



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

## **TESIS DOCTORAL**

# **ESTUDIO EN RÉGIMEN TRANSITORIO DE PLANTAS SOLARES TÉRMICAS DE PROPÓSITO MÚLTIPLE. APLICACIÓN AL DISEÑO DE INSTALACIONES CONCEBIDAS PARA AGUA CALIENTE SANITARIA.**

**Autora:**

**D<sup>a</sup>. María del Carmen Rodríguez Hidalgo**

**Director:**

**Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente**

**DEPARTAMENTO INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**

**Leganés, Enero 2010**





## TESIS DOCTORAL

# ESTUDIO EN RÉGIMEN TRANSITORIO DE PLANTAS SOLARES TÉRMICAS DE PROPÓSITO MÚLTIPLE. APLICACIÓN AL DISEÑO DE INSTALACIONES CONCEBIDAS PARA AGUA CALIENTE SANITARIA

Autora: D<sup>a</sup>. María del Carmen Rodríguez Hidalgo

Director: Dr. D. Pedro Acisclo Rodríguez Aumente

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente:

Vocal:

Vocal:

Vocal:

Secretario:

Calificación:



*A mis padres,  
por su infinito apoyo  
e inagotable amor*



# *Agradecimientos*

La vida te sorprende y te conduce por caminos que previamente no te habías planteado. Una de esas sorpresas me condujo de vuelta a la Universidad Carlos III, donde ya había estudiado mi carrera de Ingeniería Industrial, para hacer el doctorado, ofreciéndome así la posibilidad de conocer como compañeros a los que anteriormente fueron, y siempre consideraré, mis profesores, descubriendo de su mano un nuevo y apasionante mundo para mí: la investigación científica.

Una vez completada mi tesis doctoral, me gustaría agradecer a todos los que creyeron y espero sigan creyendo en mí, el haber puesto altruistamente a mi servicio todos los recursos a su alcance, tanto materiales como humanos, haciendo realidad este feliz momento.

Especialmente quiero agradecer al Catedrático **Pedro Acisclo Rodríguez Aumente** que aceptara ser mi director de tesis, permitiéndome así trabajar y aprender bajo su atenta mirada a lo largo de todos estos años. Gracias por contagiarme su entusiasmo por la investigación, por demostrarme con su ejemplo, que el análisis y la metodología conducen a lograr unos resultados óptimos, que el esfuerzo y la constancia tienen su recompensa, y que hay que afrontar los retos difíciles con sabiduría y optimismo. Para mí es un gran honor contar con su incondicional dedicación, extensa experiencia y elevada profesionalidad; y un privilegio aún mayor, que me brinde su cariño, confianza y complicidad. Gracias por creer constantemente en mí, y alentarme en todo momento a crecer tanto profesional como personalmente.

Igualmente quiero dar las gracias al Catedrático **Antonio Lecuona Neumann** por admitirme en el grupo de investigación ITEA que dirige, y poner a mi disposición además de su afecto y su aliento, su gran profesionalidad, dilatada experiencia, sus vastos conocimientos, su dedicación y ese toque de genialidad que le caracteriza y que imprime en todo lo que lleva a cabo.

Afortunadamente, ofreciéndome expertos y oportunos consejos, me han acompañado también en este extenso y absorbente camino de aprendizaje, los demás profesores doctores y miembros del grupo ITEA, **José Ignacio Nogueira Goriba**, **María del Carmen Venegas Bernal** y **José Antonio Alfaro Martínez**, a quienes agradezco desde aquí todo el interés, el aprecio y el tiempo que me han procurado cada vez que he necesitado acudir a ellos.

Dado que todo proyecto necesita una mano experta que lo convierta en realidad, quiero agradecer a los técnicos de laboratorio de Térmica **Manuel Santos** y **Carlos Cobos** no sólo su excelente trabajo y eficaces ideas a la hora de mejorar la instalación solar y la toma de medidas, sino también su sincera amabilidad y sus constantes ánimos.

Y por último, pero no por ello menos importante, muchísimas gracias a mis compañeros de doctorado **Mathieu Legrand**, **Geydy Gutierrez**, **Rubén Ventas**, **Alejandro Zacarías**, **Alberth Vargas**, **Ciro Vereda**, **Rafael Salgado** y **Sara Nauri** por compartir conmigo sus inquietudes y escuchar amablemente las mías; gracias sobre todo a los que han estado siempre a mi lado, convirtiéndose además en excelentes amigos, alegrándose conmigo en los buenos momentos y acudiendo junto a mí, en los no tan buenos, sin necesidad de llamarles.

*Trabajar con vosotros es un lujo para mí.  
Gracias a todos de corazón*



# Resumen

Ante la necesidad de reducir el consumo de energía primaria en las instalaciones térmicas del sector terciario, se plantea la conveniencia de atender la demanda de agua caliente sanitaria con fuentes renovables. Los beneficios que se pueden obtener de esta medida son la reducción de la dependencia externa en términos de energía primaria fósil, además del correspondiente ahorro energético, económico y de impacto ambiental para el usuario final.

Ante la aprobación del Código Técnico de la Edificación en 2006, a partir de la cual resulta obligatorio el uso de instalaciones solares térmicas en los edificios residenciales de nueva construcción o en grandes remodelaciones de edificios antiguos, para el abastecimiento de una fracción de la demanda de agua caliente sanitaria, resulta conveniente el estudio en profundidad de este tipo de instalaciones bajo condiciones reales de funcionamiento.

En esta tesis se analiza el comportamiento de instalaciones de este tipo empleando herramientas teóricas y experimentales, cara a evaluar y predecir sus actuaciones en régimen transitorio. Utilizando los datos experimentales obtenidos de una instalación solar térmica ubicada en el Campus de la Universidad configurada para la aplicación de agua caliente sanitaria, entre otras.

A partir de la base de datos elaborada a partir de medidas experimentales de temperatura y caudal de los principales elementos del circuito y de las variables de una estación meteorológica tomadas en intervalos de tiempo de 10 minutos se han podido conseguir el principal objetivo planteado, consistente en la descripción detallada del comportamiento real de la instalación. Siendo de gran utilidad estos valores para validar experimentalmente los programas de simulación desarrollados, capaces de describir instantáneamente tanto las actuaciones de la instalación solar de agua caliente sanitaria completa, como de sus componentes principales. Se hace especial énfasis en la caracterización de los captadores solares en régimen transitorio bajo condiciones reales de operación.

Utilizando dicha herramienta se han estudiado diferentes configuraciones, lo que ha permitido predecir tanto las prestaciones energéticas como la viabilidad económica de dichas instalaciones.

Los resultados del estudio se aplican al diseño de instalaciones solares para ACS, en el marco del CTE. Del estudio se obtienen valores óptimos de superficie de captación y de volumen del acumulador térmico, para las condiciones climáticas de Madrid.





# Abstract

The use of renewable energy sources has become the key role to attend the domestic hot water demand in the residential sector. This kind of energy allows to reduce the primary energy consumption in this sector and to lessen the external dependence on fossil primary energy, besides of the energy and economic savings and environmental impact reduction achieved.

After the Código Técnico de la Edificación (CTE) approval, a new construction code which obliges any new construction or renovation project to cover a portion of the domestic hot water demand by solar thermal energy, it seems convenient to study deeply this kind of facilities working under real conditions.

This Ph.D. thesis analyses the behavior of these solar facilities using theoretical and experimental tools, in order to evaluate and predict their performance under transient conditions. Experimental data from a solar thermal facility placed at University Campus, for the purpose of domestic hot water, have been used.

The database consists of experimental measures of temperatures and flows in the main facility components and the environmental data from a meteorological station placed besides the facility taken each 10 minutes. The main goal of this work consists in a detailed description of the real performance of a solar thermal facility and it was achieved analyzing this database, apart from using it to experimentally validate the simulation models developed. These simulation models are able to describe instantly not only the performance of the domestic hot water facility in a whole but also the one of the major components separately.

The focus is stressed in the characterization of solar thermal collector behavior under transient real working conditions.

The facility simulation model has been used to study different configurations. This has enabled to anticipate the energy and economical viability of this kind of facilities.

The results of this study are applied to the design of solar thermal facilities for domestic hot water, under the CTE code rules. Optimal values for collector surface and storage tank volume are obtained for Madrid environmental conditions.



# INDICE GENERAL

1	PLANTEAMIENTO DE LA TESIS.....	1
1.1	Introducción .....	1
1.1.1	Demanda energética de edificios residenciales.....	4
1.1.2	Demanda energética de edificios residenciales en España .....	5
1.2	Objetivos y metodología .....	7
1.2.1	Objetivos .....	7
1.2.2	Metodología .....	8
1.3	Bibliografía .....	9
2	ENERGÍA DISPONIBLE Y DEMANDA .....	11
2.1	Resumen.....	12
2.2	Introducción .....	12
2.3	Objetivos del capítulo .....	13
2.4	Requisitos funcionales: DEMANDA .....	14
2.4.1	Instalaciones de ACS: cálculo de la demanda energética.....	14
2.5	Temperatura y condiciones de trabajo.....	30
2.5.1	Temperatura del agua de red.....	30
2.5.2	Temperatura de suministro de ACS.....	33
2.6	Formas de hacer frente a la demanda de energía .....	34
2.6.1	Calderas instantáneas .....	35
2.6.2	Calderas con acumulación .....	36
2.6.3	Bomba de calor.....	37
2.6.4	Energía solar .....	38
2.7	Captadores solares .....	41
2.7.1	Captadores térmicos.....	41
2.7.2	Captadores híbridos PV/T .....	48
2.7.3	Captadores integrados.....	48

2.7.4	Comparación entre captadores.....	48
2.8	Configuraciones típicas .....	51
2.8.1	Viviendas unifamiliares .....	52
2.8.2	Viviendas multifamiliares.....	53
2.9	Legislación y grado de implantación de la tecnología .....	58
2.9.1	Directivas para promover las Energías Renovables .....	58
2.9.2	Energía solar .....	61
2.10	Conclusiones.....	62
2.11	Bibliografía .....	63
3	HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS .....	69
3.1	Resumen.....	70
3.2	Introducción .....	71
3.3	Objetivos del capítulo .....	72
3.4	Modelos de irradiancia .....	72
3.4.1	Determinación de la fracción de irradiancia difusa.....	75
3.4.2	Determinación de la irradiancia sobre plano inclinado.....	81
3.4.3	Determinación de la irradiancia que llega a la placa absorbedora .....	83
3.5	Bases de datos meteorológicos.....	84
3.6	Captadores solares: Métodos de cálculo de actuaciones.....	86
3.6.1	Ensayo de captadores .....	86
3.6.2	Modelos basados en la curva de normalización .....	95
3.6.3	Modelos predictivos de actuaciones .....	99
3.7	Modelos de acumulador térmico y tipos.....	104
3.7.1	Tipos de acumulador térmico .....	104
3.7.2	Normativa para acumuladores térmicos .....	110
3.7.3	Modelos de acumulador térmico .....	112
3.8	Instalaciones solares de agua caliente sanitaria .....	118
3.8.1	Sistemas solares prefabricados .....	122
3.8.2	Sistemas solares a medida .....	126
3.9	Aplicaciones múltiples de la energía solar .....	132

3.9.1	Agua caliente sanitaria y calefacción.....	132
3.9.2	Edificios solares .....	134
3.10	Conclusiones.....	136
3.11	Bibliografía .....	140
4	DESCRIPCION DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL .....	153
4.1	Resumen.....	153
4.2	Introducción .....	154
4.3	Objetivos del capítulo .....	155
4.4	Componentes de la instalación solar y estación meteorológica.....	156
4.4.1	Esquema general de la instalación. ....	156
4.4.2	Estación meteorológica .....	165
4.5	Instrumentación .....	172
4.5.1	Sensores de temperatura.....	173
4.5.2	Sensores de caudal .....	177
4.5.3	Dataloggers .....	178
4.6	Periodo de recogida de datos y control.....	178
4.7	Calibración.....	180
4.8	Análisis de errores de medida .....	182
4.9	Propagación de errores.....	185
4.10	Conclusiones.....	187
4.11	Bibliografía .....	188
5	MODELIZACIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES Y EVALUACIÓN DE SU RENDIMIENTO       189	
5.1	Resumen.....	190
5.2	Introducción .....	190
5.3	Objetivos del capítulo .....	192
5.4	Aspectos relacionados con la obtención de la base de datos experimental. 192	
5.4.1	Determinación del caudal en los circuitos cuando no funcionan las bombas. 194	
5.5	Radiación absorbida por el captador solar .....	194

5.5.1	Cálculo de la irradiancia solar sobre un plano inclinado a 40° .....	194
5.5.2	Irradiancia absorbida por el captador. ....	200
5.5.3	Comprobación experimental del modelo de irradiancia.....	203
5.6	Modelo de captador solar .....	207
5.6.1	Determinación de la temperatura del cielo.....	210
5.6.2	Temperaturas en el captador.....	212
5.6.3	Esquema de resistencias térmicas y condensadores del captador.....	214
5.6.4	Modelización de pérdidas convectivas exteriores .....	217
5.6.5	Modelo de pérdidas convectivas en la cavidad interior del captador ...	228
5.6.6	Modelo de resistencia térmica de la placa absorbidora del captador..	229
5.6.7	Cálculo de las resistencias térmicas del captador .....	231
5.6.8	Cálculo del almacenamiento de energía en los componentes del captador 249	
5.6.9	Sistema de ecuaciones del modelo de captador.....	250
5.6.10	Validación experimental del modelo de captador .....	251
5.6.11	Integración diaria del calor útil .....	257
5.6.12	Rendimiento del captador solar .....	259
5.6.13	Reproducción de la curva de normalización .....	273
5.6.14	Influencia de los parámetros principales en el rendimiento .....	285
5.6.15	Estudio del efecto de la velocidad y dirección del viento en el rendimiento del captador solar.....	293
5.6.16	Días de lluvia.....	295
5.7	Conclusiones.....	298
5.8	Bibliografía .....	302
6	MODELADO DEL RESTO DE COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN SOLAR Y EVALUACIÓN DE SUS ACTUACIONES .....	309
6.1	Resumen.....	310
6.2	Descripción del ámbito de la simulación .....	310
6.3	Objetivos del capítulo .....	311
6.4	Modelo de intercambiador de calor.....	312
6.4.1	Variables medidas.....	312

6.4.2	Balance de energía en el intercambiador, método básico .....	314
6.4.3	Balance de energía en el intercambiador con pérdidas de calor y con acumulación de energía en su interior .....	317
6.4.4	Aplicación al intercambiador de calor de la instalación solar.....	321
6.4.5	Validación experimental .....	328
6.4.6	Integración diaria del flujo de calor.....	337
6.5	Modelo del acumulador térmico.....	340
6.5.1	Variables medidas.....	340
6.5.2	Modelo de acumulador térmico estratificado .....	343
6.5.3	Resultados del modelo .....	351
6.5.4	Validación experimental del modelo de acumulador con los datos anuales. 354	
6.5.5	Integración diaria.....	358
6.6	Modelo de tuberías del circuito primario .....	362
6.6.1	Variables medidas.....	363
6.6.2	Balance de energía en las tuberías.....	365
6.6.3	Determinación del modelo de pérdidas de las tuberías.....	366
6.6.4	Validación experimental .....	369
6.7	Modelo completo de la instalación solar.....	371
6.7.1	Resultados instantáneos .....	372
6.7.2	Resultados diarios.....	375
6.7.3	Resultados mensuales y anuales .....	377
6.7.4	Cálculos de errores del modelo completo .....	378
6.7.5	Pérdidas de carga vs pérdidas de calor.....	380
6.8	Conclusiones.....	381
6.9	Bibliografía .....	384
7	APLICACIONES: OPTIMIZACIÓN Y DIMENSIONADO DE INSTALACIONES DE ACS .	385
7.1	Resumen.....	386
7.2	Introducción .....	386
7.3	Objetivos del capítulo .....	387
7.4	Obtención del día tipo .....	388

7.5	Demanda atendida con la instalación solar .....	390
7.5.1	Temperatura del agua de red.....	390
7.5.2	Número de personas cuya demanda de ACS puede ser atendida por la instalación de acuerdo con el CTE. ....	391
7.5.3	Perfil de demanda.....	392
7.5.4	Determinación de la fracción solar anual .....	393
7.5.5	Fracción solar mensual .....	394
7.6	Cálculo del volumen del acumulador térmico óptimo .....	395
7.6.1	Demanda y acumulación de calor .....	395
7.6.2	Acumulación de calor .....	397
7.6.3	Volumen óptimo de acumulación. ....	401
7.6.4	Fracción solar vs volumen de acumulación .....	405
7.6.5	Volumen óptimo y recomendaciones del CTE. ....	408
7.6.6	Relaciones entre parámetros representativos.....	409
7.6.7	Rendimiento solar vs volumen acumulación .....	410
7.7	Comparación con los resultados obtenidos empleando otras herramientas de cálculo.....	415
7.8	Ahorro energético, económico y reducción del impacto medioambiental... 418	
7.8.1	Estudio del ahorro de energía primaria.....	418
7.8.2	Caldera auxiliar .....	420
7.8.3	Estudio reducción del impacto medioambiental .....	422
7.8.4	Estudio económico .....	424
7.9	Conclusiones.....	427
7.10	Bibliografía .....	429
8	VIABILIDAD DE LAS INSTALACIONES SOLARES EN APLICACIONES MÚLTIPLES .....	431
8.1	Resumen.....	431
8.2	Introducción .....	432
8.3	Objetivos del capítulo .....	433
8.4	Aplicación de la energía solar a la producción de climatización.....	434
8.4.1	Descripción de una instalación.....	436
8.4.2	Resultados experimentales .....	437



8.4.3	Aplicación a una vivienda unifamiliar .....	442
8.4.4	Comparación económica y medioambiental con un sistema convencional de climatización .....	446
8.4.5	Sensibilidad a la fracción solar y al COP de la máquina de absorción....	448
8.5	Políticas específicas en apoyo al desarrollo de la energía solar: .....	450
8.5.1	Un caso representativo: Grecia .....	452
8.5.2	El caso de España.....	457
8.6	Conclusiones.....	461
8.7	Bibliografía .....	463
9	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....	467
9.1	Principales aportaciones y conclusiones .....	467
9.1.1	Estudio de captadores solares y evaluación de su rendimiento .....	467
9.1.2	Estudio de la instalación solar para ACS completa y evaluación de sus actuaciones.....	469
9.1.3	Obtención de criterios de diseño aplicables a nuevas instalaciones. ....	470
9.2	Trabajos futuros.....	471
	INDICE BIBLIOGRÁFICO.....	473



# Nomenclatura

$a_1$	Coeficiente lineal de pérdidas del captador
$a_2$	Coeficiente cuadrático de pérdidas del captador
$b_0$	Constante del modificador del ángulo de incidencia
$c$	Lado caliente
$c_1$	Coeficiente de pérdidas térmicas del captador
$c_2$	Coeficiente de pérdidas térmicas dependiente de la temperatura del captador
$c_3$	Coeficiente de pérdidas térmicas dependiente de la velocidad del viento del captador
$c_4$	Coeficiente de pérdidas térmicas dependiente de la temperatura del cielo del captador
$c_5$	Capacidad térmica efectiva del captador
$c_6$	Eficiencia óptica del captador dependiente del viento del captador
$e$	Espesor
$f$	Frío
$h$	Coeficiente de convección
$h_{iv}$	Calor latente de vaporización
$h_m$	Coeficiente de convección másica
$k$	Coeficiente de conductividad
$k_D$	Índice de irradiancia difusa
$k_T$	Índice de transparencia atmosférica
$m$	Masa
$n$	Día del año
$n_{per}$	Número de personas
$q$	caudal
$q_u$	Calor útil
$q''$	Flujo de calor
$t$	tiempo
$u$	Velocidad del viento circulante
$v_{cons}$	Caudal de consumo
$A$	Área
$\hat{A}_{ref}$	Área mojada de referencia
$C$	Capacidad térmica
$C_p$	Calor específico
$D$	Diámetro
$E_L$	Irradiancia de onda larga
$F$	Fracción solar
$F'$	Factor de eficiencia del captador
$F_R$	Factor de pérdidas del captador
$G_H$	Irradiancia global
$G_D$	Irradiancia difusa
$Gr$	Número de Grashof
$G_T$	Irradiancia superficie inclinada
$G_{0n}$	Constante solar corregida

H	Altura captador
$H_T$	Radiación media mensual plano inclinado
$I_c$	Radiación crítica
$I_{co}$	Radiación absorbida por el captador
$I_T$	Radiación sobre plano inclinado
INERCIA	Acumulación de energía
$K_\theta$	Modificador del ángulo de incidencia
L	Longitud captador
$Le$	Número de Lewis
$N$	Número de días del mes
$N_{col}$	Número de captadores
Nu	Número de Nusselt
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
$P_v$	Presión de vapor
Q	Calor
$Q_{solar}$	Energía aportada por la instalación solar al calentamiento del agua.
R	Resistencia Termica
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
$U_L$	Coefficiente de pérdidas global del captador
U	Coefficiente de transmisión de calor
V	Volumen del acumulador térmico
$V_v$	Velocidad viento (módulo)
Z	Altura del nodo del acumulador

### **Subíndices**

a	ambiente
abs	Superficie absorbedora
ais	aislante
c	convección
chim	Chimenea (tubería de salida de humos de caldera)
col	captadores
crystal	Superficie acristalada del captador
consumo	Demanda de ACS
dp	Punto de rocío
eC	Entrada consumo
eT3	Entrada al acumulador del terciario
eTO	Entrada Torre
ext	Exterior
evap	evaporado
ic	Intercambiador de calor
inco	Entrada captadores
inic P	Entrada al intercambiador de calor, circuito primario
inic S	Entrada al intercambiador de calor, circuito secundario
int	Interior
lm	Diferencia de logarítmica media
m	media

outco	Salida captadores
outicP	Salida del intercambiador de calor, circuito primario
outicS	Salida del intercambiador de calor, circuito secundario
patinillo	Conducto por el que discurren las tuberías del primario
pi	Pérdidas e inercia
placa	Superficie absorbedora del captador
rad	Radiación
red	Red de abastecimiento de agua
sC	Salida consumo
sc	Lado caliente
sec	secundario
sf	Lado frío
spi	Sin pérdidas ni inercia
sonda	Sonda interior del acumulador
sT3	Salida del acumulador del terciario
sTO	Salida Torre
sum	suministro
W	Agua de lluvia
CF	Flujo cruzado
CN	Curva de normalización
D	abajo
EXP	Experimental
F	Forzado
H	horizontal
Local	Sótano donde se encuentra instalación
MOD	Modelo
N	Natural
P	Pérdida
PF	Flujo paralelo
Radiación	Radiación solar
SRH	Salida del sol horizonte
SSH	Puesta del sol horizonte
SRT	Salida del sol plano captador
SST	Salida del sol plano captador
TeS	Entrada al acumulador térmico del secundario
TsS	Salida del acumulador térmico del secundario
UP	Arriba
V	vertical

### **Símbolos Griegos**

$\alpha$	Difusividad térmica
$\beta$	Inclinación del captador solar
$\beta_T$	Factor potenciador de conductividad en acumulador
$\gamma$	Orientación del captador solar
$\delta$	Declinación
$\delta_{PI}$	Incremento temperatura perdidas e inercia
$\varepsilon$	Eficiencia
$\varepsilon_{IR}$	Emisividad infrarroja
$\eta$	Rendimiento del captador

$\eta_0$	Rendimiento óptico del captador
$\theta$	Angulo de incidencia de los rayos solares
$\Theta$	Incremento de temperatura intercambiador
$\theta_D$	Angulo de incidencia de la componente difusa
$\theta_G$	Angulo de incidencia de la componente reflejada
$\theta_V$	Angulo que forma el viento con la superficie captador
$\theta_z$	Angulo zenital solar
$\lambda$	Conductividad agua del acumulador
$\mu$	viscosidad
$\nu$	Viscosidad cinemática
$\rho$	Densidad
$\rho_G$	Reflectividad del suelo
$\sigma$	Constante de Stefan Boltzmann
$\sigma_T$	Incertidumbre total
$\phi$	Latitud
$\tau_{inercia}$	Tiempo característico del captador
$(\tau\alpha)_{en}$	Producto transmitancia-absortancia efectivo para la radiación solar directa bajo incidencia normal
$\varphi$	Humedad relativa
$\omega$	Angulo horario

### **Siglas**

ACS	Agua Caliente Sanitaria
COP	Coficiente de Operación
CTE	Código Técnico de la Edificación
DTIE	Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación
UC3M	Universidad Carlos III de Madrid
VE	Vivienda Estándar
PCM	Phase Change Material

# 1 PLANTEAMIENTO DE LA TESIS

## CONTENIDO

1	PLANTEAMIENTO DE LA TESIS.....	1
1.1	Introducción .....	1
1.1.1	Demanda energética de edificios residenciales.....	4
1.1.2	Demanda energética de edificios residenciales en España .....	5
1.2	Objetivos y metodología .....	7
1.2.1	Objetivos .....	7
1.2.2	Metodología .....	8
1.3	Bibliografía .....	9

### 1.1 Introducción

Ante el aumento del consumo energético de los países desarrollados y la necesidad de permitir el desarrollo de los países emergentes, se plantea la necesidad de fomentar el uso de tecnologías energéticas que permitan un desarrollo sostenible a nivel mundial, Libro Blanco de la Energía 1997 (1).

Una de las grandes preocupaciones en la actualidad es el cambio climático. De acuerdo a datos recientes parece que se está produciendo a nivel global, Cambio Climático 2007 (2); motivo por el cual los países están potenciando el uso de tecnologías limpias que permitan reducir las emisiones de contaminantes y de efecto invernadero vertidos al planeta. De ahí la firma de los protocolos de Kioto, BOE Nº33 2005 (3), Montreal y el próximo de Copenhague junto con propuestas generalizadas para promover el uso eficiente de la energía.

