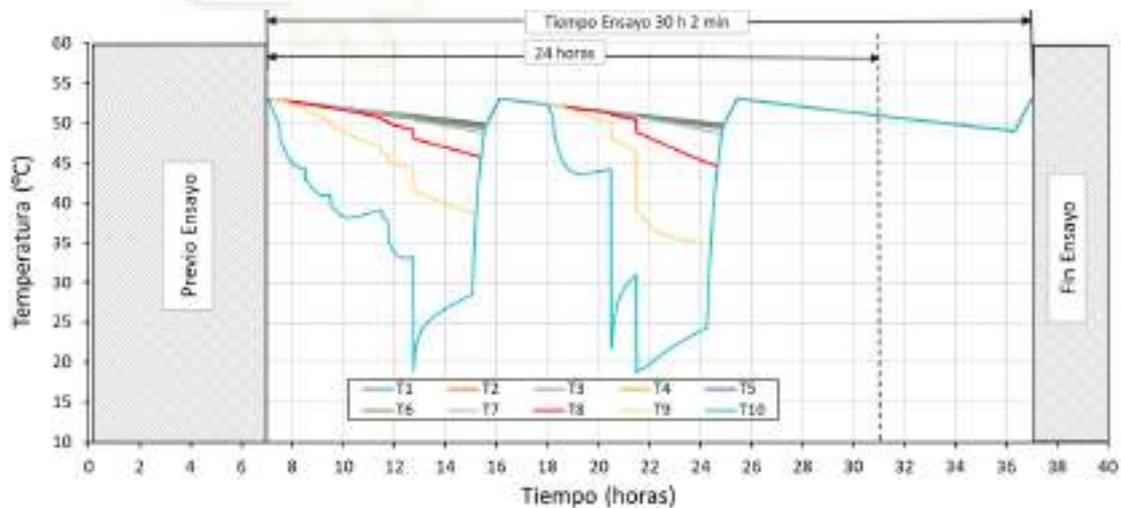


Figura 5-29 Resultados de la simulación de la Curva S (20 - 20)

Como se puede ver en el gráfico, el protocolo tiene en cuenta un periodo de tiempo previo para el calentamiento del agua, seguidas de 24 horas de ensayo y un tiempo adicional destinado a recuperar la temperatura inicial homogénea.

Una vez realizada la simulación se sigue el procedimiento de cálculo establecido en la norma para determinar los diferentes parámetros que definen el funcionamiento de la bomba de calor.

Este procedimiento es similar al empleado en el Capítulo 3, por lo que se van a obviar las ecuaciones del mismo.

Tabla 5-4 Resultados detallados de la simulación de la Curva S (20-20)

Hora	Energía UNE kWh	T _{RED} (°C)	T _{ACS} (°C)	ΔT (°C)	ΔT _{RES} (°C)	Vol (L)	Energía SIM kWh
7:00	0,105	10	53,07	43,07	0,00	2,09	0,105
7:30	0,105	10	52,85	42,85	0,00	2,09	0,104
8:30	0,105	10	52,38	42,38	0,00	2,09	0,103
9:30	0,105	10	51,93	41,93	0,00	2,09	0,102
11:30	0,105	10	51,04	41,04	0,00	2,28	0,109
11:45	0,105	10	50,93	40,93	0,00	2,28	0,108
12:45	0,305	10	50,50	40,50	4,50	6,08	0,315
18:00	0,105	10	52,33	42,33	0,00	2,09	0,103
18:15	0,105	10	52,22	42,22	0,00	2,09	0,102
20:30	0,420	10	51,21	41,21	3,79	7,98	0,420
21:30	0,525	10	50,77	40,77	0,00	11,02	0,522
TOTAL	2,100					42,18	2,092

El calor útil aportado por la bomba de calor para la producción de ACS ($Q_{HP,TC}$) se calcula como la suma del calor aportado por la bomba de calor en cada uno de los consumos (ver Tabla 5-4), teniendo en cuenta para ello las temperaturas de entrada y salida del agua y el volumen de agua consumido en cada instante. En este ensayo este calor es de 2,025 kWh.

El calor útil aportado por la resistencia externa ($Q_{EL,TC}$) es el debido a los dos consumos del lavavajillas. En concreto, en el consumo de las 12:45 la temperatura de salida del agua fue de 50,5°C, por lo que se requirieron 4,5°C adicionales para alcanzar los 55°C exigidos. En el consumo de las 20:30 la resistencia aportó 3,8°C. Así el calor aportado por la resistencia fue de 0,067 kWh.

La suma de los dos calores anteriores es el calor total aportado en el ensayo para la producción de ACS ($Q_{TC} = 2,092$ kWh).

El consumo eléctrico total ($W_{EL,HP,TC}$) es el consumo asociado al ensayo completo, incluyendo el periodo posterior al ensayo destinado a la recuperación de la temperatura. Este consumo debe ser corregido aplicando la Ecuación 5.19. De esta forma, se quiere descontar el consumo eléctrico asociado a las pérdidas durante el periodo de recuperación de temperatura. Para ello, se debe realizar una simulación específica en la que determinar el valor del parámetro P_{es} , que para esta bomba de calor fue de 0,031 kW.

$$W_{EL-TC} = W_{EL-HP-TC} + (24 - t_{TC}) \cdot P_{es} + Q_{EL-TC} \quad (5.19)$$

Finalmente, se puede calcular la eficiencia de la bomba de calor en la producción de ACS aplicando la Ecuación 5.20.

$$COP_{DHW} = \frac{Q_{TC}}{W_{EL-TC}} \quad (5.20)$$

La Tabla 5-5 incluye el resumen de resultados de la simulación de la Curva S (20 - 20) aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

Cabe destacar que, con el procedimiento de cálculo descrito en la norma, sólo se tiene en cuenta el calor aportado por la bomba de calor para satisfacer la demanda de ACS. Dicho procedimiento no tiene en cuenta el calor aportado por la bomba de calor para vencer las pérdidas térmicas a través de las paredes del depósito.

Si se tuvieran en cuenta estas pérdidas, el calor aportado por la bomba de calor sería de 4,519 kWh que, con un consumo de 1,618 kWh, daría como resultado un COP de la bomba de calor de 2,793.

Tabla 5-5 Resultados energéticos de la simulación de la Curva S (20-20)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	2,025
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,067
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	2,092
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	1,618
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031
Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	30,033
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	1,495
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	1,399

Como se comentaba anteriormente, al contabilizar sólo el calor asociado a la producción de ACS y no a las pérdidas, hace que a mayor consumo de ACS los resultados de eficiencia sean mayores. Dicho de otra manera, las pérdidas de calor por las paredes son menos significativas cuando el consumo de ACS es mayor. Por este motivo, los fabricantes prefieren simular sus equipos con curvas L o XL, aunque por tamaño y aplicación estén más cerca de curvas M o L.

Curva S ($T_{EXT} = 20^{\circ}C$; $T_{AIRE} = 7^{\circ}C$)

Los resultados de la simulación de la Curva S con temperatura del ambiente exterior del depósito de $20^{\circ}C$ y temperatura del aire de entrada al evaporador de $7^{\circ}C$ se representan en la Figura 5-30.

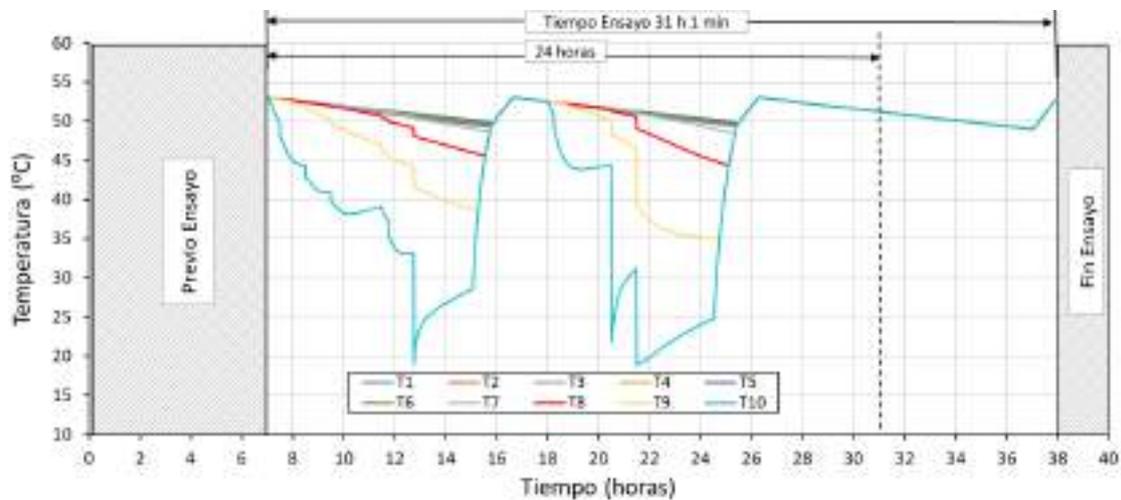


Figura 5-30 Resultados de la simulación de la Curva S (20 - 7)

La Tabla 5-6 recoge los resultados de la simulación de la Curva S (20 - 7), aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

Tabla 5-6 Resultados energéticos de la simulación de la Curva S (20-7)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	2,031
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,065
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	2,096
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	2,179
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031
Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	31,010
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	2,024
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	1,035

En este caso, la energía total aportada por la bomba de calor, incluyendo pérdidas por las paredes, fue de 4,596 kWh, con lo que el COP teniendo en cuenta este valor sería de 2,109.

Se puede apreciar cómo, una temperatura más baja del aire de entrada al evaporador produce una bajada de la eficiencia. Este fenómeno ya fue apreciado en los ensayos experimentales al comparar los resultados de invierno y los de verano.

5.4.2. Resultados de Simulación de la Curva M

La curva M establece un total de 23 consumos entre las 7:00 y las 21:30 donde la energía útil de ACS es de 5,845 kWh, lo que equivale a 100,2 litros de agua caliente a 60°C.

Por el volumen de agua consumida y la energía térmica aportada, este podría ser el perfil de consumo más parecido al de una familia de 4 miembros en España. Cabe recordar que, los ensayos experimentales descritos en el Capítulo 3 establecían un calor útil aportado para la producción de ACS de unos 6 kWh, muy próximos al valor establecido en la curva M.

La Tabla 5-7 incluye los instantes de consumo requeridos en la curva M, con indicación de las exigencias de energía, caudal y ΔT . Además de en el número total de consumos, la principal diferencia entre las curvas S y M radica en los dos consumos de duchas a las 7:15 y a las 21:30, cada uno de ellos con una exigencia de energía de 1,400 kWh.

Tabla 5-7 Curva de consumo M

Consumo	Hora	Energía kWh	Caudal L/min	ΔT deseado K	Min. ΔT para contabilizar la energía (K)
1	7:00	0,105	4		15
2	7:15	1,400	10		30
3	7:30	0,105	4		15
4	8:01	0,105	4		15
5	8:15	0,105	4		15
6	8:30	0,105	4		15

7	8:45	0,105	4		15
8	9:00	0,105	4		15
9	9:30	0,105	4		15
10	10:30	0,105	4	30	0
11	11:30	0,105	4		15
12	11:45	0,105	4		15
13	12:45	0,315	4	45	0
14	14:30	0,105	4		15
15	15:30	0,105	4		15
16	16:30	0,105	4		15
17	18:00	0,105	4		15
18	18:15	0,105	4		30
19	18:30	0,105	4		30
20	19:00	0,105	4		15
21	20:30	0,735	4	45	0
22	21:15	0,105	4		15
23	21:30	1,400	10		30
		5,845			

Curva M ($T_{EXT} = 20^{\circ}\text{C}$; $T_{AIRE} = 20^{\circ}\text{C}$)

Los resultados de la simulación de la Curva M con temperatura del ambiente exterior del depósito de 20°C y temperatura del aire de entrada al evaporador también de 20°C se representan en la Figura 5-31.

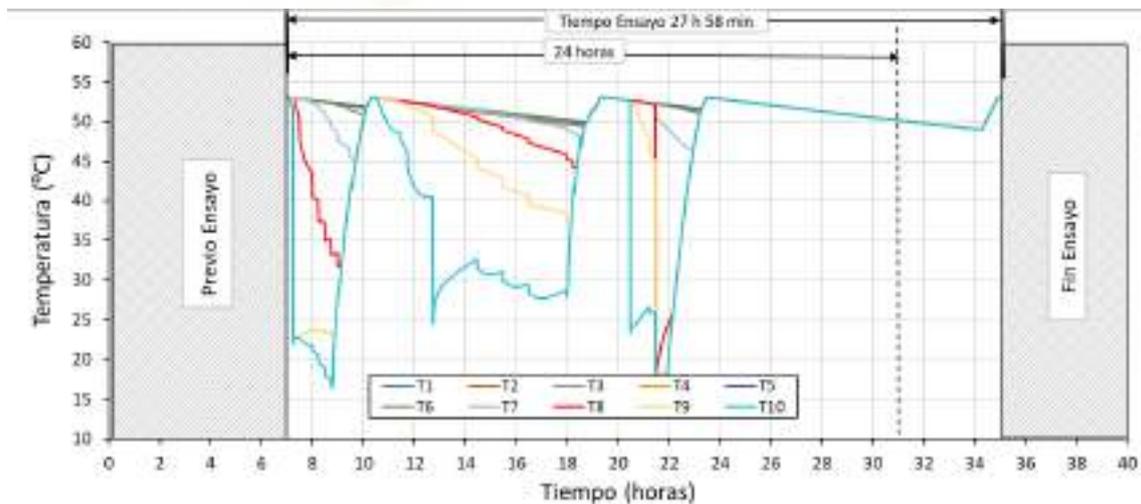


Figura 5-31 Resultados de la simulación de la Curva M (20 - 20)

La Tabla 5-8 incluye el resumen de resultados de la simulación de la Curva M (20 - 20), aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

Tabla 5-8 Resultados energéticos de la simulación de la Curva M (20-20)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	5,797
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,060
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	5,857
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	2,675
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031
Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	27,967
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	2,610
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	2,244

En este caso, la energía total aportada por la bomba de calor fue de 8,111 kWh, con lo que el COP, teniendo en cuenta este valor, sería de 3,032.

Curva M ($T_{EXT} = 20^{\circ}C$; $T_{AIRE} = 7^{\circ}C$)

Los resultados de la simulación de la Curva M con temperatura del ambiente exterior del depósito de $20^{\circ}C$ y temperatura del aire de entrada al evaporador de $7^{\circ}C$ se representan en la Figura 5-32.

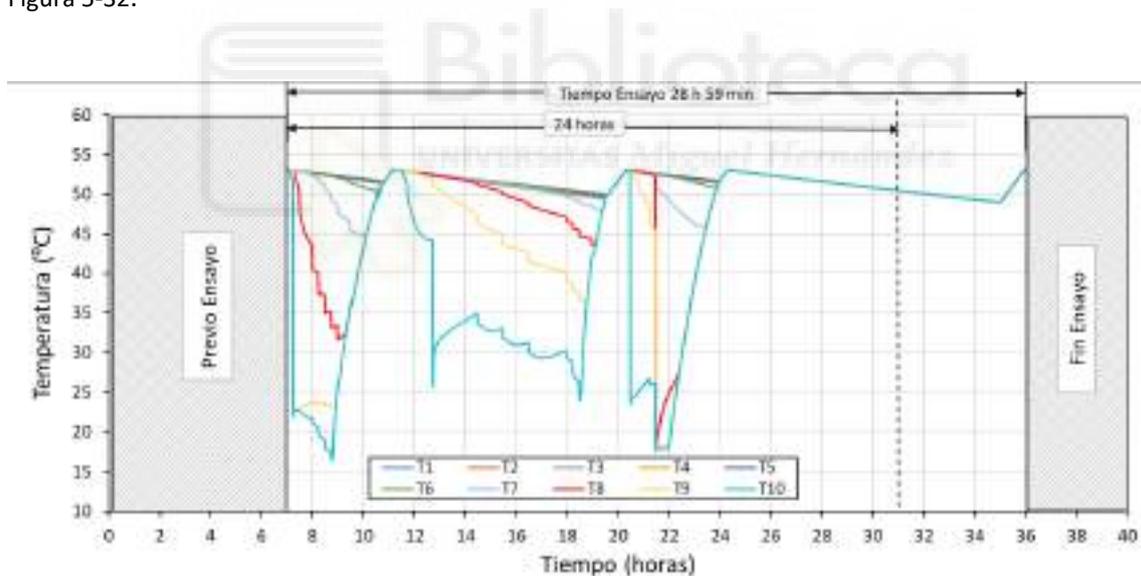


Figura 5-32 Resultados de la simulación de la Curva M (20 - 7)

La Tabla 5-9 resume los resultados de la simulación de la Curva M (20 - 7), aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

En este caso, la energía total aportada por la bomba de calor fue de 8,197 kWh, con lo que el COP, teniendo en cuenta este valor, sería de 2,286. Igualmente, se vuelve a comprobar que, al bajar la temperatura del aire de entrada al evaporador de 20 a $7^{\circ}C$ la eficiencia de la bomba de calor disminuye.

Tabla 5-9 Resultados energéticos de la simulación de la Curva M (20-7)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	5,817
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,051
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	5,869
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	3,586
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031
Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	28,980
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	3,482
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	1,686

5.4.3. Resultados de Simulación de la Curva L

La curva L establece un total de 24 consumos entre las 7:00 y las 21:30 donde la energía útil de ACS es de 11,655 kWh, lo que equivale a 199,8 litros de agua caliente a 60°C.

La Tabla 5-10 incluye los instantes de consumo requeridos en la curva L, con indicación de las exigencias de energía, caudal y ΔT . Si bien el nivel de energía demandada es muy superior al de la curva M, esto no se debe a que esta curva se destine a viviendas de más personas, sino a los tipos de consumos contemplados. En la curva L existen dos consumos asociados a baños que no están en la curva M, uno a las 08:05 y otro a las 21:00, con un nivel de demanda de energía de 3,605 kWh, cada uno de ellos.

Si bien, este tipo de curvas no es demasiado común en una vivienda de 4 personas, esta es la curva de ensayo seleccionada por muchos fabricantes para la certificación de sus equipos, ya que al tener un consumo de ACS muy elevado la eficiencia resultante es mayor.

Tabla 5-10 Curva de consumo L

Consumo	Hora	Energía kWh	Caudal L/min	ΔT deseado K	Min. ΔT para contabilizar la energía (K)
1	07:00	0,105	4		15
2	07:05	1,4	4		30
3	07:30	0,105	4		15
4	07:45	0,105	4		15
5	08:05	3,605	4	30	0
6	08:25	0,105	4		15
7	08:30	0,105	4		15
8	08:45	0,105	4		15
9	09:00	0,105	4		15
10	09:30	0,105	4		15
11	10:30	0,105	4	30	0
12	11:30	0,105	4		15
13	11:45	0,105	4		15
14	12:45	0,315	4	45	0

15	14:30	0,105	4		15
16	15:30	0,105	4		15
17	16:30	0,105	4		15
18	18:00	0,105	4		15
19	18:15	0,105	4		30
20	18:30	0,105	4		30
21	19:00	0,105	4		15
22	20:30	0,735	4	45	0
23	21:00	3,605	4	30	0
24	21:30	0,105	4		15
		11,655			

Curva L ($T_{EXT} = 20^{\circ}C$; $T_{AIRE} = 20^{\circ}C$)

Los resultados de la simulación de la Curva L con temperatura del ambiente exterior del depósito de $20^{\circ}C$ y temperatura del aire de entrada al evaporador también de $20^{\circ}C$ se representan en la Figura 5-33.

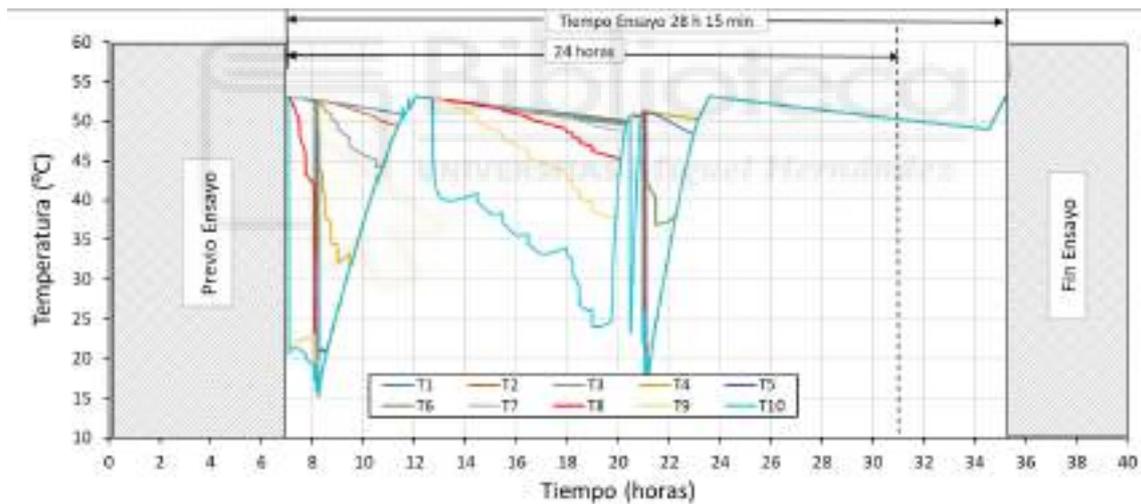


Figura 5-33 Resultados de la simulación de la Curva L (20 - 20)

La Tabla 5-11 recoge los resultados de la simulación de la Curva L (20 - 20), aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

Tabla 5-11 Resultados energéticos de la simulación de la Curva L (20-20)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	11,558
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,084
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	11,642
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	4,264
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031

Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	28,250
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	4,214
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	2,763

En este caso, la energía total aportada por la bomba de calor fue de 13,821 kWh, con lo que el COP, teniendo en cuenta este valor, sería de 3,241.

Curva L ($T_{EXT} = 20^{\circ}C$; $T_{AIRE} = 7^{\circ}C$)

Los resultados de la simulación de la Curva L con temperatura del ambiente exterior del depósito de $20^{\circ}C$ y temperatura del aire de entrada al evaporador de $7^{\circ}C$ se representan en la Figura 5-34.

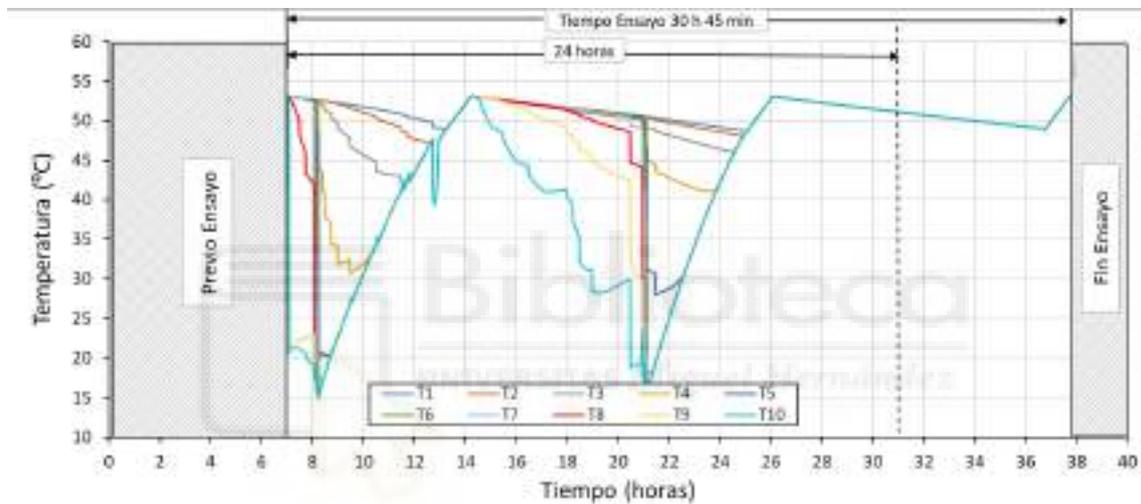


Figura 5-34 Resultados de la simulación de la Curva L (20 - 7)

La Tabla 5-12 incluye el resumen de resultados de la simulación de la Curva L (20 - 7), aplicando el procedimiento de cálculo detallado en la norma.

Tabla 5-12 Resultados energéticos de la simulación de la Curva L (20-7)

	Variable	Unidad	Valor
Calor útil aportado por la bomba de calor	$Q_{HP,TC}$	kWh	11,480
Calor aportado por resistencia exterior	$Q_{EL,TC}$	kWh	0,113
Calor útil total	Q_{TC}	kWh	11,593
Consumo eléctrico total	$W_{EL,HP,TC}$	kWh	5,560
Potencia en stand-by	P_{es}	kW	0,031
Tiempo de ensayo	t_{TTC}	h	30,750
Consumo eléctrico en la producción de ACS	$W_{EL,TC}$	kWh	5,461
Eficiencia útil de la bomba de calor	COP_{DHW}	---	2,123

En este caso, la energía total aportada por la bomba de calor fue de 13,815 kWh, con lo que el COP, teniendo en cuenta este valor, sería de 2,485.

5.4.4. Resumen de resultados de la simulación

La Tabla 5-13 resume los resultados obtenidos de la simulación de las 3 curvas de consumo de ACS (S, M y L) aplicando el modelo de la bomba de calor al protocolo de ensayos definido en la norma UNE 16147.