Dado que uno de los sectores que presenta un consumo energético elevado es el residencial, EUROSTAT 2008 (4), muchas son las políticas que se han puesto en marcha a nivel mundial dedicadas a reducir ese consumo mediante programas de ahorro, tanto en términos de energía térmica como eléctrica. Estos programas orientan sus medidas a la concienciación para la utilización de electrodomésticos con una buena clasificación energética, al uso de luminarias de bajo consumo y a la utilización de las

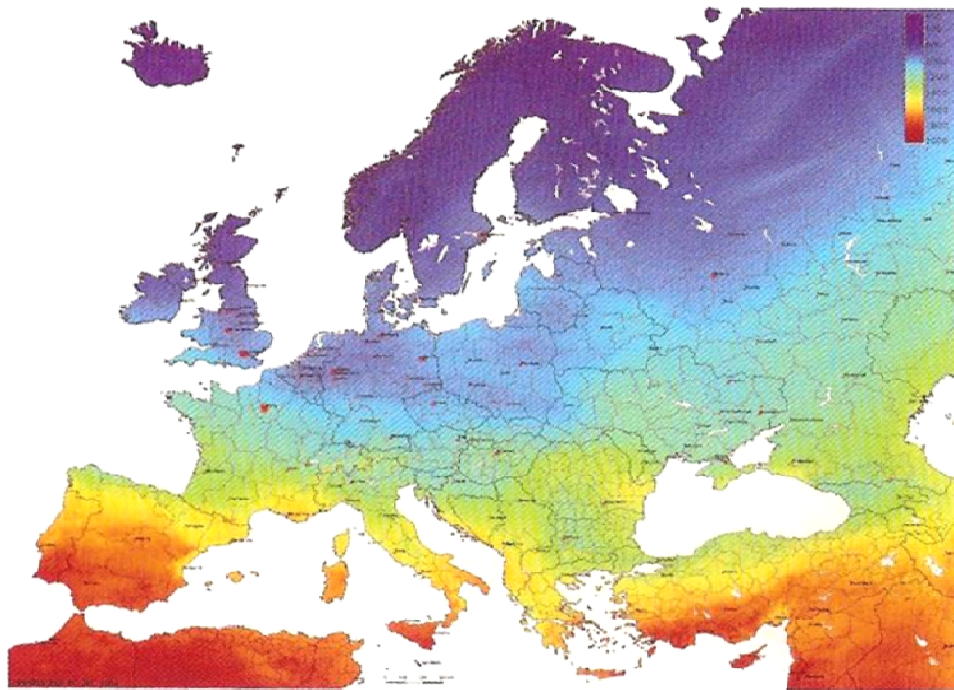
energías renovables en la edificación, de forma tanto pasiva como activa, apoyada en la utilización de la arquitectura bioclimática, IDAE 2007 (5).

En este marco se encuentra la Unión Europea. Los países europeos, en su mayoría no son grandes productores de recursos energéticos naturales, necesitando importarlos. Este hecho ha provocado que en Europa se hayan desarrollado las tecnologías más punteras en el ámbito de la utilización de las energías renovables, solar térmica, fotovoltaica, termosolar, eólica, biomasa... ya que su utilización aumenta su independencia en materia de energía primaria, DIRECTIVA 2009/28/CE, (6). En el caso de España se aprobó el Plan de Energías Renovables (PER) en 2005, (7) que es la extensión del Plan de Fomento de Energía Renovables previamente aprobado en 1999

El uso de estas tecnologías se ve respaldado tanto por el tejido industrial, ASIT 2009 (8) que se ha creado en su entorno, la investigación en esos campos, como por las diferentes políticas llevadas a cabo en los distintos países y que han permitido crear una conciencia social al respecto ESTIF 2007 (9).

Sin embargo, en la actualidad en determinados sectores, como el residencial, siguen siendo las fuentes de energía fósiles las que se consumen en mayor medida, para la obtención de energía térmica, el agua caliente sanitaria y la calefacción, al igual que el parque móvil.

### Ilustración 36. Radiación solar anual en Europa (kWh/m<sup>2</sup>)



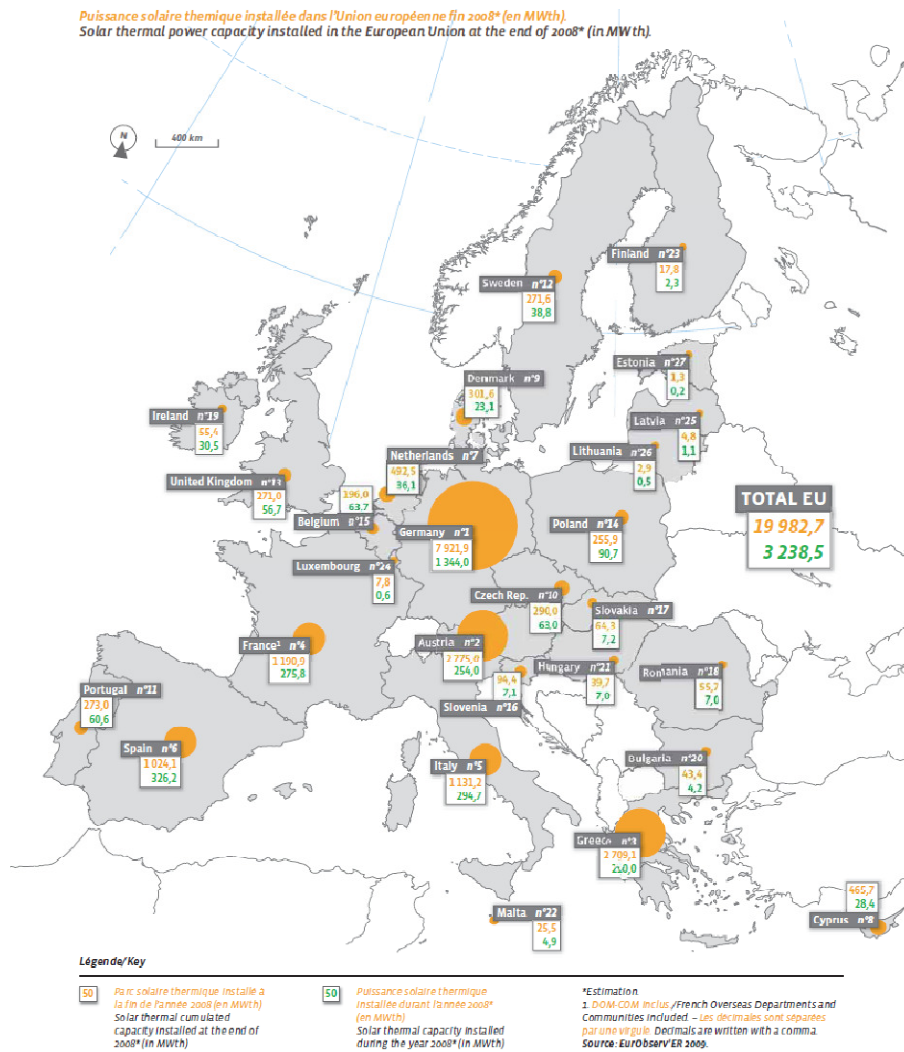
*Fuente: PVGIS (c) European Communities, 2001-2006.*

**Figura 1-1: Irradiancia solar anual en Europa (10)**



Una de las tecnologías energéticas renovables más sencillas es la energía solar térmica utilizada en la aplicación de agua caliente sanitaria, desde el depósito de color negro expuesto al sol hasta el captador solar más sofisticado, su base consiste en calentar agua a través de su exposición a los rayos solares. Sin embargo la experiencia ha demostrado que dicha sencillez se haya convertido en uno de los grandes inconvenientes para su desarrollo, DTIE8.03 Ruiz et al. 2007 (11).

Resulta sorprendente que dada la cantidad de irradiancia que recibe el territorio español en su conjunto, el mayor de todos los países europeos, junto con Portugal, y las islas griegas, **Figura 1-1** no sea uno de los países en los que la energía solar aparezca como una fuente de energía destacada en el mix energético del país, **Figura 1-2**.



**Figura 1-2: Captadores solares térmicos instalados en Europa, acumulado y en 2008, (12)**

“Una falta generalizada de conocimientos sobre el uso del calor y sobre todo del calor procedente de la energía solar, ha producido que los esfuerzos para el desarrollo del mercado correspondiente no se hayan realizado con las suficientes precauciones y conocimientos de causa, por lo que, hasta ahora, no han dado los frutos esperados en España” Ruiz et al. 2007 (11).

No obstante, en la actualidad, gracias a la aprobación del Código Técnico de la Edificación en 2006, CTE 2006, (13) los edificios residenciales de nueva construcción al igual que los que sufran un alto grado de remodelación, deben obligatoriamente utilizar la energía solar térmica para cubrir una fracción de la demanda de agua caliente sanitaria, hecho que está impulsando la implantación de este tipo de tecnologías. Ello está poniendo de manifiesto tanto las bondades como los inconvenientes de las mismas.

En el año 2008 España se convirtió en el segundo país europeo, por detrás de Alemania, en la instalación de captadores térmicos, suponiendo un aumento en la superficie instalada de 414.000 m<sup>2</sup> (326,2MWth), EuroObserv'ER 2009 (12) un 9% del total instalado en Europa 4.626.400 m<sup>2</sup> (19982,7MWth) EuroObserv'ER 2009 (12). Se prevé que los datos para el año 2009 no sean tan elevados debido a la actual crisis inmobiliaria en la que se encuentra el país, EuroObserv'ER 2009 (12).

### 1.1.1 Demanda energética de edificios residenciales

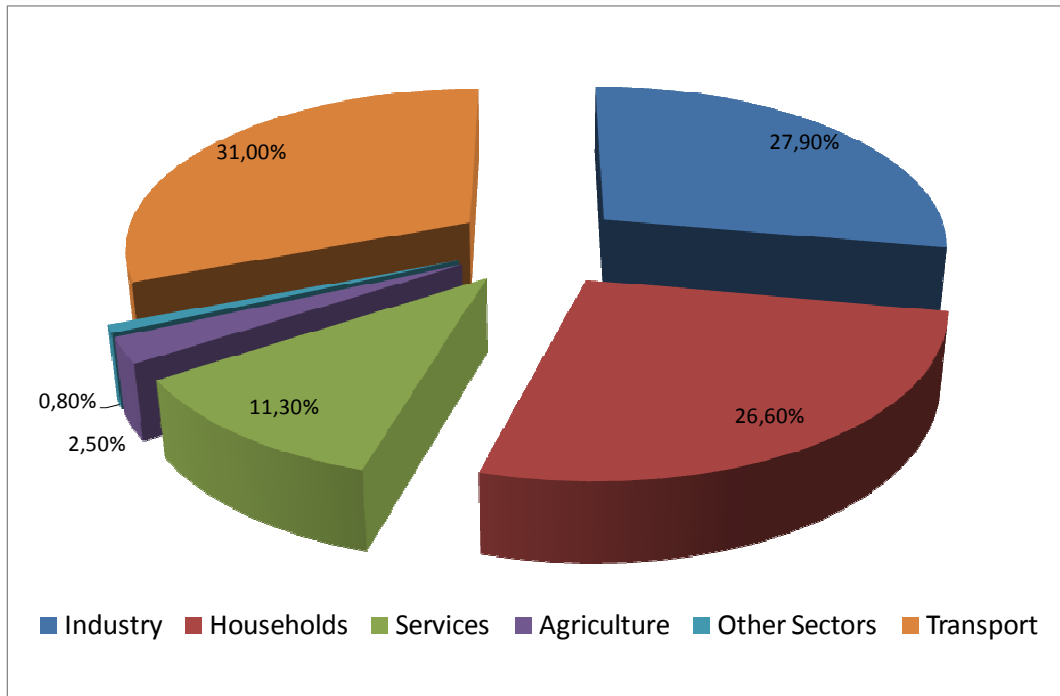
En la actualidad, uno de los parabienes con los que cuenta la sociedad desarrollada es el hecho de tener agua caliente para cubrir las necesidades sanitarias tanto a nivel personal en los hogares, como a nivel colectivo en establecimientos donde la higiene es un tema de suma importancia, como hospitales, hoteles, escuelas, restaurantes, etc...

La demanda de energía para el Agua Caliente Sanitaria (ACS) es la cantidad de energía que se necesita para elevar la temperatura del agua de red hasta la temperatura de suministro, fijada por el Código Técnico de la Edificación en 60°C, CTE 2006, (13) para evitar la enfermedad de la legionella.

Según el estudio Europe in Figures, Eurostat 2008 (4), **Figura 1.3**, el 26.6% de la energía total consumida en la Europa de los 27 se destina a los hogares, tanto para calefacción, aire acondicionado como para el suministro de agua caliente sanitaria, además de todo el consumo eléctrico relacionado con los electrodomésticos de las viviendas.

Como se puede observar en la **Figura 1.3**, el consumo de energía de los hogares es equivalente al consumo de energía de la industria presente en la Europa de los 27. Ello

ha generado el desarrollo de políticas en cada país miembro para la reducción de dicho consumo, además de potenciar que la energía primaria utilizada provenga en parte de energías renovables, Martínez de Alegría Mancisidor et al. 2009, (14).

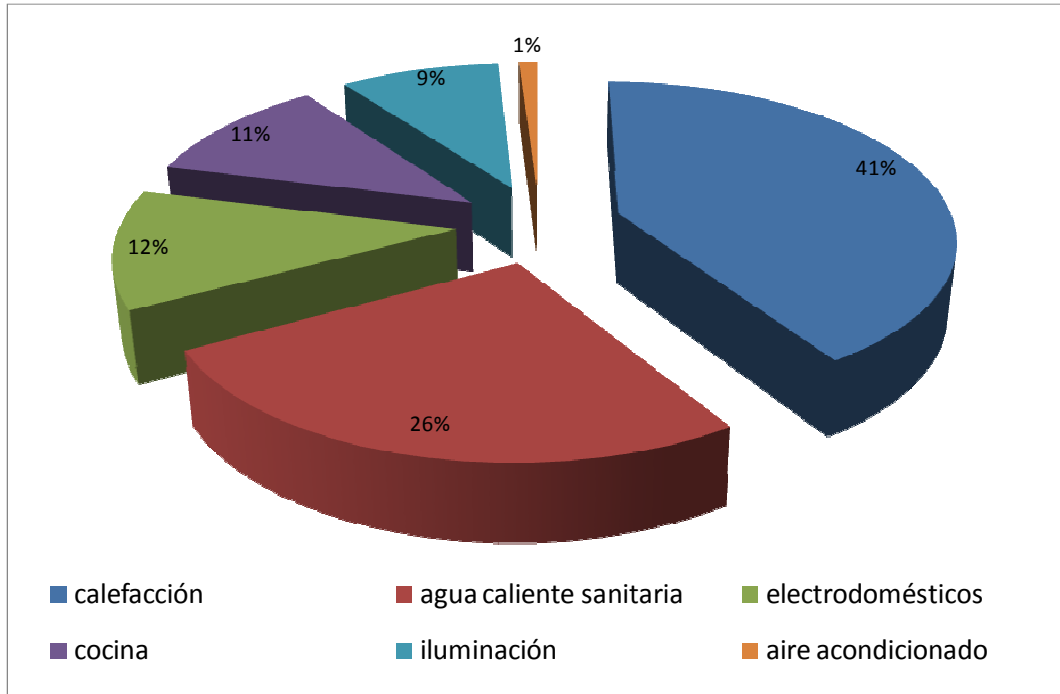


**Figura 1.3 Consumo final de energía en EU-27 del año 2005 (4)**

El estudio realizado en esta tesis se centra particularmente en el consumo de ACS de edificios de viviendas, por lo que el consumo oscilará en valor medio entre 22 litros por persona y día para un edificio multifamiliar a 30 litros por persona y día para un edificio unifamiliar a 60°C, tal y como dice el CTE 2006, (13).

### 1.1.2 Demanda energética de edificios residenciales en España

En España, el Ministerio de Industria, Turismo y Comercio a través del Instituto de Diversificación y Ahorro Energético (IDAE), ha publicado una "Guía práctica de energía para un consumo eficiente y responsable", IDAE 2007 (5). En ella se pone de manifiesto el reparto de consumo energético medio por parte de las viviendas españolas.



**Figura 1.4: Consumo energético de viviendas referente al año 2003 (5)**

En la **Figura 1.4** se puede observar que el consumo de energía para el ACS supone un 26% del consumo total. Cabe resaltar que únicamente el 3% del consumo de electricidad de los hogares se destina al calentamiento del ACS, según IDAE 2007 (5), siendo la mayor parte de la demanda cubierta con calderas de gas y de gasóleo.

Motivación: No se han conseguido los objetivos marcados en el Plan de Energías Renovables, en términos de superficie de captadores per cápita. No se dispone de información precisa acerca de la operación en régimen transitorio de dichas instalaciones con variables reales, lo que sin duda condiciona su dimensionado, a pesar de que ello redundaría en una mayor facilidad de implantación de la tecnología, al poderse aplicar eventuales reducciones de espacio y coste, más adaptados al sector doméstico.

La oportunidad de contar con una instalación experimental puede aprovecharse para obtener informaciones precisas, incorporando la instrumentación adicional adecuada, y debidamente caracterizada mediante procesos de calibración.

Cara a reducir el coste de la instalación, y en particular de los captadores, conviene estudiar cuáles son las principales fuentes de pérdidas bajo condiciones reales de operación (i.e. con viento, pérdidas nocturnas, etc.). Ello permitiría ajustar el potencial de reducción de la superficie de captación y evaluar las posibilidades de reducción de sus costes de fabricación, sin menoscabo de sus prestaciones.

## 1.2 Objetivos y metodología

### 1.2.1 Objetivos

Los principales objetivos del trabajo que se aborda son:

- Conocer y describir el comportamiento transitorio de una instalación solar térmica aplicada a la producción de agua caliente sanitaria en condiciones reales de funcionamiento, es decir, sometida a toda la variabilidad presente en este tipo de instalaciones. Dado lo importante que resulta la descripción instantánea de la instalación, se ha dedicado un gran esfuerzo en recopilar una base de datos lo suficientemente extensa y precisa que permitiese la posterior validación de los modelos desarrollados.
- Elaborar un modelo de cielo adecuado a las características geográficas de la localidad en la que se encuentra la instalación solar, teniendo en cuenta la complejidad presente a la hora de calcular la radiación sobre el plano inclinado en el que está situado el captador solar.
- Desarrollar y validar experimentalmente un modelo transitorio que describa las actuaciones del captador solar instantáneamente, basándose en la aplicación del balance de energía unidimensional, teniendo en cuenta tanto el almacenamiento como las pérdidas de energía al exterior del conjunto de sus componentes. El estudio del captador en profundidad permitirá describir sus parámetros de actuación más importantes como el rendimiento, además de cuantificar la importancia de cada uno de los factores que inciden sobre su comportamiento. El modelo de instalación solar, así como los modelos de cielo y los datos medio ambientales empleados como entradas a los mismos corresponden a la ubicación de la instalación solar de la UC3M en Leganés (Madrid).
- Describir el intercambio de energía que se produce en el intercambiador de calor en régimen transitorio y con pérdidas de energía a través de su envolvente. Para ello se necesitará redefinir algunos parámetros típicos del análisis de intercambiadores de placas, como la temperatura media logarítmica y el calor intercambiado por los fluidos. Posteriormente se validará experimentalmente los resultados obtenidos
- Confeccionar un modelo que se ajuste al comportamiento del acumulador térmico estratificado con el que cuenta la instalación llevando a cabo para ello una descomposición en volúmenes finitos adecuado a sus dimensiones y características de funcionamiento. Dicho modelo se validará experimentalmente a lo largo del año.

- Ensamblar todos los modelos individuales de los componentes de la instalación solar en un único programa que permita el cálculo de la instalación solar completa. Tras su validación dicho programa permitirá su aplicación a la predicción del comportamiento de instalaciones solares bajo condiciones de trabajo diferentes.
- Aplicación de la herramienta de simulación generada a la optimización de los componentes de la instalación solar.
- Estudio energético, medioambiental y económico de las instalaciones solares térmicas de agua caliente sanitaria.

### 1.2.2 Metodología

La metodología llevada a cabo en la elaboración de esta tesis se puede resumir en los siguientes puntos:

- Revisión bibliográfica, resulta imprescindible conocer el estado del arte a la hora de estudiar un tema tan complejo como el tratado en esta tesis, por lo tanto se necesitó realizar una exhaustiva revisión bibliográfica que permitiese conocer la base experimental de los temas más importantes de la misma, descrita en los siguientes capítulos:
  - **Capítulo 2:**
    - ✓ Demanda de agua caliente sanitaria
    - ✓ Temperatura del agua de red
    - ✓ Temperatura de suministro
    - ✓ Formas de hacer frente a la demanda de energía, (calderas, bombas de calor, energía solar...)
    - ✓ Captadores solares, configuraciones típicas de instalaciones solares.
    - ✓ Legislación vigente de este tipo de instalaciones.
  - **Capítulo 3:**
    - ✓ Modelos de radiación.
    - ✓ Bases de datos meteorológicos existentes.
    - ✓ Modelos existentes y normativas aplicables a captadores solares, acumuladores térmicos e instalaciones de agua caliente sanitaria completas.
- Análisis experimental: Descripción de la instalación solar bajo estudio, dicha descripción se realiza en el **capítulo 4**, y en ella se tienen en cuenta tanto los elementos que conforman la instalación solar como los que conforman la

estación meteorológica, además de la instrumentación que permite conocer las medidas experimentales que posteriormente se utilizarán para validar los diferentes modelos. Hecho que obliga a realizar un análisis detallado del cálculo de errores en las medidas, al que se accede a través de un proceso de calibración.

- Modelado de instalaciones y análisis de instalaciones solares de agua caliente sanitaria, **capítulos 5 y 6**, dichos capítulos son el eje central de la tesis en el que se describe la elaboración y posterior validación experimental de los modelos desarrollados para la descripción en modo transitorio de cada uno de los componentes que conforman la instalación solar, desde la descomposición de la radiación solar hasta la obtención de agua caliente a la salida del acumulador térmico. Todos los modelos contemplan las pérdidas producidas al estar en contacto con el exterior y además el almacenamiento de energía en cada uno de sus componentes. Una vez validados por separado se procederá al ensamblaje de todos en un único programa, al que también se le realizará una validación experimental.
- Aplicaciones, análisis de resultados y cálculo de actuaciones, el estudio a distintas aplicaciones, con diferentes perfiles de demanda y tamaños de acumulador conforman el **capítulo 7** en el que se pretende dar respuesta a la necesidad de optimizar el tamaño de la instalación solar de modo que resulte viable y ajustado tanto energética como económicamente. Se realiza un estudio medioambiental sobre el ciclo de vida de la energía solar térmica y la contaminación que produce.
- En el **capítulo 8** se realiza el estudio de la viabilidad de las instalaciones solares en aplicaciones múltiples, resultando muy interesante el utilizar la instalación solar a lo largo de todo el año en diferentes aplicaciones, tanto para su mantenimiento como para su aprovechamiento energético. Dado que dichas aplicaciones múltiples están tanto contempladas por la normativa vigente en España como a nivel europeo IEA Task 40 2009 (15), su puesta en funcionamiento en un futuro próximo parece lógica.
- El **capítulo 9** recoge las conclusiones que se han extraído del presente trabajo, las aportaciones en él contenidas y desarrolladas, así como propuestas de trabajos futuros.

### 1.3 Bibliografía

1. **EUROPEAN\_COMMISSION.** *Communication from the Commission. ENERGY FOR THE FUTURE: RENEWABLE SOURCES OF ENERGY. White paper for a Community Strategy and Action Plan.* 1997.

2. **Grupo\_intergubernamental\_de\_expertos\_sobre\_cambio\_climático.** *Cambio climático 2007. Informe de síntesis.* Suiza : Grupo intergubernamental de expertos sobre cambio climático, 2008.
3. **BOE\_33.** *Ratificación del Protocolo de Kyoto.* 2005.
4. *Europe in figures, Eurostat yearbook 2008.* Belgium : European Communities, 2008. ISSN 1681-4789.
5. **IDAE.** *Guía Práctica de energía para un consumo eficiente y responsable.* Segunda edición. Madrid : IDAE Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007. Depósito Legal M-14244-2007.
6. **DIRECTIVA\_2009/28/CE.** *Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.* 2009.
7. **IDAE.** *Plan de Energías Renovables en España 2005-2010.* Ministerio de Industria, Turismo y Comercio Madrid : Instituto de Diversificación y Ahorro de Energía IDAE, 2005.
8. **ASIT.** Asociación Solar de la Industria Térmica. [En línea] 2009. <http://www.asit-solar.com/>.
9. **ESTIF.** *Solar Thermal Action Plan for Europe. Heating and Coolin from the sun.* s.l. : European Solar Thermal Industry Federation, 2007.
10. **PVGIS.** *European Communities 2001-2006.* 2006.
11. **Ruiz, V., López, G. y Martínez, J.C.** *DTIE 8.03 Instalaciones solares térmicas para la producción de ACS.* s.l. : ATECYR, 2007.
12. **EuroObserv'ER.** *Solar Thermal Barometer Systemes solaires.* 2009.
13. *Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación.* **CTE.** 2006, BOE 28/03/06.
14. *European Union's renewable energy sources and energy efficiency policy review: The Spanish perspective.* **Martínez de Alegría Mancisidor, I., y otros.** 2009, Renewable and Sustainable Energy Reviews 13, págs. 100-114.
15. **IEA\_Task40.** [En línea] 2009. <http://iea40.buildinggreen.com/index.cfm>.



# 2 ENERGÍA DISPONIBLE Y DEMANDA

## CONTENIDO

2	ENERGÍA DISPONIBLE Y DEMANDA .....	11
2.1	Resumen.....	12
2.2	Introducción .....	12
2.3	Objetivos del capítulo .....	13
2.4	Requisitos funcionales: DEMANDA .....	14
2.4.1	Instalaciones de ACS: cálculo de la demanda energética.....	14
2.5	Temperatura y condiciones de trabajo.....	30
2.5.1	Temperatura del agua de red.....	30
2.5.2	Temperatura de suministro de ACS.....	33
2.6	Formas de hacer frente a la demanda de energía .....	34
2.6.1	Calderas instantáneas .....	35
2.6.2	Calderas con acumulación .....	36
2.6.3	Bomba de calor.....	37
2.6.4	Energía solar .....	38
2.7	Captadores solares .....	41
2.7.1	Captadores térmicos.....	41
2.7.2	Captadores híbridos PV/T .....	48
2.7.3	Captadores integrados.....	48
2.7.4	Comparación entre captadores.....	48
2.8	Configuraciones típicas .....	51
2.8.1	Viviendas unifamiliares .....	52
2.8.2	Viviendas multifamiliares.....	53
2.9	Legislación y grado de implantación de la tecnología .....	58
2.9.1	Directivas para promover las Energías Renovables .....	58
2.9.2	Energía solar .....	61
2.10	Conclusiones.....	62
2.11	Bibliografía .....	63

## 2.1 Resumen

En este capítulo se estudiarán los requisitos funcionales de la demanda de Agua Caliente Sanitaria, se darán pautas para el cálculo de su demanda media, diaria, semanal y mensual. Se hablará de la temperatura de suministro, mostrando las diferencias existentes con la latitud y la altitud respecto del nivel del mar que posea la zona para la cual se quiere conocer su valor, por otro lado también se comentará la temperatura a la que debe suministrarse el agua según normativa vigente.

Una vez plantadas las necesidades se pasará a describir la forma de hacer frente a dicha demanda, tanto con fuentes convencionales como con el uso de la energía solar. Posteriormente después de una descripción de estas instalaciones, el capítulo se centra en la descripción de las configuraciones típicas, acoplamiento de las instalaciones solares con las calderas de apoyo, según el tipo de vivienda al que van destinadas. Finalizando con la legislación vigente al respecto tanto a nivel europeo como a nivel nacional.

## 2.2 Introducción

El presente estudio se centra en la demanda de ACS en edificios residenciales. No se contemplan aplicaciones industriales, donde la temperatura del agua demandada puede ser muy diferente. La demanda de ACS contempla una variabilidad peculiar a la hora de su distribución tanto horaria como estacional. A diferencia del resto de las demandas energéticas de un edificio, que dependen de la temperatura exterior y de parámetros constructivos del mismo, la demanda de ACS viene impuesta mayormente por el uso al que se dedica, por tanto variará si se trata de un edificio de viviendas, un hospital, un hotel...

El factor humano también tiene gran incidencia sobre la demanda, las normas sociales y culturales de cada país, las costumbres de cada familia... afectan a la hora de distribuir el consumo a lo largo del día y para cada estación, además del volumen total de agua consumido, Meyer et al. 1998, (1).

Desde la publicación del Código Técnico de la Edificación en España, CTE 2006, (2) los edificios de viviendas de nueva construcción deberán incorporar una instalación solar térmica para hacer frente a un porcentaje de dicha demanda. Este hecho ha provocado el estudio en profundidad de dichas instalaciones, dado que deben permanecer

operativas durante todo el año, Fernández 2008, (3), Rodríguez et al., 2006, (4), Rodríguez et al. 2006, (5).

La irradiancia solar presenta una distribución variable a lo largo del día con notables diferencias de invierno ( $300 \text{ W/m}^2$ ) a verano ( $900 \text{ W/m}^2$ ).

La energía necesaria para atender la demanda instantánea de Agua Caliente Sanitaria no coincide necesariamente con la energía útil disponible en la instalación solar, por lo que es necesario interponer un acumulador térmico entre los captadores solares y el circuito de consumo. Los diferentes modos en los que se almacena y se reparte harán que las instalaciones sean distintas, dando lugar al desarrollo de diferentes formas de funcionamiento de las instalaciones solares dedicadas a esta aplicación, Ruiz et al. 2007 (6), Rodríguez et al. 2006, (5).

## 2.3 Objetivos del capítulo

El objetivo principal del presente capítulo es recopilar la información existente en la literatura sobre la demanda de Agua Caliente Sanitaria en el sector residencial, identificando los perfiles existentes. Se persigue establecer asimismo su variación a lo largo del año, y su dependencia con el número de personas a las que la instalación suministra ACS.

Además se recopilará información sobre las temperaturas típicas con las que la instalación trabaja, impuestas por la legislación vigente en estos momentos, así como por las condiciones climáticas de la zona de interés.

Por otra parte, se identifican los modos de hacer frente a dicha demanda, tanto con energías convencionales como con energía solar.

En relación a las aplicaciones solares, se presentan los distintos tipos de modelos que se suelen utilizar a la hora de desarrollar programas de simulación.

Finalmente se pretende recopilar información acerca de instalaciones solares térmicas de agua caliente sanitaria, principalmente sobre los tipos de captadores existentes en el mercado y las configuraciones habituales.

## 2.4 Requisitos funcionales: DEMANDA

### 2.4.1 Instalaciones de ACS: cálculo de la demanda energética

#### 2.4.1.1 Demanda media

A la hora de diseñar una instalación de ACS para un edificio, se necesita conocer el consumo de agua típico de los usuarios a los que deberá suministrar dicha instalación. En términos globales de consumo, se encuentran documentos oficiales en los que se detalla el consumo medio según la aplicación a la que están destinados los edificios, en el Código Técnico de la Edificación, CTE 2006, (2) aparece una clasificación, **Tabla 2-1**. Estos consumos están basados en la Norma UNE 94002:2005, (7) “Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética” y para una temperatura de almacenamiento en el último de los depósitos de 60 °C. Se cumple así con la HS4 Documento básico HS de Salubridad, CTE 2006, (2) que dice que la temperatura de ACS en los puntos de consumo debe estar comprendida entre 50 y 65°C.

CRITERIO DE DEMANDA	LITROS ACS/día a 60°C
Viviendas unifamiliares	30 por persona
Viviendas multifamiliares	22 por persona
Hospitales y clínicas	55 por cama
Hotel ****	70 por cama
Hotel ***	55 por cama
Hotel/Hostal **	40 por cama
Camping	40 por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35 por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	55 por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15 por servicio
Escuelas	3 por alumno
Cuarteles	20 por persona
Fábricas y talleres	15 por persona
Administrativos	3 por persona
Gimnasios	20 a 25 por usuario
Lavanderías	3 a 5 por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10 por comida
Cafeterías	1 por almuerzo

**Tabla 2-1: Consumo de ACS según establecimiento a 60°C (2).**

Para el caso de viviendas, contabiliza el número de personas que habitan la misma, según el número de dormitorios existentes en la misma.

Nº de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	Más de 7
Nº de personas	1,5	3	4	6	7	8	9	Número de dormitorios

**Tabla 2-2: Habitantes en una vivienda según el número de dormitorios. (2)**

No obstante, existen algunas Ordenanzas Municipales previas al CTE 2006, (2), como la ordenanza de Sevilla BOPS 154:2002, (8), en la que se fijan valores diferentes para los consumos para los distintos edificios y para las temperaturas de trabajo, en el caso de Sevilla 45°C. Sin embargo otras como las Ordenanzas de Madrid, BOCM 109:2003 (9) y Vigo, BOPP 7:2006 (10) mantienen los valores y temperaturas de consumo iguales al Código Técnico de la Edificación. A lo largo de la tesis se verá cómo la diferente demanda energética motivada tanto por unas condiciones climáticas distintas como por unas exigencias legales diferentes, darán lugar a dificultades a la hora de diseñar una instalación solar en una determinada localidad y cumplir con la Normativa vigente en ella.

Anterior a la publicación del Código Técnico de la Edificación, la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) publicó un Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación (DTIE) cuyo tema es “Preparación de agua caliente para usos sanitarios”. Este documento, DTIE 1.01, Viti 1994, (11), da las pautas para el cálculo de una instalación de ACS en un edificio residencial contabilizando los cuartos húmedos y la tipología de los sanitarios presentes en el edificio. Identifica como Vivienda Estándar (VE) aquella que tiene una ocupación media de 3,5 personas, un cuarto de baño con bañera de 150 litros y una cocina con fregadero. Como datos de partida asigna:

- Consumo diario de una VE: 150 litros
- Temperatura entrada: 10°C
- Temperatura preparación 60°C

Si el equipamiento de las viviendas difiere del estándar se utilizan unos coeficientes que modulan el consumo.

EQUIPAMIENTO	COEFICIENTE
4 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 l.	2,3
3 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 l.	2,0
2 cuartos de baño, con bañera de 150 ó 180 l.	1,6
1 cuarto de baño, con bañera de 180 l. y un cuarto aseo con ducha	1,4
1 cuarto de baño, con bañera de 150 l. y un cuarto aseo con ducha	1,3
1 cuarto de baño, con bañera de 180 l.	1,1
VIVIENDA ESTÁNDAR: 1 cuarto de baño con bañera de 150 l.	1

1 cuarto de baño con bañera de 135 l.	0,9
1 cuarto de aseo con ducha	0,6
1 cuarto con lavabo	0,4

**Tabla 2-3: Coeficientes para el cálculo de la demanda de ACS. (11)**

En el DTIE 1.01, Viti 1994, (11) aparecen también dos métodos basados en medidas experimentales en edificios de Estados Unidos:

El método de la unidad, similar al expuesto por el CTE 2006, (2), sin embargo no detalla a qué temperatura se produce el suministro de agua, dicho método está descrito en la **Tabla 2-4**.

TIPO DE EDIFICIO	UNIDAD	MAXIMO HORARIO	MAXIMO DIARIO	MEDIO DIARIO
Residencias de estudiantes	L/estudiante			
• Hombres		14,5	84	50
• Mujeres		19	100	47
Hoteles y moteles	L/cama			
• De menos de 20 hab.		23	133	76
• De 60 hab.		20	95	53
• De más de 100 hab.		15	57	38
Residencias de ancianos, hospitales	L/cama	17	114	70
Edificios de oficinas	L/persona	1,5	7,6	3,8
Restauración	L/ unidad			
• Restauración y cafeterías		5,7	42	9,1
• Establ. Comida rápida		2,6	23	2,6
Escuelas	L/estudiante			
• Primarias		2,3	5,7	2,3
• Secundarias y superiores		3,8	13,6	6,8
Viviendas	L/vivienda			
• Menos de 20 pisos		46	303	160
• 50 pisos		38	277	152
• 75 pisos		32	250	144
• 100 pisos		27	227	140
• Más de 130 pisos		19	195	133

**Tabla 2-4: Demandas y consumos de agua caliente para distintos tipos de edificios. (11)**

El método del número de aparatos, en él se determina el caudal máximo de agua caliente a 60°C en función del tipo de edificio y de cada uno de los tipos de grifos de agua caliente que existen en él, **Tabla 2-5**.

	Vivienda	Chalet	Hotel	Hospital	Oficina	Escuela	Gimnasio	Club	industria
Lavabo Priv	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6	7,6
Lavabo Pub	--	--	30	23	23	57	30	23	46
Bañera	76	76	76	76	--	--	114	76	--
Bidé	11	11	11	11	--	11	--	11	--

Ducha	114	114	284	284	114	850	850	568	850
Fregadero	38	38	114	76	76	76	--	76	76
Pileta	76	57	114	76	76	76	--	76	76
Lavaplatos	57	57	190/ 760	190/ 760	--	76/ 380	--	190/ 570	76/ 380
Lavadora	76	76	106	106	--	--	--	106	--

**Tabla 2-5: Caudal en L/h de agua caliente a 60°C. (11)**

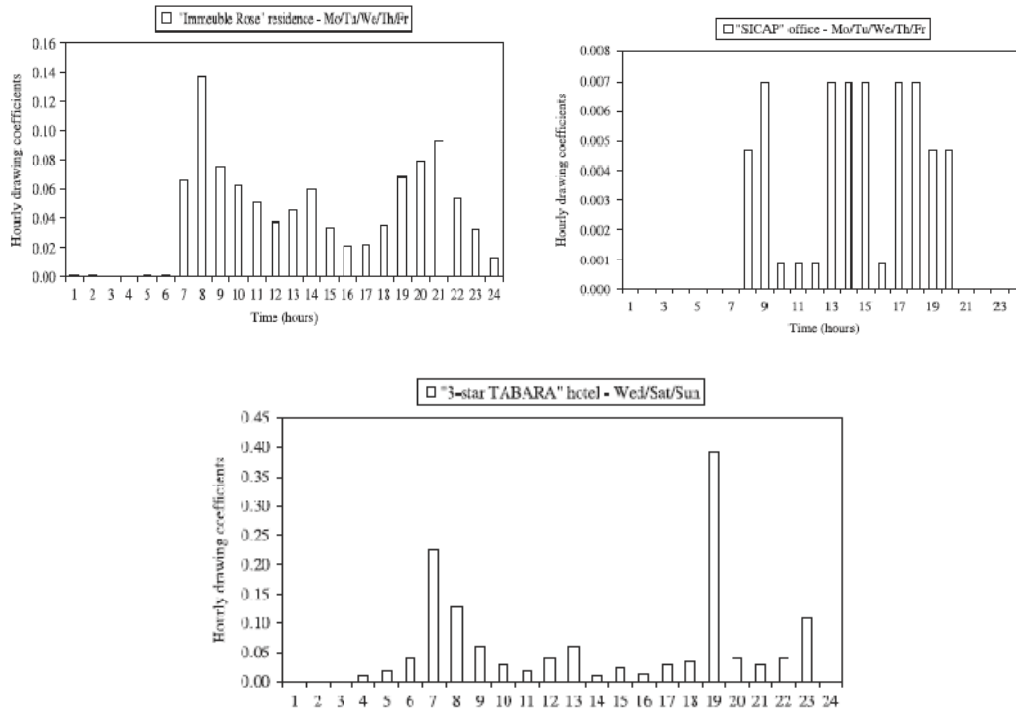
La aplicación a un caso concreto se desarrollará en el capítulo 7 de esta tesis.

#### 2.4.1.2 Variación diaria de la demanda

El consumo en los edificios de viviendas va a depender intrínsecamente de los hábitos, nivel cultural,... del conjunto de las personas que componen cada uno de los hogares, siendo muy significativa la presencia de niños pequeños en la vivienda, según un estudio realizado por Red Eléctrica Española, (12), las viviendas con niños menores de 14 años poseen un consumo un 20% superior al resto debido a una mayor utilización de agua caliente sanitaria, la lavadora y el lavavajillas. Todo ello provocará unas curvas de demanda diferentes si el consumo de ACS se produce mayoritariamente por la mañana, mayoritariamente por la tarde o si está distribuido a lo largo del día de forma más o menos uniforme. Esto motivará que en conjuntos multifamiliares de viviendas, se produzca una suavización de los perfiles de demanda de ACS.

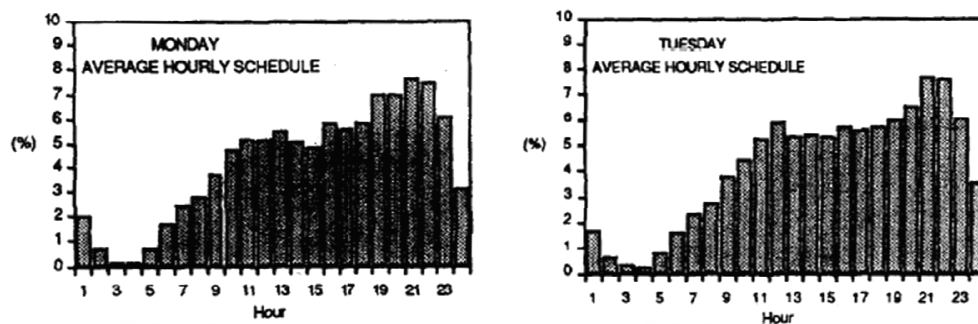
La literatura existente sobre consumo de ACS y el perfil horario es muy variada, ya que dichos perfiles dependen de los hábitos locales así como de la climatología. No se ha encontrado en la bibliografía cómo se suavizan los perfiles de demanda instantánea con el número de viviendas del colectivo estudiado, a consecuencia de la no simultaneidad de la demanda individual. A continuación se exponen algunos de los ejemplos de perfiles encontrados en la misma. La mayoría de ellos están normalizados, i.e. la integral de los mismos a lo largo de 24 h es la unidad:

Ndoye et al. 2008, (13), muestran en su artículo una simulación realizada para tres edificios diferentes: un edificio residencial, un hotel y un edificio de oficinas, todos ellos son simulados en un programa llamado DOE2.1E, los perfiles de consumo cada uno de ellos aparecen en la **Figura 2.1**, sin embargo sus resultados pueden no ser trasladables al caso de España, dado que el estudio se ha realizado en Senegal y los hábitos no tienen por qué ser los mismos.



**Figura 2.1: Consumo de ACS en un edificio de viviendas, en un edificio de oficinas (días de diario) y un hotel de tres estrellas (fines de semana) en Senegal (13).**

Papakostas et al. 1995, (14), presentan perfiles horarios experimentales de consumo de ACS de las familias griegas para cada día de la semana, **Figura 2.2**. Dado que este estudio se realiza para Grecia, país con una latitud, unas condiciones climáticas y hábitos de consumo de ACS próximos a los de España, se podría trasladar al tipo de demanda a la que se pretende modelar en esta tesis.





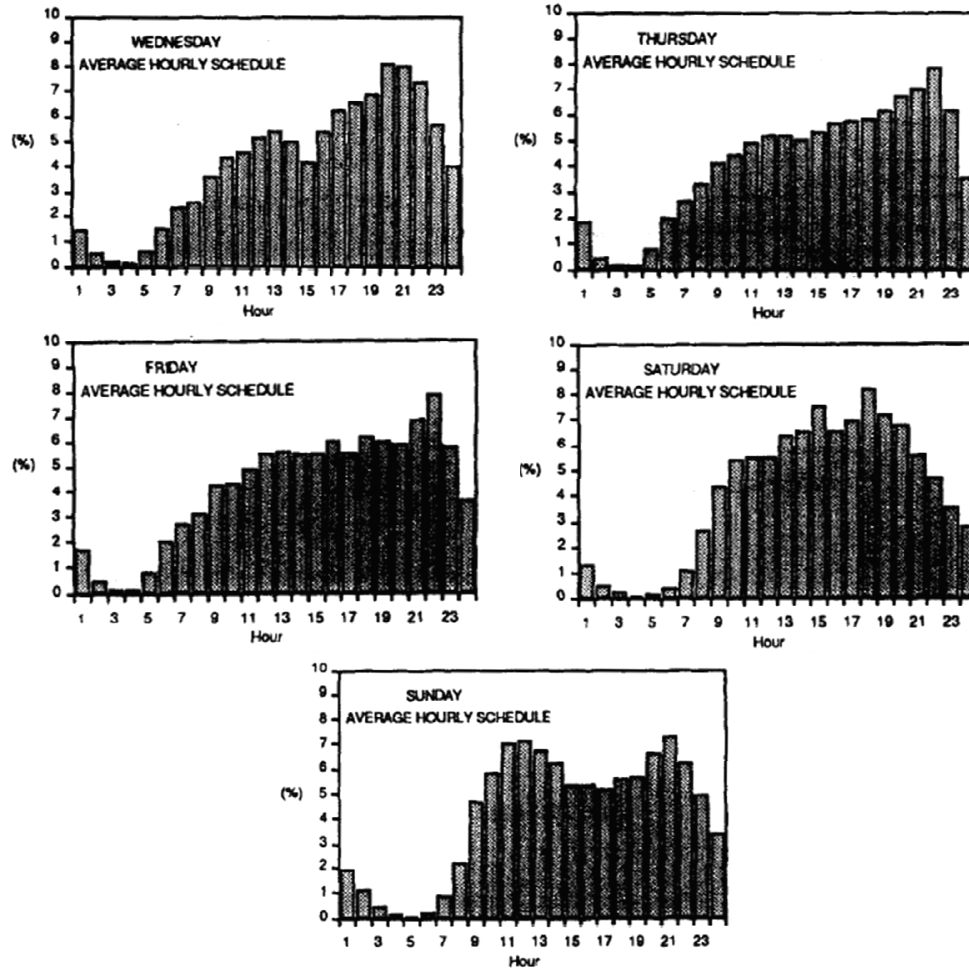


Figura 2.2: Consumo de ACS en un edificio de viviendas en Grecia, para cada día de la semana (14).

Wolf et al. 1980, (15), realizaron un estudio experimental en el que midieron el consumo de ACS en dos residencias de estudiantes en Israel, una con habitaciones dobles y otra con habitaciones individuales, los resultados obtenidos se muestran en la Figura 2.3.

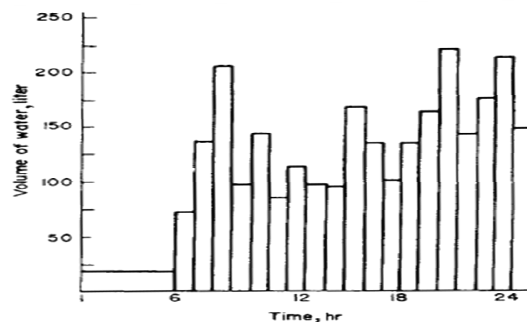
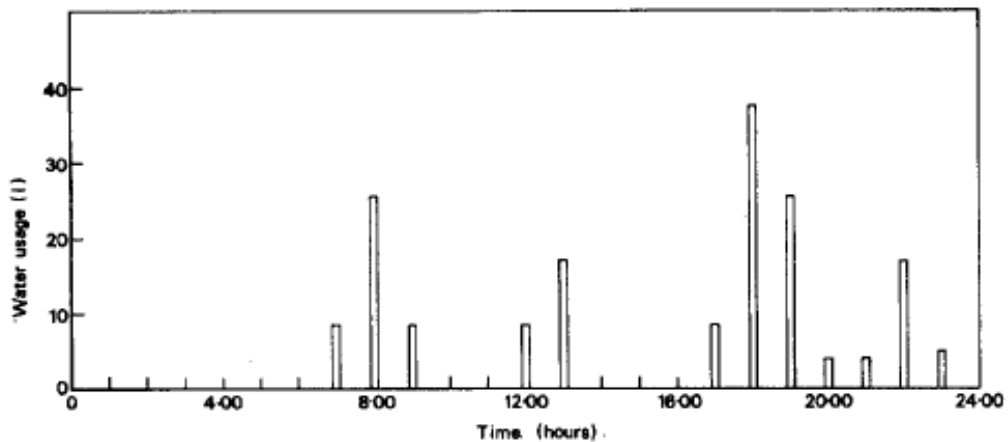
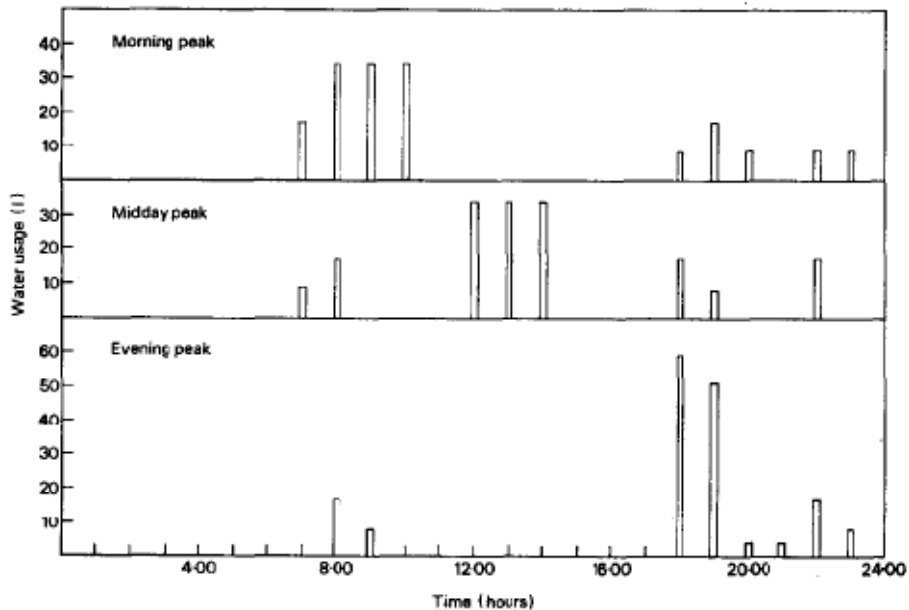


Figura 2.3: Consumo de ACS en una residencia de estudiantes (15).

Courtney 1977, (16), realiza una simulación de instalaciones solares y para ello utiliza un perfil de demanda que según el autor es el estándar de uso, y posteriormente comenta las diferencias en el comportamiento de la instalación solar con otros perfiles que denomina de mañana, medio día y tarde. Como se puede observar en la **Figura 2.4** y la **Figura 2.5** los perfiles que presenta este autor tienen momentos en el día en los que no existe demanda de agua caliente, esto se debe a que el estudio se realiza para el Reino Unido, donde las viviendas son típicamente unifamiliares y no se producen simultaneidad de consumos.



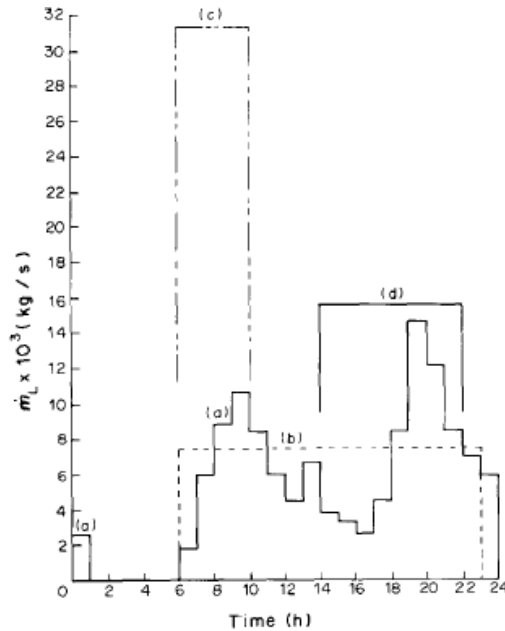
**Figura 2.4: Perfil estándar de consumo de ACS (16).**



**Figura 2.5: Perfiles de mañana, mediodía y tarde consumo de ACS (16).**

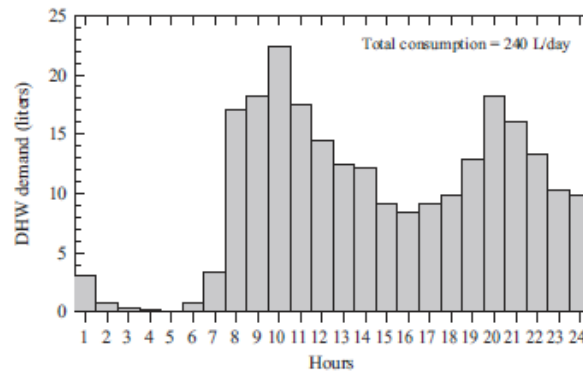
Elasfour et al. 1987, (17), realizan una simulación utilizando un método transitorio basado en un esquema de integración tipo Euler con muchas simplificaciones sobre la

influencia del perfil de la demanda de ACS en la fracción solar cubierta con una instalación solar. Los cuatro perfiles son, **Figura 2.6** a) perfil variable a lo largo del día, b) perfil constante durante un periodo de tiempo, c) perfil constante de elevado consumo por la mañana, d) perfil de tarde constante obteniendo una fracción solar a) 0,948, b) 0,953, c) 0,915, d) 0,944, suponiendo un acumulador térmico homogéneo. Los valores obtenidos son excesivamente elevados aunque se puede observar que el perfil de mañana es el que menor fracción solar aporta, siendo el resto bastante similares.



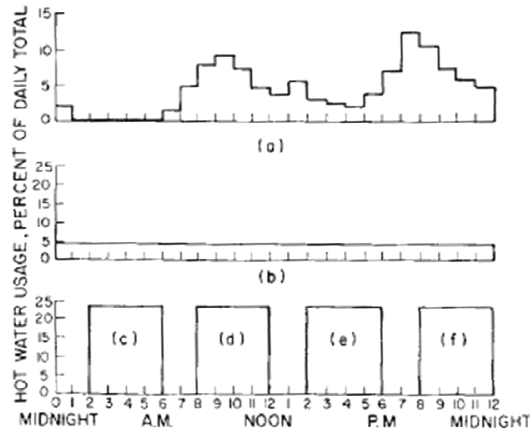
**Figura 2.6: Distintos perfiles de demanda de ACS (17).**

Biaou et al. 2008, (19), realizan una simulación en TRNSYS de una misma instalación en dos localizaciones diferentes, Los Ángeles y Montreal, basándose en el perfil de Perlman et al. 1985 (18), tal y como se puede ver en la **Figura 2.7**.