Tabla 5-13 Resumen de resultados de la simulación de las curvas S, M y L

Variable	Uds.	Curva S (20/20)	Curva S (20/7)	Curva M (20/20)	Curva M (20/7)	Curva L (20/20)	Curva L (20/7)
$Q_{HP,TC}$	kWh	2,025	2,031	5,797	5,817	11,558	11,480
$Q_{EL,TC}$	kWh	0,067	0,065	0,060	0,051	0,084	0,113
Q_{TC}	kWh	2,092	2,096	5,857	5,869	11,642	11,593
$W_{EL,HP,TC}$	kWh	1,618	2,179	2,675	3,586	4,264	5,560
P_{es}	kW	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031
t_{TTC}	h	30,033	31,010	27,967	28,980	28,250	30,750
$W_{EL,TC}$	kWh	1,495	2,024	2,610	3,482	4,214	5,461
COP_{DHW}	---	1,399	1,035	2,244	1,686	2,763	2,123
Q_{DEP}	kWh	2,494	2,565	2,314	2,38	2,263	2,335
$Q_{TOT,BC}$	kWh	4,519	4,596	8,111	8,197	13,821	13,815
$COP_{TOT,BC}$	---	2,793	2,109	3,032	2,286	3,241	2,485

Se observa que, para una misma bomba de calor podemos encontrarnos diferentes valores de eficiencia, dependiendo de los criterios de ensayo empleados. Por ejemplo, el COP_{DHW} depende, en gran medida, de la cantidad de agua caliente consumida, por lo que, a medida que aumenta el consumo de ACS también lo hace el COP_{DHW} (Figura 5-35). Según los resultados obtenidos de la simulación, la menor eficiencia es la de la curva S 20/7 ($COP_{DHW} = 1,035$) y la mayor eficiencia se registra en la curva L 20/20 ($COP_{DHW} = 2,763$).

De acuerdo a los criterios contemplados en [28] para que las bombas de calor se puedan considerar como energía renovable, sólo el ensayo L 20/20 permitiría a este fabricante vender su equipo como sistema de energía renovable, ya que el COP es superior a 2,5. El resto de ensayos arrojan valores inferiores a 2,5 y no podrían usarse para justificar dicho cumplimiento. Esta es la principal razón por la que los fabricantes prefieren realizar sus ensayos con curvas de mayor demanda de ACS, aunque por volumen y capacidad de los equipos, estos estén destinados a aplicaciones de menor consumo.

También se aprecia claramente el efecto de la temperatura del aire exterior sobre la eficiencia de la bomba de calor. Así, todos los ensayos con temperaturas del aire a la entrada del evaporador de 20°C tienen mayor eficiencia que su homólogo con temperatura de 7°C.

Adicionalmente, se han tenido en cuenta tres parámetros no contemplados en la norma, como son: el calor de pérdidas a través de las paredes del depósito (Q_{DEP}), el calor total aportado por la bomba de calor, incluidas las pérdidas por las paredes ($Q_{TOT,BC}$) y el COP total de la bomba de calor ($COP_{TOT,BC}$). Estos tres parámetros fueron definidos en el Capítulo 3.

Como se puede apreciar, el valor de pérdidas por las paredes es bastante constante, manteniéndose entre 2,2 y 2,6 kWh para todos los ensayos. No obstante, los ensayos con menor consumo de ACS registran un valor ligeramente inferior a los de mayor consumo. Esto se debe a que, al tener menos consumos, el agua está a mayor temperatura durante todo el ensayo y se incrementan las pérdidas de calor.

Cabe indicar también que, el valor de pérdidas por las paredes se hace menos significativo en las curvas de mayor demanda de ACS. Por ejemplo, en el caso de la curva S 20/20 las pérdidas por las paredes son de 2,494 kWh, es decir, un 55% de todo el calor aportado por la bomba de calor ($Q_{TOT,BC} = 4,519$ kWh). Sin embargo, en la curva L 20/20 las pérdidas por las paredes de 2,263 kWh sólo representan el 16% del calor aportado ($Q_{TOT,BC} = 13,821$ kWh). Esta es otra de las razones por las que los ensayos de mayor consumo son más beneficiosos para los fabricantes.

Por último, según se puede ver en la Figura 5-35, el COP total de la bomba de calor es mayor en los ensayos con mayor demanda de ACS. Esto se debe a que, a medida que se incremente el consumo de ACS la parte inferior del depósito se mantiene más fría, por lo que la eficiencia de ciclo frigorífico se incrementa.

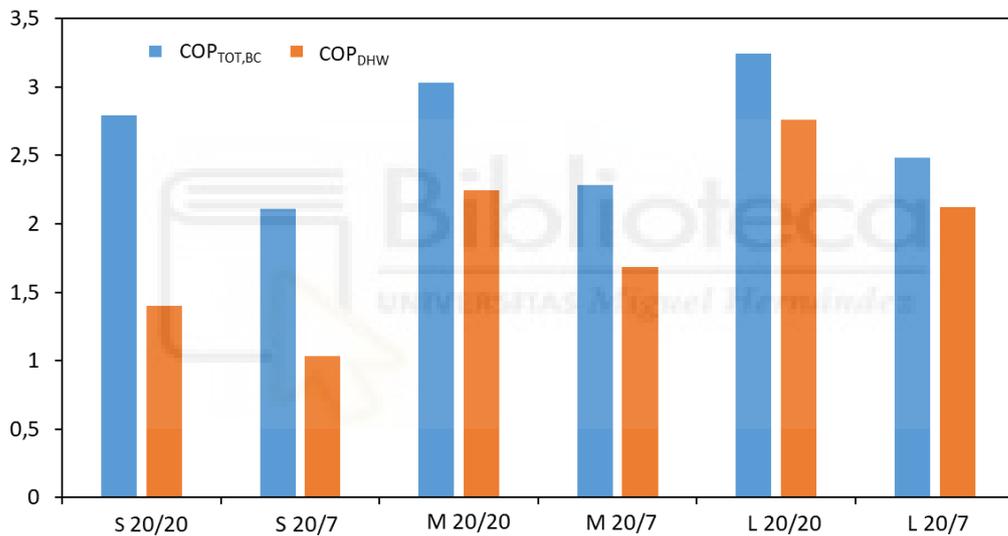


Figura 5-35 Eficiencia total de la bomba de calor $COP_{TOT,BC}$ y Eficiencia de producción de ACS COP_{DHW}

5.5 CONCLUSIONES

A partir de los resultados obtenidos en los ensayos experimentales descritos en los Capítulos 3 y 4 se ha definido un modelo computacional del funcionamiento de la bomba de ACS de 190 litros y 1,5 kW de capacidad, modelo COMPAK KHP 15 190.

En primer lugar, se ha definido un modelo analítico del ciclo frigorífico capaz de calcular la potencia eléctrica consumida por la bomba de calor ($P_{E,BC}$), el calor útil aportado al agua (\dot{Q}_{BC}) y la eficiencia de la bomba de calor (COP_{BC}), tomando como datos de entrada la temperatura del agua en la parte inferior del depósito y la temperatura exterior.

El modelo analítico del ciclo frigorífico ha sido validado a partir de los resultados obtenidos en el estudio experimental descrito en el Capítulo 3.

Por otro lado, se ha desarrollado un modelo numérico 1-D de la estratificación del depósito capaz de simular los procesos de: transferencia de calor en el depósito, consumos de agua y

aporte de calor en el condensador. De esta forma, se consigue simular con gran exactitud la estratificación del agua en el depósito.

El modelo numérico diseñado ha sido empleado para simular las 6 curvas de consumo de ACS utilizadas en los ensayos experimentales, con caudales de 4 L/min y 6 L/min. En todos los casos, el modelo ha sido capaz de recrear con gran exactitud los perfiles de temperatura de los ensayos experimentales, por lo que el este se considera correctamente validado.

Finalmente, el modelo completo del equipo (bomba de calor y depósito) ha sido utilizado para simular 3 de las 5 curvas de consumo recogidas en el protocolo de ensayo de la norma UNE 16147, en concreto las curvas S, M y L. A pesar de la complejidad de dicho protocolo de ensayos, se han podido reducir notablemente los tiempos de cálculo gracias al uso del modelo computacional. Por ello, el uso del modelo diseñado puede aportar un beneficio importante, tanto desde el punto de vista científico, como desde el punto de vista de los fabricantes.

Los resultados de la simulación arrojan importantes conclusiones, como son:

- El parámetro COP_{DHW} , establecido en la norma para determinar la eficiencia de la bomba de calor, depende en gran medida del consumo de agua, por lo que las curvas de mayor consumo dan como resultado mayores valores de COP que las de menor consumo.
- La simulación de la curva L con temperatura del aire exterior y de entrada al evaporador de 20°C da como resultado un COP_{DHW} de 2,763, superior al valor de 2,5 indicado en [28], por lo que este, para dichas condiciones de ensayo, el equipo puede ser considerado como energía renovable.



CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES



CAPÍTULO VI. CONCLUSIONES Y COMENTARIOS FINALES

Los trabajos realizados en esta tesis han servido para tener un conocimiento detallado del comportamiento de los equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico cuando estos se emplean para la climatización y/o la producción de agua caliente sanitaria en los edificios. A continuación, se detallan las conclusiones extraídas a partir de los trabajos realizados.

6.1 CONCLUSIONES. CLIMATIZACIÓN CON APORTE FOTOVOLTAICO

Se ha llevado a cabo un estudio experimental anual de un sistema de climatización formado por un equipo de expansión directa tipo inverter de 3,5 kW de potencia nominal en refrigeración, y de 3,8 kW, en modo calefacción, accionado mediante una instalación solar fotovoltaica de 705 Wp y la red eléctrica.

El sistema propuesto fue instalado en una oficina de 35 m² ubicada en Elche (Alicante), con un horario de trabajo de 8 a 20h. Dicho sistema ha sido monitorizado a lo largo de un año completo, lo que ha permitido analizar el comportamiento de este en condiciones de invierno y verano.

Entre los meses de mayo y octubre el sistema ha trabajado en modo refrigeración, con una temperatura media exterior en las horas de funcionamiento de 27,1°C y una irradiación solar promedio de 6,5 kWh/m²·día en el plano de inclinación de los paneles fotovoltaicos ($\beta=35^\circ$). Por otro lado, entre los meses de noviembre y abril el sistema ha trabajado en modo calefacción. En este caso, la temperatura exterior promedio en las horas de funcionamiento ha sido de 15,8°C, mientras que la irradiación solar ha sido de 4,5 kWh/m²·día. Como resultado de haber sido ensayado en un clima mediterráneo con temperaturas en invierno y verano suaves, el factor de carga promedio resultante ha sido considerablemente bajo (FC = 37%).

Tabla 6-1 Resumen del análisis energético del sistema de climatización con aporte fotovoltaico

	E _{FV,RED}	E _{FV,EQ}	E _{RED}	E _{TOT,EQ}	Q _U	SPF _{EQ}	SPF _{SIST}	CS	FP	FC	T _{M,ON}	H _{β}
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	---	---	%	%	%	°C	kWh/m ²
Refrig.	670,8	436,6	239,2	675,8	3478,3	5,2	14,5	64,6	65,1	33,8	27,1	6,5
Calef.	453,8	354,4	439,6	794,0	3044,4	3,8	6,9	44,6	78,1	40,3	15,8	4,5
Anual	1124,6	791,0	678,8	1469,8	6522,6	4,4	9,6	53,8	70,3	37,0	21,7	5,5

En la Tabla 6-1 se resumen resultados energéticos obtenidos del estudio experimental realizado, distinguiendo entre refrigeración, calefacción y resultados totales anuales. Las principales conclusiones extraídas de dicho trabajo son:

- La demanda total de climatización ha sido de 6522,6 kWh/año (186,4 kWh/m²·año). Para satisfacer dicha demanda el equipo ha consumido 1469,8 kWh/año (42,0 kWh/m²·año) de energía eléctrica, de los cuales 791,0 kWh/año los ha aportado la instalación solar fotovoltaica y los restantes 678,8 kWh/año proceden de la red eléctrica convencional.
- La eficiencia energética promedio del sistema analizado ha sido de 14,5 en modo refrigeración y de 6,9 operando en modo calefacción, dando como resultado una eficiencia promedio anual de 9,6.

- La instalación solar fotovoltaica ha aportado el 53,8% de la energía eléctrica consumida por el equipo (CS = 53,8%), aunque este valor ha sido mayor en los meses en los que ha trabajado en modo refrigeración (CS = 64,6%), que los meses en los que lo ha hecho en modo calefacción (CS = 44,6%). Esto se debe, por un lado, al mayor número de horas de sol en verano y, por otro lado, a que en verano los días suelen ser más despejados que en invierno.
- En lo referente al factor de producción, los paneles conectados al equipo de climatización han producido 791,0 kWh/año, mientras que, los paneles de referencia conectados a la red eléctrica han producido 1124,6 kWh/año. Esto significa que el factor de producción ha sido del 70,3%. Al contrario que sucede con la contribución solar, los meses de refrigeración registran un menor factor de producción (FP = 65,1%) que los meses de calefacción (FP = 78,1%).
- Se han detectado posibles mejoras de cara a la optimización del sistema propuesto, como podrían ser:
 - Implementar un sistema de control de funcionamiento del equipo para adaptar este a la disponibilidad de la radiación solar, con lo cual se conseguiría reducir el consumo eléctrico de la red y mejorar la contribución solar del sistema.
 - Adaptar el perfil de funcionamiento del equipo para hacerlo coincidir con las horas de sol, aprovechando la propia inercia térmica del edificio para mejorar la eficiencia del sistema. Esta solución podría ser de gran ayuda en edificios residenciales, dado que la mayoría de ellos tienen una curva de demanda predominantemente en horas nocturnas y el aprovechamiento solar en estos casos es mínimo.

Se ha realizado un estudio termo-económico comparativo de tres posibles soluciones de climatización: el equipo de alta eficiencia y aporte de energía solar fotovoltaica propuesto (AC+FV), otra con el mismo equipo de alta eficiencia pero sin fotovoltaica (AC) y una última solución de referencia con un equipo con SPF=2,5 y sin fotovoltaica.

Tabla 6-2 Resultado del análisis energético comparativo de 3 soluciones de climatización. Factores de paso empleados 1,954 kWh_{EPnR}/kWh_{EF} y 0,331 kgCO₂/kWh_{EF}

Sistema	Unid.	AC + FV	AC	Ref.
Demanda térmica	kWh _t /año	6522,6	6522,6	6522,6
Consumo eléctrico de red	kWh _e /año	678,8	1469,8	2609,04
Consumo eléctrico de la ISFV	kWh _e /año	791,0	0,0	0,0
Consumo eléctrico total	kWh _e /año	1469,8	1469,8	2609,0
Eficiencia del sistema	---	9,6	4,4	2,5
Consumo EPnR	kWh _{EPnR} /año	1326,4	2872,0	5098,1
Consumo EPnR (S=35m ²)	kWh _{EPnR} /m ² año	37,9	82,1	145,7
Emisiones CO ₂	kgCO ₂ /año	224,7	486,5	863,6
Emisiones CO ₂ (S=35m ²)	kgCO ₂ /m ² año	6,42	13,90	24,67

La Tabla 6-2 resume los resultados del estudio energético comparativo entre las 3 soluciones propuestas. El sistema propuesto de aire acondicionado con aporte fotovoltaico tiene un consumo de 37,9 kWh_{EPnR}/m²año y unas emisiones de CO₂ de 6,42 kgCO₂/m²año. Esto supone

un ahorro respecto a la instalación de referencia del 74% en EPnR. Puesto que ambos sistemas consumen sólo energía eléctrica, el ahorro en emisiones también es del 74%.

Si se opta por un equipo de alta gama con un SPF de 4,4, pero sin aporte fotovoltaico, el ahorro en emisiones y consumo de energía primaria no renovable podría ser del 44%.

Tabla 6-3 Costes anualizados de 3 soluciones de climatización. Estudio económico a 25 años, con tasa de inflación al 3% y tasa de retorno al 3%

Sistema	AC + FV	AC	Ref.
COSTES ANUALIZADOS	€/año	€/año	€/año
Costes de Inversión	228,67	153,60	95,85
Costes de Reemplazamiento	39,27	37,75	22,65
Costes de Mantenimiento	87,38	58,25	58,25
Costes de Operación	186,23	301,41	467,34
TOTAL COSTES ANUALIZADOS	541,54	551,02	644,10

La Tabla 6-3 incluye los costes anualizados de estas 3 misma soluciones. Cabe indicar que, el coste de inversión de la primera solución (AC + FV) se ha estimado en 4950 €, incluyendo inversión en equipos, costes de ejecución, etc., mientras que para la segunda y tercera solución este coste se ha estimado en 3325 € y 2075 €, respectivamente.

Aunque en términos económicos la solución de aire acondicionado con aporte fotovoltaico no representa un ahorro sustancial, la mayor eficiencia del sistema AC+FV y la contribución solar de este hace que los ahorros de energía primaria no renovable y emisiones de CO₂ justifiquen sobradamente la inversión.

Los datos obtenidos ponen de manifiesto la viabilidad técnica y económica de la tecnología de climatización mediante equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico.

6.2 CONCLUSIONES. PRODUCCIÓN DE ACS CON APOORTE FOTOVOLTAICO

A continuación, se resumen los principales trabajos realizados y las conclusiones extraídas en relación al sistema propuesto de producción de ACS con bomba de calor y aporte fotovoltaico, tanto referidos al estudio experimental, como al estudio de numérico y de simulación.

Se ha llevado a cabo un estudio experimental anual de un sistema de producción de ACS formado por una bomba de calor compacta alimentada por una instalación solar fotovoltaica y con apoyo de la red eléctrica convencional.

La capacidad nominal del equipo estudiado es de 1500 W, el volumen de acumulación es de 190 litros y la potencia eléctrica del compresor de 470 W. La instalación fotovoltaica se compone de 2 paneles de 235 Wp/panel conectados en paralelo, sin baterías y sin inyección a red. El estudio se ha realizado simulando el perfil de consumo de ACS típico de una familia de 4 miembros en España, con 6 consumos al día de unos 22 litros, dando como resultado unos 130 litros de ACS al día a 55°C (6÷7 kWh/día).

Las medidas se han llevado a cabo a partir de una instalación de ensayos ubicada en Elche (Alicante). La temperatura exterior promedio ha variado entre los 24,1°C en los meses de verano y los 14,6°C en los meses de invierno. Sin embargo, puesto que el equipo se ha formado a

trabajar únicamente en horas de sol, con el objetivo de maximizar la contribución solar del sistema, las temperaturas promedio de trabajo se han mantenido en 28,3°C en los meses de verano y 18,8°C en los meses de invierno. La irradiación solar promedio en el plano de inclinación de los paneles solares ($\beta=45^\circ$) ha sido de 5,7 kWh/m²-día, con un máximo de 6,8 kWh/m²-día en el mes de abril y un mínimo de 4,1 kWh/m²-día en noviembre.

En la Tabla 6-4 y en la Tabla 6-5 se muestran los resultados obtenidos del estudio experimental llevado a cabo, incluyendo los asociados a los dos métodos de cálculo empleados en el estudio.

Tabla 6-4 Análisis energético del sistema de bomba de calor con apoyo fotovoltaico para ACS. Valores promedio en kWh/día y valores totales en kWh/año

	Q _{ACS}	Q _{DEP}	Q _{TOT}	E _{TOT,BC}	E _{RED}	E _{FV}	E _{FV,BC}	E _{FV,RES}	Q _{BC}	Q _{TOT}
	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh	kWh
Promedio día	6,16	1,64	7,78	1,98	0,87	2,15	1,11	1,04	6,71	7,75
Total anual	2247,6	596,7	2841,3	721,2	317,6	783,5	403,6	379,3	2449,2	2828,7

Tabla 6-5 Resultados promedio de los indicadores de eficiencia energética del sistema de bomba de calor con apoyo fotovoltaico para ACS

	SPF _{TOT,BC}	SPF _{UTIL,BC}	SPF _{TOT,EQ}	SPF _{UTIL,EQ}	SPF _{TOT,SIST}	SPF _{UTIL,SIST}	CS _{BC} %	CS _{SIST} %	FP _{SIST} %
Promedio anual	3,40	2,69	2,58	2,04	8,95	7,08	56,0	61,9	65,8

Las principales conclusiones extraídas del estudio experimental han sido:

- Tomando como referencia los resultados del método de la potencia útil, se observa que, el calor total aportado por el sistema ha sido de 2841,3 kWh, de los cuales 2247,6 kWh (79,0%) han servido para satisfacer la demanda de ACS, mientras que los restantes 596,7 kWh/año (21,0%) se han empleado para vencer las pérdidas por las paredes.
- La bomba de calor ha consumido 721,2 kWh, de los cuales 317,6 kWh (44,0%) han sido suministrados por la red eléctrica y 403,6 (56,0%) han sido aportados por la instalación solar fotovoltaica.
- La instalación solar fotovoltaica ha producido un total de 783,5 kWh, 403,6 kWh (51,5%) consumidos en la bomba de calor y 379,3 kWh (48,5%) consumidos en la resistencia.
- La eficiencia promedio anual del sistema propuesto ha sido de 9 (7,1 si no tiene en cuenta el calor aportado para vencer las pérdidas de calor por las paredes del depósito).
- La contribución solar del sistema ha superado el 60% (valor mínimo para una instalación solar térmica en la zona climática V).
- El factor de producción ha resultado ser ligeramente superior al 65%.

Se ha realizado un estudio termo-económico comparativo de seis posibles soluciones de producción de ACS:

Sist. 1 BC de 1,5 kW de capacidad nominal y 2 paneles fotovoltaicos de 470 Wp

Sist. 2 BC de 1,5 kW de capacidad nominal sin fotovoltaica

Sist. 3 Caldera de Gas Natural de rendimiento medio estacional del 92%

Sist. 4 Caldera de Gas Natural de rendimiento medio estacional del 92% con captadores solares térmicos con una contribución solar del 60%

Sist. 5 Calentador de 80 L con resistencia eléctrica de 1,5 kW

Sist. 6 Calentador de 80 L con resistencia de 1,5 kW y 4 paneles fotovoltaicos de 940 Wp

La Tabla 6-6 resume los resultados energéticos obtenidos al comparar las 6 soluciones de producción de ACS indicadas, para lo cual se han tomado como datos de partida los resultados derivados del estudio experimental descrito en el Capítulo 3.

El sistema propuesto (Sist. 1), compuesto por la bomba de calor compacta con aporte fotovoltaico tiene un consumo de energía primaria no renovable de 620,6 kWh_{EPnR}, mientras que el sistema 4, formado por una caldera de gas natural con un rendimiento medio estacional del 92% y una instalación solar térmica con una contribución solar del 60%, tiene un consumo de energía primaria no renovable de 1305,0 kWh_{EPnR}/año. En lo que respecta al nivel de emisiones, el sistema 1 tiene un nivel de 105,1 kgCO₂, nuevamente inferior al del sistema 4, que es de 279,3 kgCO₂/año. Se justifica así el cumplimiento de los criterios indicados en el CTE-HE4, por lo que el sistema propuesto puede plantearse como alternativa a la instalación solar térmica convencional.

Además, la solución propuesta registra un menor consumo de energía primaria no renovable y un menos nivel de emisiones de CO₂ que el resto de las soluciones analizadas.

Tabla 6-6 Resultado del análisis energético comparativo de 6 soluciones de producción de ACS. Factores de paso electricidad 1,954 kWh_{EPnR}/kWh_{EF} y 0,331 kgCO₂/kWh_{EF}. Factores de paso gas natural 1,190 kWh_{EPnR}/kWh_{EF} y 0,252 kgCO₂/kWh_{EF}

Sistema	Unid.	Sist. 1	Sist. 2	Sist. 3	Sist. 4	Sist. 5	Sist. 6
Demanda ACS	kWh/año	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6	2247,6
Pérdidas acumulador	kWh/año	596,7	596,7	0,0	0,0	358,0	358,0
Demanda total	kWh/año	2844,3	2844,3	2247,6	2247,6	2605,6	2605,6
Consumo eléctrico de red	kWh/año	317,6	836,6	45,0	72,7	2605,6	1038,6
Consumo de gas natural	kWh/año	0,0	0,0	2443,0	977,2	0,0	0,0
Eficiencia	---	8,95	3,40	0,92	0,92	1	1
Contribución Solar	%	61,9	0,0	0,0	60,0	0,0	60,1
Consumo EPnR	kWh/año	620,6	1634,6	2995,1	1305,0	5091,4	2029,5
Emisiones CO ₂	kgCO ₂ /año	105,1	276,9	630,5	270,3	862,5	343,8

Tabla 6-7 Costes anualizados de 6 soluciones de producción de ACS. Estudio económico a 25 años, con tasa de inflación al 3% y tasa de retorno al 3%

Sistema	Sist. 1	Sist. 2	Sist. 3	Sist. 4	Sist. 5	Sist. 6
COSTES ANUALIZADOS	€/año	€/año	€/año	€/año	€/año	€/año
Costes de Inversión	118,95	78,53	89,39	149,90	31,18	118,95
Costes de Reemplazamiento	18,12	18,12	22,65	32,36	7,55	18,45
Costes de Mantenimiento	87,38	58,25	58,25	116,50	19,42	77,67
Costes de Operación	85,09	160,15	183,33	116,26	455,77	227,66
TOTAL COSTES ANUALIZADOS	309,54	315,05	353,63	415,03	513,92	442,72

Por otro lado, en la Tabla 6-7 se incluyen los costes anualizados de estas 6 misma soluciones. Cabe indicar que, el precio de la electricidad se ha fijado en 15 c€/kWh, mientras que el precio del gas natural se ha estimado en 5 c€/kWh.

Se concluye que la solución propuesta de bomba de calor con aporte fotovoltaico resulta ser la solución más económica de todas las analizadas.

Se han realizado ensayos específicos para analizar la estratificación del agua en el depósito, así como la influencia de ésta en la eficiencia energética de la bomba de calor. Para ello, se han instalado un total de 10 sondas de temperatura sobre la superficie del depósito con 10 cm de separación entre ellas en la dirección vertical.

La Tabla 6-8 muestra los resultados obtenidos de 5 de los ensayos llevados a cabo, entre los cuales se ha modificado el caudal de agua, los instantes de consumos y el volumen total de agua consumida, disponiendo así de ensayos con 1, 3 y 6 consumos, con caudales de agua de 4 y 6 l/min. Todos los ensayos se han realizado con temperaturas del aire exterior de unos 20°C y en ninguno de ellos se contó con aporte fotovoltaico ni con el funcionamiento de la resistencia.