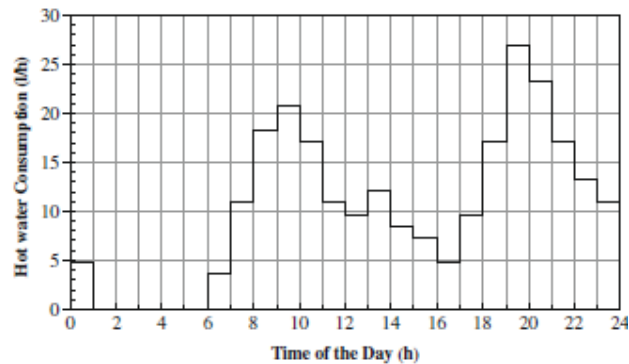
**Figura 2.7: Perfil de demanda de ACS (19).**

Buckles et al. 1980, (20), realizan una simulación con varios perfiles de demanda, en TRNSYS, para una instalación de energía solar térmica. Los perfiles que utilizan son los siguientes: a) La distribución RAND (21), b) perfil constante a lo largo de las 24 horas del día, c) perfil constante entre las 2 y las 6 horas, d) perfil constante entre las 8 y las 12 horas, e) perfil constante entre las 14 y las 18 horas, f) perfil constante entre las 20 y las 24 horas.



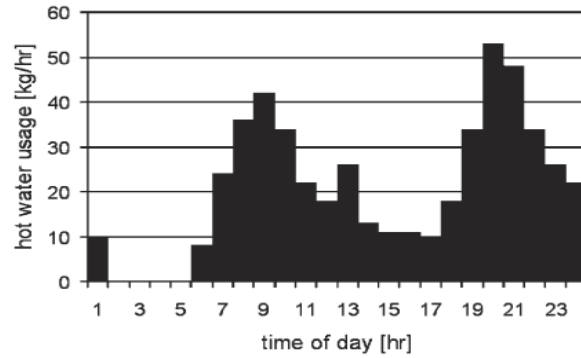
**Figura 2.8: Distintos perfiles de demanda de ACS (20).**

Hobbi et al. 2008, (22), utilizan la herramienta de cálculo TRNSYS también para optimizar el diseño de las instalaciones solares siendo una de las posibles variables de control el perfil de consumo de ACS.



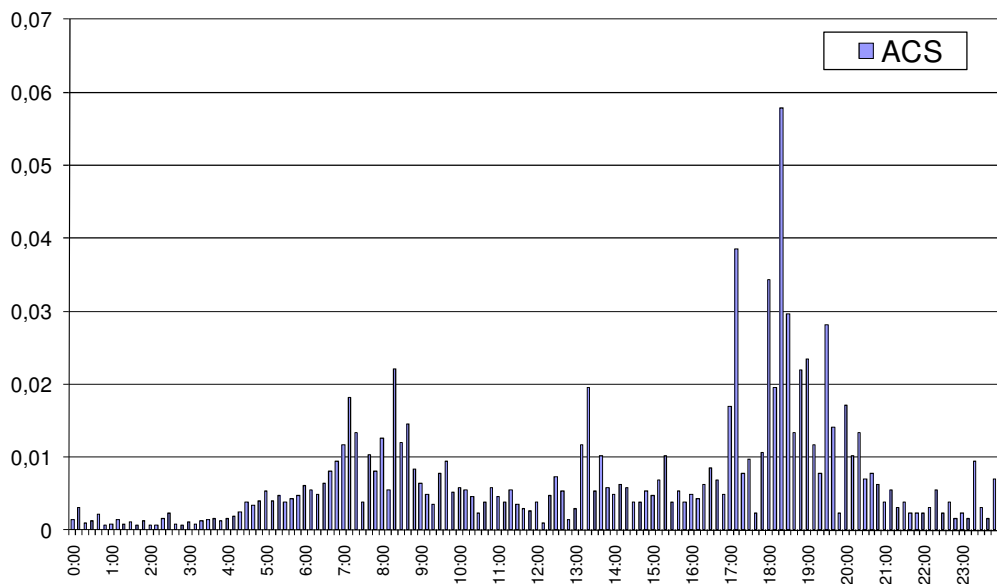
**Figura 2.9: Perfil Rand de consumo de ACS (22).**

Cardinale et al. 2003, (23), utilizan el perfil de la **Figura 2.10** en sus simulaciones y para un análisis económico de las diferentes formas de energía, solar, gas natural, gasóleo... El perfil es similar al anterior, aunque no son exactamente iguales.



**Figura 2.10: Perfil Rand de consumo de ACS (23).**

El DTIE 1.01, (11) aporta un perfil de demanda típica para una vivienda en España en intervalos de diez minutos como el de la **Figura 2.11**.

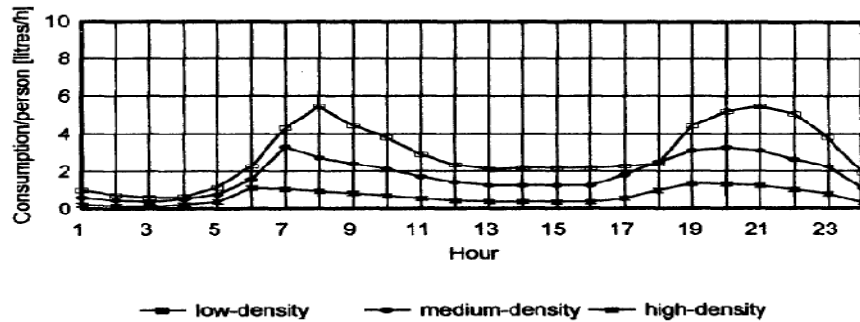


**Figura 2.11: Variación del consumo cada 10 minutos en una vivienda tipo española, perfil unitario (11).**

El consumo de la **Figura 2.11**, presenta dos momentos del día en los que el consumo es mayor, por la mañana entre las 6:00 y las 8:00 horas en el que el consumo llega a ser el 20% del total, y en la tarde donde en las proximidades de las 18 horas aparecen los mayores picos de consumo.

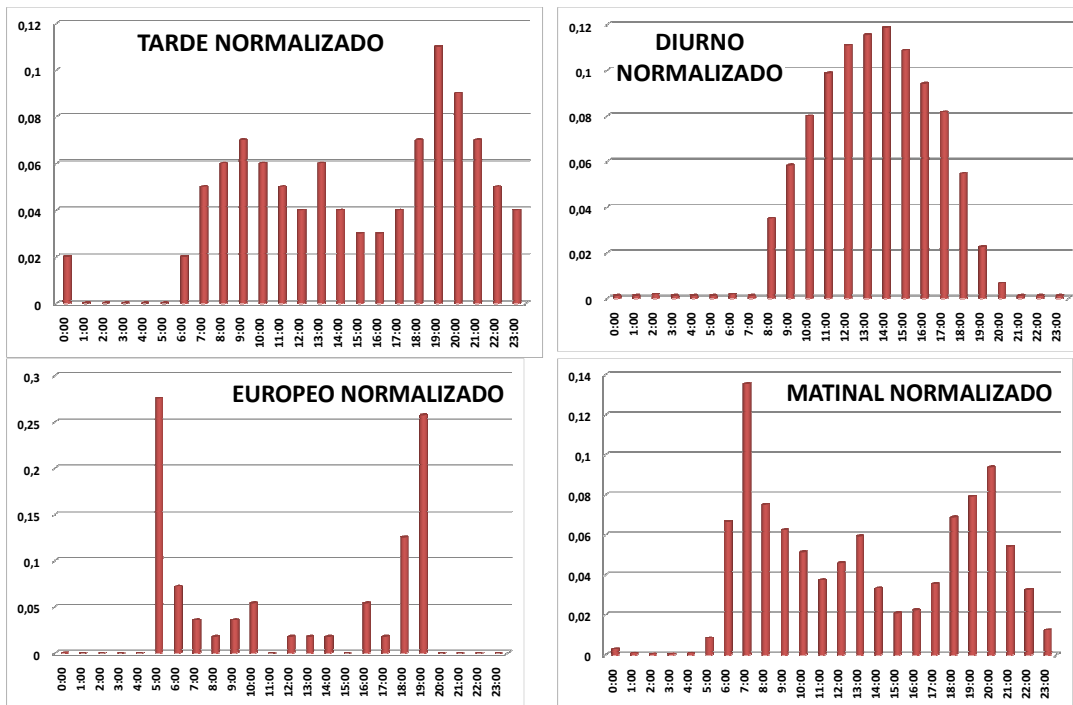
Meyer et al. 1998, (1), estudiaron el consumo de agua caliente sanitaria en apartamentos de Sudáfrica, en su trabajo instrumentaron noventa bloques de viviendas situados en zonas donde existía una baja, media y alta densidad de apartamentos por km<sup>2</sup>. En todos ellos la media de personas está en torno a 3 ocupantes por vivienda. A lo largo de todo un año estuvieron midiendo el consumo

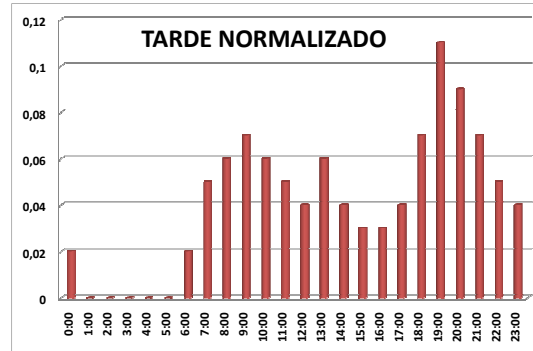
mensualmente de cada tipo de apartamento. Con esos datos definen la curva de consumo medio por persona y día según el tipo de apartamento y el día de la semana y del mes, **Figura 2.12**.



**Figura 2.12: Variación del consumo con el número de personas en edificios de apartamentos. (1).**

Existen programas de simulación de instalaciones solares en los que suelen aparecer uno o varios perfiles de demanda típicos, tal es el caso del programa TRANSOL desarrollado por AIGUASOL (24) basado en TRNSYS 16 en el que aparecen los perfiles de demanda diaria de agua caliente sanitaria de la **Figura 2.13**.





**Figura 2.13: Perfiles horarios de TRANSOL, a) Perfil DTIE, b) Perfil diurno, c) Perfil europeo, d) Perfil de mañana, e) perfil de tarde.**

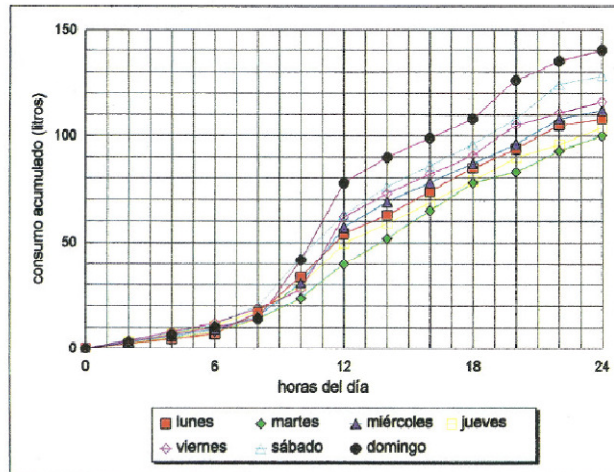
Jordan et al. 2000, (25) y Spur et al. 2006. (26) simulan en TRNSYS la influencia del perfil de consumo de ACS en el ahorro energético y en el comportamiento del acumulador térmico. En ambos casos hablan de un perfil estándar realista en la norma EN 12977:2001, sin embargo, dicho perfil no aparece en la versión de dicha norma del año 2002, UNE-EV: 12977-2002, (27).

Sin embargo resulta interesante poner de manifiesto que el patrón de consumo de agua caliente es definitivo a la hora de estudiar cualquier instalación térmica que lo trate de proporcionar, independientemente del tipo de energía que utilice como fuente. Aunque en instalaciones, como la solar térmica, este hecho sea aún más relevante, dado que la energía disponible en cada momento es diferente.

#### 2.4.1.3 Variación semanal de la demanda

La demanda de agua caliente sanitaria varía a lo largo de los días de la semana. Habría que distinguir entre los fines de semana y los días laborales. La cantidad de agua consumida es distinta y además cambia el perfil instantáneo de demanda.

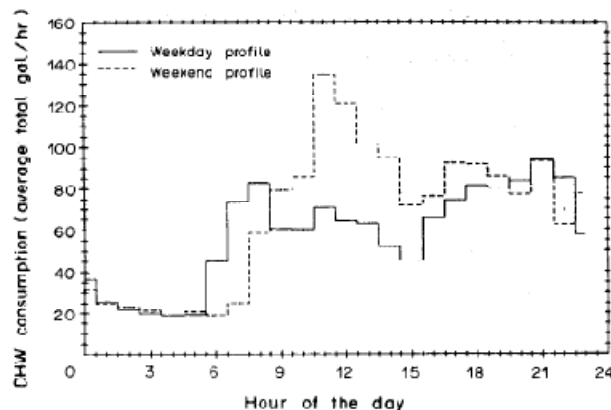
Puede verse en la **Figura 2.14** que en un edificio de viviendas, el día de mayor consumo de agua caliente sanitaria es el domingo, seguido del sábado. Los días laborales de lunes a viernes presentan diferencias menores, debido a que la mayor parte de la población se encuentra sometida al mismo horario laboral a lo largo de esos días.



**Figura 2.14: Variación del consumo de agua caliente sanitaria según la hora del día en viviendas (parámetro día de la semana). DTIE 1.01 (11).**

Las curvas de la **Figura 2.14** son acumulativas, para conocer el consumo instantáneo se necesitaría derivar dichas curvas y así poder compararlas con las obtenidas en la **Figura 2.15** y en la **Figura 2.2**.

En el artículo de Vine et al. 1987, (28), aparecen dos curvas de consumo, **Figura 2.15**, una para los días laborales y otra para los días del fin de semana y se puede apreciar una diferencia tanto en la forma del perfil de demanda como en la cantidad total de agua consumida, corroborando el estudio realizado en el DTIE 1.01 (11).



**Figura 2.15: Perfil de consumo de ACS en día laboral y fin de semana (28).**

Tanto en el estudio diario como en el semanal se ha podido comprobar que la demanda de ACS muestra grandes variaciones según el día de la semana, los fines de semana en conjunto se consume más agua a partir de medio día, sin embargo en los días laborales los picos de consumo están en la mañana temprano y en las noches.

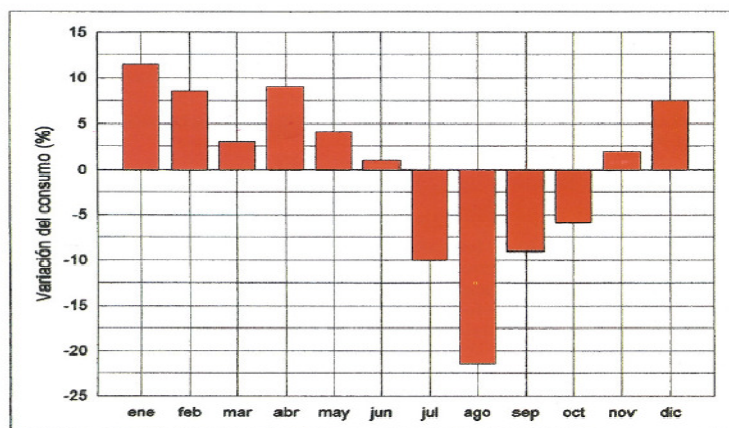


La **Figura 2.14** muestra igualmente que el día de mayor consumo es el domingo, con un consumo total de 140 litros/día, mientras que los martes y los jueves, días de menor consumo, el consumo total está en torno a los 100 litros/día. Comparando directamente los consumos totales de los siete días de la semana se puede inferir que en los días de menor consumo, martes y jueves se consume el 12% del total, mientras que en los días de más consumo, sábado y domingo se consume el 16 y 18% del total respectivamente.

#### 2.4.1.4 Variación mensual de la demanda

Siguiendo con la variabilidad de la demanda de agua caliente sanitaria, merece la pena pensar en la ocupación de los distintos tipos de edificios donde se va consumir, es decir determinar anualmente cuándo estarán habitados o abiertos al público.

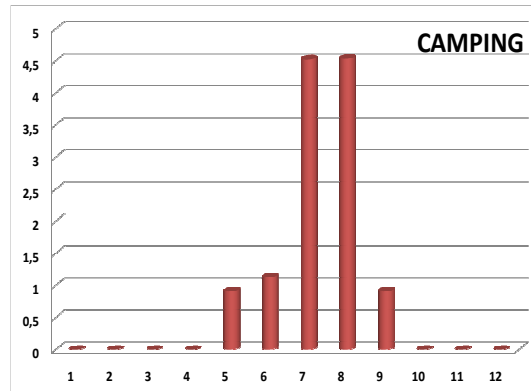
En un edificio residencial los hábitos y costumbres de los habitantes hacen que el consumo de ACS a lo largo del año sea distinto, los periodos vacacionales producen caídas significativas, este hecho hace que el consumo de agua se vea acrecentado en los meses de invierno y disminuido en los meses de verano, siendo el mes de agosto el más relevante debido a que es el mes típico de vacaciones en España. Estas variaciones en el consumo se deben tener en cuenta puesto que se deberá proveer a las instalaciones solares térmicas de las medidas adecuadas para disipar el calor excedentario en esos meses.



**Figura 2.16: Variación media del consumo mensual en viviendas. (11).**

Lógicamente este resultado variará en las viviendas vacacionales, ya que el consumo de agua caliente se verá incrementado precisamente en los meses de verano y periodos de vacaciones, momento en el cual dichas viviendas estarán habitadas, el





**Figura 2.17: Variación mensual de la demanda según el tipo de edificio. A) Demanda residencial mensual, B) demanda residencial mensual DTIE, C) demanda hotel de verano, D) demanda hotel de invierno, E) demanda hotel abierto todo el año, F) hospital, G) camping.**

Esta fluctuación anual condicionará fuertemente el diseño de las instalaciones solares de ACS, como se verá a lo largo de esta tesis.

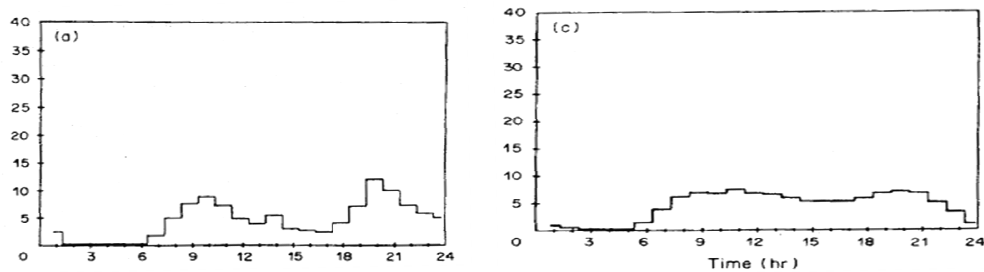
El CTE 2006, (2), al trabajar con demandas medias, resuelve que “para el cálculo posterior de la contribución solar anual, se estimarán las demandas mensuales tomando en consideración el número de unidades, (personas, camas, servicios, etc...) correspondientes a la ocupación plena, salvo instalaciones de uso residencial turístico en las que se justifique un perfil de demanda propio originado por ocupaciones parciales”.

#### 2.4.1.5 Factor de simultaneidad

En edificios grandes, como los hoteles y los edificios residenciales multivivienda se produce una cierta aleatoriedad en el momento de hacer uso del ACS, con lo que el pico medio se suaviza, aumentando la demanda y ocupando intervalos de tiempo más prolongados.

Este hecho se puede comprobar en el trabajo de Vine et al. 1987, (28), en el que se muestran unas gráficas con el consumo de 21 y 48 apartamentos respectivamente en USA, **Figura 2.18**. Los perfiles de consumo medio se ven afectados por el número de viviendas, la curva de demanda media tiene una pendiente menor en el caso de los 48 apartamentos, sin embargo la curva de demanda de las 21 viviendas presenta unos picos más pronunciados. El resultado de la integral se desconoce, al igual que el número de personas que habitan los edificios comparados. Para que esta variación tenga repercusión sobre las actuaciones de la instalación, tal y como se ve en la **Figura 2.18**, habrá de producir cambios en tiempos característicos mayores que el tiempo de

acumulación, típicamente del orden de horas, sobre todo en instalaciones solares. En todo caso condicionaría el dimensionado del acumulador térmico a instalar.



**Figura 2.18: Variación del consumo con el número de personas a) 21 apartamentos, b) 48 apartamentos. (28).**

Dada la gran variedad de perfiles se elegirán tres perfiles para analizar las actuaciones de las instalaciones solares de ACS bajo ellos, perfil de mañana, perfil de tarde y perfil DTIE todos ellos presentes en la **Figura 2.13**, y su variación mensual según la **Figura 2.17**, gráficas A y B.

## 2.5 Temperatura y condiciones de trabajo

Otro aspecto importante para poder establecer la demanda de energía necesaria para abastecer un edificio de agua caliente sanitaria es la diferencia de temperatura que hay que aportar al agua entre la temperatura de red y la temperatura de suministro.

### 2.5.1 Temperatura del agua de red

La temperatura del agua de red varía de una localidad a otra, debido al uso de una canalización larga se corresponde con la temperatura media del subsuelo a la profundidad a la que están situadas las tuberías que suministran el agua potable de cada localidad.

La temperatura de suministro en las distintas capitales de provincia de España queda recogida en la **Tabla 2-6**, obtenida de la norma UNE 94002:2005 (7)

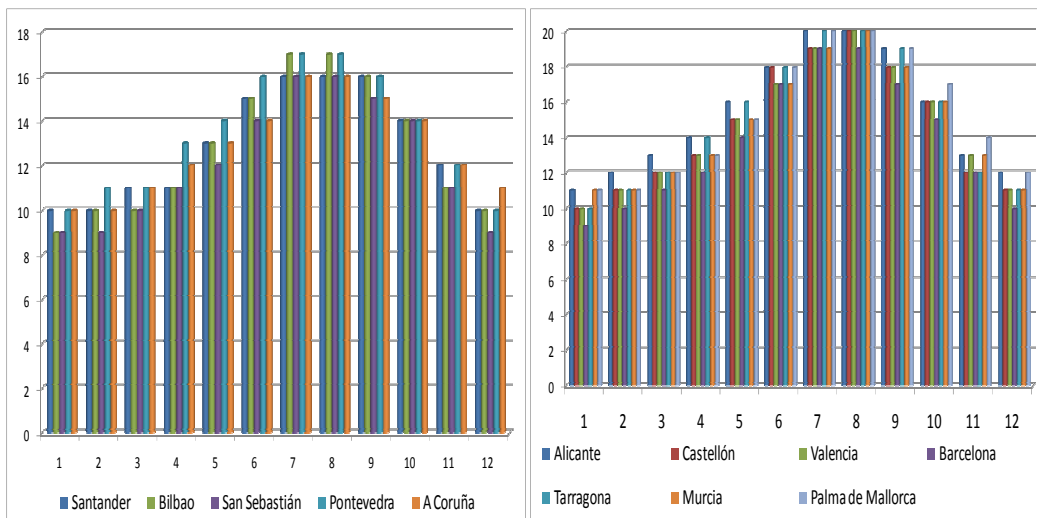
Los programas de cálculo utilizan una temperatura media anual del agua de la red general de 10°C, el método de las viviendas estándar propuesto del DTIE 1.01, (11), utiliza ese valor a la hora de calcular la demanda de energía debida al ACS.

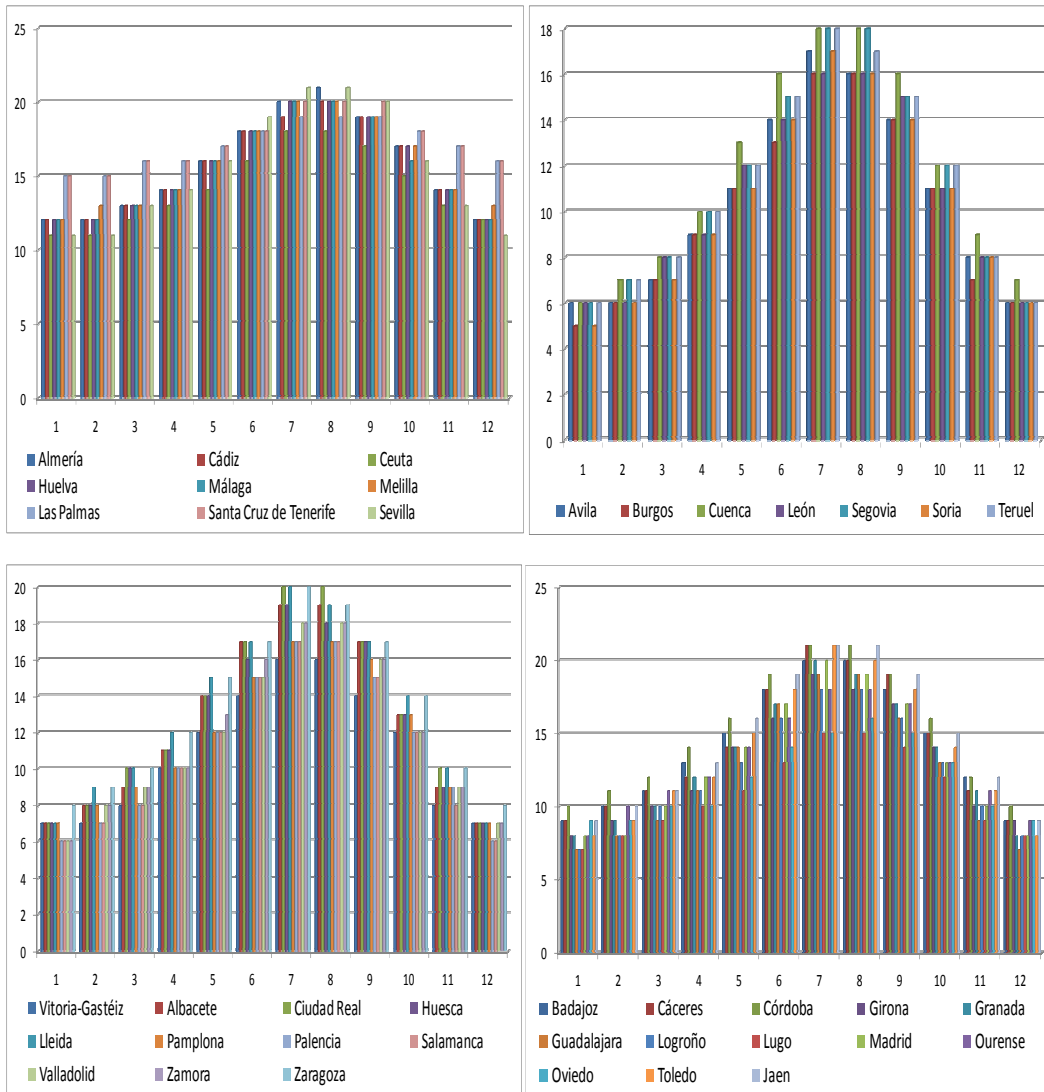
Sin embargo, puede verse en la **Tabla 2-6** que a lo largo del año la temperatura varía típicamente unos 10°C de media, por lo tanto no tener en cuenta dicha variación supondría un error en el cálculo de la demanda de energía total, y en particular de la demanda específica de cada mes.