Tabla 6-8 Resumen de resultados de los ensayos de estratificación y análisis energético de la bomba de calor de ACS

Nº Cons.	Caudal	Q _{BC}	Q _{ACS}	Q _{DEP}	E _{TOTAL,BC}	SPF _{TOTAL,BC}	SPF _{ÚTIL,BC}	Vol.	T _{MED}	T* _{MED}
	l/min	kWh _T	kWh _T	kWh _T	kWh _E	---	---	L	°C	°C
6	4	7,34	6,13	1,19	2,22	3,30	2,76	132	40,9	37,7
6	6	8,88	7,59	0,96	2,50	3,55	3,03	198	37,1	37,0
3	6	6,06	4,66	1,43	1,96	3,09	2,37	99	44,5	41,4
1	4	2,83	0,99	1,75	0,99	2,87	1,00	22	51,2	49,7
1	6	3,42	1,49	1,85	1,16	2,95	1,29	33	50,9	44,6

A la vista de los resultados mostrados en la Tabla 6-8, se puede concluir que:

- La eficiencia de la bomba de calor está relacionada con la temperatura del agua en la zona del condensador (T*_{MED}). Así, los perfiles de consumo a 6 l/min presentan mayores eficiencias que los perfiles a 4 l/min, ya que, al consumir más agua, se enfría más el depósito en la parte inferior y el condensador trabaja a menor temperatura. De igual forma, los ensayos de 6 consumos tienen más eficiencia que los ensayos de 3 y estos, a su vez, más eficiencia que los ensayos de 1 consumo.
- Los perfiles de temperatura registrados indican que, un depósito estratificado mejora la eficiencia de la bomba de calor, frente a un depósito homogéneo, a la vez que se consigue mantener la calidad del servicio de ACS durante mayor tiempo.

Se ha definido un modelo computacional del equipo de producción de ACS empleando los resultados de los ensayos experimentales, con el cual se consigue simular con gran exactitud la estratificación del agua en el depósito, así como el funcionamiento de la bomba de calor.

El modelo diseñado ha sido empleado para simular las curvas de consumo de ACS utilizadas en los ensayos experimentales, con caudales de 4 l/min y 6 l/min. En todos los casos, el modelo ha sido capaz de recrear con gran exactitud los perfiles de temperatura de los ensayos experimentales, por lo que el este se considera correctamente validado.

Finalmente, el modelo completo del equipo (bomba de calor y depósito) ha sido utilizado para simular 3 de las 5 curvas de consumo recogidas en el protocolo de ensayo de la norma UNE 16147, en concreto las curvas S, M y L, donde la temperatura del aire exterior se ha mantenido en 20°C para todas simulaciones, mientras que, como temperatura del aire a la entrada del evaporador se han tomado 7 y 20°C. Los resultados de la simulación se muestran en la Tabla 6-9.

Tabla 6-9 Resultados de la simulación de las curvas S, M y L del norma UNE16147 empleando el modelo de bomba de calor de ACS

Variable	Uds.	Curva S (20/20)	Curva S (20/7)	Curva M (20/20)	Curva M (20/7)	Curva L (20/20)	Curva L (20/7)
$Q_{HP,TC}$	kWh	2,025	2,031	5,797	5,817	11,558	11,480
$Q_{EL,TC}$	kWh	0,067	0,065	0,060	0,051	0,084	0,113
Q_{TC}	kWh	2,092	2,096	5,857	5,869	11,642	11,593
$W_{EL,HP,TC}$	kWh	1,618	2,179	2,675	3,586	4,264	5,560
P_{es}	kW	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031	0,031
t_{TTC}	h	30,033	31,010	27,967	28,980	28,250	30,750
$W_{EL,TC}$	kWh	1,495	2,024	2,610	3,482	4,214	5,461
COP_{DHW}	---	1,399	1,035	2,244	1,686	2,763	2,123
Q_{DEP}	kWh	2,494	2,565	2,314	2,38	2,263	2,335
$Q_{TOT,BC}$	kWh	4,519	4,596	8,111	8,197	13,821	13,815
$COP_{TOT,BC}$	---	2,793	2,109	3,032	2,286	3,241	2,485

La norma UNE 16147 sólo considera para el cálculo de la eficiencia (COP_{DHW}) el calor aportado para satisfacer la demanda de ACS (Q_{TC}) y no se considera el calor empleado para vencer las pérdidas por las paredes. Así las curvas de ensayo L arrojan mejores resultados de eficiencia, que las curvas M y éstas, a su vez, tienen mejores resultados que las curvas S. Esta es la principal razón por la que los fabricantes prefieren realizar sus ensayos con curvas de mayor demanda de ACS, aunque por volumen y capacidad de los equipos, estos estén destinados a aplicaciones de menor consumo.

También se aprecia claramente el efecto de la temperatura del aire exterior sobre la eficiencia de la bomba de calor. Así, todos los ensayos con temperaturas del aire a la entrada del evaporador de 20°C tienen mayor eficiencia que su homólogo con temperatura de 7°C.

Por todo ello, las principales conclusiones derivadas de los resultados obtenidos de la simulación de las curvas de la norma UNE 16147 son:

- Según los resultados obtenidos de la simulación, la menor eficiencia es la de la curva S 20/7 ($COP_{DHW} = 1,035$) y la mayor eficiencia se registra en la curva L 20/20 ($COP_{DHW} = 2,763$).
- La simulación de la curva L con temperatura del aire exterior y de entrada al evaporador de 20°C da como resultado un COP_{DHW} de 2,763, superior al valor de 2,5 indicado en [12], por lo que este, para dichas condiciones de ensayo, el equipo puede ser considerado como energía renovable.
- A pesar de la complejidad del protocolo de ensayos, se han podido reducir notablemente los tiempos de cálculo gracias al uso del modelo computacional. Por ello,

el uso del modelo diseñado puede aportar un beneficio importante, tanto desde el punto de vista científico, como desde el punto de vista de los fabricantes.

Tras analizar en profundidad los resultados obtenidos a partir del estudio experimental y numérico de la bomba de calor de ACS con aporte fotovoltaico, se han podido extraer una serie de conclusiones que podrían ayudar al correcto diseño y dimensionado de este tipo de sistemas. Estas conclusiones son:

- La bomba de calor debe trabajar con la temperatura exterior más alta posible, ya que así se maximizará la eficiencia de la misma. Además, al no trabajar con temperaturas exteriores bajas también se reducirá el número de desescarches, dando lugar a mayores eficiencias.
- Hacer trabajar a la bomba de calor sólo durante las horas del día conllevará también un mayor aporte de la energía solar aumentando la contribución solar y el factor de producción.
- Conseguir mantener una correcta estratificación del depósito ayudará a que el condensador trabaje con una temperatura del agua más fría y mejorará notablemente la eficiencia energética de la bomba de calor. Para ello, resulta fundamental llevar a cabo un correcto diseño de las secciones de entrada y salida del agua, tratando de reducir la agitación del agua y, por tanto, el mezclado de ésta.
- Factores como el volumen de acumulación, la potencia del compresor, la potencia disponible en paneles y la estrategia de control resultarán claves a la hora de maximizar la eficiencia y aumentar la contribución solar y el factor de producción. Así, un adecuado dimensionado de la instalación y un correcto diseño de la estrategia de control serán de vital importancia si se desea optimizar el sistema.

6.3 CONCLUSIONES GENERALES

La investigación llevada a cabo en esta tesis, en la que se ha seguido una metodología fundamentalmente basada en trabajos experimentales, ha servido para conocer de forma detallada el funcionamiento de los equipos de expansión directa con aporte fotovoltaico para la producción de energía térmica en edificios, incluyendo la climatización de espacios y la producción de agua caliente sanitaria (ACS). Las conclusiones extraídas a partir de los diferentes trabajos realizados se han empleado para definir estrategias pensadas para la optimización de este tipo de sistemas. Entre las estrategias definidas, se encuentran aspectos centrados en la selección de componentes, dimensionado de equipos, configuración de los sistemas, estrategias de control, etc.

A partir de las distintas alternativas analizadas, se concluye:

- **Acumulación de energía:** Se realizaron medidas con acumulación de energía eléctrica en baterías (no incluidas en la memoria de tesis), que dieron como resultado una peor eficiencia del sistema. Se concluye que, siempre que sea posible, la acumulación de energía térmica es mucho más conveniente que la acumulación de energía eléctrica.
- **Interconexión con la red eléctrica:** Por cuestiones normativas y técnicas resulta conveniente diseñar los sistemas para evitar la inyección de energía eléctrica a la red. Todos los diseños experimentales de esta tesis se han hecho pensando en maximizar el autoconsumo de energía solar fotovoltaica y con inyección de energía cero. Para ello, se ha trabajado con dos estrategias de funcionamiento distintas:

- Actuar sobre el punto de funcionamiento de los paneles fotovoltaicos para evitar que estos generen la energía que no se pueda consumir. Se trata de igualar la generación fotovoltaica a la demanda eléctrica.
- No actuar sobre la generación fotovoltaica, permitiendo que los paneles maximicen su producción y derivar la energía fotovoltaica sobrante a una carga resistiva y acumular ésta en forma de calor en el depósito de agua caliente. El dimensionado de equipos y componentes debe permitir maximizar el consumo de energía fotovoltaica en la bomba de calor y minimizar el consumo en la resistencia para optimizar su aprovechamiento.

Los sistemas interconectados con la red y con acumulación de energía se pueden emplear para optimizar el funcionamiento de la red, adaptando las horas de trabajo a las necesidades de ésta, lo que se conoce como sistemas *Grid-Friendly*.

- **Tipo y potencia de compresor:** En instalaciones de climatización, donde la demanda térmica es muy variable y la posibilidad de acumulación de energía puede no ser una opción será preferible emplear compresor inverter. Sin embargo, en equipos de producción de ACS el compresor inverter no es necesario y se puede optar uno ON/OFF, ya que no se afectará a la eficiencia.

En cuanto a la potencia del compresor, ésta deberá ser ligeramente inferior o igual a la potencia de la instalación solar fotovoltaica en sistemas con acumulación de energía. En caso de no disponer de acumulación de energía, la potencia pico de la instalación solar fotovoltaica deberá ser del 75% de la potencia del compresor.

- **Sistema de control:** Un correcto diseño del sistema de control resulta clave a la hora de optimizar el funcionamiento del sistema, sobre todo en caso de no existir acumulación.

En instalaciones de climatización, donde la demanda térmica es muy variable y la posibilidad de acumulación de energía puede no ser una opción, se debe contar con un sistema de control optimizado, capaz de adaptar, en la medida de los posible, la velocidad de giro del compresor y el consumo de este a la disponibilidad de radiación solar y generación de la fuente fotovoltaica. Este modo de funcionamiento (modo ECO) debe permitir variar la temperatura de consiga para adaptar la demanda en función de la disponibilidad de energía solar. El sistema puede ser mejorado con un sistema capaz de realizar predicciones meteorológicas y ajustar con anterioridad en modo de funcionamiento.

En sistemas de ACS con acumulación térmica resulta fundamental contar con varias sondas de temperatura que den información de la estratificación del depósito y se actúe sobre el consumo del compresor en función de ésta.

6.4 FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

A pesar de los buenos resultados obtenidos, los sistemas analizados no estaban completamente optimizados, por lo que queda un amplio margen de mejora. Trabajando sobre el diseño, el dimensionado y la selección de equipos y componentes se podría incrementar la eficiencia de dichos sistemas. En este sentido, se han planificado una serie de trabajos centrados en el diseño de herramientas y estrategias de funcionamiento orientados hacia la optimización de estos.

En primer lugar, en relación a los sistemas de climatización con equipos de expansión directa y aporte fotovoltaicos se han planificado los siguientes trabajos:

- Tal y como se ha visto en el apartado de conclusiones, un aumento en la potencia fotovoltaica instalada, por ejemplo, pasando de 3 a 4 paneles, podría incrementar la contribución solar del sistema, aunque también se reduciría el factor de producción de

estos, por lo que la energía fotovoltaica estaría peor aprovechada. Por ello, se va a realizar un estudio paramétrico, a partir de los datos experimentales, que relacione factores clave, como la eficiencia del sistema o la contribución solar de este con la potencia pico de la fuente fotovoltaica, la potencia del compresor, el horario de funcionamiento, el perfil de carga, etc.

- Desarrollar un modelo computacional fiable del sistema analizado y validar este a partir de los resultados experimentales obtenidos, con el objetivo de poder conocer el comportamiento del sistema bajo diferentes condiciones de trabajo (condiciones climáticas, perfiles de carga, etc.). Parte de este estudio ya ha sido llevado a cabo entre los trabajos de tesis, aunque no se han presentado en este documento.
- Desarrollar una herramienta de diseño y selección de equipos con la que optimizar el sistema en función de parámetros clave como la zona climática (temperatura exterior, radiación solar, etc.) o la aplicación de uso de este.
- Trabajar en el desarrollo de una lógica de control capaz de adaptar el funcionamiento del equipo de climatización a la disponibilidad de energía solar. Este modo de funcionamiento “modo ECO” permitirá modificar la velocidad de giro del compresor para ajustar, en la medida de lo posible, el consumo de este a la potencia fotovoltaica disponible. De esta forma, se desea reducir el consumo eléctrico de la red, incrementar la contribución solar del sistema y mejorar la eficiencia energética de este.
- Pensando en aplicaciones de uso doméstico, donde el perfil de demanda térmica se centra predominantemente en horas nocturnas, se desea realizar un estudio experimental de la capacidad de almacenamiento térmico de los cerramientos. Se pretende así analizar la posibilidad de trasladar la curva de consumo de los equipos de climatización en edificios residenciales a las horas de disponibilidad solar.

Por otro lado, los futuros trabajos en relación con los sistemas de producción de agua caliente sanitaria con bombas de calor y apoyo fotovoltaico son:

- Analizar el funcionamiento una bomba de calor con apoyo de un panel fotovoltaico y térmico (PVT) en el que el calor disipado por el panel solar fotovoltaico se aproveche para precalentar el aire de entrada al evaporador.
- Analizar el funcionamiento de un prototipo de bomba calor con dos condensadores, uno en la parte baja del depósito y otra en la parte superior. Se actuará sobre el sistema de control para calentar la parte superior o inferior del depósito en función de las necesidades térmicas del servicio de ACS y de la disponibilidad de energía solar.

En el momento de la finalización de la tesis ya se ha comenzado a realizar parte de estos trabajos en el Proyecto de Plan Nacional ENE2017-83729-C3-1-R.

BIBLIOGRAFÍA

- [1]. Directiva 2010/31/UE del Parlamento Europeo y del Consejo, de 19 de mayo de 2010, relativa a la eficiencia energética de los edificios
- [2]. Directiva (UE) 2018/844 del Parlamento Europeo y del Consejo, de 30 de mayo de 2018, por la que se modifica la Directiva 2010/31/UE relativa a la eficiencia energética de los edificios y la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética
- [3]. Z.F. Li, K. Sumathy, Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4 (2000) 267-293
- [4]. A. Alianea, S. Abboudi, C. Seladji, B. Guendouz, An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 65 (2016) 443-458
- [5]. M. Zeyghami, D. Yogi Goswamin, E. Stefanakos, A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 1428-1445
- [6]. F.J. Aguilar, P.V. Quiles, S. Aledo. Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid, *Applied Thermal Engineering* 123 (2017) 486–497
- [7]. B.Y. Zhao, Y. Li, R.Z. Wang, Z.G. Zhao, R.A Taylor, A universal method for performance evaluation of solar photovoltaic air conditioner, *Solar Energy* 172 (2018) 58–68
- [8]. K.F. Fong, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Solar Energy* 84 (2010) 227–244
- [9]. D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state of the art review, *International Journal of Refrigeration*. 2008
- [10]. Todd Otanicar, Robert A. Taylor, Patrick E. Phelan, Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment, *Solar Energy* 86 (2012) 1287–1299
- [11]. N. Hartmann, C. Glueck, F.P. Schmidt, Solar cooling for small office buildings: Comparison of solar thermal and photovoltaic options for two different European climates, *Renewable Energy* 36 (2011) 1329-1338
- [12]. Renato M. Lazzarin, Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economical analysis, *International Journal of Refrigeration* 39 (2014) 38-47
- [13]. R.M. Lazzarin, M. Noro, Past, present, future of solar cooling: Technical and economical Considerations, *Solar Energy* 172 (2018) 2–13

- [14]. Ursula Eicker, Dirk Pietruschka, Andreas Schmitt, Maximilian Haag, Comparison of photovoltaic and solar thermal cooling systems for office buildings in different climates, *Solar Energy* 118 (2015) 243–255
- [15]. Solar Heating and Cooling Programme, International Energy Agency, <http://task53.iea-shc.org/>
- [16]. G.K. Singh, Solar power generation by PV (photovoltaic) technology: A review, *Energy* 53 (2013) 1-13
- [17]. Priscila Gonçalves Vasconcelos Sampaio, Mario Orestes Aguirre González, Photovoltaic solar energy: Conceptual framework, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 74 (2017) 590–601
- [18]. Daniel Mugnier, Roberto Fedrizzi, Richard Thygesen, Tim Selke, New generation solar cooling and heating systems with IEA SHC task 53: overview and first results, *Energy Procedia* 70 (2015) 470–473
- [19]. Y. Li, G. Zhang, G.Z. Lv, A.N. Zhang, R.Z. Wang, Performance study of a solar photovoltaic air conditioner in the hot summer and cold winter zone, *Solar Energy* 117 (2015) 167–179
- [20]. Bin-Juine Huang, Tung-Fu Hou, Po-Chien Hsu, Tse-Han Lin, Yan-Tze Chen, Chi-Wen Chen, Kang Li, K.Y. Lee, Design of direct solar PV driven air conditioner, *Renewable Energy* 88 (2016) 95-101
- [21]. Zhongbao Liu, Ao Li, Qinghua Wang, Yuanying Chi, Lingfei Zhang, Performance study of a quasi grid-connected photovoltaic powered DC air conditioner in a hot summer zone, *Applied Thermal Engineering* 121 (2017) 1102–1110
- [22]. Yongfeng Xu, Ming Li, Xi Luo, Xun Ma, Yunfeng Wang, Guoliang Li, Reda Hassanien Emam Hassanien, Experimental investigation of solar photovoltaic operated ice thermal storage air-conditioning system, *International Journal of Refrigeration* 86 (2018) 258–272
- [23]. R. Opoku, K. Mensah-Darkwa, A. Samed Muntaka, Techno-economic analysis of a hybrid solar PV-grid powered air-conditioner for daytime office use in hot humid climates – A case study in Kumasi city, Ghana, *Solar Energy* 165 (2018) 65–74
- [24]. Y. Li, B.Y. Zhao, Z.G. Zhao, R.A. Taylor, R.Z. Wang, Performance study of a grid-connected photovoltaic powered central air conditioner in the South China climate, *Renewable Energy* 126 (2018) 1113-1125
- [25]. P.V. Quiles. *Energía Solar, Casos Prácticos Atecyr*. ISBN 978-84-95010-35-3. 2010
- [26]. P. V. Quiles, Francisco J. Aguilar, Simón Aledo, Analysis of the overheating and stagnation problems of solar thermal installations, *Energy Procedia* 48 (2014) 172–180
- [27]. E. Frank, F. Mauthner, S. Fischer, Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. IEA SHC Task 49, 2015.
- [28]. Decisión de la Comisión de 1 de marzo de 2013 (2013/114/UE), por la que se establecen las directrices para el cálculo por los Estados miembros de la energía renovable procedente de las bombas de calor de diferentes tecnologías

- [29]. Zhangyuan Wang, Peng Guo, Haijing Zhang, Wansheng Yang, Sheng Mei, Comprehensive review on the development of SAHP for domestic hot water, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 72 (2017) 871–881
- [30]. M. Mohanraja, Ye. Belyayevb, S. Jayaraj, A. Kaltayev, Research and developments on solar assisted compression heat pump systems – A comprehensive review (Part A: Modeling and modifications), *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 83 (2018) 90–123
- [31]. Sandeep S. Joshi, Ashwinkumar S. Dhoble, Photovoltaic -Thermal systems (PVT): Technology review and future trends, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 92 (2018) 848–882
- [32]. N. Aste, C. Del Pero, F. Leonforte, Water PVT collectors performance comparison, *Energy Procedia* 105 (2017) 961–966
- [33]. Yanping Du, Christopher J. Fell, Benjamin Duck, Dong Chen, Kurt Liffman, Yinan Zhang, Min Gu, Yonggang Zhu, Evaluation of photovoltaic panel temperature in realistic scenarios, *Energy Conversion and Management* 108 (2016) 60–67
- [34]. Chow, T., F. Fong, K., Pei, G., Ji, J., He, M., Potential use of photovoltaic-integrated solar heat pump system in Hong Kong, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1066–1072
- [35]. Fang, G., Hu, H., Liu, X., Experimental investigation on the photovoltaic thermal solar heat pump air-conditioning system on water-heating mode. *Experimental Thermal and Fluid Science* 34 (2010) 736–743
- [36]. Hongbing Chen, Saffa B Riffat, Investigation of a Hybrid Solar Heat Pump System, *Procedia Engineering* 21 (2011) 311 – 318
- [37]. Xingxing Zhang, Xudong Zhao, Jingchun Shen, Xi Hu, Xuezhi Liu, Jihuan Xu, Design, fabrication and experimental study of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe based heat pump system, *Solar Energy* 97 (2013) 551–568
- [38]. Hong Li, Yue Sun, Operational performance study on a photovoltaic loop heat pipe/solar assisted heat pump water heating system, *Energy and Buildings* 158 (2018) 861–872
- [39]. F.J. Aguilar, P.V. Quiles, S. Aledo. Experimental study of the solar photovoltaic contribution for the domestic hot water production with heat pumps in dwellings. *Applied Thermal Engineering* 101 (2016) 379–389
- [40]. Cătălin George Popovici, Sebastian Valeriu Hudișteanu, Theodor Dorin Mateescu, Nelu-Cristian Cherecheș, Efficiency improvement of photovoltaic panels by using air cooled heat sinks, *Energy Procedia* 85 (2016) 425 – 432
- [41]. Kato, T., Suzuoki, Y., Autonomous scheduling of heat-pump water heaters for mitigating voltage rise caused by photovoltaic power generation systems. *Applied Thermal Engineering* 71 (2014) 652 – 657
- [42]. Sam M. Sichilalu, Xiaohua Xia, Optimal energy control of grid tied PV–diesel–battery hybrid system powering heat pump water heater, *Solar Energy* 115 (2015) 243–254
- [43]. P. Poulet, R. Outbi, Energy production for dwellings by using hybrid systems based on heat pump variable input power, *Applied Energy* 147 (2015) 413–429

- [44]. Richard Thygesen, Björn Karlsson, Simulation and analysis of a solar assisted heat pump system with two different storage types for high levels of PV electricity self-consumption, *Solar Energy* 103 (2014) 19–27
- [45]. Solar Heating and Cooling Programme, International Energy Agency, State of the art of new generation commercially available products. Final Report (2017)
- [46]. Agencia Estatal de Meteorología (AEMET), Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT, 2012
- [47]. IEA-SHC-TASK53, Monitoring Procedure for Field Test & Demo Systems with Compression Heat Pumps Driven by Photovoltaic Solar Energy, 2017
- [48]. JCGM 100:2008, Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement.
- [49]. SolarPower Europe’s Global Market Outlook 2018 – 2022
- [50]. Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (IDAE), Factores de Emisión de CO₂ y Coeficientes de Paso a Energía Primaria de Diferentes Fuentes de Energía Final Consumidas en el Sector de Edificios en España, 2016
- [51]. Ministerio de Fomento, Código Técnico de la Edificación, DB-HE4 Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria, 2017
- [52]. Janne Dragsted, Simon Furbo, Mark Dannemand, Federico, Bava, Thermal stratification built up in hot water tank with different inlet stratifiers, *Solar Energy* 147 (2017) 414–425
- [53]. Ignacio José Moncho-Estevé, María Gasque, Pablo González-Altozano Guillermo Palau-Salvador, Simple inlet devices and their influence on thermal stratification in a hot water storage tank, *Energy and Buildings* 150 (2017) 625–638
- [54]. Dogan Erdemir, Necdet Altuntop, Improved thermal stratification with obstacles placed inside the vertical mantled hot water tanks, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 20-29
- [55]. Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (Atecyr), Fundamentos de Energía Solar Para ACS y Climatización. Buenas Prácticas, 2015.
- [56]. EN 16147, Heat pumps with electrically driven compressors – Testing and requirements for marking for domestic hot water units (2010)
- [57]. Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (IDAE), CALENER-GT Grandes edificios terciarios. Manual de Curvas, 2009
- [58]. Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía (IDAE), Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones Solares Fotovoltaicas Conectadas a Red, 2011
- [59]. B. Newton, Modeling of Solar Tanks, Wisconsin, 1995
- [60]. I. Dinger and M. Rosen, Thermal Energy Storage: Systems and Applications., John Wiley & Sons, 2011

- [61]. J. Duffie and W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes.*, John Wiley & Sons York, N.Y., 2006
- [62]. Y. H. Zurigat, K. J. Maloney, A. J. Ghajar, A Comparison Study of One-Dimensional Models for Stratified Thermal Storage Tanks, *Journal of Solar Energy Engineering*, 111(3) (1989) 204-210
- [63]. F. Ochs, *Modelling large scale thermal energy stores*, University of Stuttgart, 2009.
- [64]. Lingkai Kong, Weixing Yuan, NingZhu, CFD Simulations of Thermal Stratification Heat Storage Water Tank with an Inside Cylinder with Openings, *Procedia Engineering*, 146 (2016) 394–399
- [65]. T. Bouhal, S. Fertahi, Y. Agrouaz, T. El Rhafiki, T. Kousksou, A. Jamil, Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study, *Solar Energy* 157 (2017) 441–455



ANEXO.
PUBLICACIONES



Experimental study of the solar photovoltaic contribution for the domestic hot water production with heat pumps in dwellings

F.J. Aguilar^{1,a}, S. Aledo^{2b}, P.V. Quiles^{3a}

^a*Universidad Miguel Hernández, Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, Avenida de la Universidad s/n, Edificio Innova, 03202 Elche, Spain*

^b*Prointer, S.L., C/ Nicolás de Bussi, 30, Elche 03320, Spain*

¹faguilar@umh.es; ²prointer@prointer.es; ³pedro.vicente@umh.es

Abstract

The present paper describes experimental work, carried out during an entire year on a heat pump used for domestic hot water (DHW) production, which is powered from photovoltaic panels and the grid simultaneously. The system was designed and controlled to give priority to the renewable source to reach the maximum solar contribution.

The aim of the study was to analyze the real possibilities of using photovoltaic energy to produce DHW with heat pumps in dwellings. The system developed (heat pump + PV) works without batteries and therefore the energy storage is carried out by the hot water accumulated in the tank.

The main elements of the experimental setup were: an air conditioning unit with a nominal cooling capacity of 3.52 kW, and a photovoltaic installation with three 235W_p panels connected directly to the equipment at 24 Vdc.

The design of the system was carried out in order to optimize the solar contribution. Some key aspects of the design are: the heat pumps' power, the water storage volume, the control strategy and a device to derive the excess of PV electricity to a secondary heater.

The system was tested for typical DHW production of a typical family of 4 residences: 130 liters at 55°C, about 6.2 kWh a day. Tests were carried out in the university laboratory located in Alicante (Spain). The results during a year of study demonstrates that the annual average efficiency of the heat pump (SPF_{HP}) could be close to 3.5 and the annual average efficiency of the whole system would be near 9, while the solar contribution would be higher than 60%.

Keywords: Energy Efficiency; Solar energy; Photovoltaic panels, Solar Heat Pump, Domestic Hot Water

Highlights

- Experimental study of a photovoltaic solar heat pump (PV+HP) working to produce domestic hot water.
- A fully monitored experimental facility is described in detail.
- Seasonal results from an entire year of study are presented.

¹ Corresponding author. Tel.: +34 965222191; fax: +34 966658979

E-mail address: faguilar@umh.es (F.J. Aguilar)

- Some key performance indicators to show the system efficiency have been proposed and calculated.
- The annual performance factor of the system (PV + HP) is 8.92 while the average solar contribution (SC) is 61.7%

Nomenclature

COP	Coefficient of Performance (-)
E	Electrical energy (kWh)
G	Daily solar insolation in the PV panels angle (kWh/m ²)
h	Refrigerant enthalpy (kJ/kg)
I	Electrical current (A)
IRR	Solar radiation (W/m ²)
m	Mass flow (kg/s)
P	Electrical power (W)
p	Pressure (bar)
PPF	Photovoltaic Production Factor (%)
\dot{Q}	Thermal Power produced by the heat pump (kW)
Q	Thermal energy produced by the heat pump (kWh)
SC	Solar Contribution (%)
SPF	Seasonal Performance Factor (-)
T	Temperature (°C)
V	Electrical voltage (V)
Vol	Water volume (L)

Subscripts

1	The compressor's inlet (refrigerant thermodynamics cycle)
2	The compressor's outlet (refrigerant thermodynamics cycle)
3	Between the condenser and the expansion valve
4	Between the expansion valve and the evaporator
COM	Compressor
DHW	Domestic Hot Water
D	Direct method
E	Electrical

GRID,HP	Electrical consumptions by the heat pump from the grid
HP	Heat Pump
I	Indirect method
LOSS	Energy losses produced in the tank
M,24h	Average value during 24 hours
M,HP,ON	Average value during heat pump working hours
OUT	Outside (ambient)
PE	Primary energy (Non-renewable primary energy)
PV,HP panels	Electrical consumptions by the heat pump from the photovoltaic panels
PV,HT panels	Electrical consumptions by the electrical heater from the photovoltaic panels
PV,TOT	Total electricity produced by the photovoltaic panels
R	Refrigerant of the unit (R134a)
SYS	The whole system (Heat pump + Photovoltaics)
TH	Thermal
TOT,HP	Total electricity consumed by the heat pump (photovoltaic + grid)
U,HP	Useful thermal energy produced by the heat pump (W)
U,HT	Useful thermal energy produced by the electrical heater (W)
U,TOT	Total useful thermal energy produced by the unit (HP+HT) (W)

Abbreviations

PV	Photovoltaic
DHW	Domestic Hot Water
HP	Heat Pump
HT	Electrical Heater

1. Introduction

There is important concern in our current society about climatic change and the low level of traditional energy resources; thus, it is necessary to develop new, more environmentally friendly technologies that require a minimum level of contribution from fossil fuels.

Energy consumption in buildings in the European Union is about 40% of the total energy consumption. The European Directive 2010/31/EU [1] is focused on the reduction of energy consumption and the integration of renewable energies, instead of fossil fuels, with the final aim of to reduce greenhouse gas emissions.

Currently, the main technologies that make use of renewable energy, which have a direct application in buildings, are thermal solar energy for heating and/or domestic hot water (DHW) production [2] and photovoltaic solar energy for electrical energy production [3]. Other techniques focus on the combination of both thermal and photovoltaic solar energy. In this regard, Buker and Riffat [4] presented a review with several applications of solar thermal collectors combined with PV panels. In this kind of technology, known as photovoltaic-thermal or "PV-T", solar energy is simultaneously converted into electricity and heat [5]. The heat dissipated by the PV panel is absorbed by a thermal fluid (air, water or refrigerant) and used for heating or DHW production. A large amount of research on PV-thermal (PV-T) collectors has been carried out in last couple of decades. Zondag [6] presents an overview of these researches.

Several researches [7,8] show the idea of the combination of a heat pump and solar energy, which is called a solar-assisted heat pump (SAHP) system, where the solar thermal collector replaces the conventional evaporator in a heat pump so the evaporation temperature of the refrigeration increases and the heat pumps efficiency improves. This could be an attractive solution in cold regions where higher evaporation temperatures are necessary. In this regard, Chow et al. [9] described a solar assisted heat pump (SAHP) for indoor swimming pool space and water heating.

On the other hand, the PV solar assisted heat pump (PV-SAHP) combines the systems previously described with photovoltaic panels [10]. In this case, the cooling effect of the refrigerant decreases the PV panels temperature so its efficiency is higher. Gang et al. [11] presented experimental research about an application of a photovoltaic solar assisted heat pump (PV-SAHP) in China.

Omojaro and Bretkopf [12] summarize various investigations and analyze the use of direct expansion solar assisted heat pump systems, where SAHP and PV-SAHP are taken into account.

However, the most common technology in buildings is, undeniably, the flat plate solar thermal system.

For the last years, there have been lots of developments in solar thermal technology. Currently, a solar thermal installation can reach efficiencies between 45 and 55% with a typical solar contribution between 30 and 70% depending, obviously, on the collector's surface area, energy demand, solar insolation, etc. These values are more typical in tertiary or industry sector, where the installations have a high maintenance level.

Unfortunately, the experiences in solar thermal energy in dwellings have not been very successful, due mainly to the usually deficient maintenance or a complete absence of it, the consequence being a much lower saving of energy than what was

expected. In these cases, the conventional energy consumption in the backup heater tends to increase to supply the domestic hot water demand. Furthermore, stagnation and overheating are common problems in this kind of installation, and both of them were analyzed by Quiles et al. [13] and Frank et al. [14]. These problems can decrease the useful life of the solar thermal systems.

The production of domestic hot water with a heat pump powered by PV energy could be an interesting solution especially in family homes. In this configuration, the backup energy comes from the grid, while the PV installation acts as renewable energy source.

In the last few years, heat pump water heaters are being used in many countries. A lot of manufacturers are including this equipment in their catalogues, mainly due to their great performance and compact appearance. An experimental and simulation study was carried out by Morrison et al. [15] about different types of heat pump water heaters and the results showed that the average COP's were between 2.5 and 4.5, depending on the outdoor temperature and the thermal load. Guo, Wu, Wang, and Li [16] reached similar results with an experimental study about heat pump water heaters installed in Shanghai. These results could be better if part of the electrical energy consumption came from a renewable source such as a PV installation and/or wind generator. Poulet and Outbib [17] show this kind of installation as an alternative to the solar thermal energy, mainly in applications where solar water heaters cannot be optimized.

The current paper describes experimental work, carried out during an entire year, focused on a domestic hot water heat pump that is powered from photovoltaic panels and from the grid, simultaneously. The design of the system has been carried out to reach the maximum solar contribution working the following strategy:

1. The heat pump works 3 to 5 hours a day in order to use the solar energy.
2. The water tanks volume is higher than those used in standard systems in order to store the thermal energy needed during 24 h.
3. The control system has been developed specially to obtain the maximum solar contribution.
4. The excess photovoltaic electricity is derived to a heater installed in the tank.

This study can help to select the design parameters of the system in function of the DWH demand and climatic conditions in order to optimize the solar contribution.

Furthermore, it allows us to compare the advantages of both technologies, conventional thermal energy and heat pump water heaters powered by PV panels.

2. Experimental method

The heat pump analyzed is an ON/OFF equipment with a nominal heating capacity of 1.5 kW and a nominal electrical consumption of 470W (nominal COP=3.19). Two photovoltaic panels with a total peak power of 470 Wp are connected to a micro-converter, which is connected to the equipment at 230 Vac. The experimental setup was installed on the roof of the University's research laboratory located in Elche (Spain). Fig. 1 shows a photograph of the facility.

Table 1 shows the technical characteristics of the heat pump for DHW, while table 2 shows the technical characteristics of the photovoltaic installation.



Figure 1. Photography of the Experimental Facility

Table 1. Technical characteristics of heat pump

Kaysun Compak KHP 15 190	Simb.	Unit	Economical Model
Thermal Capacity	Q_{HP}	W	1500
Electrical Power of the Compressor	P_{E-COMP}	W	470
Coefficient of Performance	COP	%	3.19
Electrical Heater Power	Q_{ELEC}	A	2000
Refrigerant	---	---	R134a
Evaporator Fan Power	P_{E-FAN}	W	30
Tank Volume	V	L	190

Table 2. Technical characteristics of photovoltaic panels

Eurener 235	Simb.	Unit	Nom.
Nominal power	$P_{N,PV}$	W	235
Panel surface area	A_{PV}	m ²	1.67
Efficiency	Eff_{PV}	%	13.74
Short circuit current	I_{SC}	A	8.25
Open circuit voltage	V_{OC}	V	37.08
Nominal current	$I_{N,PV}$	A	7.66
Nominal voltage	$V_{N,PV}$	V	30.01

Tests are carried out under real climatic conditions, while a recirculation circuit is used to simulate water consumptions. The facility simulates 6 domestic-hot-water consumptions of 20–23 liters each one. The heat pump equipment heats the water to 55°C and it keeps the water temperature higher than 50°C. The water inlet temperature is between 12 and 15°C.

The average energy needed to heat the domestic hot water consumption of 129.5 liters with a mean water temperature increase of 41.0°C is $Q_{DHW}=6.26$ kWh a day. The average tank energy losses are estimated to be $Q_{LOSS}=1.63$ kWh, therefore the average total energy needed is $Q_{U,TOT} = 7.78$ kWh a day.

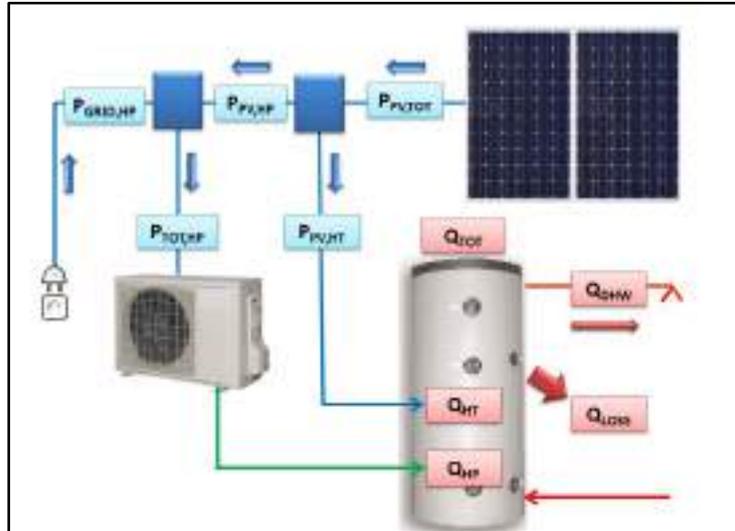


Figure 2. Schematic graph of the energy flows involved

Fig. 2 shows schematically how the heat pump equipment is connected. The domestic hot water (DHW) energy demand is supplied by the heat pump and by an electrical heater. The photovoltaic energy is used in the heat pump when it is ON, while if it is OFF, the photovoltaic energy is derived to the electrical heater. The electricity taken from the grid is only used to support the heat pump (never in the electrical heater).

2.1. The experimental set-up

To track the equipment's behaviour, a monitoring facility has been built. Fig. 3 shows the experimental facility where the subsystem "A" consists of the analyzed DHW heat pump equipment. This equipment is connected, simultaneously to the mains 230 V 50 Hz electric power and to a micro-converter connected directly to the photovoltaic solar panels.

The total energy produced by the PV panels is consumed in subsystem A, in the heat pump if it is ON and in the electrical heater if the heat pump is OFF. The energy from the grid is only necessary if the PV energy is not enough.

During the whole study, the heat pump was switched ON at 11:30 am. Its switch OFF hour depends on the moment when the maximum temperature (55°C) is reached, although it tends to work between 3 and 4 hours. Thus, the working hours are close to the hours of maximum solar radiation; therefore, the solar energy support is maximized.

The photovoltaic solar energy production comes from the subsystem B, which consists of two photovoltaic solar panels (235W peak power), connected in parallel to the micro-converter with an efficiency of 97%. The panels are placed on the flat roof of the building, facing South with an inclination of 45°.

Finally, the subsystem “C” is the system used to simulate domestic hot water consumptions. The air to water chiller keeps the auxiliary tank temperature constant at 12–15°C. The domestic hot water consumptions are simulated by switching on a pump: 6 times a day, 250l/h during 4–5 minutes at 6:30, 7:30, 9:00, 12:45, 20:00 and 21:15.

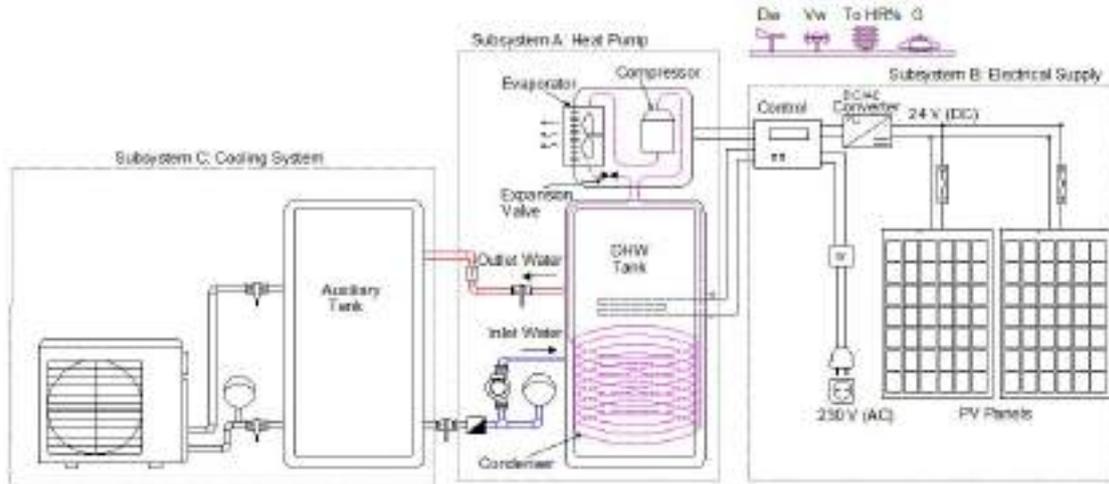


Figure 3. Experimental Setup

Table 3 Measurements taken and recorded every 2 minutes. June 23th, 13:06.

DESCRIPTION	Simb.	Value	Units
Inlet water temperature	$T_{W,IN}$	40.41	°C
Outlet water temperature	$T_{W,OUT}$	40.95	°C
Mass flow rate of water	m_w	0.00	kg/h
Refrigerant temperature in the compressor's inlet	T_1	17.80	°C
Refrigerant temperature in the compressor's outlet	T_2	71.12	°C
Refrigerant temperature in the condenser's outlet	T_3	50.19	°C
Refrigerant temperature in the evaporator's inlet	T_4	17.25	°C
Refrigerant condensing temperature	T_{COND}	56.43	°C
Refrigerant evaporating temperature	T_{EVAP}	16.79	°C
Grid voltage	V_{GRID}	225.73	V
Current from the grid	I_{GRID}	1.47	I
Power from the grid	P_{GRID}	329.58	W
PV panels voltage	V_{PV}	26.59	V
Current from the PV panels	I_{PV}	13.03	I
Power from the PV panels	P_{PV}	346.46	V
Solar irradiance	I_{rr}	875.34	W/m ²
Outdoor ambient temperature	T_{OUT}	28.23	°C
Relative humidity	HR	56.42	%
Wind Speed	V_{WIND}	2.11	m/s
Wind direction	D_{WIND}	158.31	°

Several probes and measuring instruments are installed along the entire installation to determine the efficiency of the equipment (heat pump) and of the entire system (heat pump + PV panels).

All the instruments and probes are connected to a HP 34970A Data Acquisition Unit, which recorded all the measurements every 2 minutes. Table 3 shows the 20 experimental data recorded every measurement as an example of the used methodology.

The currents $I_{PV,TOT}$ and $I_{GRID,HP}$ are determined from a value of voltage drop produced in a shunt resistance, calibrated to the passage of electric current. The electric power consumed by the heat pump from the grid ($P_{GRID,HP}$) and from the photovoltaic panels ($P_{PV,HP}$) are measured by two “Class A” wattmeters (1% accuracy).

Electrical energy measurements are tested with a network analyser Chauvin Arnoux CA8332B. The solar contribution produced by the photovoltaic panels is, therefore, perfectly measured from electrical measurements.

2.2. Calculation of the thermal energy produced by the heat pump

The total useful thermal energy produced ($Q_{U,TOT}$) is determined by two different methods simultaneously, in order to have more reliability in the results.

The first method is a “direct method”, where the total heat produced by the system is calculated from measurements in the DHW tank. The total thermal energy can be separated into two components: useful energy for DHW (Q_{DHW}) production and tank losses (Q_{LOSS}).

The DHW useful energy is determined by measuring the flowrate and water temperatures in the inlet and the outlet during the 6 periods of water consumption that are simulated by switching the recirculating pump on. An electromagnetic Siemens MAG 1100 F flowmeter is used to measure the domestic hot water flowrate, and the inlet and outlet DHW temperatures are measured by two RTD PT100 Class B submerged probes. This measurement is considered to be very accurate and an uncertainty lower than 2% is expected. Since the important measurement is the temperature difference, the probes are previously calibrated together.

Tank losses cannot be measured; nevertheless, a good estimation can be made. During one week, the tank temperature is forced to be constant at 50°C with an electrical heater. This measurement is used to calculate the tank’s overall heat transfer coefficient. Using the described method, the tank’s losses are calculated to be: 1.9 W/°C. To take into account the wind influence on the tank’s losses a small correction factor is also considered.

The second method applied is an “indirect method” [18], where the total useful thermal energy produced by the unit ($Q_{U,TOT}$) is calculated from the sum of two following values. The first one is thermal energy produced by the heat pump ($Q_{U,HP}$) that is calculated from measurements in the refrigerant thermodynamic cycle. The second one is the thermal energy produced by the electrical heater ($Q_{U,HT}$). This second value is determined using electrical measurements and applying a conversions factor of 1 between thermal and electrical energies.

In this method, it is necessary to measure the electrical energy consumed by the heat pump’s compressor. This measurement, previously carried out, showed that the heat pump fan and the control system only consume 40W, therefore the compressor consumes:

$$P_{COM} = P_{HP} - 40 \quad (1)$$

The compressor is also insulated; thus it is considered that 93% of the electricity consumed by the compressor goes to the refrigerant and 7% are energy losses by heat transfer.

The following temperatures are measured by small K-type thermocouples located on the surface of the refrigerant circuits pipe: 4 main temperatures of the thermodynamic cycle. Condensing and evaporating refrigerant pressures are measured by highly accurate pressure transducers. These measurements allow us to determine the refrigerant enthalpies in the 4 characteristic points of the refrigerant circuit.

The refrigerant mass flow is obtained applying the following equation:

$$0.93 \cdot P_{COM} = m_R \cdot (h_2 - h_1) \quad (2)$$

In order to have conservative calculations, the temperature in the compressor outlet is considered to be the higher value between the measured data (from discharge pressure and temperature) and from an isentropic efficiency of:

$$\eta_{ISO} = 0.775 - 0.05 (p_{COND} / p_{EVAP}) \quad (3)$$

The differences between both direct and indirect methods have been lower than 5% in 95% of the 248 measured days. The methodology is considered therefore to be well tested.

2.3. Measurement uncertainties

The experimental uncertainty was calculated by the following (JCGM 100: 2008) [19]. Electrical measurements are very accurate. Uncertainties on voltage and current are in all measurements lower than 1% for 95% of confidence level. These uncertainties yield to uncertainties in the power measures lower than 1.5% and in the calculated solar contribution (SC) lower than 2%.

The useful thermal power given by the heat pump is determined directly by the DHW production and tank losses and indirectly by the “refrigerant method” as has been explained in the previous section. The estimation of the total useful thermal power Q_{TOT} , calculated by both methods showed differences lower than 5% in 95% of the measured days.

3. Experimental results

The experimental study was carried out during one year in order to establish seasonal results. Results are going to be presented in two levels:

- Detail level: Data were taken every 2 minutes (720 data of every variable measured a day). These data were processed in order to get results of every analyzed day.
- Seasonal level: 248 days were analyzed (at least 15 days every month). These results were used to obtain conclusions about the system seasonal behavior.

In the following subsections, detailed and mean results are presented.

3.1. Detailed results. Measurements during one day

Figure 4 shows the electrical power produced by the photovoltaic panels ($P_{PV,TOT}$) as an example of the measurements carried out for 248 days. Measurements show that the example day was a cloudy one (August, 24th).

As the DC/AC converter had an efficiency of 97% (this data was given by the manufacturer and it was tested that the value was correct) the electrical energy produced by the photovoltaic panels ($E_{PV,HP}$) is given by the following equation:

$$E_{PV,TOT} = \sum_1^{720} P_{PV,TOT} (1/30) = \sum_1^{720} 0.97 \cdot \frac{V_{PV,TOT} \cdot I_{PV,TOT}}{1000} \cdot (1/30) \quad (4)$$

The electrical energy produced by the PV panels during the example day was $E_{PV,TOT} = 2.077$ kWh.

Figure 4 also shows the electrical power consumed by the heat pump ($P_{TOT,HP}$). It can be observed that the heat pump only switched on once a day. Once the control of the heat pump turned it on, it worked until the DHW tank temperature reached 55°C .

Since the storage energy in the tank is high (the water temperature in the whole tank is 55°C or higher), the system guaranteed a DHW temperature higher than 48°C during all scheduled consumptions (temperature stratification in the tank also plays a key role in this situation).

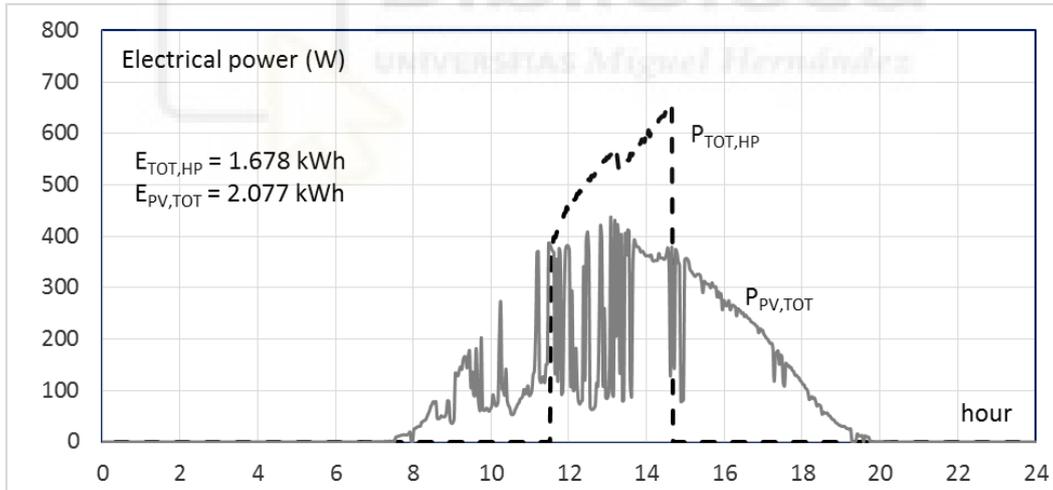


Figure 4. Electricity produced by the PV panels ($P_{PV,TOT}$) and electrical power consumed by the heat pump ($P_{TOT,HP}$). August, 24th.

The total electrical power consumed by the heat pump ($P_{TOT,HP}$) is directly measured with an electrical meter. Thus, the total electrical energy consumed in 24 hours ($E_{TOT,HP}$) is known as the sum of each measurement, following the equation:

$$E_{TOT,HP} = \sum_1^{720} P_{TOT,HP} \cdot (1/30) \quad (5)$$

The total electrical energy consumed by the heat pump on the analyzed day was $E_{TOT,HP} = 1.678$ kWh, lower than the PV energy produced ($E_{PV,TOT}$), previously calculated. In the study neither the electrical exchanges with other building installations nor the exchanges with the grid are considered.