El aumento de temperatura coincide con los meses de verano, momento en el que también se produce una disminución del caudal de agua consumido. Como se verá a lo largo de la tesis este conjunto de disminuciones unido a una mayor radiación solar provocará la necesidad de utilizar parte de energía solar recogida en otras posibles aplicaciones, o disiparla. Existen estudios más exhaustivos de los valores de la temperatura del agua de red en algunas zonas de España, como la provincia de Galicia Vázquez et al. 2008, (29), pero aún no hay datos tan detallados disponibles para toda la península.

Se puede observar, tanto en la **Tabla 2-6**, como en la **Figura 2.19**, que en la mayoría de las ciudades existe una gran variación entre la temperatura del agua de red en verano con la temperatura del agua de red en invierno, únicamente en las capitales de las Islas Canarias esa variación es de únicamente de 5°C.

La variación de la temperatura del agua de red en función de la ubicación geográfica resulta interesante, dado que en ciudades costeras el agua de red no baja de los 10°C mientras que en el interior de la península se alcanzan valores entorno a los 5°C en las zonas más frías, sin embargo en los meses de verano se alcanzan temperaturas muy próximas a los 20°C quedando por debajo de ella únicamente en la zona interior muy fría y en la costa norte de España. Por lo que se puede concluir que tanto la latitud como la altitud respecto del nivel del mar son parámetros significativos a la hora de conocer la temperatura del agua de red.





**Figura 2.19: Temperatura (°C) de agua de red en capitales de provincia. Costa Norte, Costa Este, Costa Sur, Interior Muy Frío, Interior Frío, Interior Cálido.**

	Altura de referencia	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
A Coruña	5	10	10	11	12	13	14	16	16	15	14	12	11
Albacete	686	7	8	9	11	14	17	19	19	17	13	9	7
Alicante	3	11	12	13	14	16	18	20	20	19	16	13	12
Almería	16	12	12	13	14	16	18	20	21	19	17	14	12
Ávila	1128	6	6	7	9	11	14	17	16	14	11	8	6
Badajoz	186	9	10	11	13	15	18	20	20	18	15	12	9
Barcelona	18	9	10	11	12	14	17	19	19	17	15	12	10
Bilbao	19	9	10	10	11	13	15	17	17	16	14	11	10
Burgos	860	5	6	7	9	11	13	16	16	14	11	7	6
Cáceres	439	9	10	11	12	14	18	21	20	19	15	11	9
Cádiz	4	12	12	13	14	16	18	19	20	19	17	14	12
Castellón	30	10	11	12	13	15	18	19	20	18	16	12	11
Ceuta	0	11	11	12	13	14	16	18	18	17	15	13	12
Ciudad Real	635	7	8	10	11	14	17	20	20	17	13	10	7
Córdoba	123	10	11	12	14	16	19	21	21	19	16	12	10
Cuenca	1001	6	7	8	10	13	16	18	18	16	12	9	7
Girona	75	8	9	10	11	14	16	19	18	17	14	10	9
Granada	685	8	9	10	12	14	17	20	19	17	14	11	8
Guadalajara	679	7	8	9	11	14	17	19	19	16	13	9	7
Huelva	56	12	12	13	14	16	18	20	20	19	17	14	12
Huesca	488	7	8	10	11	14	16	19	18	17	13	9	7
Jaén	574	9	10	11	13	16	19	21	21	19	15	12	9
Las Palmas Gran Canaria	8	15	15	16	16	17	18	19	19	19	18	17	16
León	838	6	6	8	9	12	14	16	16	15	11	8	6
Lleida	155	7	9	10	12	15	17	20	19	17	14	10	7
Logroño	384	/	8	10	11	13	16	18	18	16	13	10	8
Lugo	454	7	8	9	10	11	13	15	15	14	12	9	8
Madrid	655	8	8	10	12	14	17	20	19	17	13	10	8
Málaga	8	12	12	13	14	16	18	20	20	19	16	14	12
Melilla	2	12	13	13	14	16	18	20	20	19	17	14	13
Murcia	42	11	11	12	13	15	17	19	20	18	16	13	11
Ourense	139	8	10	11	12	14	16	18	18	17	13	11	9
Oviedo	232	9	9	10	10	12	14	15	16	15	13	10	9
Palencia	740	6	7	8	10	12	15	17	17	15	12	9	6
Palma de Mallorca	34	11	11	12	13	15	18	20	20	19	17	14	12
Pamplona	449	7	8	9	10	12	15	17	17	16	13	9	7
Pontevedra	290	10	11	11	13	14	16	17	17	16	14	12	10
Salamanca	800	6	7	8	10	12	15	17	17	15	12	8	6
San Sebastián	40	9	9	10	11	12	14	16	16	15	14	11	9
Santa Cruz de Tenerife	4	15	15	16	16	17	18	20	20	20	18	17	16
Santander	15	10	10	11	11	13	15	16	16	16	14	12	10
Segovia	1001	6	7	8	10	12	15	18	18	15	12	8	6
Sevilla	12	11	11	13	14	16	19	21	21	20	16	13	11
Soria	1063	5	6	7	9	11	14	17	16	14	11	8	6
Tarragona	51	10	11	12	14	16	18	20	20	19	16	12	11
Teruel	915	6	7	8	10	12	15	18	17	15	12	8	6
Toledo	529	8	9	11	12	15	18	21	20	18	14	11	8
Valencia	13	10	11	12	13	15	17	19	20	18	16	13	11
Valladolid	691	6	8	9	10	12	15	18	18	16	12	9	7
Vitoria-Gasteiz	525	7	7	8	10	12	14	16	16	14	12	8	7
Zamora	649	6	8	9	10	13	16	18	18	16	12	9	7
Zaragoza	200	8	9	10	12	15	17	20	19	17	14	10	8

**Tabla 2-6: Temperatura (°C) media del agua de la red general. (7)**

### 2.5.2 Temperatura de suministro de ACS

Según el Documento Básico de Salubridad, HS4: Suministro de agua, perteneciente al Código Técnico de la Edificación, CTE 2006, (2): “los edificios dispondrán de medios adecuados para suministrar el equipamiento higiénico previsto de agua apta para el consumo de forma sostenible, aportando caudales suficientes para su funcionamiento, sin alteración de las propiedades de aptitud para el consumo e impidiendo los posibles retornos que puedan contaminar la red, incorporando medios que permitan el ahorro y el control del agua. Los equipos de producción de agua caliente dotados de sistemas

de acumulación y los puntos terminales de utilización tendrán unas características tales que eviten el desarrollo de gérmenes patógenos”.

Dicho documento, CTE 2006, (2) también fija la presión mínima (en realidad sobrepresión o presión hidráulica) en los puntos de consumo, en 100 kPa para los grifos comunes y 150 kPa para fluxores y calentadores, no pudiéndose superar la presión en ningún punto de la instalación los 500 kPa.

“La temperatura de ACS en los puntos de consumo debe estar comprendida entre 50°C y 65°C, excepto en las instalaciones ubicadas en edificios dedicados a uso exclusivo de vivienda, siempre que estas no afecten al ambiente exterior de dichos edificios” CTE 2006, (2).

En base a la normativa, se elige como temperatura de suministro 60°C, para la instalación de agua caliente sanitaria, siendo este parámetro relevante a la hora de determinar la cantidad de agua caliente consumida por parte del usuario final.

## 2.6 Formas de hacer frente a la demanda de energía

La cantidad de energía necesaria para calentar el agua hasta la temperatura de suministro, se puede obtener mediante una caldera de gasóleo, de gas natural, una resistencia eléctrica, con bomba de calor, a partir de la cogeneración o mediante el uso de la energía solar térmica.

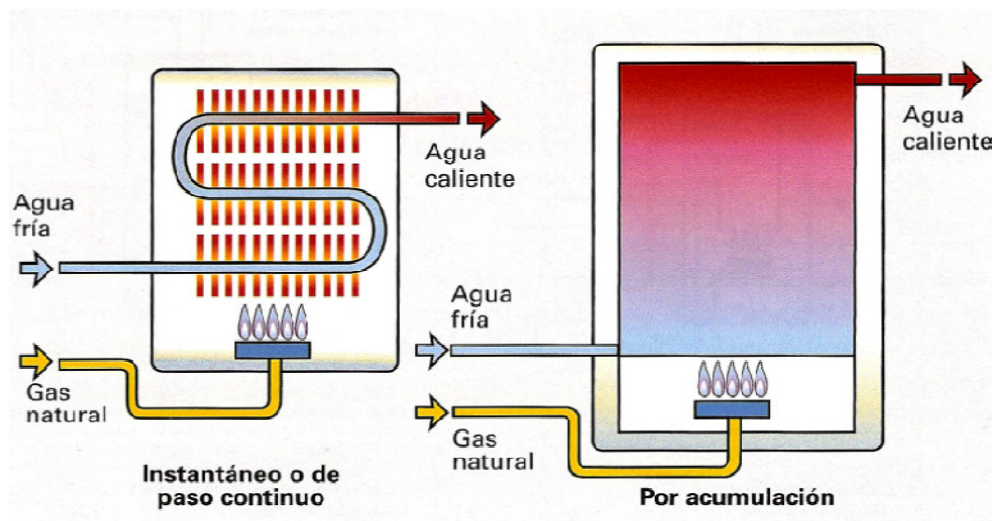


Figura 2.20: Sistemas de calentamiento de agua: instantáneo y por acumulación. (30)



La utilización de una u otra fuente de energía implicará que los sistemas de producción de agua caliente sanitaria presenten diferencias apreciables en los elementos que la forman.

### 2.6.1 Calderas instantáneas

Son sistemas tanto eléctricos como de gas natural o de gasóleo que pueden calentar el agua en el mismo instante en el que se consume. “El sistema instantáneo puro no existe: la red de distribución y la misma capacidad del intercambiador de calor constituyen un volumen de acumulación más o menos grande dependiendo principalmente de la extensión de la red.” DTIE 1.01, Viti 1994, (11).

“Con un sistema instantáneo la estabilidad de la temperatura de salida del intercambiador sólo se puede garantizar cuando el caudal demandado sea constante, o casi, lo que puede suceder sólo en instalaciones de características muy peculiares (industriales, deportivas, de cuarteles, instituciones penitenciarias, etc.).” DTIE 1.01, Viti 1994, (11).

Las fuertes oscilaciones de la demanda de ACS hacen que la temperatura en la salida sufra variaciones inadmisibles para el confort de los usuarios, por ello es conveniente dotar a todos los sistemas de producción de un volumen de acumulación capaz precisamente de absorber esas oscilaciones. DTIE 1.01, Viti 1994, (11).

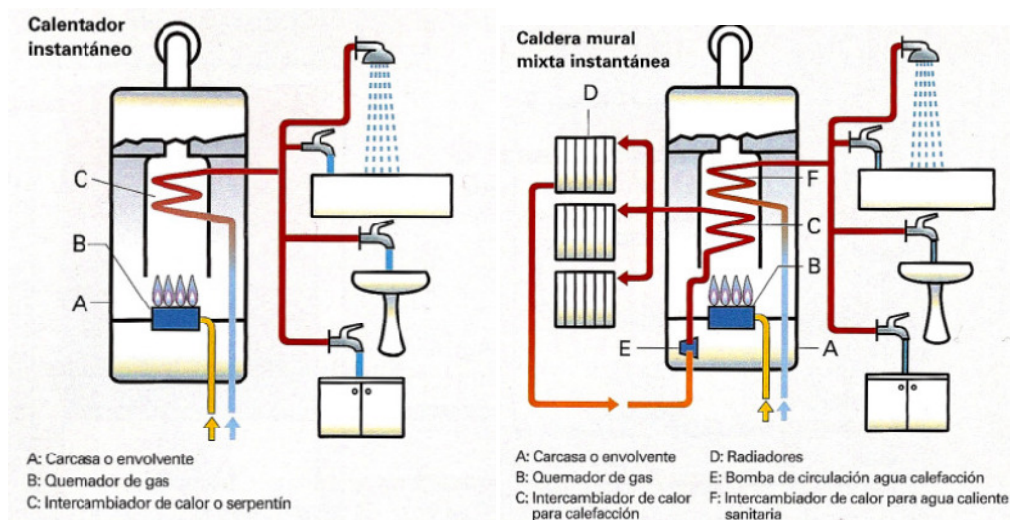


Figura 2.21: Sistemas de calentamiento de agua instantáneo. (30)

### 2.6.2 Calderas con acumulación

Para este tipo de instalaciones es preciso introducir entre la caldera y el consumo un depósito de agua que se mantendrá a una temperatura que impida la proliferación de gérmenes patógenos, (2).

En las instalaciones con energías convencionales, tanto para determinar el volumen del acumulador como la potencia de la caldera a instalar es necesario fijar un tiempo de preparación que dependerá típicamente del intervalo de tiempo entre los picos de la demanda. Cabe distinguir en este tipo de calderas la utilización de calderas de condensación que tienen un rendimiento máximo cercano al 110% (basado en el poder calorífico inferior del combustible) frente a rendimientos típicos del 90% de las calderas murales. Las temperaturas de trabajo son similares modificando el caudal de agua conforme aumenta la potencia de la caldera. En el caso de calderas individuales existe la posibilidad de utilizar microacumulación en calderas instantáneas y en calderas de condensación adaptándose así a la variación de la demanda sin por ello disminuir el confort de los usuarios.

Las calderas colectivas presentan el concepto de modulación, típicamente entre el 10-100% de su potencia nominal, de forma que presentan aproximadamente el mismo rendimiento independientemente de la carga térmica a la que dan cobertura. Su rendimiento varía del 90% en calderas sin condensación al máximo de un 110% con condensación. En las calderas de condensación su rendimiento es máximo sólo cuando suministran a temperaturas bajas, típicamente de ACS, pero para acumuladores separados de la caldera, las temperaturas rondan los 80°C y entonces la caldera de condensación no tiene tanto rendimiento.

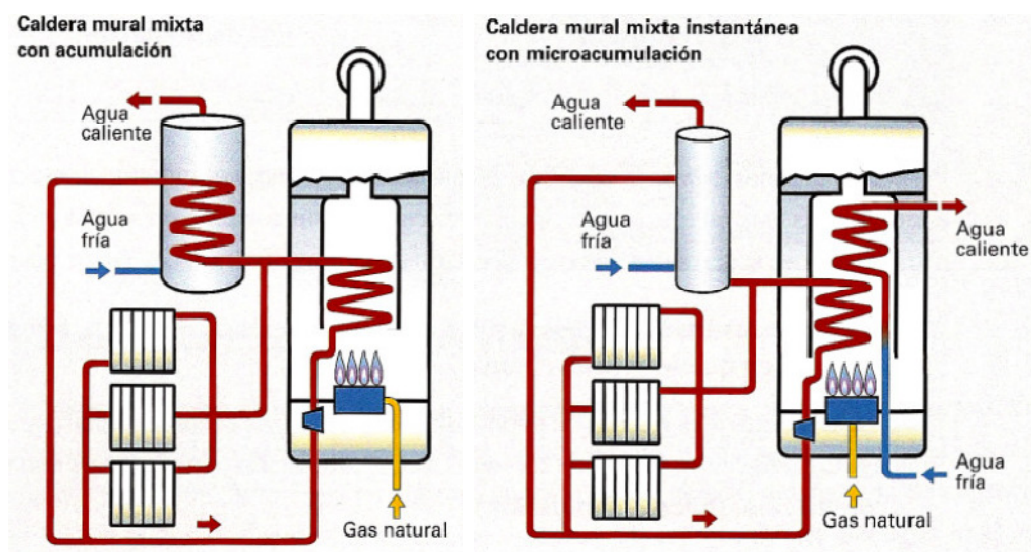


Figura 2.22: Sistemas de calentamiento de agua con acumulación. (30)

### 2.6.3 Bomba de calor

Pueden ser de agua o de aire en cualquiera de sus dos extremos y suelen utilizarse tanto para el calentamiento de agua sanitaria como para calefacción o ambas a la vez. Tienen un rendimiento elevado (COP) cuando la temperatura del ambiente no es extrema y consecuentemente consumen poca energía eléctrica, especialmente en modelos recientes. Para mejorar su rendimiento pueden tener el evaporador expuesto a la radiación solar, Huang et al. 2009, (31), Mathioulakis et al. 2002, (32).

Freeman et al. 1979, (33), muestran una simulación en TRNSYS en la que comparan varias tecnologías para la producción de ACS, y climatización de viviendas en dos localidades diferentes. Las tecnologías son una bomba de calor simple, una instalación solar convencional y una instalación que trabaja con ambas en diferentes configuraciones. La combinación de la bomba de calor y sistema de energía solar conjuntamente lleva a la mejora de las prestaciones de ambas instalaciones trabajando por separado. Durante el invierno y días nublados la energía recogida por la instalación solar que es escasa, se puede utilizar como fuente para la bomba de calor, mejorando el COP de la bomba a cambio de un coste mayor y una carga de refrigerante asimismo mayor, el cual puede tener efecto invernadero y efecto destructor de la capa de ozono. Así se logra bajar también la temperatura de retorno a los captadores disminuyendo sus pérdidas. La más novedosa consiste en que la bomba de calor tiene el evaporador conectado en forma dual, entre el ambiente y el tanque, de manera que aprovecha parte del calentamiento del fluido de la instalación solar.

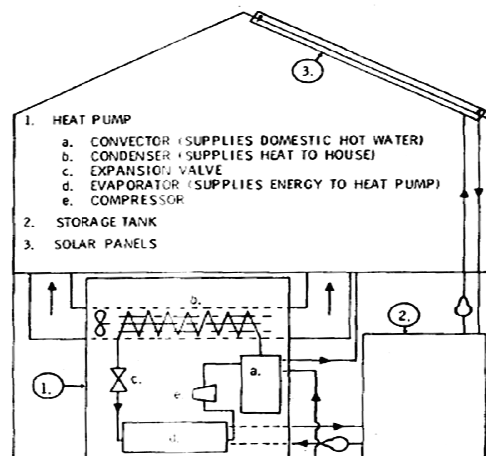


Figura 2.23: Sistemas de calentamiento de agua con bomba de calor solar. (34)

#### 2.6.4 Energía solar

Como ya se ha visto anteriormente, para calentar el agua sanitaria se invierte un 26% de la energía consumida en los hogares españoles. Ello ha motivado contemplar en el CTE 2006, (2) el uso de la energía solar para abastecer una fracción de dicha demanda mediante captadores solares térmicos, reduciendo de ese modo la cantidad de combustible quemado en la caldera.

Las instalaciones solares de agua caliente a diferencia de las calderas convencionales utilizan un recurso energético, la radiación solar, que no está disponible las 24 horas del día ni todos los días del año, por lo que se deberá diseñar adecuadamente la instalación de modo que se recoja la mayor parte de la energía durante las horas de sol y se pueda utilizar en el momento que se necesite. Otra consecuencia de esta particularidad, es que prácticamente en ningún caso se concebirá la radiación solar como la única fuente de energía a aplicar en las instalaciones de ACS.

Debido a esta necesidad de combinar la instalación solar con una instalación de apoyo, normalmente una caldera de gas, aparecen diversos esquemas de circuito posibles que confieren una gran variedad a dichas instalaciones.

Los captadores solares deben orientarse hacia el ecuador, al Sur en el Hemisferio Norte y al Norte en el Hemisferio Sur, el ángulo óptimo de inclinación debe ser la latitud de la localidad con variaciones de  $\pm 10-15^\circ$  dependiendo de la aplicación, debido a que la declinación es variable a lo largo del año, Duffie et al. 2006, (35).

Si la aplicación es anual, como es el caso del ACS, dicha inclinación suele coincidir con la latitud del lugar donde se ubican, al tratarse de instalaciones sin seguimiento solar. El intervalo horario máximo en el que se puede recoger la radiación solar va desde la salida del sol (orto) hasta su puesta (ocaso), salvo sombras producidas por obstáculos entre el sol y el campo de captadores, CTE 2006, (2).

Los captadores se suelen instalar en las cubiertas de los edificios. Unas veces éstas son planas pudiéndose generalmente elegir la inclinación y orientación de los captadores, pero en otras ocasiones los tejados tienen su propia inclinación y orientación debiendo la instalación solar ajustarse a ella por motivos estéticos y estructurales y utilizando una orientación que puede no ser exactamente hacia el Sur, en el hemisferio Norte. En otras ocasiones se emplea la fachada como lugar donde fijar el captador. Estos hechos harán que la irradiación que llega al captador sea menor y que cambie el intervalo horario en el que incide sobre él, CTE 2006, (2).

Pueden aparecer sombras sobre la superficie del captador, provocadas principalmente por elementos propios de la cubierta, como chimeneas, barandas, o por elementos de los edificios contiguos o por el horizonte, por lo que debe realizarse un estudio de las mismas a la hora de diseñar un campo de captadores, CTE 2006, (2).

En las instalaciones solares térmicas es conveniente acumular energía en el acumulador térmico, ya que eso redundará en un aporte solar mayor, como se verá posteriormente, y suplir el resto de la demanda mediante una caldera alimentada con un combustible convencional, típicamente gas natural, ver **Figura 2.24**.

El sistema de acumulación se concibe en función de la energía que aporta a lo largo de un día, y no en función de la potencia del generador (captador solar), por tanto se debe prever una acumulación acorde con la demanda al no ser simultánea con la generación, según el CTE 2006, (2).

Para la aplicación de ACS, el área total de captadores tendrá un valor tal que se cumpla la relación (según el CTE 2006, (2)):

$$50 < \frac{V}{A} < 180$$

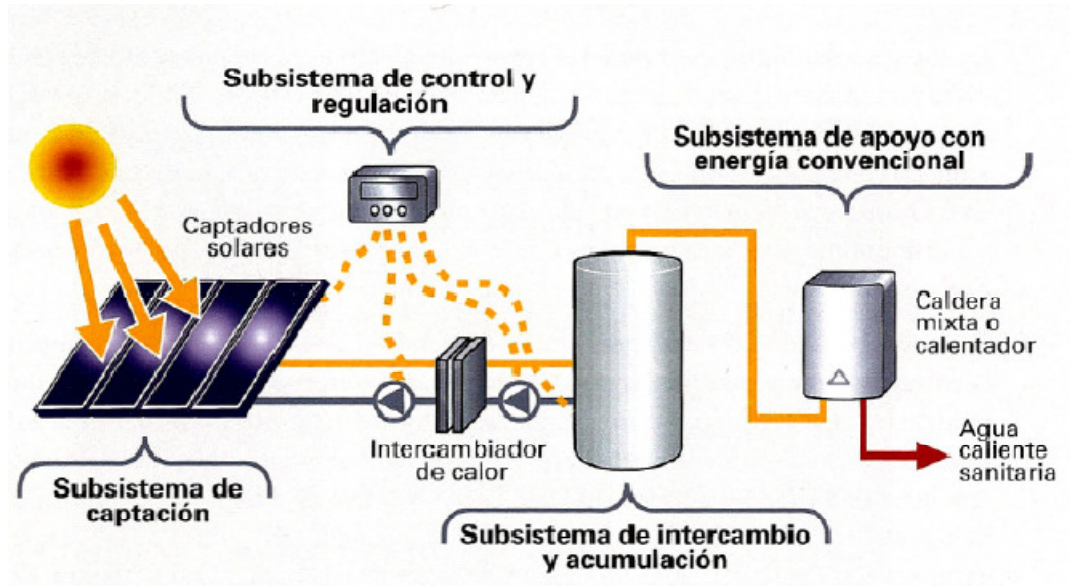
**Ecuación 2-1**

Siendo:

- V=volumen del depósito de acumulación [litros]
- A= suma de las áreas de los captadores [m<sup>2</sup>]

Esta relación por ahora se trata de una determinación empírica y demasiado genérica en cuanto a su aplicación y ubicación, no cumple con las expectativas requeridas, ya que se hace mucho esfuerzo en optimizar el área de captadores y sin embargo se olvida que un dimensionado inadecuado del volumen de almacenamiento puede empobrecer de forma significativa las prestaciones de la instalación solar de ACS, o encarecer la misma de manera innecesaria si se cae en un sobredimensionado del mismo. El problema de espacio y acceso son asimismo críticos, tanto en la superficie de captación como en el tamaño del acumulador térmico, afectando a la decisión final sobre instalar o no ACS solar.

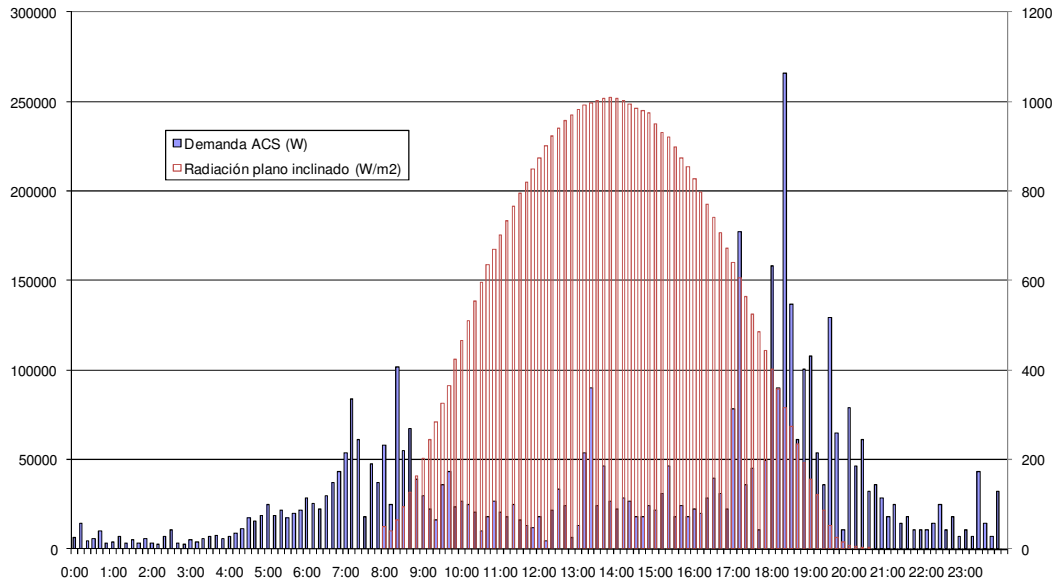
Al tratarse lo anteriormente consignado, de una propuesta de dimensionado inespecífica y por ende poco precisa, será revisada en esta tesis, dado que la relación de la **Ecuación 2-1** se toma más como una recomendación a emplear en ausencia de datos y/o criterios más concluyentes.