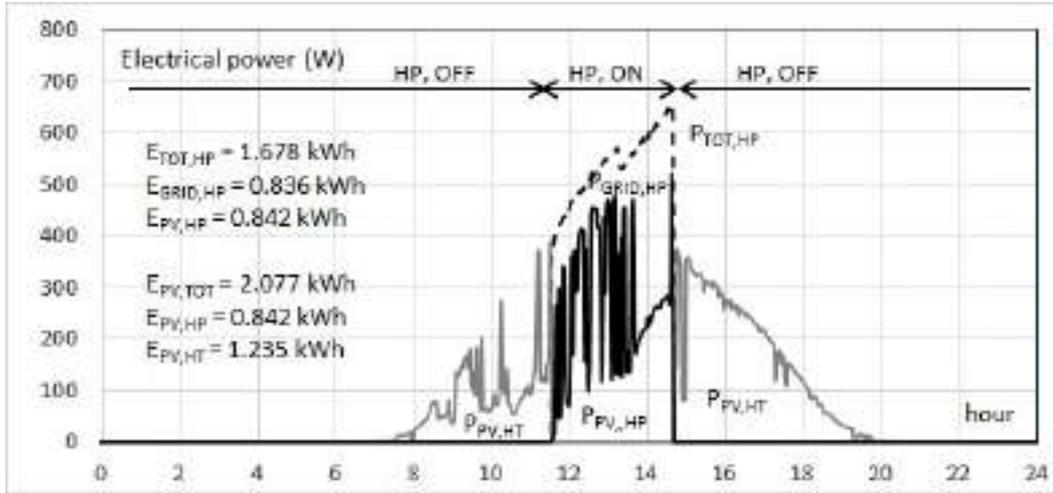


Figure 5. Electricity produced by the PV panels that is consumed by the electrical heater ($P_{PV,HT}$), electricity consumed by the heat pump ($P_{TOT,HP}$) and electricity consumed by the heat pump from the grid ($P_{GRID,HP}$). August, 24th.

In this facility, part of the electricity consumed was supplied from the grid when the heat pump was ON, this is because the solar power was not enough, as shown in Fig. 5. Thus, the following relation can be established when the heat pump is ON:

$$P_{TOT,HP} = P_{PV,HP} + P_{GRID,HP} \quad (6)$$

On one hand, during the analyzed day, the electrical energy taken by the heat pump from the grid was $E_{GRID,HP} = 0.836$ kWh. The electrical energy consumed by the heat pump from the PV panels was therefore $E_{PV,HP} = 1.678 - 0.836 = 0.842$ kWh.

On the other hand, the PV energy produced when the heat pump was OFF was delivered to the electrical heater as extra thermal energy supplied to the DHW tank. So, the electrical energy consumed by the heater was $E_{PV,HT} = 2.077 - 0.842 = 1.235$ kWh. It should be taken into account that an electronic device was used to derive this electricity to the heater. This device modified the voltage in order to adjust the inlet and outlet energy.

As previously, an equation can be defined when the heat pump is OFF.

$$P_{PV,TOT} = P_{PV,HT} \quad (7)$$

The thermal flow in kW that both the heat pump and the electrical heater gave to the DHW tank is shown in Figure 6.

When the heat pump is ON, the thermal power given by the heat pump Q_{HP} is determined by applying the “refrigerant method” detailed in Section 2.2.

When the heat pump is OFF, it is considered that all the electrical energy consumed by the heater is transformed to heat, so: $\dot{Q}_{U,HT} = P_{PV,HT}$, and therefore $Q_{U,HT} = E_{PV,HT} = 1.235$ kWh.

The thermal energy produced by the heat pump $Q_{U,HP}$ is calculated applying the refrigerant method as:

$$Q_{U,HP} (kWh) = \sum_1^{720} \dot{Q}_{HP} (kW) \cdot (1/30) \quad (8)$$

For the analyzed day in this example, the thermal energy produced by the heat pump was $Q_{U,HP} = 6.547$ kWh. The thermal energy that the DHW tank received from the heat pump and from the electrical heater calculated by the “refrigerant method” is:

$$Q_{U,TOT} (kWh) = Q_{U,HP} + Q_{U,HT} = 6.547 + 1.235 = 7.782 \text{ kWh.}$$

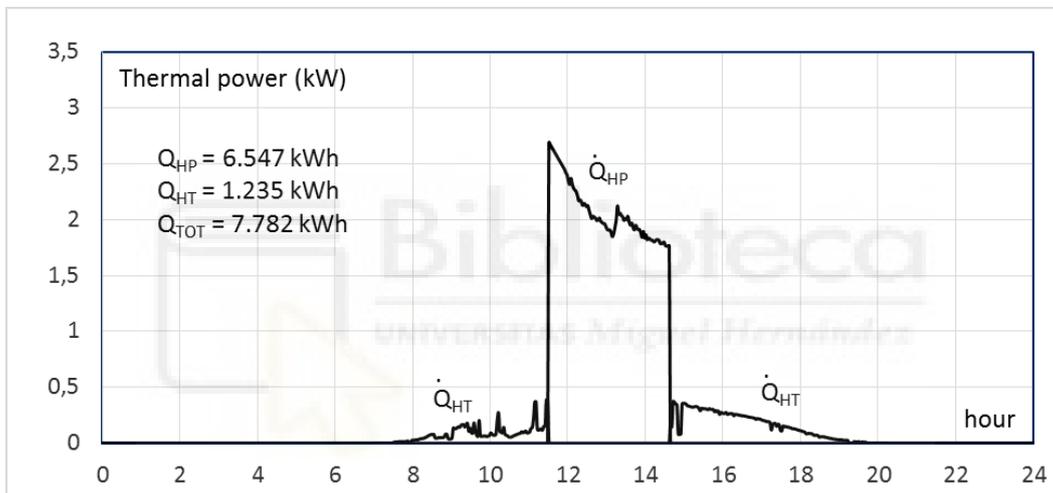


Figure 6. Thermal energy produced by the heat pump Q_{HP} and by the electrical heater Q_{HT} .

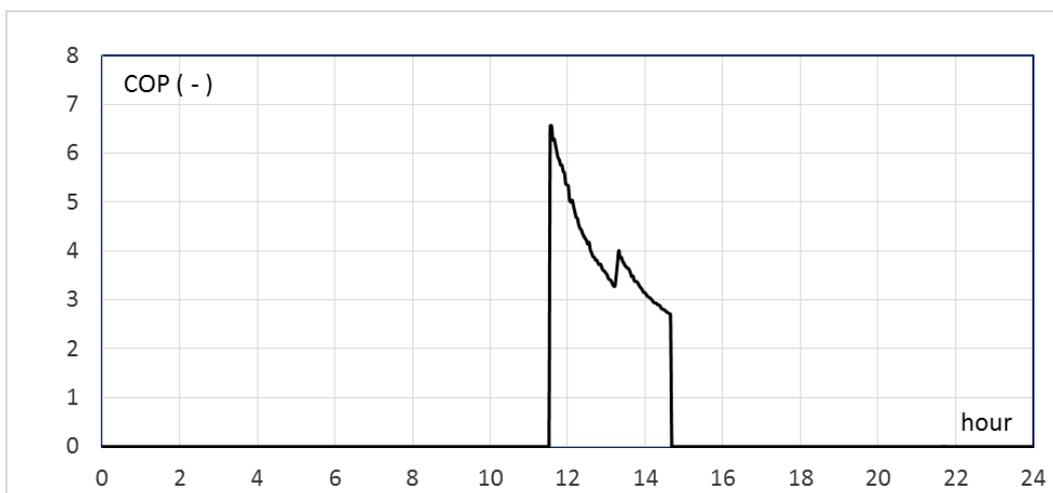


Figure 7. Coefficient of Performance of the DHW heat pump.

The COP of the heat pump has been determined and it is shown in Figure 7. It can be seen that the instantaneous COP depends on the tank temperature, more precisely, the tank temperature on the bottom third part of the tank, where the condenser of the refrigeration circuit is located. Condensing and evaporating pressures are shown in Figure 8. Compressor pressure ratio ($t=P_{COND}/P_{EVA}$) increases from $t = 1.9$ at the beginning, where the tank temperature in the bottom is about 20°C to $t=3.8$ at the end, where the tank temperature in the bottom is 55°C.

Also, the total thermal energy given to the tank ($Q_{U,TOT}$) is also calculated applying the “direct method” as the sum of the thermal energy needed for DHW (Q_{DHW}) production and the tank losses (Q_{LOSS}).

The water consumption is produced 6 times a day, where a water consumption of about 22 liters in 5 minutes is produced each time. The energy consumption is showed in Figure 9.

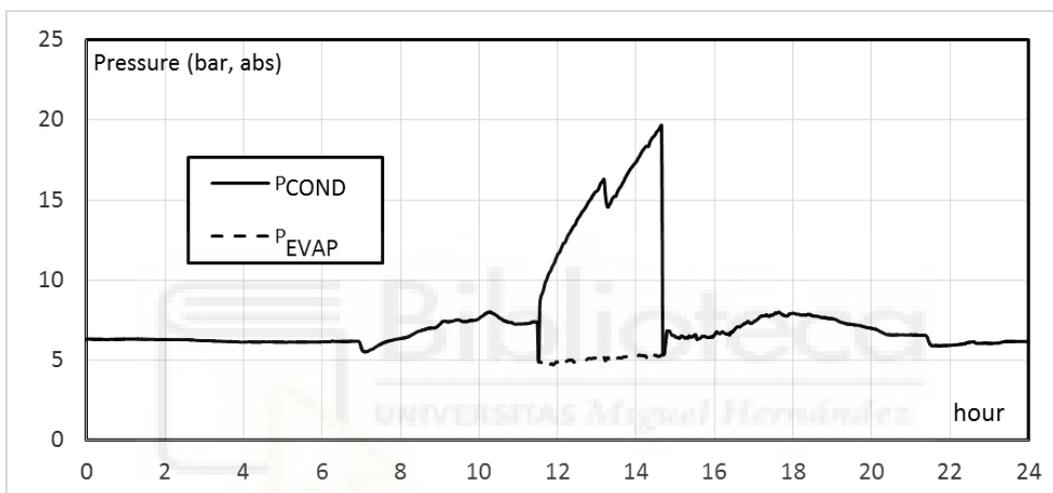


Figure 8. Condensing and evaporating pressures.

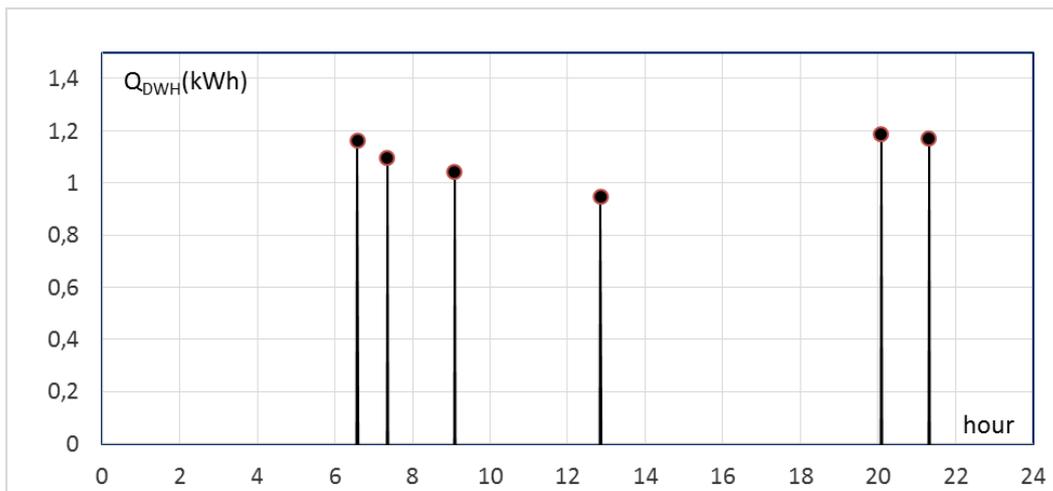


Figure 9. Energy consumed on every one of the 6 water consumptions.

The thermal energy needed for DHW production is calculated by

$$Q_{DHW} (kWh) = \sum_1^6 Q_{DHW} (kWh) \quad (9)$$

For the analyzed day, $Q_{DHW} = 6.603$ kWh.

The tank losses cannot be measured but they can be estimated with a certain degree of accuracy. A measurement of the energy losses produced during $7 \times 24 = 168$ hours was carried out and the UA coefficient was estimated: $UA = 1.9$ (W^oC). This coefficient has been used to estimate energy losses. For the analyzed day, the energy losses in 24 hours were $Q_{LOSS}(kWh) = 1.152$ kWh.

Tests were carried out to be sure that the tank's energy at the beginning and at the end of the day were the same.

The total thermal energy produced by the DHW production system was:

$$Q_{U,TOT} (kWh) = Q_{DHW} (kWh) + Q_{LOSS} (kWh) = 6.603 + 1.152 = 7.755 \text{ kWh}$$

The difference between both used methods is only 0.32% (7.755 vs 7.782 kWh). This value is very small, since a deviation of 5% was obtained for a 95% of the analyzed days.

3.2. Key Performance Indicators

As an example of the methodology employed for the system analysis, some Key Performance Indicators have been proposed. All of them have been applied following the same methods as the example day previously analyzed.

The Seasonal Performance Factor of the heat pump (without taken into account the PV contribution), SPF_{HP} is:

$$SPF_{HP} = \frac{Q_{U,HP}}{E_{TOT,HP}} = \frac{6.547}{1.678} = 3.90 \quad (10)$$

When the whole system is considered (HP + HT + PV), the Seasonal Performance Factor of the system SPF_{SYS} is defined as the relation between the total heat given to the system $Q_{U,TOT}$ and the energy taken from the grid, $E_{GRID,HP}$.

$$SPF_{SYS} = \frac{Q_{U,TOT}}{E_{GRID,HP}} = \frac{Q_{U,HP} + Q_{U,HT}}{E_{GRID,HP}} = \frac{6.547 + 1.235}{0.836} = 9.30 \quad (11)$$

The Primary Energy Ratio is calculated for the monitored installation as the ratio between useful heat and/or cold in relation to the non-renewable primary energy consumption. The primary energy factor for PV equipment is 0 and for grid electricity is considered to be 2, resulting:

$$PER = (1/2.0) \cdot SPF_{SYS} = \frac{9.30}{2.0} = 4.65 \text{ kWh}_{TH} / \text{kWh}_{PE} \quad (12)$$

Solar Contribution of the heat pump:

$$SC_{HP} = \frac{E_{HP,PV}}{E_{HP,TOT}} = \frac{0.842}{1.678} = 50.2\% \quad (13)$$

Solar Contribution of the system:

$$SC_{SYS} = \frac{Q_{U,HT} + Q_{U,HP} \cdot SC_{HP}}{Q_{U,HT} + Q_{U,HP}} = \frac{1.235 + 6.547 \cdot 0.502}{1.235 + 6.547} = 58.1\% \quad (14)$$

Photovoltaic Production Factor. In this facility, the maximum electricity production of the panels is measured directly ($E_{PV,TOT} = 2.077$ kWh). This parameter tries to consider how well the PV electricity is used: the best way is to use it in the heat pump. To calculate this parameter, a standard efficiency of $SPF_{SYS} = 2.8$ for a “typical” heat pump is considered.

$$PPF(\%) = \frac{E_{PV,HP} + E_{PV,HT} / SPF_{ST}}{E_{PV}} = \frac{0.842 + 1.235 / 2.8}{2.077} = 61.8\% \quad (15)$$

This parameter shows that, although 100% of the electricity produced by the PV panels is used in the facility, the use of this electricity in an electrical heater ($E_{PV,HT} = 1.235$ kWh) has a low efficiency.

3.3. Reference Conditions

Some of the Key Performance Indicators calculated in the last section depend on climatic conditions and water tank temperatures. These data are also provided in order to compare the behavior of this system with a system tested at other conditions.

- Mean outlet temperature in 24 hours: $T_{M,24h} = 26.5^{\circ}\text{C}$.
- Mean outlet temperature when the heat pump is ON: $T_{M,HP,ON} = 29.9^{\circ}\text{C}$
- Solar insolation in the PV panels: $G = 5.85$ kWh/m²
- Mean water temperature in the inlet: $T_{IN} = 10.8^{\circ}\text{C}$
- Mean water temperature in the outlet: $T_{OUT} = 53.8^{\circ}\text{C}$

3.4. Seasonal results

The monthly average values have been obtained directly as the average of the daily average values (more than 20 analyzed days per month, 248 days in total). Table 4 shows the mean values obtained for every month.

The key performance parameters calculated in the previous section for a specific day have been calculated for the more than 20 days for every month and these results are shown in Table 5.

When mean data are shown in graphics, it is easier to find the influence of climatic conditions on the calculated KPI. Fig. 10 shows the mean outlet temperature, calculated during 24 hours and calculated during the period that the heat pump is on. It is clear that when using a heat pump for DHW production where the objective is to use as much of the solar energy as possible, the heat pump should work during sunny hours, where the external temperature is higher: $T_{M,HP,ON}$ is 4–5°C higher than

$T_{M,24h}$. Moreover, the heat pump should never work in the coldest hours of the day, so defrosts are avoided or are minimized in winter.

Table 4. Energy measurements. Monthly mean values of electrical and thermal energy

Month	Q _{DHW} kWh	Q _{LOSS} kWh	Q _{TOT,D} kWh	E _{TOT,HP} kWh	E _{GRID,HP} kWh	E _{PV,HP} kWh	E _{PV,TOT} kWh	E _{PV,HT} kWh	Q _{HP} kWh	Q _{TOT,I} kWh
January	5.56	2.15	7.71	2.30	0.90	1.40	2.02	0.61	6.94	7.55
February	5.67	2.02	7.42	2.28	0.98	1.43	2.18	0.75	6.90	7.65
March	5.55	1.89	7.46	2.12	1.01	1.17	2.08	0.91	6.65	7.56
April	6.69	1.74	8.51	2.05	0.68	1.37	2.59	1.22	7.51	8.74
May	6.38	1.71	8.08	1.96	0.87	1.09	2.19	1.10	7.17	8.27
June	6.53	1.36	7.89	1.77	0.81	0.97	2.21	1.24	6.48	7.72
July	6.69	1.19	7.88	1.68	0.71	0.98	2.39	1.41	6.39	7.80
August	6.66	1.14	7.82	1.64	0.76	0.88	2.23	1.35	6.43	7.78
September	6.42	1.20	7.62	1.67	0.80	0.87	2.14	1.27	6.34	7.61
October	6.31	1.44	7.77	1.80	0.76	1.04	2.19	1.15	6.41	7.56
November	5.74	1.77	7.53	2.03	1.13	0.89	1.62	0.72	6.54	7.26
December	5.67	2.03	7.70	2.23	1.04	1.20	1.92	0.72	6.78	7.50
Average	6.16	1.63	7.78	1.96	0.87	1.11	2.14	1.04	6.71	7.75

Table 5. Key Performance Parameters. Monthly mean values.

Month	SPF _{HP} (-)	SPF _{SYS} (-)	SC _{HP} (%)	SC _{SYS} (%)	PPF (%)	T _{M,24h} °C	T _{M,HP,ON} °C	G _{SOL} kWh/m ²	Vol. (L)
January	3.01	8.38	60.9	64.1	80.5	11.40	16.83	5.20	123.5
February	3.03	7.81	59.3	63.3	77.9	13.66	16.29	5.16	131.7
March	3.14	7.49	53.7	59.2	71.9	15.61	19.37	6.17	133.3
April	3.67	12.81	66.7	71.4	69.7	19.73	23.78	6.77	128.2
May	3.67	9.54	55.7	61.6	67.8	19.53	24.16	5.88	125.7
June	3.65	9.56	54.5	61.8	63.9	23.79	27.98	5.90	130.8
July	3.80	11.07	58.1	65.7	62.1	26.34	30.32	6.53	133.6
August	3.92	10.24	53.7	61.7	61.1	26.80	30.75	6.23	133.6
September	3.81	9.56	52.2	60.2	61.8	25.76	29.85	5.86	130.0
October	3.55	9.92	57.8	64.2	66.3	22.12	26.92	5.92	129.3
November	3.23	6.41	44.1	49.7	71.3	16.09	20.29	4.14	129.1
December	3.04	7.23	53.6	58.1	75.9	12.02	16.82	4.88	125.9
Average	3.42	8.92	55.9	61.7	69.1	19.43	23.65	5.73	129.5

The key of the system's performance consists on having enough energy storage in the water tank in order to be useful for the consumers during the whole day without connecting the heat pump. The optimization of the control system of these equipment is vital for their correct behavior.

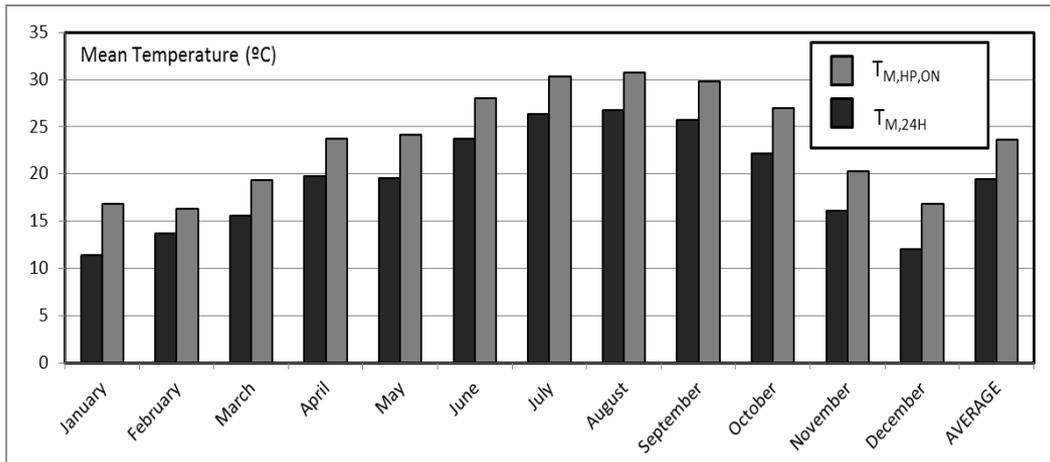


Figure 10. Mean outlet temperature during 24 hours and during the hours that the heat pump is on.

Fig. 11 shows the mean daily solar insolation on the photovoltaic panels inclined 45° and orientated south. The data of radiation during the month of April appears atypical. This result was obtained because only 5 of 30 days within this month were cloudy: The rest, 25 days, were sunny.

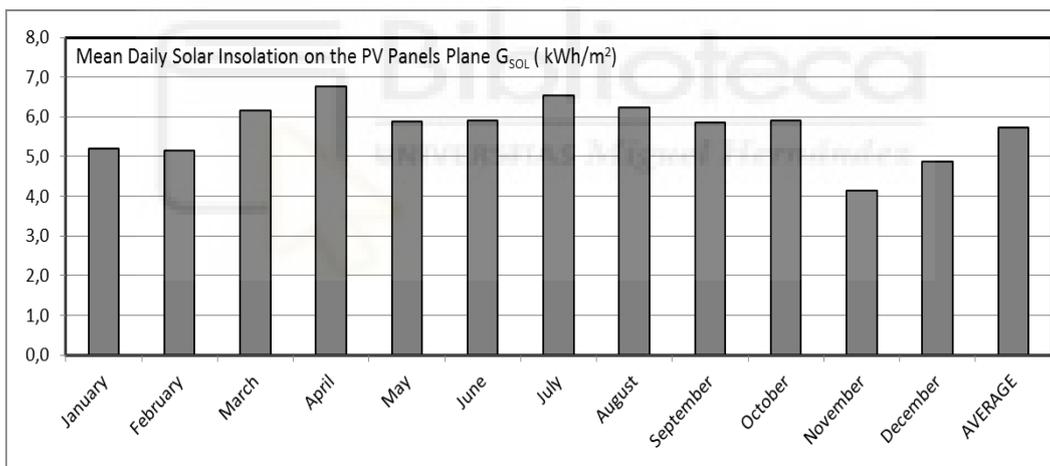


Figure 11. Mean daily insolation on the PV panels plane. Monthly values.

The seasonal performance factor of the heat pump is clearly a function of the outdoor temperature when the heat pump is working. The obtained values were very high because the heat pump mainly worked at temperatures above 6–7 °C. Thus, the eventual defrosts were avoided. The equipment only defrosted on 5 days throughout the whole year. The SPF of the equipment nearly reached the value of 4 on the hottest days. This value was less than 3 on the coldest days (if the equipment defrosts the SPF value does not reach 2.5). Figure 12 shows that the SPF of the heat pump is relatively high, but it always worked at temperatures above 15°C. The efficiency obtained was similar to the one declared by the equipment’s manufacturer.

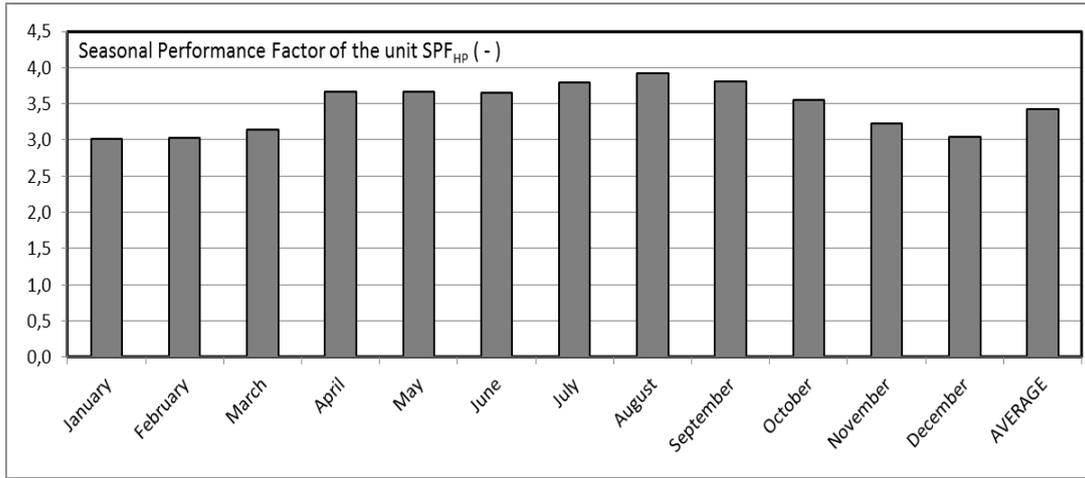


Figure 12. Seasonal Performance Factor of the heat pump, $SPF_{HP}(-)$. Monthly values.

The Solar Contribution System basically depends on the system's design and on the selected control strategy. Within the previous section it was shown that the system's Solar Contribution yielded 58.1% on a day that the equipment's consumption was $E_{TOT,HP} = 1.678$ kWh and the photovoltaic installation produced $E_{PV,TOT} = 2.077$ kWh.

Figure 13 shows the Solar Contribution obtained according to Equation 12's definition. This equipment incorporates an electronic device that leads the electric energy from the solar panels to the electric resistance when the heat pump is not working.

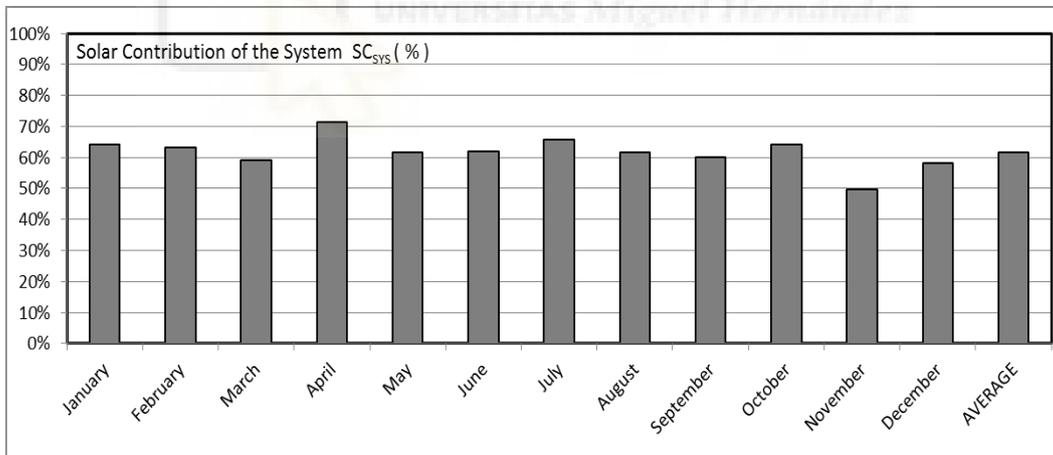


Figure 13. Solar Contribution of the System, $SC_{SYS}(\%)$. Monthly values.

The maximum electric energy yield produced by the photovoltaic panels is better shown by the Photovoltaic Performance Factor (PPF%). The system makes use of the 100% of the energy produced by the solar panels and makes the solar panels work at their point of optimal performance. The "loss of opportunity" is produced because the electric energy should be used in the heat pump since it has a high SPF. For the purpose of this study, when the electric energy is directly consumed by the resistance it is considered as a loss. Figure 14 shows the monthly medium data of the PPF (%) calculated according to the Equation (15).

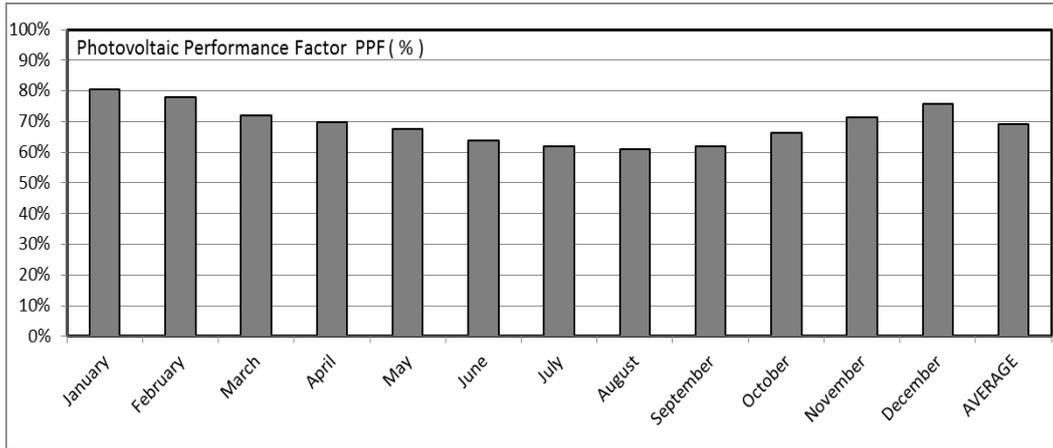


Figure 14. Photovoltaic Performance Factor PPF(%). Monthly values.

The annual value obtained of PPF = 69.1% shows the possibilities for optimizing the DHW system with solar photovoltaic energy in the future. Moreover, for summer months the factor (60%) is lower than the one for winter months (80%) when the solar panels have a 45° inclination.

Finally, the Seasonal Performance Factor of the System $SPF_{sys}(-)$ is the parameter that relates the produced thermal energy with the electric energy consumed from the grid. Figure 15 shows the typical average monthly values of the SPF_{sys} . The value for April stands out as it is an atypical month as far as the insolation values are concerned.

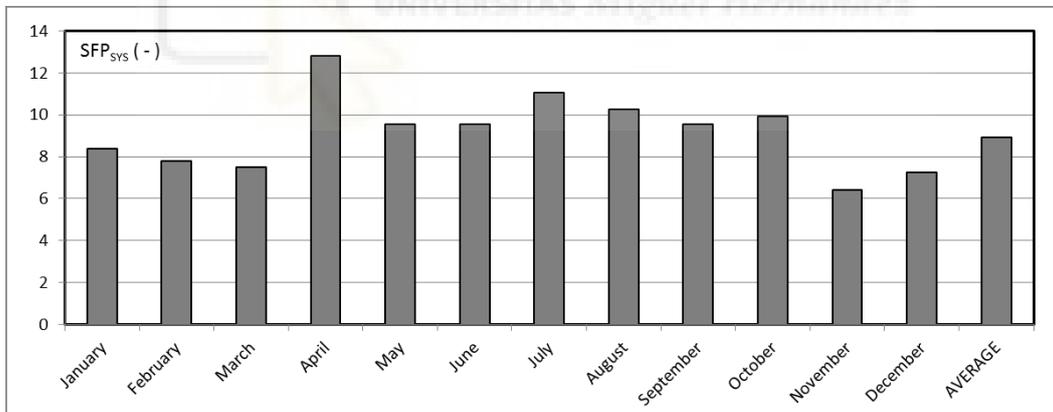


Figure 15. Seasonal Performance Factor of the System $SPF_{sys}(\%)$. Monthly values.

From the energetic efficiency point of view, the annual average value of $SPF_{sys} = 8.92$ indicates that the average daily production is 7.75 kWh and a grid energy consumption of 0.87 kWh. The annual Primary Energy Ratio calculated according to Equation (12) results $PER = 4.46 \text{ kWh}_{TH}/\text{kWh}_{PE}$.

4. Final Discussion and Conclusions

An experimental analysis of a DWH production system consisting of a heat pump driven by PV panels and by the grid has been carried out during a year.

In the annual results we can see that the average useful energy is 7.78 kWh/day: 6.16 kWh/day are for DHW production and 1.62 are for the tank losses. The energy demand is covered with an average energy consumption of 3.01 kWh/day: 0.87 from the grid and 2.14 kWh/day from the PV panels. The results show that the heat pump produces DHW at 55°C and has a very high average seasonal efficiency ($SPF_{HP} = 3.42$).

The average solar contribution is higher than 60% and the average efficiency of the system is $SPF_{SYS}=8.92$. For a family of 4 living in Spain, this means that their DHW demand can be covered with about 0.11 €/day, (40 € a year).

The non-renewable primary energy consumption has been $PER=4.46 \text{ kWh}_{TH}/\text{kWh}_{PE}$, 1.74 kWh_{PE}/day (0.87 kWh_E/day from the grid, using a conversion factor of 2 kWh_{PE}/kWh_E). If a solar thermal energy installation with a Natural Gas boiler ($CF = 1.19 \text{ kWh}_{PE}/\text{kWh}_{NG}$) is defined as a point of reference, seasonal average performance of 92% and a solar contribution of 60%, the non-renewable primary energy consumption would be 4.17 kWh_{PE}/day, much higher than the real value reached with the Heat pump + PV system.

The obtained data show that the DHW production by means heat pumps supported by solar photovoltaic energy is very interesting. The system's design is crucially important to get a good efficiency, considering the following aspects as essential:

- The DHW demand, ambient temperature and solar insolation
- The peak power of the solar panels, that must be related with the power of the heat pump
- Type of heat pump: ON/OFF or inverter.
- Thermal accumulation volume, electric accumulation in batteries?
- Control Strategy, ON, OFF, solar irradiation adjustment.

Despite already being very favorable, the results can be improved. Around half the energy produced by the panels is used by the heat pump, the other half being “miss-used” by the electric resistance.

The key to the optimization of the design lays in the maximum transfer of PV electrical energy from the resistances (1.04 kWh) to the heat pump. Thus the grid electricity consumption will be lower. This aspect will be developed within future works.

References

- [1]. European Directive 2010/31/EU, European Parliament and of the Council of 19 May 2010 on the energy performance of buildings (recast); June 18, 2010.
- [2]. S.A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Prog. Energ. Combust. Sci.* 30 (2004) 231–295.
- [3]. G.N. Tiwari, R.K. Mishra, S.C. Solanki, Photovoltaic modules and their applications: a review on thermal modelling, *Appl. Energy* 88 (2011) 2287–2304.
- [4]. M.S. Buker, S.B. Riffat, Building integrated solar thermal collectors: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 51 (2015) 327–346.
- [5]. Y. Tian, C.Y. Zhao, A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications, *Appl. Energy* 104 (2013) 538–553.
- [6]. H.A. Zondag, Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: a review, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 12 (2008) 891–959.
- [7]. J.P. Chyng, C.P. Lee, B.J. Huang, Performance analysis of a solar-assisted heat pump water heater, *Sol. Energy*. 74 (2003) 33–44.
- [8]. D. Zhang, Q.B. Wu, J.P. Li, X.Q. Kong, Effects of refrigerant charge and structural parameters on the performance of a direct-expansion solar-assisted heat pump system, *Appl. Therm. Eng.* 73 (2014) 522–528.
- [9]. T.T. Chow, Y. Bai, K.F. Fong, Z. Lin, Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating, *Appl. Energy* 100 (2012) 309–317.
- [10]. H. Chen, S.B. Riffat, Investigation of a hybrid solar heat pump system, *Procedia Eng.* 21 (2011) 311–318.
- [11]. P. Gang, J. Jie, H. Wei, L. Keliang, H. Hanfeng, Performance of photovoltaic solar assisted heat pump system in typical climate zone, *J. Energ. Environ.* 6 (2007).
- [12]. P. Omojaro, C. Breitkopf, Direct expansion solar assisted heat pumps: a review of applications and recent research, *Renew. Sustain. Energy Rev.* 22 (2013) 33–45.
- [13]. P.V. Quiles, F.J. Aguilar, S. Aledo, Analysis of the overheating and stagnation problems of solar thermal installations, *Energy Procedia* 48 (2014) 172–180.
- [14]. E. Frank, F. Mauthner, S. Fischer, Overheating prevention and stagnation handling in solar process heat applications. IEA SHC Task 49, 2015.
- [15]. G.L. Morrison, T. Anderson, M. Behnia, Seasonal performance rating of heat pump water heaters, *Sol. Energy*. 76 (2004) 147–152.
- [16]. J.J. Guo, J.Y. Wu, R.Z. Wang, S. Li, Experimental research and operation optimization of an air-source heat pump water heater, *Appl. Energy* 88 (2011) 4128–4138.
- [17]. P. Poulet, R. Outbib, Energy production for dwellings by using hybrid systems based on heat pump variable input power, *Appl. Energy* 147 (2015) 413–429.

- [18]. C.T. Tran, P. Rivière, D. Marchio, C. Arzano-Daurelle, Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances, *Int. J. Refrig.* 35 (2012) 1583–1594.
- [19]. JCGM, Evaluation of measurement data – guide to the expression of uncertainty in measurement. JCGM 100:2008, 2008.



Experimental analysis of an air conditioner powered by photovoltaic energy and supported by the grid

F.J. Aguilar^{1,a}, S. Aledo^{2b}, P.V. Quiles^{3a}

^a*Universidad Miguel Hernández, Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, Avenida de la Universidad s/n, Edificio Innova, 03202 Elche, Spain*

^b*Prointer, S.L., C/ Nicolás de Bussi, 30, Elche 03320, Spain*

¹faguilar@umh.es; ²prointer@prointer.es; ³pedro.vicente@umh.es

Abstract

The present document describes experimental work carried out on an air conditioning unit which has been powered using both a photovoltaic installation and the grid simultaneously. This document exposes the information gathered during an entire year of data collection. The control system has been designed to give priority to the renewable energy source in order to maximise solar contribution.

The aim of the study is to analyse any real possibilities and the viability of the use of photovoltaic systems to supply energy to air conditioning equipment without batteries or regulators. In this case, the conventional energy source has been used to supply energy when the PV energy is insufficient.

The main elements of the experimental setup were; an air conditioning unit with a nominal cooling capacity of 3.52 kW, and a photovoltaic installation with three 235W_p panels connected directly to the equipment at 24 Vdc.

The equipment has been monitored during the 12 h of daily usage (from 8 to 20 h), to condition an office with 35 m² in Alicante (Spain). The results during a cooling period of 6 months have demonstrated that the average EER could be close to 15. Both the solar contribution and the production factor are close to 65%. Experimental correlations are given in order to extend the obtained results to simulate other climatic conditions and demands.

Keywords: Energy Efficiency; Solar energy; Photovoltaic panels, Solar Heat Pump

Highlights

- An experimental study of a photovoltaic solar air conditioning unit (PV + AC) working in cooling mode is presented.
- The experimental facility of the system (PV + AC) fully monitored is described.
- Seasonal results from more than one hundred days of study are presented.
- Some key performance indicators to show the system efficiency have been proposed and calculated.
- The seasonal average EER of the system (PV + AC) is 14.54 while the average solar contribution (SC) is 64.6%.

¹ Corresponding author. Tel.: +34 965222191; fax: +34 966658979

E-mail address: faguilar@umh.es (F.J. Aguilar)

Nomenclature

<i>E</i>	Energy (electrical or heat) (kWh)
<i>EER</i>	Energy efficiency rating (-)
<i>G</i>	Daily solar insolation in the PV panels angle (kWh/m ²)
<i>h</i>	Refrigerant enthalpy (kJ/kg)
<i>I</i>	Electrical current (A)
<i>LF</i>	Load Factor (%)
<i>m</i>	Mass flow (kg/s)
<i>P</i>	Electrical power (W)
<i>PF</i>	Production Factor (%)
<i>Q</i>	Heat produced by the unit (W)
<i>SC</i>	Solar Contribution (%)
<i>T</i>	Temperature (°C)
<i>V</i>	Electrical voltage (V)

Subscripts

1	In the compressor's inlet (refrigerant thermodynamics cycle)
2	In the compressor's outlet (refrigerant thermodynamics cycle)
3	Between the condenser and the expansion valve
4	Between the expansion valve and the evaporator
<i>COM</i>	Unit's compressor
<i>GRID,UNIT</i>	Electricity consumed by the unit from the grid
<i>OUT</i>	Outside (ambient)
<i>PV,GRID</i>	Electricity produced by photovoltaic panels connected to the grid
<i>PV,UNIT</i>	Electricity consumed by the unit from the photovoltaic panels
<i>R</i>	Unit's refrigerant (R410a)
<i>SYS</i>	The whole system (Unit + photovoltaic)
<i>TOT,MAX</i>	Maximum electricity consumed by the unit at 100% load (1 kWh/hour)
<i>TOT,UNIT</i>	Total electricity consumed by the unit (photovoltaic + grid)
<i>U</i>	Useful energy produced by the unit (cool) (W)

1. Introduction

Capable to chill, to heat and even to ventilate the indoor spaces of buildings, air conditioning equipment has become one of the most important devices in the Mediterranean.

If the heating, ventilation and cooling (HVAC) systems were considered as a luxury, years ago, currently they are considered as necessary in any new building as the illumination, plumbing, or telecommunication installations.

One of the biggest problems with this kind of installation is the high energy consumption. In Spain it can be between 40 and 60 kWh/m²-year in dwelling and higher in the tertiary sector [1]. This consumption is due to the long working time and not to a high power demand, thanks to the increasingly more efficient equipment being developed.

According to European Commission [2] buildings are responsible for 40% of energy consumption and 36% of CO₂ emissions in the EU. A large part of that consumption goes to the HVAC systems. In [3] European Commission said that in 2007 the overall electricity consumption of the EU-27 air-conditioning stock was around 17 TWh for both the residential and the tertiary sector. It also said that Spain represented the most important market of air conditioning equipments with 37% of total EU sales for residential use in 2005.

In this sense, M. Izquierdo et al. [4] showed energy consumption data for Spain, where CO₂ emissions per capita in 2009 came to 9.5 t, reaching 350 million tonnes of CO₂. In specific, the energy consumption of the residential and commercial sector was almost 25% of the final energy consumption, where the air conditioning in summer was one of the most important parts of the total energy consumption.

The general concern for the shortage of energy resources, as well as the increasingly pronounced effects of climate change, requires the development of technologies that are more environmentally friendly and that are guaranteed substitutes for the current use of fossil fuels.

In this regard, it has been observed that for certain applications, mainly the tertiary sector, such as offices, hotels or hospitals, the main thermal demand of buildings has a direct relationship with the hours of solar radiation it receives and the thermal energy demand goes in parallel of the available solar irradiance. This suggests that the use of air conditioning systems that take advantage

in one way or another of the solar radiation and use it as the primary source of energy may return great results. Particularly, in countries of southern Europe where days are longer and solar irradiance is higher, a solution with solar energy could be very beneficial.

For years, several solutions where solar energy and refrigeration systems are combined have been studied, some of them have been developed commercially and others have not. Perhaps, the most widespread technologies have been the absorption and the adsorption systems, although their costs are much higher than conventional air conditioning systems. There are several studies [5–8] where these technologies are exposed and developed with Flat Plate Solar Collectors and Solar Vacuum Tubes as a solar caption surface. In [9] a review of different absorption cooling systems which use solar collector as energy source was presented. On the other hand, in [10] state of the art solar refrigeration units was investigated.

One of the other documented technologies, commonly called “PV-Thermal or PV-T”, focuses on the use of a hybrid photovoltaic and thermal system, where the heat

dissipated by the PV panel is absorbed by a thermal fluid (air, water or refrigerant) and used for HVAC purposes. The cooling effect of the refrigerant allows the PV modules to work at lower temperature and so its photovoltaic efficiency is improved, while the heat pump efficiency increases, too. Ji Jie et. al. [11] showed a PV solar assisted heat pump, where a kind of PV evaporator was presented. More technologies with hybrid PV-T systems were presented in [12–17]. This would be an attractive solution in cold regions where an increase in the evaporation temperatures is necessary.

Another option is to use photovoltaic panels to produce the electricity that powers the compressor in an air conditioning unit [18]. The work detailed in [19] described, among other things, a water condenser cooling system that works by means of a cooling tower, using fan-coil units indoors and solar energy to drive the compressor. This report demonstrates that the use of absorption and photovoltaic refrigeration systems have the largest energy saving potential for buildings in subtropical cities.

In [20] a comparison was made between different cooling systems that used solar energy. In this case the comparison was made between PV panels with batteries, regulators and inverter controllers, versus a thermal system. The lower catchment area required when using photovoltaic technology together with the downward trend in the price of photovoltaic panels is of special importance, presently plunging below the 1 €/W_p mark.

Perhaps one of the most interesting solutions to the use of solar energy for air conditioning systems could be the use of photovoltaic panels. Singh [21] showed the different applications and benefits of PV systems: their high efficiency, great reliability and low maintenance costs are exposed. In addition, the PV system price reduction of around 75% in less than 10 years has brought the solar power close to cost competitiveness in several countries and market segments. The European Photovoltaic Industry Association [22] explained that the cost of PV systems continued decreasing in 2014, so system prices below 1 €/W_p (for utility scale PV above 1 MW) are now common in several European countries.

This paper describes experimental work carried out on an air conditioning unit which has been powered using both a photovoltaic installation and the grid simultaneously. This document exposes the information gathered during 6 months of data collection. The control system has been designed to give priority to the renewable energy source in order to maximise solar contribution. The PV energy has only been used to drive the AC's compressor. The conventional energy source is only used to supply energy when the PV energy is insufficient.

2. Experimental method

The Air-Conditioner analyzed is a unit with a nominal cooling capacity of 3.52 kW (EER = 4.09). Three photovoltaic panels with a total peak power of 705 W_p are connected directly to the unit at 24 Vdc.

The PV panels have been directly connected to the 24 V connection of the air conditioning unit. There is a solar converter inside the unit that changes the DC voltage from 24 V to 200–300 V. This high voltage direct current is internally connected to the DC point in the frequency converter. Here, the energy from the grid and the energy from the PV panels are summed.

Fig. 1 shows schematically how the mentioned system works. Table 1 shows the technical characteristics of the Air Conditioner Unit.

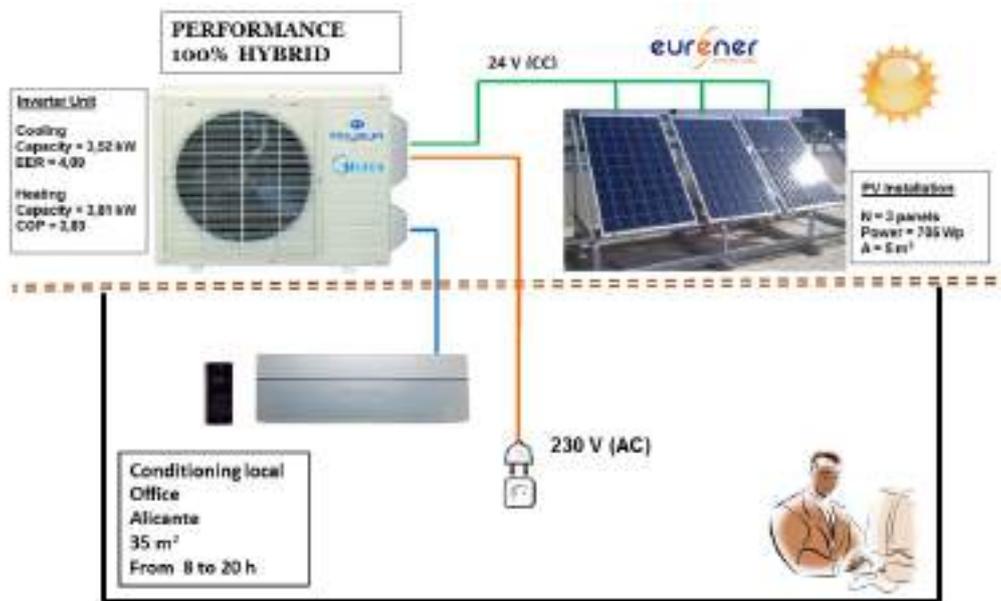


Figure 1. Air Conditioner Unit

Table 1. Technical characteristics of the Air Conditioner

Kaysun Suite Solar 3D	Unit	Min.	Nom.	Max.
Cooling capacity	kW	0.95	3.52	4.15
Cooling power supply	kW	0.19	0.86	1.18
EER	---		4.09	
Refrigerant	---	R410A		

Tests have been carried out under “real” conditions in a 35 m² office located in Alicante (Spain). This office is on the second floor, in this case top floor, of an offices building. It has only one external façade which is north facing and has a length of 4.5 m. It has a window of 3 x 1.5 m² with Climalit double glazing and sunscreen slats for sun protection. The ceiling height is 2.8 m. The indoor unit is working inside the office, while the outdoor unit has been installed on the building’s roof, just above the office.

The analysed performance profile is focused on typical office hours, from 8 to 20 h. The indoor temperature was set to 23 °C in cooling mode. The relative humidity was not controlled. Values of outdoor relative humidity between 50 and 80% were measured during the study, always with an absolute humidity between 8 and 14 g water/kg dry air. Thus, the cooling and dehumidification effects of the unit resulted in indoor humidity ratios between 35 and 50%.

2.1. Experimental set-up

The designed system (FV-AC) is composed of the air conditioning unit with two electrical connections (PV panels and grid) and the PV installation. The whole system has been monitored to register its behaviour under real working conditions. Fig. 2 shows the experimental setup where subsystem “A” consists of the inverter air conditioner unit. This unit was connected both to the conventional grid (220 AC) and

to the PV panels (24 DC). Both energy sources work in parallel and they are summed in order to supply the total electrical energy demanded by the air conditioning unit. So, this air-conditioner has always enough energy to work properly, regardless of the solar irradiance variations.

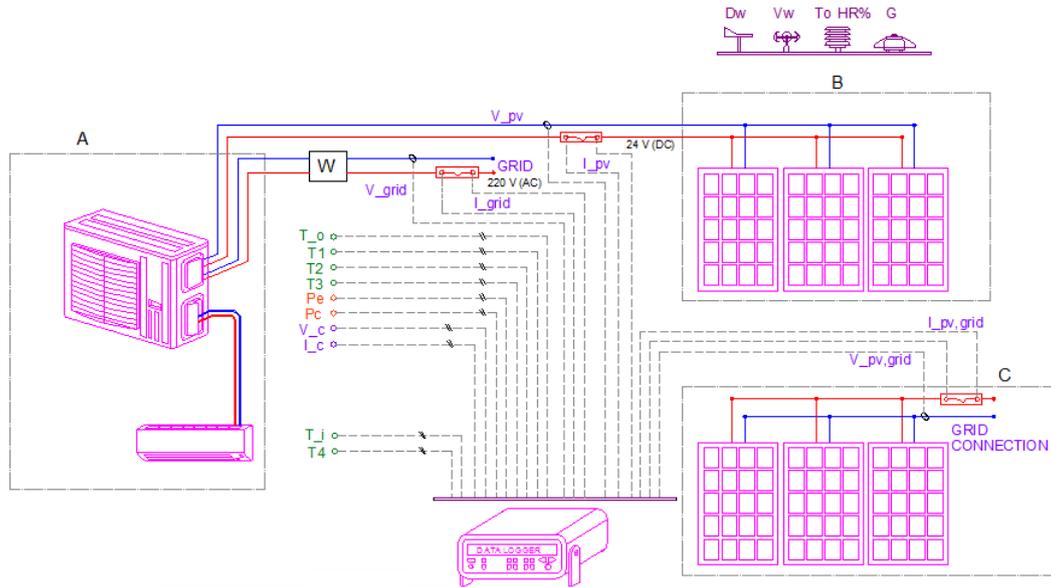


Figure 2. Experimental facility

This unit has an inverter that transforms grid energy from 220 V AC to 200–300 V DC to drive a compressor at different angular velocities. The PV energy integration occurs before connection to the compressor through another inverter that operates between 24 V DC and 200–300 V DC. While PV energy output is sufficient and due to the difference in impedance between the two energy sources (PV and the grid), PV energy becomes the lead energy source. Grid energy is only absorbed once PV energy levels are insufficient.