**Figura 2.24:** Esquema típico de una instalación solar con caldera de apoyo. (30)

Además de la versatilidad existente en la demanda de energía, como se ha visto en el apartado 2.4, se debe tener en cuenta la propia variabilidad de la energía solar, siendo complicado conocer a priori el comportamiento de las instalaciones solares de manera precisa. La **Figura 2.25** muestra como la demanda de ACS no suele coincidir en el tiempo con la irradiación solar, por ello es necesario dimensionar el acumulador térmico de modo que se puedan cubrir total o parcialmente la demanda posterior a la recogida de energía. Esto lleva a calcular el volumen del acumulador térmico de modo que sea lo suficientemente pequeño como para poder alcanzar los 60°C en el mismo los meses de verano y siendo lo suficientemente grande como para poder suministrar agua caliente a lo largo del periodo de demanda diario aunque su nivel térmico no alcance el necesario por sí mismo y deba calentarse parcialmente con la caldera de gas natural.

Para mejorar dichas predicciones, será necesario estudiar el comportamiento instantáneo de todos los componentes de la instalación solar, ya que los estudios mensuales y/o anuales que típicamente se realizan para determinar el funcionamiento de estas instalaciones únicamente obtienen valores medios, sin contabilizar muchos de los fenómenos a los que se encuentran sometidas. Esto define uno de los objetivos principales de la presente tesis ya que no se han encontrado en la bibliografía datos suficientes sobre operación de captadores solares térmicos e instalaciones de ACS en condiciones no estacionarias como las que se han descrito, por lo que un modelo que describa dichos elementos en régimen transitorio resultará de utilidad, tanto desde el punto de vista de comprender su funcionamiento, como desde el de servir de ayuda al dimensionado de nuevas instalaciones.



**Figura 2.25: Perfil de irradiancia solar procedente de la base de datos experimental vs perfil de demanda de ACS obtenido de Viti 1994 (11).**

## 2.7 Captadores solares

### 2.7.1 Captadores térmicos

El captador solar es uno de los elementos principales de una instalación solar térmica y es el dispositivo donde se recoge y aprovecha la energía solar para transformarla en energía térmica útil, mediante el calentamiento de un fluido que circula en su interior, Duffie et al. 2006, (35).

Existen distintos tipos de captadores solares capaces de proporcionar diferentes temperaturas en función del uso al que se destine el agua caliente, Beltrán et al. 2007, (30).

Los captadores solares sin seguimiento del Sol, se dividen en tres familias importantes, según su temperatura de trabajo, Kalogirou 2004, (36):

- Captadores de baja temperatura, hasta 30-80°C:
  - planos sin cubierta
  - planos con cubierta
- Captadores de media temperatura, entre 50 y 200°C:



- Planos de vacío
- Tubos de vacío
- Captadores de alta temperatura, 60-240°C:
  - CPC

#### 2.7.1.1 *Captadores planos sin cubierta*

Estos captadores pueden utilizarse todo el año en latitudes donde exista una radiación solar muy elevada y escaso viento, debido a que no poseen ningún mecanismo de disminución de pérdidas por convección o radiación y para aplicaciones de muy baja temperatura, Medved et al. 2003 (37).

Los captadores planos sin cubierta suelen utilizarse para calentar el agua de las piscinas, eso implica que suelen estar operativos durante los meses verano cuando la radiación y la temperatura exterior son más elevadas, Medved et al. 2003 (37). Su objetivo es aumentar la temperatura de la piscina unos grados para prolongar la temporada de baño. Son especialmente usados en los EEUU.



**Figura 2.26: Captadores solares de polipropileno, (38).**

Utilizan la propia bomba de la depuradora de la piscina para conducir el agua a través de los captadores, no necesitando la instalación más que los propios captadores y de las tuberías de conexión, Sopian et al. 2002, (39). A parte estará el mecanismo de control que evite enfriar el agua de la piscina

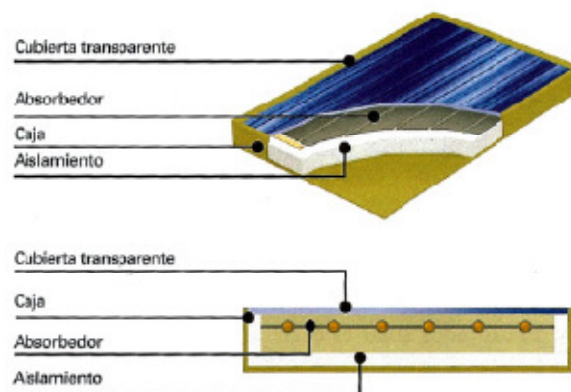
Si los paneles están realizados de material metálico presentan problemas de degradación debido al hecho de que no están protegidos de los agentes atmosféricos, como puede ser la lluvia ácida, Konttinen et al. 2005, (40). Por otra parte están los agentes químicos de tratamiento del agua de piscina.



### 2.7.1.2 Captadores planos con cubierta

Los captadores solares planos con cubierta constan de una cubierta transparente que deja pasar la mayor parte de la radiación solar que incide sobre la superficie absorbedora de alta absorptividad. Gran parte de esta energía absorbida se transfiere al fluido que atraviesa los tubos para almacenar posteriormente este calor, bien en calor sensible o latente, en un acumulador térmico, Kalogirou 2004, (36).

La parte trasera y los laterales de la caja donde está contenido el captador están aislados para reducir las pérdidas por conducción. Los tubos paralelos o el serpentín por los que fluye el líquido pueden estar soldados a la placa absorbedora o pueden formar parte de la placa. Existen dos tubos, con diámetro mayor que el del serpentín, que atraviesan la caja de un lado al otro que son los llamados tubos distribuidores, son los que se unen a las tuberías exteriores o a otro captador mediante una junta flexible, Kalogirou 2004 (36).



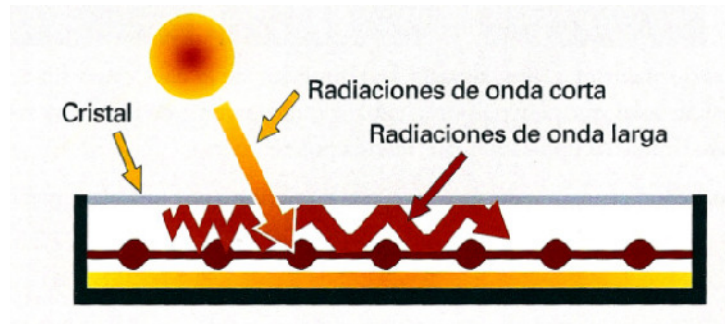
**Figura 2.27: Captadores solares planos. (30)**

Los dos componentes más importantes de este tipo de captadores son la cubierta transparente y la placa absorbedora.

Cubierta transparente: Típicamente se utiliza el vidrio en los captadores solares ya que puede transmitir hasta el 90% de la radiación de onda corta y casi ninguna de la radiación de onda larga emitida por la placa absorbedora. El vidrio con bajo contenido de hierro proporciona una alta transmitancia a la radiación solar (aproximadamente 0,85-0,90 con incidencia perpendicular), pero su transmitancia es prácticamente nula para la radiación de onda larga emitida por las superficies calentadas por el sol, Duffie et al. 2006, (35) y Kalogirou 2004, (36).

Las cubiertas de plástico también poseen una alta transmitancia, pero las más utilizadas también presentan unas bandas de transmisión en la zona media del espectro de radiación térmica, con valores de transmitancia de 0,40. Están limitadas a

ciertas temperaturas de uso para que no se deterioren o cambien sus dimensiones, Kalogirou 2004, (36).



**Figura 2.28: Efecto invernadero en el captador con cubierta. (30)**

Además, sólo unos pocos plásticos pueden soportar la radiación solar ultravioleta durante largos periodos de tiempo. Sin embargo presentan las siguientes ventajas: son más resistentes al impacto y tienen poco peso, Kalogirou 2004, (36).

Los tratamientos superficiales anti-reflejantes y la textura de la superficie pueden mejorar la transmitancia significativamente. El efecto de suciedad y polvo sobre el cristal del captador tiene un efecto pequeño y con la limpieza de la lluvia suele ser adecuado para mantener la transmitancia entre 2-4% menos que su valor máximo, Kalogirou 2004, (36).

Superficie absorbente: la placa captadora absorbe toda la radiación posible de la que atraviesa el vidrio, siendo las pérdidas de calor las mínimas posibles hacia la atmósfera tanto por la parte superior, como la inferior de la caja. La placa absorbente transfiere al fluido la energía en forma de calor. La absorptividad de la superficie captadora a la radiación solar de onda corta depende de la naturaleza y el color del recubrimiento y del ángulo de incidencia. Normalmente se utiliza el color negro, aunque se han propuesto varios colores por razones estéticas, Tripanagnostopoulos et al. 2000, (41).

Mediante tratamientos electrolíticos y químicos o por deposición de vapores al vacío las superficies pueden incrementar los valores de absorptancia de la radiación solar y reducir los valores de emisividad de la onda larga, obteniéndose las denominadas superficies selectivas, Kalogirou 2004, (36).

La superficie selectiva típica consiste esencialmente de una capa fina en la parte superior de la placa absorbedora que es altamente absorbente para la radiación solar de onda corta pero relativamente transparente para la radiación térmica de onda larga. Las superficies selectivas son particularmente importantes cuando la temperatura de la superficie del captador es mucho más alta que la temperatura ambiente y la del cielo, ya que con dichos medios intercambia calor mediante procesos convectivos y radiativos respectivamente.

La forma en la que se unen los tubos paralelos o el serpentín que recorre el captador, por el que pasa el fluido caloportador, con la placa absorbidora debe asegurar una conductividad térmica buena entre el metal y el fluido. Los tubos se sueldan o se sujetan en la parte superior o inferior de la placa o forman parte de la misma mediante pliegues. Dichos tubos son generalmente de cobre, puesto que tienen una alta resistencia a la corrosión y una elevada conductividad térmica, Kalogirou 2004, (36).

El fluido caloportador puede ser líquido, agua o una mezcla de agua con anticongelante o puede ser también aire u otro gas, presentando un tipo de captador diferente al descrito anteriormente ya que necesitan una superficie mayor para transmitir el calor debido a las bajas densidad y capacidad térmica del aire.

Los captadores solares planos son los más utilizados. Se utilizan normalmente para aplicaciones de baja temperatura hasta unos 100°C. En la actualidad se emplea también el vacío o los aislamientos transparentes para conseguir temperaturas superiores.

### 2.7.1.3 *Captadores vacío*

Los captadores de vacío pueden ser planos aunque suelen ser tubulares.

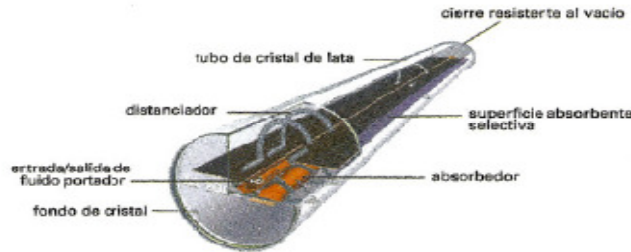
El aire de los tubos es evacuado disminuyendo la transmisión de calor en procesos convectivos y conductivos, el grado de vacío tiene una importancia decisiva a la hora de frenar dichos mecanismos, CENER 2006 (42). El gran problema del vacío no es otro que el hecho de que se mantenga en el tiempo, por lo que a estos efectos resulta técnicamente más recomendable la solución de un vacío moderado, (unos 200mbar de presión absoluta), empleando además un gas de relleno inerte y de elevado peso molecular, lo que da lugar también a unas bajas propiedades de transporte de calor, por ejemplo el Kriptón; el hexafluoruro de azufre ya no se usa por su elevado potencial de efecto invernadero.

Al conseguir temperaturas más altas de trabajo suelen estar destinados a aplicaciones como la climatización: calefacción y aire acondicionado de los edificios. También pueden ser necesarios para la producción de ACS en lugares donde haya poca radiación solar y baja temperatura ambiente, debido a que sus pérdidas por transferencia de calor son menores.

Actualmente en el mercado existen distintos tubos de vacío:

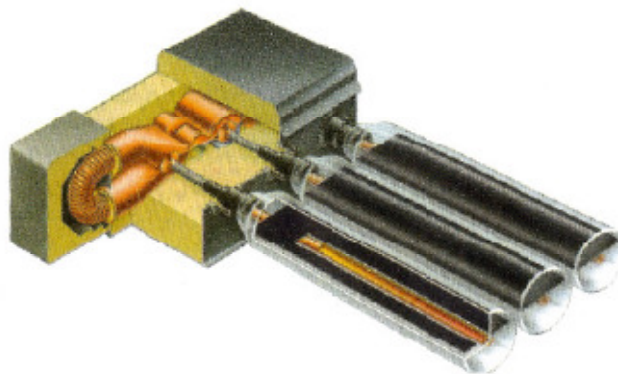
Tubos de vacío de corriente directa: el fluido de transferencia de calor fluye directamente a través del absorbedor del tubo de vacío. Se consigue un elevado

rendimiento debido a la transferencia directa de calor. Los tubos de vacío de corriente directa tienen la ventaja de que se pueden montar incluso en cubiertas planas, CENER 2006, (42), ya que no necesitan inclinación longitudinal alguna.



**Figura 2.29: Sección de un tubo de vacío de corriente directa. (42)**

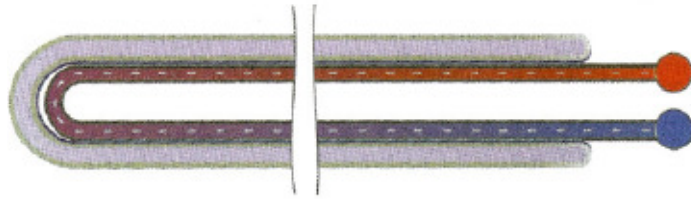
Tubos de vacío con caloductos (“Heat Pipe”): el tubo del absorbedor contiene una pequeña cantidad de agua u otro fluido que sufre cambio de fase. Este fluido se vaporiza en un vacío parcial y sube como vapor por el tubo del absorbedor. Se condensa en el condensador y fluye de vuelta como líquido dentro del absorbedor. El condensador transfiere el calor al fluido de transferencia del captador. Este principio, al contrario que en el caso de los tubos de corriente directa, requiere una mínima inclinación del tubo del absorbedor, CENER 2006, (42). Solo funcionan a una presión determinada y dentro de un intervalo estrecho de temperaturas.



**Figura 2.30: Sección de un tubo de vacío “heat pipe”. (42)**

Tubos de vacío Sydney: fue desarrollado como uno de doble vidrio para permitir posibles pérdidas de vacío a través de la conexión vidrio-metal. La superficie del absorbedor se encuentra directamente sobre la superficie del tubo de vidrio interior. Suelen utilizar un reflector para aumentar la apertura al sol y una aleta a modo de

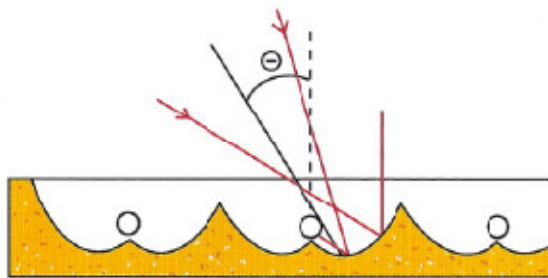
absorbedor; estos reflectores son comúnmente utilizados como concentradores y todo el captador es denominado como un CPC (Cylindrical Parabolic Collector). (42)



**Figura 2.31: Sección de un tubo de vacío "Sydney". (42)**

#### 2.7.1.4 Captadores concentradores

Este tipo de captadores necesita un seguimiento del sol para obtener la mayor radiación posible, por lo que pueden tener giros en uno o dos ejes, aunque no necesariamente, pues incrementan el coste de la instalación. Se utilizan típicamente para la producción de electricidad, pues pueden lograr temperaturas altas, lo que hace viable su aplicación como fuente térmica que alimente un motor térmico. Los captadores concentradores tienen curvatura en uno (cilíndrico parabólicos) o en dos ejes (paraboloides de revolución) Los receptores pueden ser planos o convexos, pueden tener o no cubierta, Duffie et al. 2006 (35).



**Figura 2.32: Captador tipo CPC (42)**

Existen algunos estudios de su utilización para la producción de ACS, aunque no suelen ser los más comúnmente utilizados dados los costes y el mantenimiento que requieren frente a los captadores planos, Kalogirou et al. 1992, (43).

### 2.7.2 Captadores híbridos PV/T

Existen estudios sobre captadores fotovoltaicos que para mejorar su rendimiento utilizan un serpentín de agua u otro fluido que circula por su parte trasera. El calor de ese fluido suele almacenarse y utilizarlo para calentar el agua de consumo. Existen simulaciones de estos sistemas en la literatura Chow 2003, (44) que posteriormente han dado como fruto un prototipo de captador, Chow et al. 2006 (45).

Algunos diseños son incluso más novedosos como los presentados por Fraisse et al. 2007, (46) y Assoa et al. 2007 (47).

La producción simultánea de electricidad y ACS tiene un evidente interés práctico. Además del incremento en el rendimiento de estos captadores gracias a que se consigue hacer funcional al elemento fotovoltaico a baja temperatura, los presenta como una solución integradora de tecnologías energéticamente atractiva pues logra dos productos energéticos ocupando una misma área.

### 2.7.3 Captadores integrados

Son captadores que tienen el acumulador térmico en la caja del mismo. La mayoría son prototipos, pudiendo ser captadores planos o de concentración. Rabin et al. 1995, (48) y Eames et al. 2006, (49) utilizan para el almacenamiento materiales de cambio de fase. Mientras que otros autores como Souliotis et al. 2009 (50) utilizan agua para el almacenamiento de calor. También hay ensayos experimentales en los que se prueban las prestaciones del prototipo con o sin aislamiento transparente entre la cubierta y el almacenamiento, ej.: Schmidt et al. 1998 (51) y Sopian 2004, (52). La utilización de este tipo de captadores está pensada para instalaciones de pequeño tamaño, en general con circulación natural de agua y con escasas posibilidades de regulación y optimización, aunque no se debe despreciar su capacidad de “autoregulación” debido al efecto termosifón que se produce proporcional a la diferencia de temperaturas.

### 2.7.4 Comparación entre captadores

Dada la diversidad de captadores existentes se ha llevado a cabo un estudio de mercado a lo largo del año 2009, en el que se ha recopilado información relevante sobre los parámetros de rendimiento y precio de diferentes tipos de captadores y

fabricantes. Un estudio similar se presentó con datos del 2006 en el Congreso ECOS 2006, Rodríguez et al.2006, (5).

Los fabricantes de captadores proporcionan una relación entre las temperaturas de trabajo y la radiación solar incidente, Ecuación 2-2, que permite comparar las distintas tecnologías.

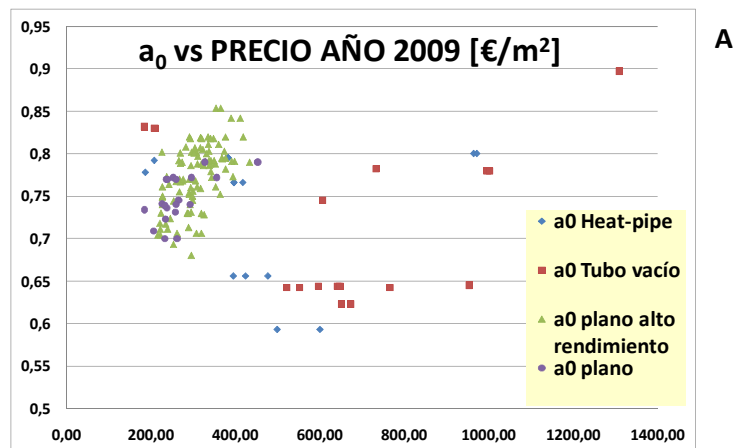
$$\eta = a_0 - a_1 \frac{(T_m - T_a)}{I}$$

Ecuación 2-2

Tal y como puede observarse en la **Figura 2.33**, los captadores más comunes son los captadores planos de alto rendimiento, presentando unos rendimientos ópticos ( $a_0$ ) en torno al 75%. Su precio de mercado está en torno a los 300 €/m<sup>2</sup>. Comparándolo con el precio de los captadores de tubo de vacío en sus dos tecnologías se puede observar que su rendimiento óptico presenta una dispersión mayor, siendo en algunos superiores y otros algo inferiores a los captadores planos, sin embargo su precio se dispara por encima de los 1.000 €/m<sup>2</sup>. Como ventaja los tubos de vacío tienen un coeficiente de pérdidas ( $a_1$ ) entorno a 2 W/(m<sup>2</sup>°C) frente a unos 4 W/(m<sup>2</sup>°C) para los planos convencionales.

Un estudio similar lo llevaron a cabo Szargut et al. 2007, (53) , **Figura 2.34**, en el que se corrobora que para una misma radiación y temperatura ambiente dependerá de la temperatura media del captador el utilizar una u otra tecnología, para que resulte energéticamente eficiente y económicamente rentable. El valor de la temperatura media del captador depende de la temperatura de la aplicación a la que va a dar servicio.

La utilización de captadores de vacío estará justificada cuando la temperatura del proceso sea muy elevada o las condiciones climáticas extremadamente frías y con poca radiación solar.



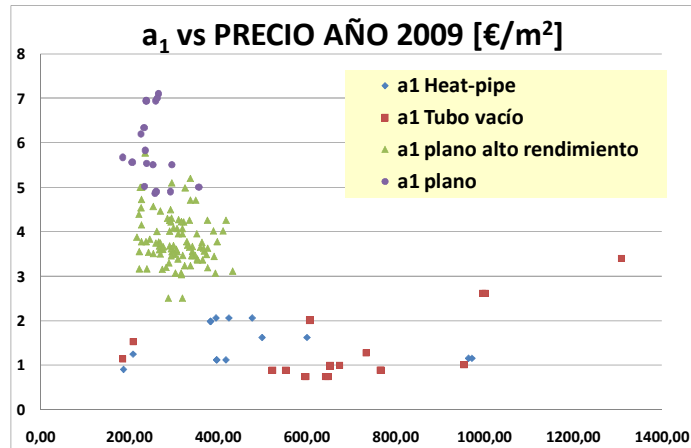


Figura 2.33: Eficiencia óptica y coeficiente de pérdidas de las distintas tecnologías de captadores solares. Los precios son del año 2009.

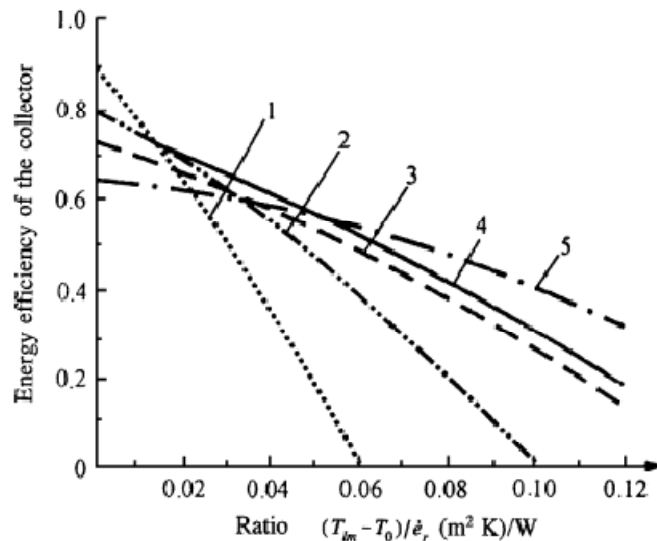


Figura 2.34: Eficiencia tipos de captadores solares, 1 captador plano sin cubierta, 2 captador plano con cubierta no selectiva 3 captador plano con doble cubierta no selectiva 4 captador plano con cubierta selectiva 5 captador de vacío. (53)

Típicamente las instalaciones solares dedicadas a la producción de ACS son de baja temperatura, debido a que la temperatura final del proceso no debe superar los 60°C. Dependiendo de la situación geográfica y la temperatura ambiente a la que se encuentre la instalación solar podrán utilizarse captadores con cubierta o sin cubierta, aunque generalmente son con cubierta.

Esta tesis se va a centrar en el estudio de los captadores planos con cubierta en la aplicación de ACS, por lo tanto de baja de temperatura, tal y como se ha visto en la



**Figura 2.33** y en la **Figura 2.34** esta tecnología resulta muy atractiva para este tipo de aplicaciones tanto desde el punto de vista térmico como económico.

## 2.8 Configuraciones típicas

Según el CTE 2006, (2), “una instalación solar térmica está constituida por un conjunto de componentes encargados de realizar las funciones de captar la radiación solar, transformarla directamente en energía térmica cediéndola a un fluido de trabajo y, por último almacenar dicha energía térmica de forma eficiente, bien en el mismo fluido de trabajo de los captadores, o bien transferirla a otro, para poder utilizarla después en los puntos de consumo. Dicho sistema se complementa con una producción de energía térmica por sistema convencional auxiliar que puede o no estar integrada dentro de la misma instalación”.

Los sistemas que conforman la instalación solar térmica para agua caliente son los siguientes:

- a) Un sistema de captación, formado por los captadores solares, encargado de transformar la radiación solar incidente en energía térmica de forma que se calienta el fluido de trabajo que circula por ellos.
- b) Un sistema de acumulación constituido por uno o varios acumuladores térmicos que almacenan el agua caliente hasta que se precisa su uso.
- c) Un circuito hidráulico constituido por tuberías, bombas, válvulas, etc., que se encarga de establecer el movimiento del fluido caliente hasta el sistema de acumulación.
- d) Un sistema de intercambio que realiza la transferencia de energía térmica captada desde el circuito de captadores, o circuito primario, al agua caliente que se consume, circuito secundario. Uno de los motivos es el posible uso de anticongelante en el circuito primario, así como la incompatibilidad del uso sanitario del agua con los materiales empleados en los captadores y resto de componentes del circuito.
- e) Sistema de regulación y control que se encarga por un lado de asegurar el correcto funcionamiento del equipo para proporcionar la máxima energía solar térmica posible y, por otro actúa como protección frente a la acción de múltiples factores como sobrecalentamientos del sistema, riesgos de congelaciones, etc.
- f) Adicionalmente, se dispone de un equipo de energía convencional auxiliar que se utiliza para complementar la contribución solar suministrando la energía necesaria para cubrir la demanda prevista, garantizando la continuidad del

suministro de agua caliente en los casos de escasa radiación solar o demanda superior a la prevista.

Las configuraciones más usuales de las instalaciones solares dependen principalmente de cómo sea el edificio al que deben dotar de agua caliente:

### 2.8.1 Viviendas unifamiliares

Las viviendas unifamiliares suelen resultar las más fáciles a la hora de diseñar una instalación solar ya que suelen poseer espacio en el tejado para los captadores y en el interior de la vivienda para la acumulación; además la facturación de todos los consumos es nominativa al dueño de la instalación.