Table 2. Technical characteristics of photovoltaic panels

Eurener 235	Simb.	Unit	Nom.
Nominal power	$P_{N,PV}$	W	235
Panel surface area	A_{PV}	m ²	1.67
Efficiency	Eff_{PV}	%	13.74
Short circuit current	I_{SC}	A	8.25
Open circuit voltage	V_{OC}	V	37.08
Nominal current	$I_{N,PV}$	A	7.66
Nominal voltage	$V_{N,PV}$	V	30.01

The photovoltaic solar energy production comes from the subsystem B, which consists of three photovoltaic solar panels connected in parallel (705 W_p, 24 V). The

panels have been placed on the flat roof of the building, facing 15° south with an inclination of 30°. Table 2 shows the technical characteristics of the PV panels.

Finally, subsystem C was composed of three photovoltaic panels with the same characteristics as the previously mentioned. However, these ones were connected to the grid through conventional inverter (DC/AC) equipment, which worked using the maximum power point (MPP) of the PV panels. The influence of the behaviour of the air-conditioning unit over the energy production of PV panels of subsystem B could bring a “solar energy loss”. This “loss of opportunity” has been determined and analysed too.

Several sensors and measurement equipment were used throughout the entire installation to record data. The currents $I_{PV,UNIT}$ and $I_{PV,GRID}$ have been determined measuring the potential difference produced by a shunt resistance calibrated for the measurement of an electric current, as shown in Fig. 2. The measurement of the compressors electric power consumption (P_{COM}) is done using a Chauvin Arnoux CA8334 network analyser. The meteorological data measured were: solar irradiation, ambient temperature, humidity and wind speed and direction. The following parameters of the air conditioners thermodynamics were measured: condensing and evaporating pressure of the refrigerant (410A) and the temperatures in the 4 distinctive points of the cycle.

In order to measure the temperatures of the refrigerant accurately the thermocouples were installed inside the refrigerant pipes. Sockets with a female M8 thread were installed on both the suction and discharge pipes and the condenser outlet and evaporator outlet.

Table 3. Example of the measures recorded every 5 minutes

Description	Symbology	July 25th 14:00h	Unit's
Compressor inlet temp.	T ₁	2.89	°C
Compressor discharge temp.	T ₂	74.51	°C
Condenser outlet temp.	T ₃	39.75	°C
Evaporator inlet temp.	T ₄	5.24	°C
Outside temp.	T _O	36.80	°C
Local temp.	T _I	25.50	°C
Evaporating pressure	P _E	6.78	bar
Condensing pressure	P _C	26.54	bar
Absorbed power network	P _{GRID}	458.09	W
PV current equipment	I _{PV}	20.55	A
PV voltage equipment	V _{PV}	24.67	V
PV current network	I _{PV,GRID}	21.42	A
PV voltage network	V _{PV,GRID}	25.21	V
Solar irradiance	G	962	W/m ²
Relative Humidity	HR	53.1	%
Wind Speed	V _w	1.41	m/s
Wind direction	D _w	43	°

In the interior of these sockets, a sheath made of 310 Stainless Steel of only 1 mm diameter for fast response, containing a mineral insulated Type ‘K’ Thermocouple were installed. These sheaths come prepared for such applications, and screw into the M8 sockets previously mentioned and are fixed in place with their corresponding locknuts, guaranteeing no refrigerant leakage.

Data of the 17 measured parameters was taken every 5 min and recorded by an HP Agilent 34970A data-logger. Table 3 shows the results taken on July 14th at 14:00, as an example of the measurements.

2.2. Measurement uncertainties

The experimental uncertainty was calculated by following [23]. Electrical measurements are very accurate. Voltage and current uncertainties for all our measurements are lower than 1% with a 95% confidence level. This translates in an uncertainty in our power measurements lower than 1.5% and in the calculated variables for Solar Contribution and Production Factor lower than 2%.

The useful thermal power given by the unit was determined by the “refrigerant method” [24] that will be explained on the following section. This value has been calculated indirectly since it needs to estimate the compressors thermal losses.

Table 4. Uncertainties of the independent and dependent variables (95% confidence level)

Independent variables	Units	Uncertainty	Range
Refrigerant high pressure side	bar	±0,17	30 bar, class 0.5
Refrigerant low pressure side	bar	±0,14	25 bar, class 0.5
Refrigerant side temperature	°C	±0,6	
Power consumption	W	±11,5	1000 W, class 1
Compressor efficiency	%	±2	
Dependent variables	Units	Uncertainty 25% capacity	Uncertainty 100% capacity
Specific enthalpy, Compressor inlet	kJ/kg	±0,7	
Specific enthalpy, Compressor outlet	kJ/kg	±0,8	
Specific enthalpy, evaporator inlet	kJ/kg	±1,1	
Refrigerant mass flow	g/s	±0,98 (9,48%)	±0,64 (3,60%)
Useful thermal power	kW	±0,17 (9,54%)	±0,11 (3,72%)

Table 4 lists the uncertainties of the independent and dependent variables. The uncertainties of the dependent variables (specific enthalpies, refrigerant mass flow and useful thermal power) were determined using EES. The uncertainty values were calculated when the unit was working under different ranges of capacity. Some significant values of the useful thermal power uncertainty (95% confidence level) were: 9.54% when the air conditioner operates at 25% of its capacity; 5.75 at 50% of its capacity; 4.20% at 75% of its capacity; and 3.72% when the air conditioner operates at full capacity. In this case, the highest uncertainties were lower than 10% in both refrigerant mass flow and useful thermal power.

3. Results

The experimental study was focused in summer months to establish seasonal results in cooling conditions. In this sense, the results are going to be presented in two levels:

Firstly, in detail: Data is taken every 5 min (144 data sets recorded a day). These data have been processed in order to get results for every analysed day.

Secondly, at a seasonal level: Data from more than a hundred days of the study were analysed (at least 20 days every month). These results were used to obtain conclusions about the seasonal behaviour.

3.1. Detailed results. Methodology

The air conditioner's solar power consumption has been calculated as:

$$P_{PV,UNIT} = I_{PV,UNIT} \cdot V_{PV,UNIT} \quad (1)$$

The power taken from the grid, P_{GRID} , has been measured using a watt meter.

The air conditioner's total power consumption is derived from the sum of the two previous power indicators as:

$$P_{TOT,UNIT} = P_{PV,UNIT} + P_{GRID,UNIT} \quad (2)$$

As previously explained, the compressor's power consumption P_{COM} was measured with a network analyser (C.A. 8332). The relationship between P_{COM} and $P_{TOT,UNIT}$ in Watts has been defined from several days of simultaneous measurements. The following equation describes that relationship:

$$P_{COM} = 0.921 \cdot P_{TOT,UNIT} - 70 \quad (3)$$

The power produced by the solar PV panels connected to the grid $P_{PV,GRID}$ is calculated using the same product as for P_{PV} .

$$P_{PV,GRID} = I_{PV,GRID} \cdot V_{PV,GRID} \quad (4)$$

The energy supplied by the grid, the energy supplied by the PV panels and the energy produced by the PV panels connected to the grid has been calculated using the measured power and the time passed between each recording Δt , using the following equations:

$$E_{PV,UNIT} = \sum P_{PV,UNIT} \cdot \Delta t \quad (5)$$

$$E_{GRID,UNIT} = \sum P_{GRID,UNIT} \cdot \Delta t \quad (6)$$

$$E_{PV,GRID} = \sum P_{PV,GRID} \cdot \Delta t \quad (7)$$

The total energy consumed by the unit was known as follows:

$$E_{TOT,UNIT} = E_{PV,UNIT} + E_{GRID,UNIT} \quad (8)$$

The solar contribution is the ratio between the energy produced by the solar panels and the total energy consumed by the equipment. It was calculated as:

$$SC(\%) = 100 \cdot \frac{E_{PV,UNIT}}{E_{TOT,UNIT}} = 100 \cdot \left(\frac{E_{PV,UNIT}}{E_{PV,UNIT} + E_{GRID,UNIT}} \right) \quad (9)$$

The production factor takes into account the photovoltaic energy losses due to the fact that the PV panels connected to the air conditioning unit are not always working at their MPP. This parameter is calculated as the ratio between the power supplied by the PV panels connected directly to the system and the PV panels connected to the grid, as:

$$PF(\%) = 100 \cdot \frac{E_{PV,UNIT}}{E_{PV,GRID}} \quad (10)$$

It is also interesting to know the daily load factor on the unit during this analysis. This is calculated as follows:

$$LF(\%) = 100 \cdot \frac{E_{TOT,UNIT}}{E_{TOT,MAX}} \quad (11)$$

The parameter $E_{TOT,MAX}$ corresponds to the energy consumed on the hottest day, where the air conditioning worked at 100% during the 12 hour test period. This value was very close to 12kWh, so it was taken as a constant value of 12 kWh.

In order to calculate the efficiency of the air conditioner, the useful thermal energy supplied by the unit to the office has been calculated. To carry out this study the temperatures and pressures of the refrigerant circuit were used as follows.

Firstly, the mass flow of refrigerant m_R was calculated as the ratio between the compressor's power consumption and the specific work, obtained from the difference in the fluid's enthalpy between the input and output of the compressor. The compressor's losses were 5% as recommended by the manufacturer.

$$m_R = \frac{0.95 \cdot P_{COM}}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

Once the mass flow of refrigerant is known, the useful thermal power is calculated as the product of said mass flow and the enthalpy differences between the evaporator's inlet and outlet. Fig. 3 shows the points where the refrigerant's (R410A) conditions have been measured.

$$Q_{UNIT} = m_R \cdot (h_1 - h_4) \quad (13)$$

The software (EES 2012), which includes a database of refrigerants and their properties, was used to redo the previous operation for each registered point. The useful thermal energy (E_t) supplied to the office during a typical day was calculated as the sum product of the output power by the time elapsed between readings of data, according to the following expression.

$$E_U = \sum_{i=1}^{144} Q_{U_i} \cdot \Delta t \quad (14)$$

The energy efficiency of the air conditioning unit EER_{UNIT} was calculated using the equation (15). The energy efficiency of the system (PV + AC) EER_{SYS} was obtained from the expression (16), considering, in this case, only the consumption of the non-renewable energy source.

$$EER_{UNIT} = \frac{E_U}{E_{TOT,UNIT}} \quad (15)$$

$$EER_{SYS} = \frac{E_U}{E_{GRID,UNIT}} \quad (16)$$

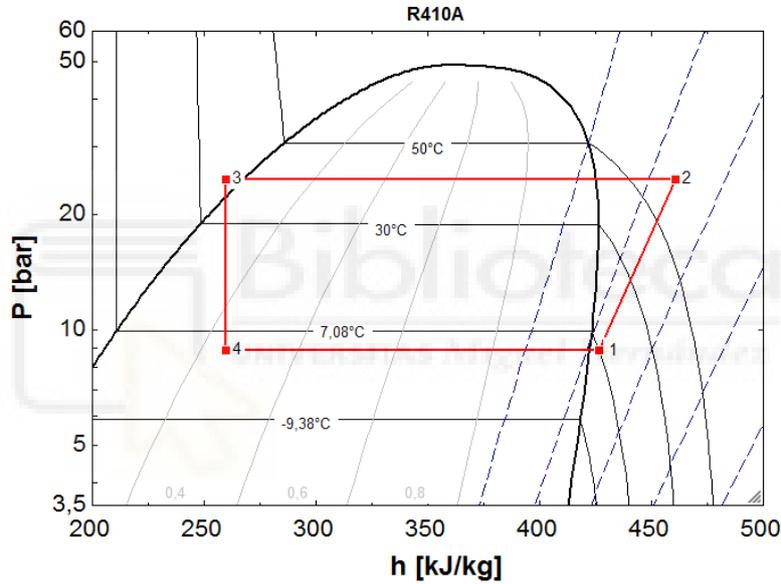


Figure 3. Representative point taken on the property plot of R410A (July, 31th)

3.2. Daily results

As an example of the measurements and to show how the unit works, data sets from 2 days are shown in this section.

Fig. 4 shows the weather conditions during the working hours for the two selected days, one of them in July and the other one in September. Outdoor temperature, Relative Humidity and Solar Irradiance over the PV panel surface have been included.

Fig. 5 shows the behaviour curves of the system for a day of the study in July with a high energy demand. This day the total electrical energy consumed by the unit was 8.36 kWh, thus the load factor was 69.9%.

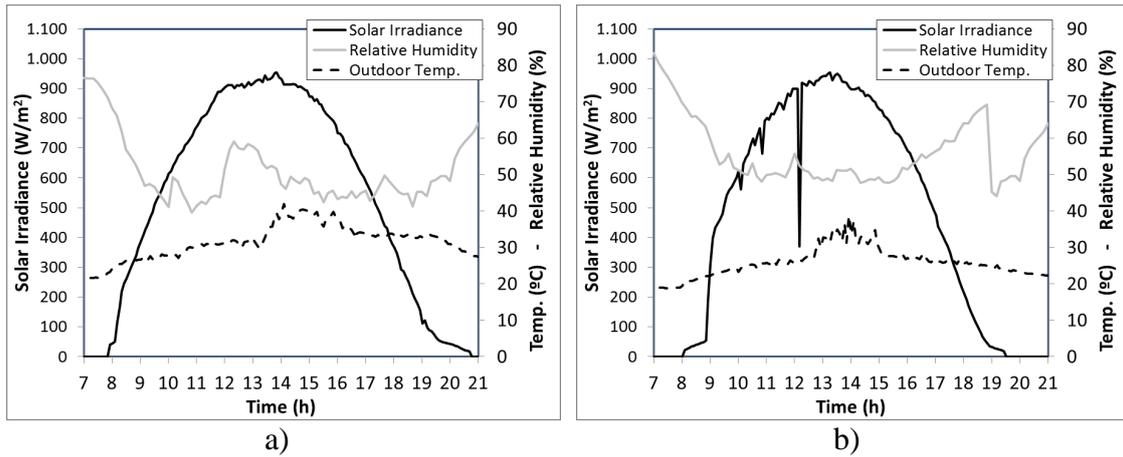


Figure 4. a) Weather conditions registered along one day in July; b) Weather conditions registered along one day in September

The power from the PV panels and the power from the grid have also been included in Fig. 5. If both curves are integrated, it can be known that the energy supplied by the PV panels is 4.00 kWh and the energy supplied by the grid is 4.36 kWh. If these values are introduced in (Eq. (9)), the solar contribution can be calculated (47.8%).

Lastly, the performance of both PV installations - the PV installation connected directly to the AC unit and the PV installation connected to the grid - is compared. Obviously, the PV panels that work with the air conditioner do not follow the MPP, so their performance is lower than the other ones. The reached production factor was 94.3%, close to 100% because the energy demand was high and thus the PV panels were optimized. This situation was different in the next shown day.

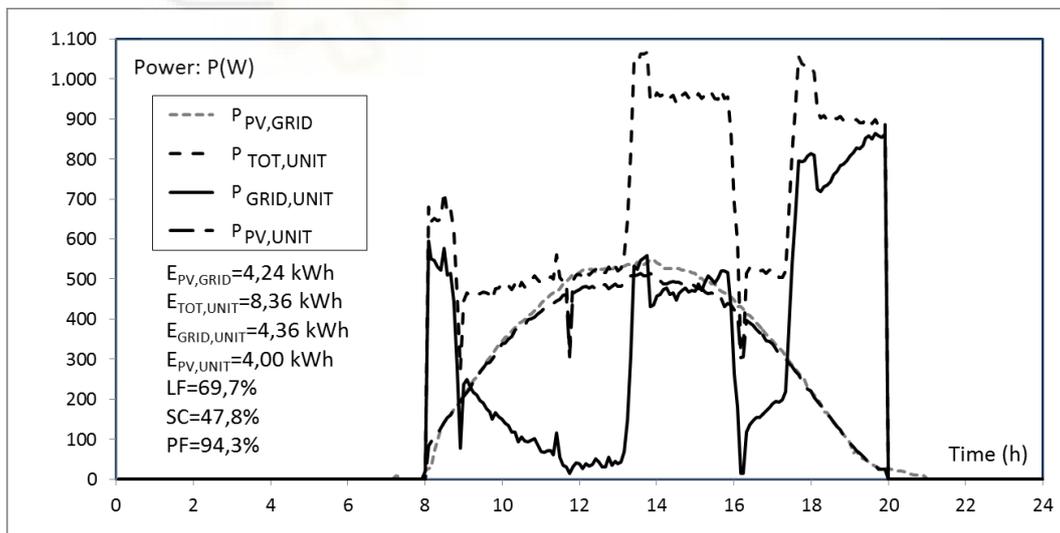


Figure 5. Electrical curves registered along one day in July, where the demand was high: ($T_{OUT}=32.4^{\circ}\text{C}$, $G=6.95\text{ kWh/m}^2$, $LF=69.7\%$)

Fig. 6 shows the measurements on a September day where the weather conditions were good (Fig. 4b) and the building's thermal load was low, thus the energy demand was not too high. From the point of view of the Solar Contribution it can be said that the results were good ($SC = 73.3\%$). The energy consumption of the unit was 3.35

kWh, of which 2.45 kWh came from the PV panels and only 0.90 kWh came from the grid. However, the PV production as 2.45 kWh, much lower than expected, this is because the PV panels worked following the unit's energy demand instead of the panel's MPP. This day the PV production could have been 3.81 kWh.

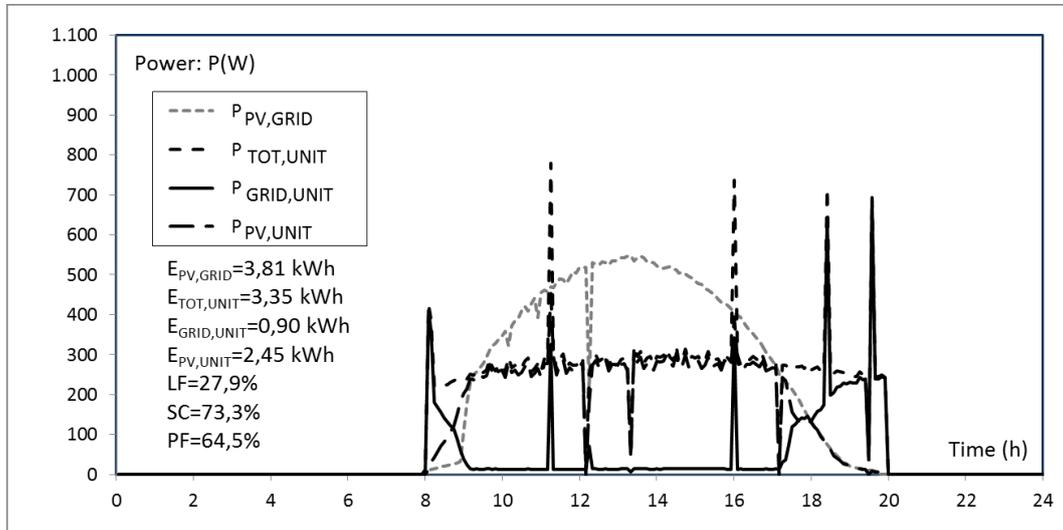


Figure 6. Electrical curves registered along one day in September, where the demand was low: TOUT=26.7°C, G=6.09 kWh/m², LF=27.9%.

Results show that when the demand of electric energy is lower than the productive capacity of the PV panels (Fig. 6), the production of the PV panels connected to the air conditioning unit ($P_{PV,UNIT}$) is lower than the production of the PV panels connected to the grid ($P_{PV,GRID}$), thus the Production Factor is lower ($PF = 2.45/3.81 = 64.5\%$).

As it is shown in the Fig. 6 the power peak consumed from the grid does not decrease though the amount of consumed energy from the grid is lower when the air conditioner unit is fed with photovoltaic energy. This fact is due to the frequent increments of the power of the compressor required to distribute the oil through the cooling circuit.

The thermal demand variations, the weather conditions and the available solar irradiance means that there are important differences between the results for each day, for this reason ample testing year round is necessary.

3.3. Seasonal results

One hundred days have been processed following the previously described method, with the unit working from 8 to 20 h, and with the unit functioning in naturally varying working conditions, depending on the weather, thermal load, solar irradiance, etc. The following figures show the average result of each analysed day. These results will be studied in order to reach conclusions about the systems behaviour. At the end, seasonal results will be calculated.

In Fig. 7 the average daily outdoor conditions have been plotted, including the outdoor temperature and the average daily insolation on the PV panel's plane in kWh/m². The fact that the experimental facility was installed in the southeast of

Spain must be taken into account and that the climatic area is classified as V according to [16], where the average insolation is usually high.

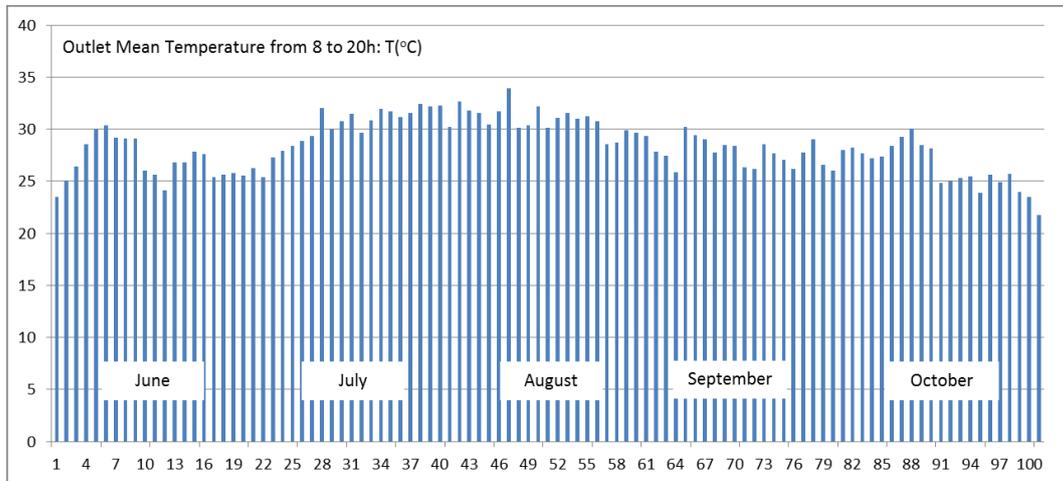


Figure 7. Average daily outdoor temperature. Data from 100 analysed days.

Fig. 8 shows the load factor obtained for 100 days in cooling mode. It was calculated that the mean load factor in cooling mode was only 34.5%. Indifferently, the unit was not oversized since during many hours the office needed 100% of its capacity to maintain comfort conditions.

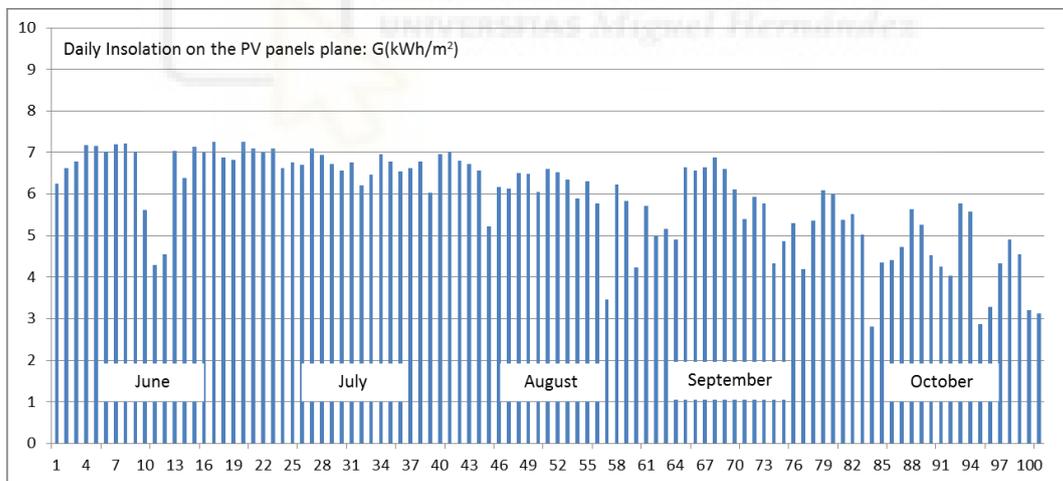


Figure 8. Daily Insolation on the Photovoltaic Panels. Data from 100 analysed days.

The previously indicated averages have been used to define the typical behaviour of the analysed system. In this sense, Fig. 9 shows how the load factor of the unit, LF(%), depends on the external temperature and on the solar insolation. Since the unit worked under real conditions, the thermal load for each day was different; this is due to the number of people, the kind of work and other factors that changed from day to day.

Fig. 10 shows the solar contribution obtained for the 100 analysed days. The average value obtained for these days was 64.6%.

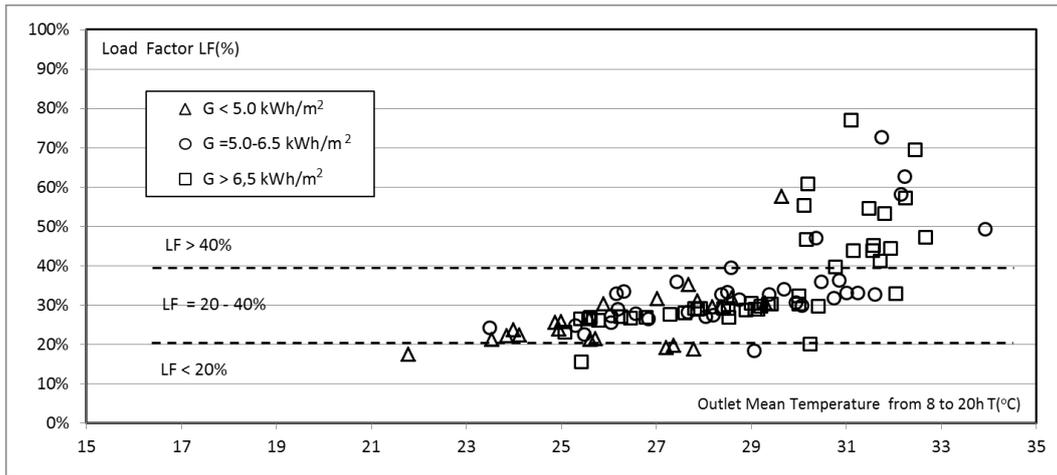


Figure 10. Daily Load Factor of the Air-Conditioner depending on the average outdoor temperature and the solar insolation.