Presentan dos tipos de instalaciones:

#### 2.8.1.1 Individual a medida con circulación forzada

En esta configuración los captadores solares se incorporan a la cubierta del edificio, consiguiéndose un alto grado de integración arquitectónica. El resto de componentes (grupo de bombeo y regulación, acumulador y equipo de apoyo) se ubican en el interior de la vivienda facilitando su acceso para operaciones de mantenimiento.

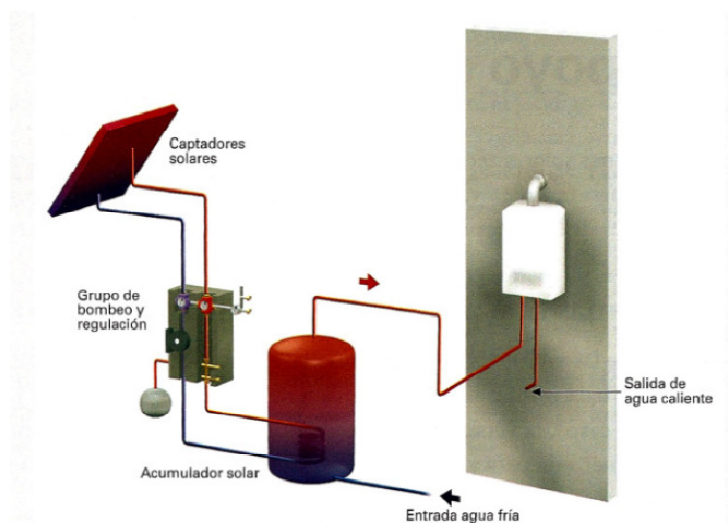
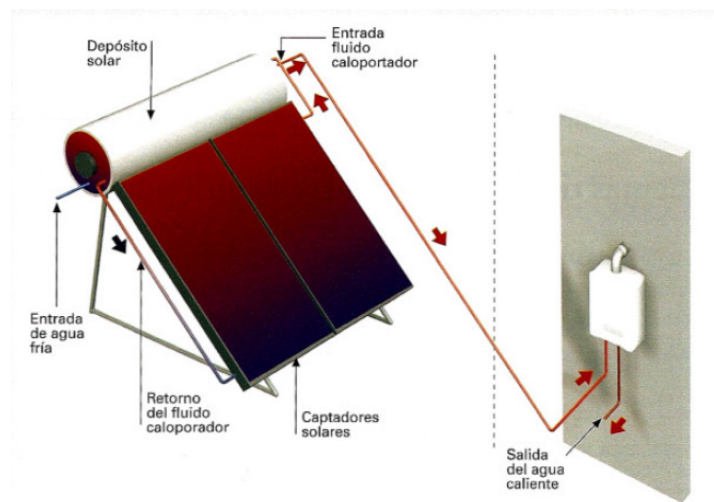


Figura 2.35: Instalación individual a medida con circulación forzada (30).

### 2.8.1.2 Individual con efecto termosifón

Su principio de funcionamiento se basa en la convección natural, es decir, en la disminución de la densidad del fluido de trabajo al subir su temperatura. Generalmente, el acumulador se encuentra dispuesto horizontalmente y a mayor altura que los captadores, **Figura 2.36**. Unas tuberías conectan el intercambiador de doble envoltente del acumulador con los captadores, formando un circuito cerrado lleno de fluido. Cuando la radiación solar incide sobre el captador, ésta calienta el fluido contenido en su interior, aumentando su temperatura y, por lo tanto, haciéndolo flotar, siendo reemplazado por el fluido más frío (y denso) procedente del intercambiador, cerrándose así el ciclo. (30)



**Figura 2.36: Instalación individual con efecto termosifón. (30)**

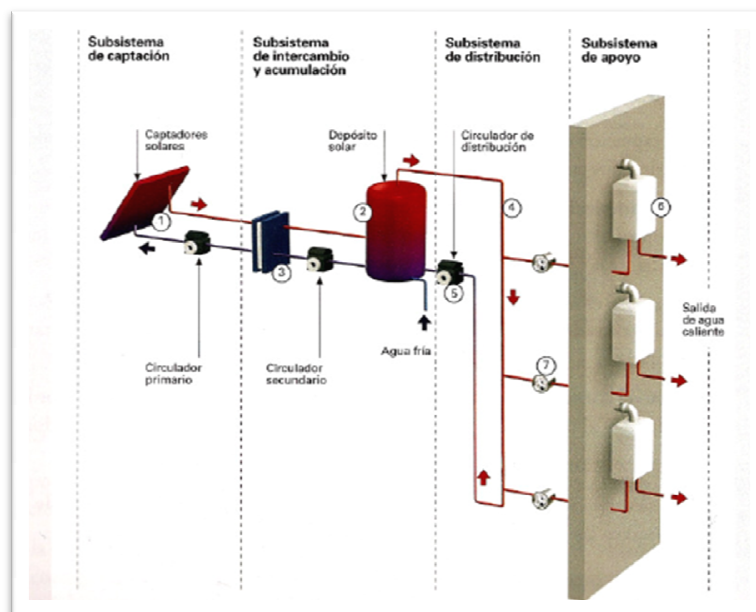
### 2.8.2 Viviendas multifamiliares

Este tipo de viviendas presentan una alta variabilidad en la dificultad a la hora de conectar la instalación solar con la instalación de apoyo. No se pueden utilizar sistemas termosifón dado que las distancias a recorrer por parte del fluido, típicamente desde la cubierta hasta el cuarto de calderas son muy grandes. Los esquemas más frecuentes son:

### 2.8.2.1 Instalación con acumulación solar centralizada con apoyo individual

El agua de red se inyecta en la parte inferior del acumulador térmico solar para que la temperatura de entrada a los captadores, que se toma en la misma zona, sea lo más baja posible; a este propósito se pretende emplear un acumulador térmico estratificado. El agua caliente procedente de la instalación solar se distribuye a cada vivienda donde se termina de calentar con una caldera individual.

Poseen las ventajas de que el coste de la instalación es moderado, el rendimiento total es alto y no requiere facturación colectiva ni de agua ni del gas que se consume; sin embargo es necesario un espacio común para colocar el sistema de acumulación.



**Figura 2.37: Sistema con acumulación solar centralizada y apoyo individual (30).**

### 2.8.2.2 Instalación con acumulación solar y apoyo individual

En este caso la instalación solar pertenece a la comunidad, sin embargo, la acumulación de agua caliente es individual para cada vivienda. Los usuarios son los únicos responsables de los costes de agua y gas ante las compañías suministradoras.

Cabe esperar que las viviendas más próximas a la instalación solar, típicamente los últimos pisos del edificio, tengan un aporte solar superior que los pisos bajos, dado que las tuberías presentan pérdidas de calor proporcionales a su longitud, apreciables a pesar de estar aisladas.

Su diseño puede ser más simple al igual que su instalación, pues no son necesarios los espacios comunes para ubicar los equipos. Sin embargo en las viviendas deben colocarse los acumuladores térmicos ocupando parte de la misma.

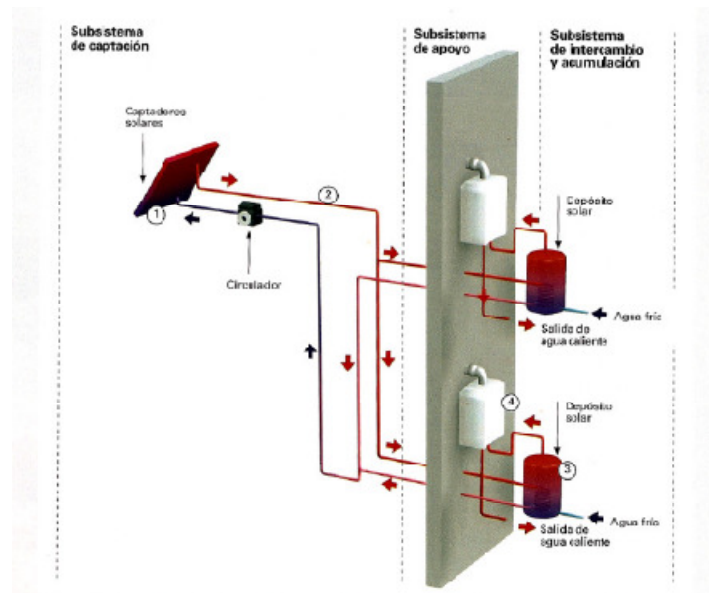


Figura 2.38: Sistema con acumulación solar y apoyo individual. (30)

### 2.8.2.3 Instalación con acumulación solar mixta

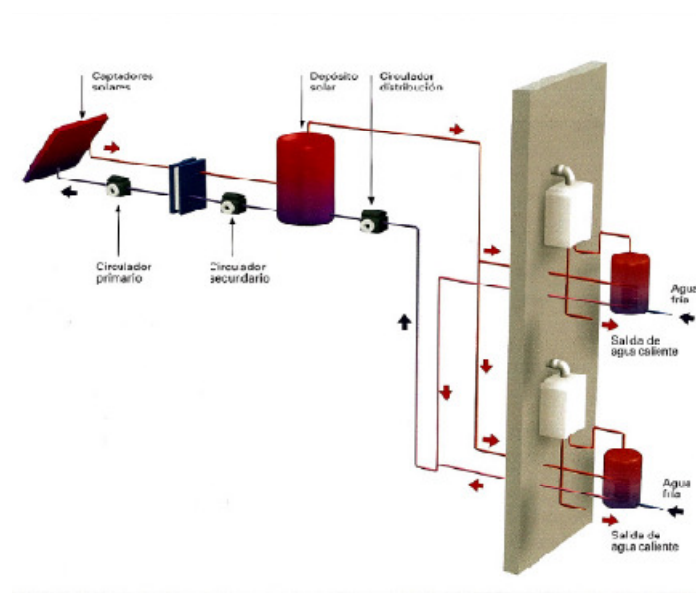
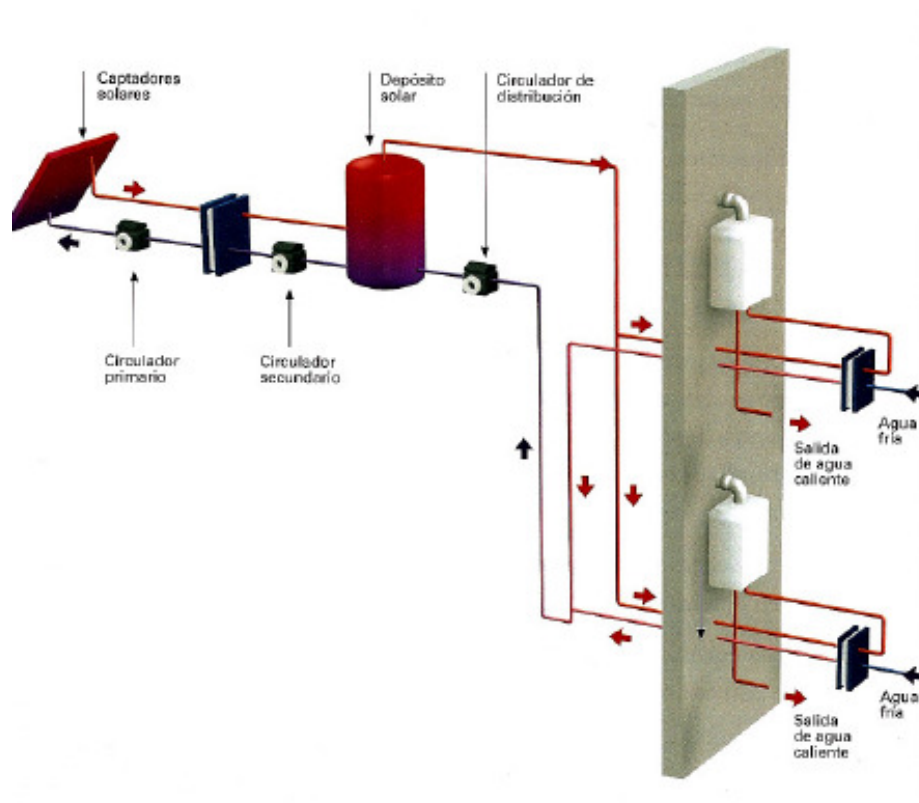


Figura 2.39: Sistema con acumulación solar mixta. (30)

El objeto de esta configuración es el de centralizar parte de la acumulación de energía térmica para poder reducir el tamaño de los acumuladores individuales en el interior de las viviendas.

En este caso la temperatura del acumulador solar será más elevada empeorando el rendimiento de los captadores. La temperatura de los acumuladores térmicos individuales se verá disminuida por la entrada de agua fría de la red en el mismo, pero el efecto dominante es el de que una temperatura más alta dada la necesidad de mantener el acumulador a una temperatura próxima a la de consumo.

#### 2.8.2.4 Instalación con acumulación solar centralizada e intercambiador individual



**Figura 2.40: Sistema con acumulación solar centralizada e intercambiador individual.**

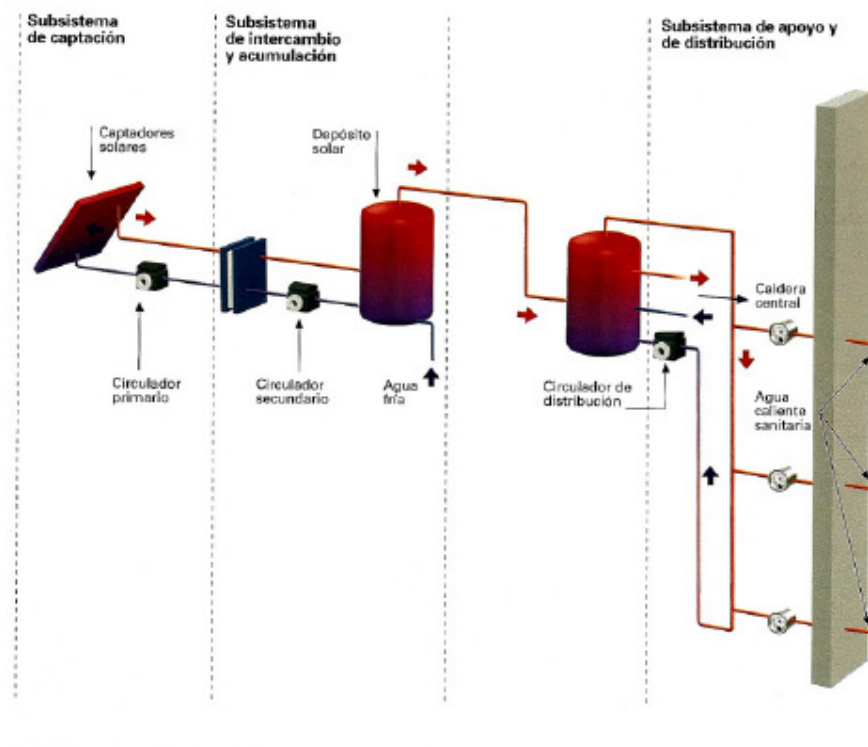
(30)

En este caso se elimina el volumen de acumulación en las viviendas y se introduce un intercambiador de calor en cada una de ellas donde se introduce el agua de red y se calienta con el agua proveniente del depósito solar. En parte mantiene los inconvenientes de la configuración anterior; con la diferencia de que no hay acumulador a temperatura elevada.

### 2.8.2.5 Instalación con acumulación solar con acumulación y apoyo centralizado

Esta instalación se caracteriza por disponer de una caldera centralizada para todas las viviendas, también es posible su utilización en edificios destinados al sector servicios, hoteles, residencias...

La instalación solar trabaja con la temperatura más baja posible ya que el acumulador térmico solar se alimenta con el agua de red, consiguiendo un rendimiento mayor de los captadores. Por otro lado, similarmente a las demás instalaciones con acumulador térmico común, la relación superficie a volumen del acumulador es menor que las de los individuales, reduciéndose sus pérdidas de calor. Del acumulador térmico solar el agua pasa a una caldera central donde se termina de calentar el agua y se almacena posteriormente en un acumulador térmico auxiliar que será el que se conecta directamente con los puntos de consumo del edificio.



**Figura 2.41: Sistema con acumulación solar con acumulación y apoyo centralizado.**

(30)

Todas las configuraciones tanto las unifamiliares como las multifamiliares presentan un aporte auxiliar de energía en serie con el sistema solar dado que es la configuración más eficiente desde el punto de vista energético para aportar el calor auxiliar.

A la hora de comparar este tipo de configuraciones con las existentes en la edificación convencional, la mayoría pertenecen al grupo en el que cada piso posee un pequeño acumulador térmico individual, aunque también existen comunidades de vecinos en las que existe un grupo caldera acumulador térmico colectivo, sin embargo son menos numerosas que las primeras, Beltrán et al. 2007, (30).

En las instalaciones solares de ACS conviene que el acumulador esté estratificado para mejorar el rendimiento de los captadores solares, al operar a temperatura más baja. Si se opta por una configuración de pequeños acumuladores individuales esta estratificación es más difícil de conseguir, por ello se debería pensar en que son más bien acumuladores totalmente mezclados, con la merma en el rendimiento de los captadores que supone.

Otro factor importante a tener en cuenta es la longitud de las tuberías contabilizando no sólo las pérdidas térmicas que en ellas se produzcan sino también las pérdidas de carga que son necesarias vencer a base de consumo de la energía eléctrica necesaria para accionar las bombas del circuito.

Dada la cantidad de variantes que es posible introducir en este tipo de instalaciones, con repercusiones sobre sus actuaciones, se piensa en una instalación lo más sencilla posible para evaluar su comportamiento similar a la que presenta la **Figura 2.35**.

## 2.9 Legislación y grado de implantación de la tecnología

### 2.9.1 Directivas para promover las Energías Renovables

#### 2.9.1.1 Europeas

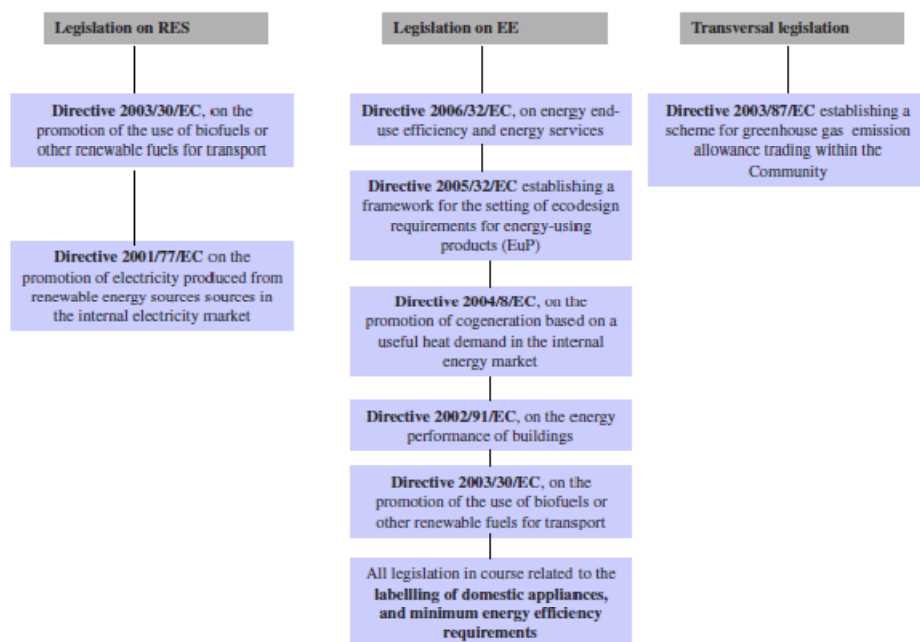
La dependencia externa de la Unión Europea de recursos energéticos ha motivado a sus estados miembros a buscar un uso racional de la energía y al desarrollo de las llamadas energías renovables.

La Política Energética de la Unión Europea pretende convertir a Europa en una economía de alta eficiencia energética y bajas emisiones de CO<sub>2</sub>, enfatizando en las Fuentes de Energía Renovables, Martínez de Alegría Mancisidor 2009, (54).

En 2003 se aprobaron dos directivas la 2003/54/EC relativa a las reglas comunes para el mercado interno de electricidad y la 2003/55/EC relativa a las reglas comunes para el mercado interno de gas natural, Martínez de Alegría Mancisidor 2009, (54).



En 1997 la UE adoptó el Libro Blanco de las Energías Renovables, estableciendo la estrategia de promoverlas y marcando la tarea global de obtener el 12% bruto del consumo de energía para el 2010. Sin embargo, según la Comisión Europea está muy lejos de lograrse dicha meta, debido a la falta de un marco político coherente y efectivo en toda la UE con una visión estable a largo plazo, y al hecho de que el consumo energético ha aumentado. En mayo de 2007 se ha firmado un acuerdo aún más ambicioso que contiene el siguiente objetivo que para el 2020 el porcentaje de renovables en la UE será 20%, Martínez de Alegría Mancisidor 2009, (54)



**Figura 2.42: Últimas directivas respecto a energía de la UE (54).**

La directiva 2002/91/EC sobre la Eficiencia de los Edificios tiene como objetivo principal crear un marco común para promover dicha eficiencia, siguiendo las directrices marcadas ya por la directiva SAVE 96/76/CEE destinada a reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>.

Protocolo de Kioto: la directiva 2003/87/EC establece un esquema para el comercio de las emisiones permitidas de gases de efecto invernadero dentro de la Comunidad Europea. La UE se comprometió a reducir sus gases de efecto invernadero un 8% durante el periodo de 2008-2012 en comparación con los niveles de emisión de 1990. Aunque en el Protocolo de Kioto no se incluyen los sectores difusos, como es el caso del consumo energético en las viviendas, ello no es obstáculo para que se haga un análisis del ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> que el empleo de la energía solar para la producción de ACS supone a nivel nacional. Es posible que estas fuentes difusas sean incluidas definitivamente.

Un cálculo sencillo podría realizarse para todas las viviendas actuales si cumplieran las condiciones del CTE 2006, (2) el porcentaje del consumo nacional de energía, según Eurostat 2008, (55) es de 97 millones de tep, de los cuales el 26,6% se destina a las viviendas, (55), y de esa cantidad el 26% al ACS, (56) que lo cual implica 6,709 millones de tep en modo global se dedican a producir ACS. Si se hubiese empleado la energía solar para calentar el 60% de ese consumo se hubiesen ahorrado 4,025 tep. Esta cantidad representa un  $0,266 \cdot 0,26 \cdot 0,6 = 4\%$  del consumo final, i.e. la tercera parte de lo que se pretende producir con energías renovables en 2010. Si se supone que toda esa energía se obtiene de la combustión de gas natural en calderas con rendimiento 0,9 se hubiesen dejado de emitir entorno a  $1,144 \cdot 10^{11}$  kg de CO<sub>2</sub> al ambiente.

Los Programas Marco para la Investigación y el Desarrollo Tecnológico también destinan recursos para el fomento del uso de energías renovables, actualmente se ha adoptado el Séptimo Programa para un periodo de 2007-2013, con un presupuesto de más de 50.000 millones de euros, parte de los cuales estarán destinados a Energía, hidrógeno y células de combustible; además de generación de electricidad con renovables; la producción de calor y frío renovable; producción de combustibles renovables; captura de CO<sub>2</sub>.

### 2.9.1.2 España

Gracias a esas políticas comunitarias se han creado las Agencias Locales de Energía en España, que se han convertido en uno de los actores principales para mejorar la educación y la información sobre energías renovables y la eficiencia energética.

El Plan de promoción de las Energías Renovables 2005-2010 es un documento clave de acuerdo con las directivas europeas para alcanzar el 12,1% del consumo de energía primaria suministrada con renovables, continuación del Plan de Fomento de las Energías Renovables y la estrategia E4.

En 2006 se aprueba el Código Técnico de la Edificación (CTE) además del Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE) y la Certificación Energética de los Edificios, Martínez de Alegría Mancisidor 2009, (54).

Un breve resumen de las indicaciones del CTE se puede decir que obliga a instalar un sistema solar térmico en las viviendas de nueva construcción y en las antiguas que sufran un alto grado de remodelación. La superficie de la Península se ha subdividido

en 5 zonas climáticas según la radiación incidente, a cada zona le corresponde una fracción solar que depende además de la cantidad demandada de ACS.

### 2.9.2 Energía solar

Celik et al. 2009, (57), han realizado un estudio de los captadores solares, tanto fotovoltaicos como térmicos, instalados en la Europa de los 15 respecto a la radiación solar disponible y el producto interior bruto de cada país. Se pueden observar resultados muy significativos de la introducción la energía solar térmica:

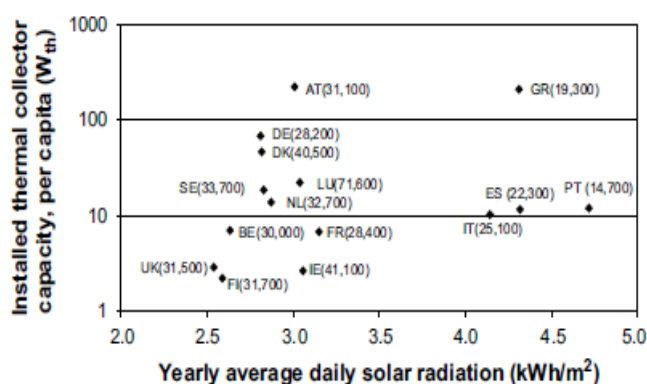


Figura 2.43: Potencia instalada vs radiación solar media anual (57)

Puede verse como la situación de España es muy baja para la energía solar térmica; eso se podría atribuir al hecho de que no han existido políticas que promuevan dicha tecnología en España con anterioridad a las actuales, sólo en algunas ciudades y Comunidades Autónomas que poseían Ordenanzas Municipales sobre la energía solar, entre ellas Barcelona que posee un mayor número de instalaciones solares, Celik et al. 2009 (57).

Si los resultados se representan frente al PIB se obtiene:

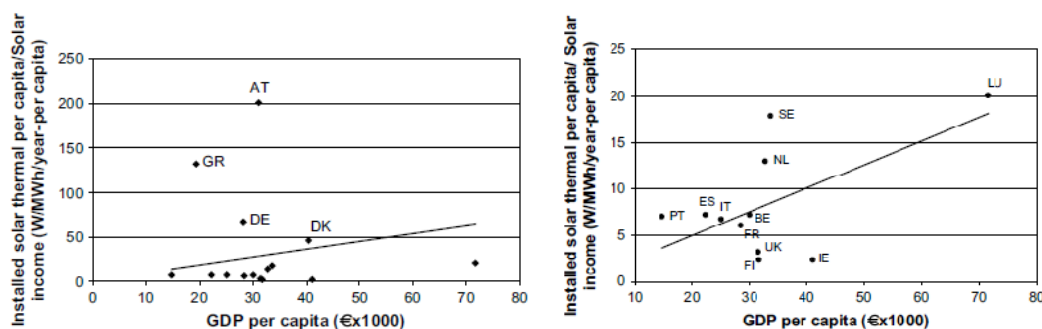


Figura 2.44: Potencia térmica instalada vs PIB (57)

Se puede concluir que la situación de España no está de acuerdo con la elevada radiación solar que recibe el país, sin embargo con las políticas existentes anteriormente comentadas, dicha situación podría mejorar.