Fig. 11 shows how solar contribution is dependent on the daily insolation and the AC unit's load factor. Considering the days where the unit's load factor is between 20 and 35%, a linear influence between daily insolation and solar contribution (indicated with circles on Fig. 11) can be observed. This line goes from solar contributions of 50% on cloudy days, where the insolation is about 3 kWh/m^2 , to solar contributions of 80% on sunny days (7 kWh/m^2). Finally, one can observe that the days with high thermal demand (load factor higher than 35%) have got the lowest solar contribution, but, even in these conditions, it is expected to be higher than 40%.

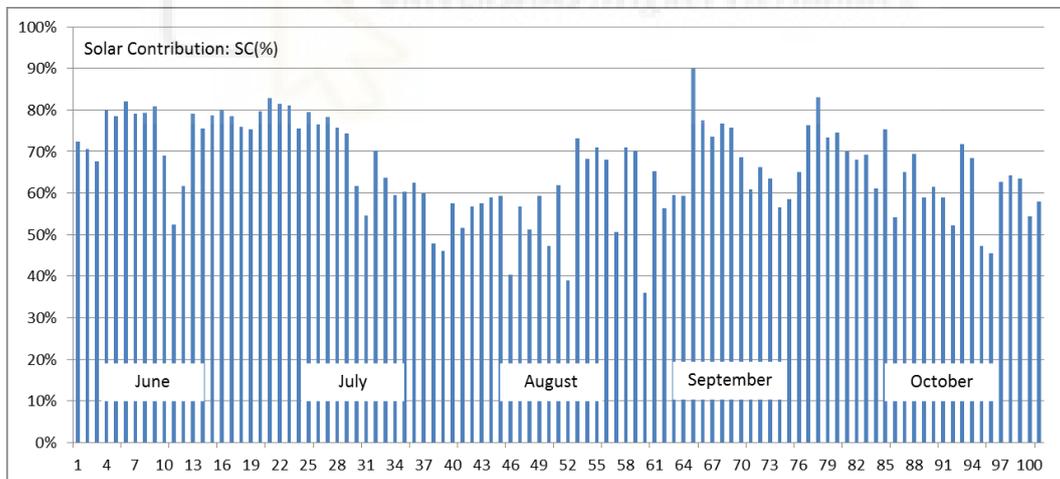


Figure 11. Daily Solar Contribution. Data from 100 analysed days.

As said, the production factor takes into account the energy taken from the three PV panels connected to the unit in comparison to the energy produced by three PV panels connected to the grid. Fig. 12 shows the calculated results, where the mean value of the measurements in cooling mode was found to be 65.1%.

Fig. 13 shows how the production factor slightly depends on daily insolation. This factor depends much more on the facility's load factor.

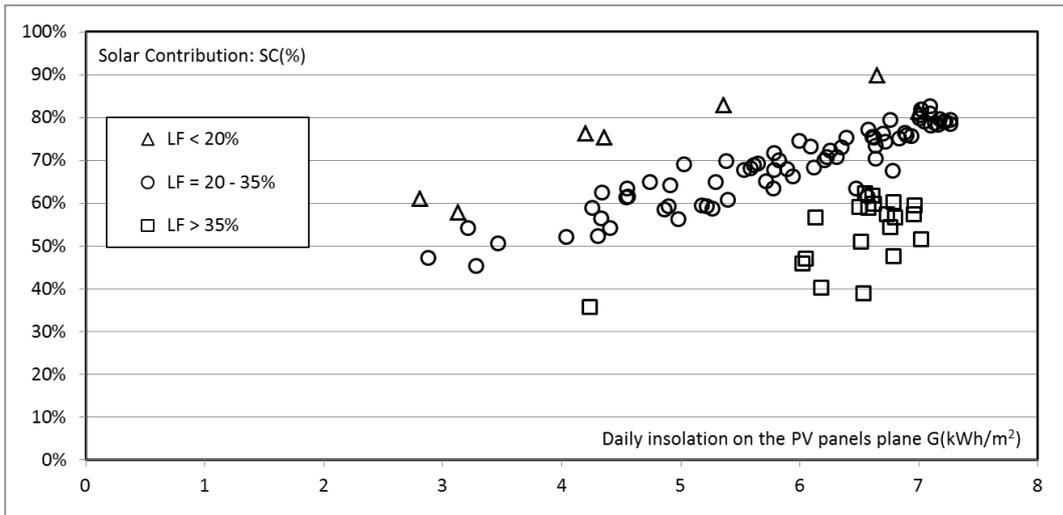


Figure 12. Daily SC depending on daily solar insolation (G) and load factor (LF).

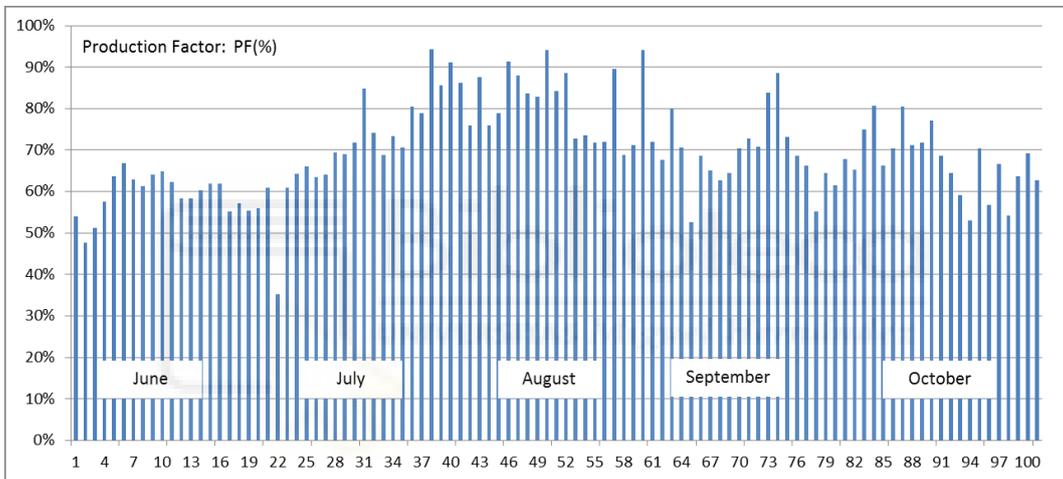


Figure 13. Measured Production Factor. Data from 100 analysed days.

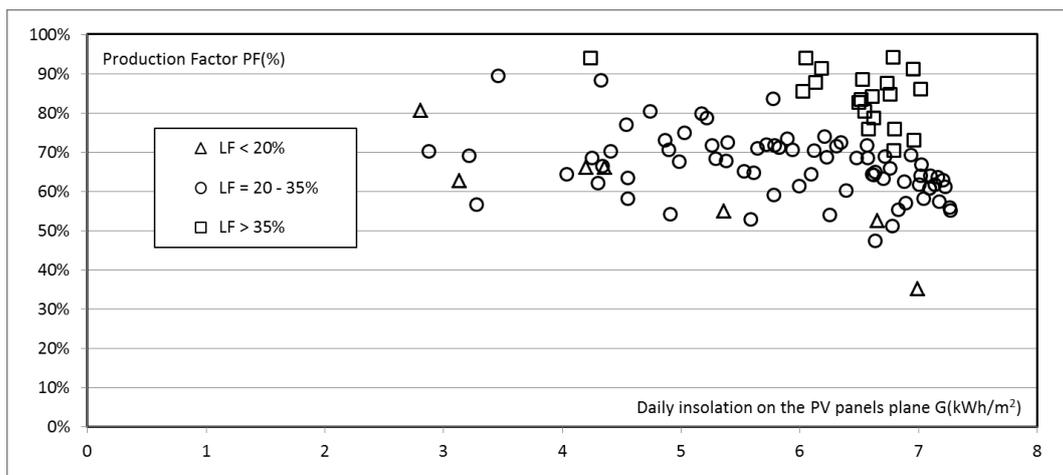


Figure 14. Production Factor (PF) as a function of the daily solar insolation (G) and the load factor (LF).

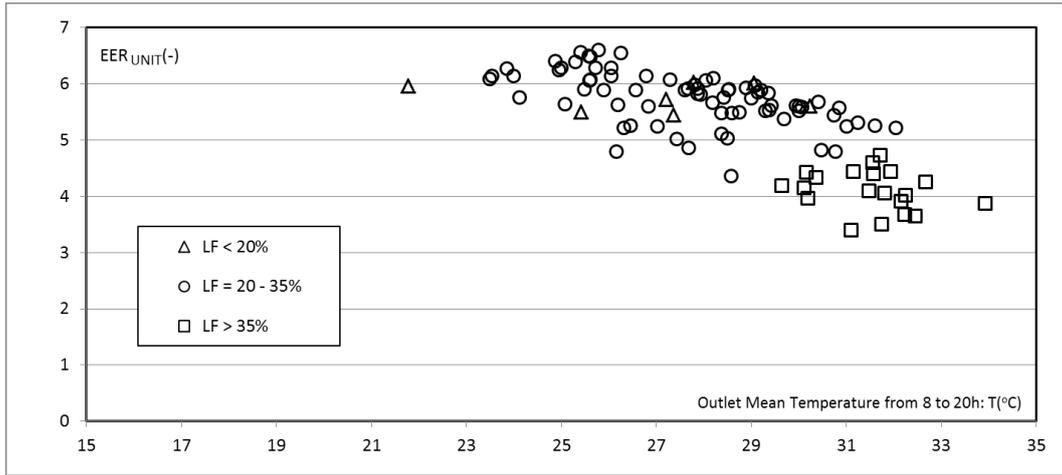


Figure 15. Energy Efficiency of the Unit (EER_{UNIT}) as a function of the daily outlet mean temperature and the load factor (LF).

The unit's Energy Efficiency Ratio (EER_{UNIT}) was found to depend on both the load factor and on the outlet temperature (all measurements were carried out at the same inlet temperature). Fig. 14 shows the calculated EER of the unit.

The system's Energy Efficiency Ratio (EER_{SYS}), defined by (Eq. (16)) can also be calculated from the Energy Efficiency Ratio of the unit (EER_{UNIT}) and the Solar Contribution (SC) by:

$$EER_{SYS} = EER_{UNIT} \frac{100 - SC(\%)}{100} \quad (17)$$

Fig. 15 graphically shows the system's Energy Efficiency (EER_{SYS}) as a function of the Solar Contribution. This parameter also depends on EER_{UNIT} and therefore on the daily outdoor mean temperature T_{OUT} and the load factor (LF).

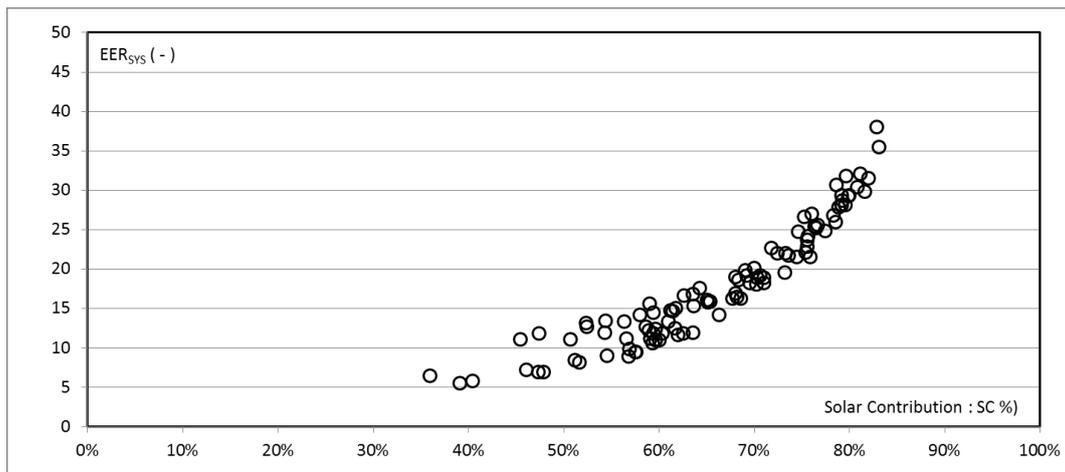


Figure 16. Energy Efficiency of the System (EER_{SYS}) in function of the Solar Contribution.

3.4. Experimental correlations

Some correlations have been developed to establish the influence of the outdoor temperature, the solar irradiance and the load factor on the system's efficiency. These correlations can be used to extrapolate the obtained results to other locations with a certain level of uncertainty.

The average EER of the unit during one day (from 8 to 20) was shown to be a function of the average outdoor temperature and the load factor. The following correlation was developed with a 14% of uncertainty for 95% of the data:

$$EER_{UNIT} = 8.26 \cdot T_{OUT}^{-0.264} \cdot LF^{-0.395} \quad (18)$$

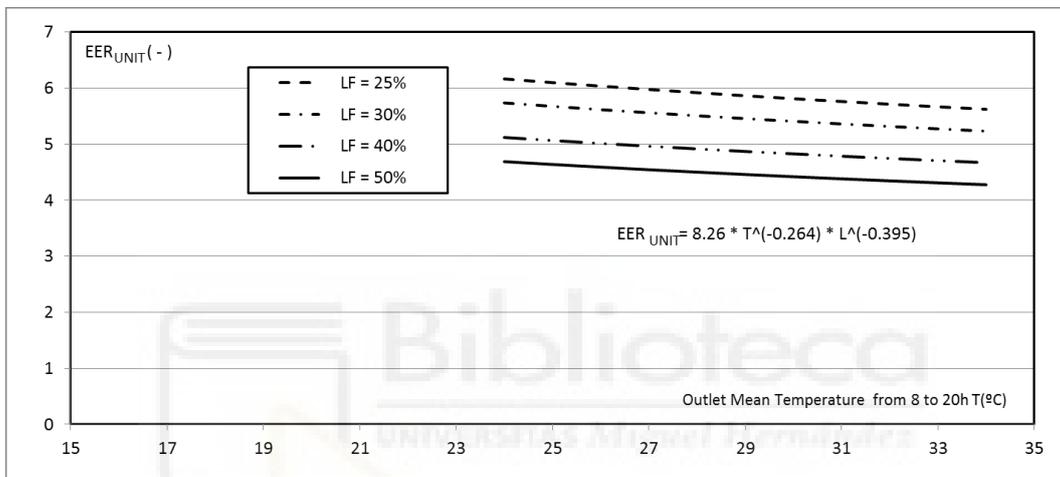


Figure 17. Graphical representation of Equation (18). Experimental correlation of the Energy Efficiency of the Unit (EER_{UNIT}) as a function of the daily average outdoor temperature and the load factor (LF).

Fig. 16 represents the correlation in its range of application: daily average outdoor temperature from 24 to 34 °C and unit load factors between 25 and 50%.

It can be said that the most important parameter that needs to be evaluated to determine the possibilities of using solar energy on cooling systems would be the reachable solar contribution.

The daily Solar Contribution (%) was found to be a function of the daily solar irradiance on the PV panel's plane and the load factor. The following correlation has been defined with a 12% of uncertainty for 95% of the data:

$$SC(\%) = 11.0 \cdot G^{-0.670} \cdot LF^{-0.532} \quad (19)$$

Fig. 17 represents the SC(%) correlation in its range of application: daily insolation on the PV panels from 2.5 to 7.5 kWh/m² and unit load factors between 25 and 50%.

Fig. 18 shows the influence of the insolation on the PV panel's and the load factor on the system's efficiency EER_{SYS} . The curves are presented for an average outdoor temperature of 30 °C.

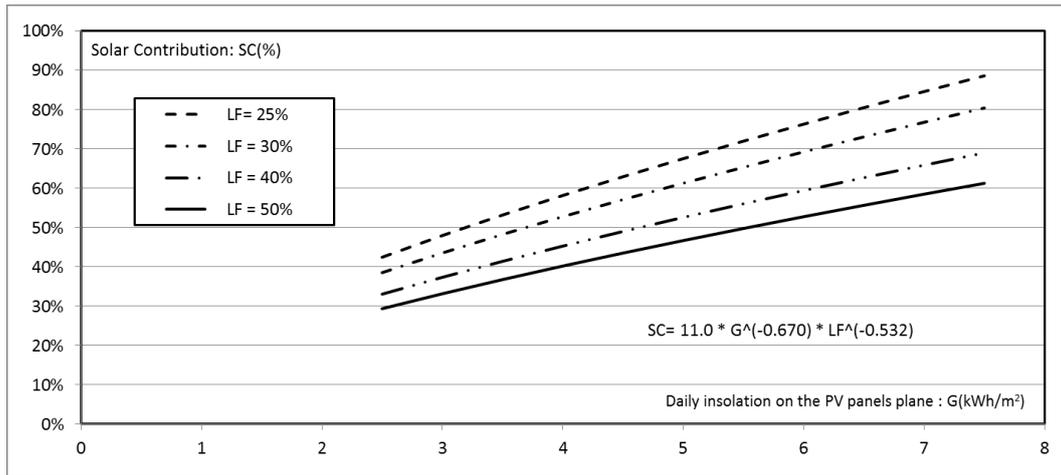


Figure 18. Graphical representation of Equation (19). Experimental correlation of Daily Solar Contribution (SC) as a function of the daily solar insolation (G) and the load factor (LF).

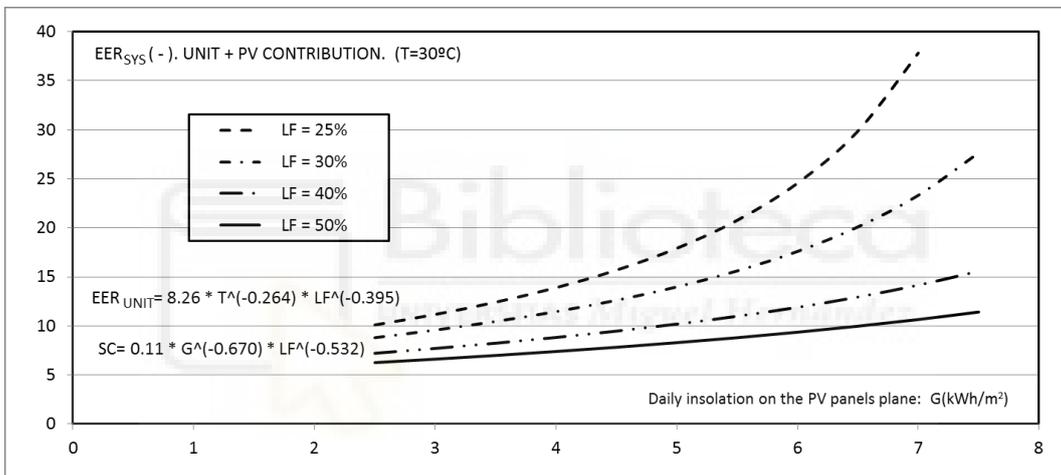


Figure 19. Graphical representation of EER_{SYS} , calculated by Equation (17), using Equation (18) for EER_{UNIT} and Equation (19) for SC(%).

3.5. Annual results

The unit was working in an office located in Alicante (Spain) during the 6 months of cooling period. Table 5 shows the obtained monthly and seasonal results.

Table 4. Monthly Performance of the Unit determined from measures.

TIMETABLE from 8 to 20 h	$E_{PV,UNIT}$ (kWh)	$E_{GRID,UNIT}$ (kWh)	$E_{TOT,UNIT}$ (kWh)	$E_{PV,GRID}$ (kWh)	E_U (kWh)	EER_{UNIT} (-)	EER_{SYS} (-)	SC (%)	PF (%)	T_{OUT} (°C)
MAY	66.0	25.8	91.8	116.8	519.5	6.50	23.12	82.5%	64.9%	24.0
JUNE	67.1	18.7	85.7	125.1	514.1	6.00	27.54	78.2%	53.6%	26.8
JULY	95.1	75.6	170.7	129.5	720.0	4.22	9.52	55.7%	73.4%	31.1
AUGUST	84.8	57.0	141.8	114.7	655.2	4.62	11.49	59.8%	73.9%	30.6
SEPTEMBER	68.2	29.9	98.2	101.0	545.1	5.55	18.21	69.5%	67.5%	27.8
OCTOBER	55.4	32.2	87.7	83.6	524.4	5.98	16.26	63.2%	66.3%	26.1
COOLING	436.5	239.3	675.8	670.7	3478.4	5.15	14.54	64.6%	65.1%	27.7

The unit fulfilled a cooling demand of 3478.4 (99.4 kWh/m²) taking in total 239.3 kWh (6.8 kWh/m²) of electricity from the grid. If a conversion factor from electricity to non-renewable energy of 2 kWh_{PR}/kWh_E is considered, a primary energy consumption of 13.6 kWh/m² would be obtained.

The solar contribution obtained in cooling mode from May to October was 64.5%, while the production factor was 65.1%.

4. Conclusions

An inverter air conditioning unit connected simultaneously to the grid and to 3 PV panels has been analysed to determine its behaviour under real conditions. The experimental analysis has been carried out for cooling conditions, with a working timetable from 8 to 20. The obtained data have been processed in order to define correlations of the unit's performance, which can be used to extend the results to other working conditions.

The performance of the system will depend on the solar radiation, outlet temperature and the unit's load factor. In the analysed office located in Alicante, Spain, the solar contribution obtained in cooling mode from May to October was 64.5% and the production factor was 65.1%.

Finally, the system has demonstrated to be 100% reliable, having undergone no maintenance.

The analysis that we carried out helped us set several technological improvements that could be implemented in the analyzed system in order to optimize its performance. Firstly, we propose the implementation of an adaptative mode control from a set temperature of ± 2 °C according to the solar radiation availability or non-availability. Secondly, we propose an optimization method based on an ECO operation mode. Using this type of operation mode, the air conditioning unit regulates independently its own operation regime in order to maximize the photovoltaic solar energy input. The aim is to get the maximum coincidence between the demand curve and the photovoltaic production curve.

References

- [1] Institute for Diversification and Energy Saving, www.idae.es
- [2] European Commission, www.ec.europa.eu, 2015.
- [3] Energy Efficiency Status Report - Electricity Consumption and Efficiency Trends in the EU-27 European Commission, 2012.
- [4] M. Izquierdo, A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, N. García-Hernando, Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO₂ emissions, *Energy* 36 (2011) 1630-1639.
- [5] Z.F. Li, K. Sumathy, Technology development in the solar absorption air-conditioning systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 4 (2000) 267-293.
- [6] Y.L. Yin, X.Q. Zhai, R.Z. Wang, Experimental investigation and performance analysis of a mini-type solar absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 59 (2013) 267-277
- [7] A. Syed, M. Izquierdo, P. Rodríguez, G. Maidment, J. Missenden, A. Lecuona, R. Tozerb, A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 859–871
- [8] M. Izquierdo, R. Lizarte, J.D. Marcos, G. Gutiérrez, Air conditioning using an air-cooled single effect lithium bromide absorption chiller: Results of a trial conducted in Madrid in August 2005, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 1074–1081
- [9] X.Q. Zhai, M. Qu, Yue. Li, R.Z. Wang, A review for research and new design options of solar absorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 15 (2011) 4416– 4423
- [10] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira. Solar refrigeration options – a state of the art review. *International Journal of Refrigeration* Volume 31, Issue 1, January 2008, Pages 3–15
- [11] Ji Jie, Liu Keliang, Chow Tin-tai, Pei Gang, He Wei, He Hanfeng, Performance analysis of a photovoltaic heat pump, *Applied Energy* 85 (2008) 680–693
- [12] H.A. Zondag. Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 12 (2008) 891–959
- [13] Beccali M., Finocchiaro P., Nocke B, Energy and economic assessment of desiccant cooling systems coupled with single glazed air and hybrid PV/thermal solar collectors for applications in hot and humid climate 83-10, (2009), 1828–1846
- [14] Hongbing Chen, Saffa B Riffat, Investigation of a Hybrid Solar Heat Pump System. *Procedia Engineering* 21 (2011) 311-318
- [15] H.D. Fu, G. Pei, J. Ji, H. Long, T. Zhang, T.T. Chow, Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system, *Applied Thermal Engineering* 40 (2012) 343-350
- [16] T.T. Chow, Y. Bai, K.F. Fong, Z. Lin, Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating, *Applied Energy* 100 (2012) 309-317

- [17] Xingxing Zhang, Xudong Zhao, Jihuan Xu, Xiaotong Yu, , Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system, *Applied Energy* 102 (2013) 1229-1245
- [18] Hongbing Chen, Saffa B. Riffat, Yu Fu, Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 4132-4138
- [19] K.F. Fong, T.T. Chow, C.K. Lee, Z. Lin, L.S. Chan, Comparative study of different solar cooling systems for buildings in subtropical city, *Solar Energy* 84 (2010) 227-244
- [20] Todd Otanicar, Robert A. Taylor, Patrick E. Phelan, Prospects for solar cooling – An economic, *Solar Energy* 86 (2012) 1287–1299
- [21] G.K. Singh, Solar power generation by PV (photovoltaic) technology: A review, *Energy* 53 (2013) 1-13.
- [22] European Photovoltaic Industry Association, Global Market Outlook for Solar Power / 2015 - 2019.
- [23] JCGM 100:2008, Evaluation of measurement data – Guide to the expression of uncertainty in measurement.
- [24] C.T. Tran, P. Rivière, D. Marchio, C. Arzano-Daurelle, Refrigerant-based measurement method of heat pump seasonal performances, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1583-1594