## 2.10 Conclusiones

En este el capítulo, que se concluye, se pueden destacar los siguientes puntos:

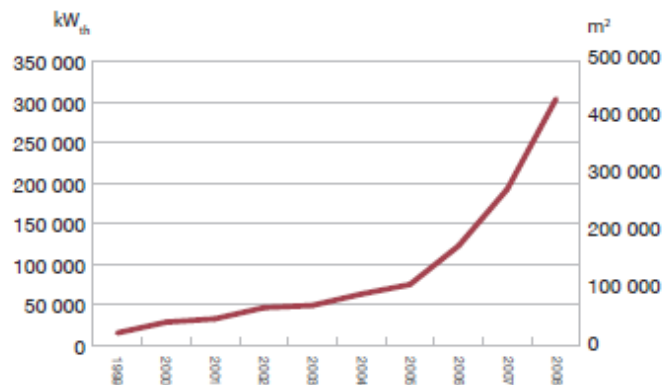
### Sobre la demanda de ACS:

- La demanda de agua caliente sanitaria presenta una variabilidad intrínseca a la cultura y costumbres de los habitantes y del tipo de edificio.
- Varía tanto diariamente, como semanalmente y a lo largo del año.
- El perfil de la demanda de agua caliente sanitaria es relevante a la hora de diseñar y conocer las prestaciones del equipo energético que la produce.
- Muchos autores han mostrado perfiles de demanda horarios según la aplicación de la instalación, sin embargo no existen unos perfiles estándar reconocidos y aceptados para poder comparar las prestaciones de una instalación con otra.
- El consumo de agua caliente sanitaria de los habitantes de una vivienda se considera el mismo, independientemente del número de viviendas a las que abastece la instalación y se ha comprobado que los perfiles de demanda presentan menos picos de consumo y son más constantes según aumenta el número de personas.
- La transitoriedad de la demanda, junto con la radiación solar disponible, en desfase con aquélla, hacen necesario el almacenamiento de energía.
- La diversidad existente a la hora de definir el consumo total de ACS es grande según parámetros diversos como habitantes o cuartos húmedos, y temperaturas de consumo diferentes a los 60°C.

### Energía solar térmica:

- Existen múltiples formas de abastecer la demanda de ACS, utilizando combustibles fósiles o energía solar.
- La variedad de captadores presentes en el mercado es grande: los más utilizados para la aplicación de ACS son los captadores planos con cubierta ya que son los más adecuados por precio y prestaciones.
- Es necesario conciliar la demanda de energía con la disponibilidad de energía solar, para ello es necesario conocer cómo se comporta la instalación solar instantáneamente.

- Las diferentes configuraciones de las instalaciones solares dan lugar a múltiples soluciones, siendo la instalación centralizada la que permite optimizaciones mayores en lo que se refiere al almacenamiento, pero otras arquitecturas son también abordables por el ACS solar.
- Se ha desarrollado una legislación en España, de acuerdo con las Directivas de la Unión Europea para el fomento de las instalaciones solares térmicas en edificios, además de las recomendaciones técnicas necesarias.
- Según ESTIF, European Solar Thermal Industry Federation, (58) se ha producido un incremento del 58% en la instalación de energía solar térmica en 2008, gracias al cual España se ha convertido en el segundo gran mercado de la energía solar térmica de Europa, se han instalado más de 300 MW (434.000 m<sup>2</sup>), con una capacidad de operación de 988 MW (1,4 mill m<sup>2</sup>). Aunque la aprobación del CTE provee un marco sólido dada la situación del sector de la construcción, para 2009 se prevé un crecimiento menor.



**Figura 2.45: Potencia térmica y superficie instalada en España (58)**

- Necesidad de estudiar en profundidad las instalaciones solares térmicas para poder adaptarse mejor a la demanda de energía.

## 2.11 Bibliografía

1. *Domestic hot-water consumption in South African Apartments*. Meyer, J. P. y Tshimankinda, M. 1998, Energy 23, págs. 61-66.
2. *Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación*. CTE. 2006, BOE 28/03/06.
3. **Fernández Salgado, José María**. *Compendio de Energía Solar Fotovoltaica, Térmica y Termoeléctrica*. Madrid : AMV , 2008.

4. *Combined DHW and air-conditioning solar applications a thermo-economic analysis for Madrid region.* **Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Lecuona Neumann, A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.;** Perugia : Proceedings, 2006. 61 Congresso Nazionale ATI. Solar Heating and Cooling International Session . págs. 215-220.
5. *Solar Facilities elements selection for a combined use of DHW and Climatizing.* **Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Salgado Mangual, R.A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.;** Aghia Pelagia Creta Grecia : Proceedings, 2006. 19th International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. págs. 1539-1546.
6. **Ruiz, V., López, G. y Martínez, J.C.** *DTIE 8.03 Instalaciones solares térmicas para la producción de ACS.* s.l. : ATECYR, 2007.
7. **UNE:94002.** *Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética.* s.l. : AENOR, 2005.
8. **BOPS.** *Boletín Oficial de la Provincia de Sevilla.* Sevilla : s.n., 154:2002. Ordenanza de Sevilla.
9. **BOCM.** *Boletín Oficial de la Comunidad de Madrid.* 109:2003. Ordenanza Solar.
10. **BOPP.** *Ordenanza municipal sobre captación y aprovechamiento da enerxia solar para usos térmicos en edificacións e instalacións no termo municipal de Vigo.* 7:2006. Boletín Oficial de la Provincia de Pontevedra.
11. **Viti, A.** *DTIE 1.01: Preparación de agua caliente para usos sanitarios.* [ed.] ATECYR. s.l. : EL INSTALADOR, 1994.
12. **REE.** *Proyecto INDEL: Atlas de la demanda eléctrica española.* Madrid : REE S.A., 1998.
13. *Analysis of domestic hot water energy consumption in large buildings under standard conditions in Senegal.* **Ndoye, B. y Sarr, M.** 2008, Building and environment 43, págs. 1216-1224.
14. *Residential hot water use patterns in Greece.* **Papakostas, K.T., Papageorgiou, N. E. y Sotiropoulos, B. A.** 1995, Solar Energy 54, págs. 369-374.
15. *A central solar domestic hot water system. Performance and economic analysis.* **Wolf, D., Tamir, A. y Kudish, A. I.** 1980, Energy 5, págs. 191-205.
16. *A computer study of solar water heating.* **Courtney, R.G.** 1977, Building and Environment 12, págs. 73-80.

17. *A simplified model for simulating solar thermal systems.* **Elasfour, A.S. y Hawas, M.M.** 1987, *Energy Conversion and Management* 27, págs. 1-10.
18. *Development of residential hot water use patterns.* **Perlman, M. y Mills, B.E.** 1985, *ASHRAE Transactions* 91 (Part2), págs. 657-679.
19. *Achieving total domestic hot water production with renewable energy.* **Biaou, A. L. y Bernier, M. A.** 2008, *Building and Environment* 43, págs. 651-660.
20. *Analysis of solar domestic hot water heaters.* **Buckles, W.E. y Klein, S.A.** 1980, *Solar Energy* 25, págs. 417-424.
21. **Munch, J.J.** *Residential water heating, fuel consumption economics and public policy.* s.l. : RAND Dept. R1498 NSF, 1974.
22. *Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS.* **Hobbi, A. y Siddiqui, K.** 2008, *Solar Energy* doi:10.1016/j.solener.2008.10.018.
23. *Economic optimization of low-flow solar domestic hot water plants.* **Cardinale, N., Piccininni, F. y Stefenizzi, P.** 2003, *Renewable Energy* 28, págs. 1899-1914.
24. **AIGUASOL.** *TRANSOL 2.1.* 2009.
25. *Influence of the DHW load profile on the fractional energy savings: a case study of a solar combi-system with TRNSYS simulations.* **Jordan, U. y Vajen, K.** 2000, *Solar Energy* 69, págs. 197-208.
26. *Influence of the domestic hot water draw off profile on the performance of a hot water store.* **Spur, R., y otros.** 2006, *Applied Energy* 83, págs. 749-773.
27. **UNE-EV:12977.** *Sistemas térmicos y sus componentes.* s.l. : AENOR, 2002.
28. *Domestic hot water consumption in four low-income apartment buildings.* **Vine, E., Diamond, R. y Szydlowski, R.** 1987, *Energy* 12, págs. 459-467.
29. **Vázquez Vázquez, M, y otros.** *Radiación Solar e severidade climática en Galicia.* [ed.] M. Vázquez Vázquez. Vigo : Asociación Gallega de Enerxía Solar, 2008. ISBN 978-84-612-446-0.
30. **Beltrán, M., y otros.** *La energía solar térmica y el gas natural en la Comunidad de Madrid.* Barcelona : Fundación Gas Natural, 2007.
31. *A fast response heat pump water heater using thermostat made from shape memory alloy.* **Huang, B.J., y otros.** 2009, *Applied Thermal Engineering* 29, págs. 56-63.

32. *A new heat-pipe type solar domestic hot water system.* **Mathioulakis, E. y Belessiotis, V.** 2002, *Solar Energy* 72, págs. 13-22.
33. *Performance of combined solar-heat pump systems.* **Freeman, T. L., Mitchell, J. W. y Audit, T. E.** 1979, *Solar Energy* 22, págs. 125-135.
34. *Performance analysis and cost optimization of a solar-assisted heat pump system.* **MacArthur, J.W., Palm, W.J. y Lessmann, R.C.** 1978, *Solar Energy* 21, págs. 1-9.
35. **Duffie, J. A. y Beckman, W.A.** *Solar Engineering Thermal Processes.* USA : John Wiley and Sons, 2006.
36. *Solar thermal collectors and applications.* **Kalogirou, S.A.** 2004, *Progress in Energy and Combustion Science* 30, págs. 231-295.
37. *A large-panel unglazed roof-integrated liquid solar collector-energy and economic evaluation.* **Medved, S, Arkar, C y Cerne, B.** 2003, *Solar Energy* 75, págs. 455-467.
38. **Saunier-Duval.** Portal Saunier Duval. [En línea] 2009. <http://www.saunierduval.es>.
39. *Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector.* **Sopian, K., y otros.** 2002, *Journal of Materials Processing Technology* 123, págs. 179-184.
40. *Degradation of unglazed rough graphite-aluminiun solar absorber surfaces in simulated acid and neutral rain.* **Konttinen, P., Salo, T y Lund, P.D.** 2005, *Solar Energy* 78, págs. 41-48.
41. *Solar collectors with coloured absorbers.* **Tripanagnostopoulos, Y., Souliotis, M. y Nousia, T.H.** 2000, *Solar Energy* 68, págs. 343-356.
42. **CENER.** *Las energías renovables en España: diagnóstico y perspectivas.* Barcelona : Fundación Gas Natural, 2006.
43. *Use of solar parabolic trough collectors for hot water production in Cyprus. A feasibility study.* **Kalogirou, S.A. y Lloyd, S.** 1992, *Renewable Energy* 2, págs. 117-124.
44. *Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model.* **Chow, T.T.** 2003, *Solar Energy* 75, págs. 143-152.
45. *Hybrid photovoltaic thermosyphon water heating system for residential application.* **Chow, T. T., He, W. y Ji, J.** 2006, *Solar Energy* 80, págs. 298-306.
46. *Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type.* **Fraisse, G., Mènèzo, C. y Johannes, K.** 2007, *Solar Energy* 81, págs. 1426-1438.



47. *Study of a new concept of photovoltaic-thermal hybrid collector.* **Assoa, Y.B., y otros.** 2007, *Solar Energy* 81, págs. 1132-1143.
48. *Integrated solar collector storage system based on a salt-hydrate phase-change material.* **Rabin, Y., y otros.** 1995, *Solar Energy* 55, págs. 435-444.
49. *Thermal behaviour of integrated solar collector/storage unit with 65°C phase change material.* **Eames, P.C. y Griffiths, P.W.** 2006, *Energy Conversion and Management* 47, págs. 3611-3618.
50. *Modelling of an ICS solar water heater using artificial neural networks and TRNSYS.* **Souliotis, M., Kalogirou, S y Tripanagnostopoulos, Y.** 2009, *Renewable Energy* 34, págs. 1333-1339.
51. *Test results and evaluation of integrated collector storage systems with transparent insulation.* **Schmidt, Ch., Goetzberger, A. y Schmid, J.** 1988, *Solar Energy* 41, págs. 487-494.
52. *Performance of a non metallic unglazed solar water heater with integrated storage system.* **Sopian, K., y otros.** 2004, *Renewable Energy* 29, págs. 1421-1430.
53. *Thermo-ecological optimization of a solar collector.* **Szargut, J. y Stanek, W.** 2007, *Energy* 32, págs. 584-590.
54. *European Union's renewable energy sources and energy efficiency policy review: The Spanish perspective.* **Martínez de Alegría Mancisidor, I., y otros.** 2009, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, págs. 100-114.
55. *Europe in figures, Eurostat yearbook 2008.* Belgium : European Communities, 2008. ISSN 1681-4789.
56. **IDAE.** *Guía Práctica de energía para un consumo eficiente y responsable.* Segunda edición. Madrid : IDAE Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007. Depósito Legal M-14244-2007.
57. *A review of installed solar photovoltaic and thermal collector capacities in relation to solar potential for the EU-15.* **Celik, A.N., Muneer, T. y Clarke, P.** 2009, *Renewable Energy* 34, págs. 849-856.
58. **ESTIF.** European Solar Thermal Industry Federation. [En línea] 2009. <http://www.estif.org>.



# 3 HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS

## CONTENIDO

3	HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS .....	69
3.1	Resumen.....	70
3.2	Introducción .....	71
3.3	Objetivos del capítulo .....	72
3.4	Modelos de irradiancia .....	72
3.4.1	Determinación de la fracción de irradiancia difusa.....	75
3.4.2	Determinación de la irradiancia sobre plano inclinado.....	81
3.4.3	Determinación de la irradiancia que llega a la placa absorbadora .....	83
3.5	Bases de datos meteorológicos.....	84
3.6	Captadores solares: Métodos de cálculo de actuaciones.....	86
3.6.1	Ensayo de captadores .....	86
3.6.2	Modelos basados en la curva de normalización .....	95
3.6.3	Modelos predictivos de actuaciones .....	99
3.7	Modelos de acumulador térmico y tipos.....	104
3.7.1	Tipos de acumulador térmico .....	104
3.7.2	Normativa para acumuladores térmicos .....	110
3.7.3	Modelos de acumulador térmico .....	112
3.8	Instalaciones solares de agua caliente sanitaria .....	118
3.8.1	Sistemas solares prefabricados .....	122
3.8.2	Sistemas solares a medida .....	126
3.9	Aplicaciones múltiples de la energía solar .....	132
3.9.1	Agua caliente sanitaria y calefacción.....	132
3.9.2	Edificios solares .....	134
3.10	Conclusiones.....	136
3.11	Bibliografía .....	140

### 3.1 Resumen

Este capítulo centra su contenido en los modelos existentes en la literatura que describen la irradiancia solar incidente sobre un plano inclinado, previo cálculo de la fracción de irradiancia difusa a partir de la irradiancia global en el plano horizontal, teniendo en cuenta las distintas correlaciones que los diversos autores han aportado.

Los datos meteorológicos necesarios para realizar los modelos de instalaciones solares se encuentran recogidos en bases de datos, típicamente se trata de datos medios horarios.

Los captadores solares existentes en el mercado se encuentran sujetos a normativa, no siendo ésta única, las más conocidas son la EN12975 (1) aplicable en el territorio europeo y la ASHRAE 93 (2) aplicable en Estados Unidos y países bajo su influencia. Los ensayos que proponen ambas difieren bastante, sin embargo, el resultado final permite la comparación de la variación del rendimiento de los distintos modelos bajo unas determinadas condiciones. Existen numerosos ensayos que reproducen las condiciones bajo las cuales se realizan los mismos con las distintas normas además de simulaciones que utilizan dichas curvas de normalización y permiten conocer el comportamiento a priori de una instalación solar.

De igual modo el acumulador térmico, necesario en toda instalación de ACS, se encuentra bajo normativa, la ENV-12977-3 (3). Esta normativa realiza su ensayo para los diferentes tipos de acumuladores térmicos existentes en el mercado con el objeto de determinar su coeficiente de pérdidas tanto en reposo como en funcionamiento, al igual que su estratificación. En la bibliografía se encuentran numerosos estudios sobre el funcionamiento de los acumuladores de almacenamiento según su tipología y las condiciones de uso.

Finalmente se realiza una revisión bibliográfica de los tipos de sistemas solares térmicos existentes en la actualidad, dividiendo los mismos en sistemas prefabricados y en sistemas a medida. Los primeros son sistemas del tipo termosifón para viviendas unifamiliares y los sistemas a medida son para instalaciones más grandes que dan servicio a un número de personas mayor. En ambos casos existe normativa que lo regula ENV-12977-1 (4) y ENV-12977-2 (4) respectivamente, al igual que numerosas publicaciones en las que se describen sus actuaciones y características particulares de cada uno de ellos.

El capítulo termina con las conclusiones parciales de esta revisión bibliográfica realizada.

## 3.2 Introducción

Los dos elementos más importantes de las instalaciones solares térmicas son el captador solar y el acumulador térmico. Tanto los fabricantes de captadores como los de acumuladores térmicos deben someter sus productos a ensayos en laboratorios especializados en ello para determinar las prestaciones de cada uno. De los ensayos de captadores se obtiene la “curva de normalización”, a partir de la cual es posible clasificarlos y comparar su rendimiento. En el caso de los acumuladores térmicos, los ensayos están dirigidos a determinar las pérdidas térmicas del mismo, tanto en funcionamiento dinámico como estático, además de describir su geometría, su sistema de distribución de flujos en pro de la estratificación. Los acumuladores térmicos pueden no llevar ningún tipo de intercambiador, denominados de inercia, o llevar en su interior uno o varios serpentines, otro acumulador más pequeño o ser de doble carcasa, todos estos tipos se verán más adelante en detalle. La aplicación de ACS, impone condiciones sanitarias a los acumuladores térmicos que están en contacto con el agua de consumo para evitar problemas de salud.

Las condiciones de los ensayos tanto para los captadores como para el acumulador térmico son unas muy específicas, determinadas por la normativa vigente en cada país, que permiten la comparación entre dispositivos similares. La curva de normalización de un captador puede obtenerse tanto en el exterior con variables naturales, tales como irradiancia solar, temperatura ambiente, velocidad del viento,... como en el interior de un laboratorio donde se ensaya con dispositivos que simulan la irradiancia solar y las demás variables.

Sin embargo para una descripción en régimen transitorio del funcionamiento real en condiciones de trabajo de las instalaciones solares térmicas se necesitan conocer y determinar un alto número de parámetros, el primero de ellos el modelo de cielo, en el que deben determinarse la irradiancia que llega al captador, que dependerá de la orientación, del ángulo de inclinación del mismo y de los ángulos de incidencia de los rayos solares sobre su superficie, y la temperatura del cielo. Además de conocer las variables típicas de temperatura, humedad relativa, velocidad y dirección del viento.

Una vez que se conoce la radiación incidente en el captador se debe aplicar el principio de conservación de la energía para conocer la distribución de dicha energía en el calor útil que llega al fluido que recorre el serpentín o la batería de tubos que componen el circuito hidráulico del captador y en las pérdidas al exterior tanto por la cara superior como por la cara inferior del mismo, así como la energía almacenada en los propios componentes del captador.

El conjunto de pérdidas térmicas son de naturaleza convectivo-conductiva, dependen tanto de la velocidad y como dirección del viento, así como de la diferencia de

temperatura entre los componentes del captador y el ambiente, y radiativas, que dependen también de las temperaturas de los componentes y de la temperatura del entorno (cielo, edificios circundantes y suelo).

El resto de la instalación solar se verá igualmente sometida a pérdidas de calor, sin embargo al poder contar con aislamientos, y al encontrarse en su mayor parte en el interior de los edificios, sus pérdidas serán menos significativas.

Existen en la literatura científica numerosos métodos de cálculo destinados a describir el funcionamiento de captadores y acumulador térmico en instalaciones solares existentes o a simular su comportamiento bajo unas determinadas condiciones.

### 3.3 Objetivos del capítulo

El principal objetivo de este capítulo es mostrar los distintos métodos de cálculo de instalaciones solares térmicas existentes en la literatura, así como determinar sus características constructivas y los datos de entrada necesarios para llevar a cabo los cálculos. La variable de entrada principal es la irradiancia solar, por lo que se van a detallar los modos de cálculo existentes para conocer la irradiancia solar sobre el plano inclinado del captador, a partir de la irradiancia instantánea medida sobre un plano horizontal. Se describirán los métodos de cálculo del rendimiento de un captador solar, tanto de forma experimental como mediante simulación numérica. Con respecto al acumulador térmico se mostrarán los modelos existentes. Una vez conocido el comportamiento de cada uno de los elementos principales que componen las instalaciones solares, se procederá a estudiar igualmente las herramientas de simulación y análisis de instalaciones completas según el tipo de conexión entre dichos elementos.

### 3.4 Modelos de irradiancia

La irradiancia solar es la radiación electromagnética emitida por el sol con longitudes de onda comprendidas entre 0,2 y 3  $\mu\text{m}$  y con una distribución energética muy próxima a la producida por un cuerpo negro a 5.777 K, Frutos Rayego 1987, (5).

Existen diversas formas de determinar la irradiancia que llega a la superficie terrestre:

- Experimentalmente irradiancia global con piranómetros, irradiancia directa con pirheliómetros e irradiancia difusa con piranómetros con banda de sombra.

Existe una Organización Meteorológica Mundial que ya en 1979 introdujo la Referencia Radiométrica Mundial para catalogar los aparatos de medida de la irradiancia solar, Gueymard et Myers 2008 (6).

- Mediante los datos de la temperatura ambiente en vez de utilizar la duración del día, Paulescu 2008, (7).
- A través de redes neuronales artificiales, aunque los autores comentan que no se obtiene un único modelo y que no está claro qué modelo se debe seguir en cada ocasión, Tymvios et al. 2008, (8).
- Utilizando series temporales Boland 2008, (9), Mora-López 2008, (10) y Badescu 2008, (11) para generar datos sintéticos. Con esos datos sintéticos se pueden realizar simulaciones numéricas de los componentes solares.
- Existen programas de cálculo que pueden ofrecer un valor de irradiancia a través de unos datos meteorológicos como temperatura ambiente, presión, temperatura de bulbo húmedo... como es el MRM, Kambezidis et al. 2008, (12).
- Por último, una de las formas de obtener la irradiancia solar en lugares donde no se tiene una estación meteorológica, es a través de imágenes de satélite, Polo et al. 2008, (13) y Janjai 2008, (14).

Para el diseño de instalaciones de energía solar térmica es necesario conocer la irradiancia global en superficies con cualquier orientación e inclinación. Para el cálculo de la irradiancia sobre superficies inclinadas, es necesario conocer los datos de irradiancia global sobre la superficie horizontal y los parámetros de la **Tabla 3-1** para calcular su descomposición en directa y difusa.

Todos los parámetros presentes en la **Tabla 3-1** están obtenidos del libro Duffie et al. 2006 (15) su nomenclatura será la que se utilice en la tesis.

#### PARÁMETROS NECESARIOS PARA CALCULAR LA IRRADIANCIA SOLAR EN UN PLANO INCLINADO

n	Día del año [1-365]
Hora solar	Ejes temporales que siempre consideran que el Sol está en su zenit a las 12:00h
Hora local	UTC/GMT (Universal Time Coordinated/Greenwich Mean Time)
Horario estacional	Invierno: UTC/GMT +1h <b>Ecuación 3-1</b>
	Verano: UTC/GMT +2h <b>Ecuación 3-2</b>
Diferencia de longitud	Hora solar-hora local= $4[\text{min}/^\circ](\text{long. Meridiano ref.}[\circ]-\text{long. Local}[\circ])$ <b>Ecuación 3-3</b>
Ecuación del tiempo	$B = (n - 1)[\text{dia}] \cdot \frac{360[\circ]}{365[\text{dia}]}$ <b>Ecuación 3-4</b>

	$E[\min] = 229,2[0,000075 + 0,001868 \cos B - 0,032077 \sin B - 0,014615 \cos 2B - 0,04089 \sin 2B]$
	<b>Ecuación 3-5</b>
Irradiancia extraterrestre ( $G_0$ )	Irradiancia solar antes de atravesar la atmósfera $G_0 = \frac{12 \cdot 3600 \cdot G_{0n}}{\pi} \cdot [\cos \Phi \cos \delta (\sin \omega_i - \sin \omega_{i-1}) + \omega_i - \omega_{i-1} - 1 \sin \Phi \sin \delta]$
	<b>Ecuación 3-6</b>
Irradiancia global horizontal ( $G_H$ )	Irradiancia solar medida en el plano horizontal
Latitud ( $\phi$ )	Latitud de la localidad donde se va a calcular
Inclinación ( $\beta$ )	Ángulo de inclinación del plano en el que se va a calcular
Orientación ( $\gamma$ )	Ángulo que se desvía el captador respecto del sur
Constante solar ( $G_{0n}$ )	Constante solar corregida para contabilizar las variaciones de distancia entre la Tierra y el Sol diarias $G_{0n} = 1353 [W/m^2] \left( 1 + 0,033 \cos \frac{360 [^\circ] n}{365} \right)$
	<b>Ecuación 3-7</b>
Declinación ( $\delta$ )	Ángulo que forma la dirección de los rayos del sol y el ecuador $\delta = 23,45 [^\circ] \sin \left( 360 [^\circ] \frac{284 + n}{365} \right)$
	<b>Ecuación 3-8</b>
Angulo zenital solar ( $\theta_z$ )	Ángulo de incidencia de los rayos solares respecto a la horizontal $\theta_z = \cos^{-1} (\cos \phi \cos \delta \cos \omega + \sin \phi \sin \delta)$
	<b>Ecuación 3-9</b>
Angulo horario ( $\omega$ )	Definido por dos planos que contengan al eje de la Tierra uno que pasa por la localización y el otro por el Sol
Salida sol ( $\omega_{SRH}$ ) horizonte	Ángulo horario en el que el Sol aparece en el firmamento (solución negativa de la ecuación $\cos(\theta_z)=0$ )
Puesta del sol ( $\omega_{SSH}$ ) horizonte	Ángulo horario para el que el Sol desaparece del firmamento (solución positiva de la ecuación $\cos(\theta_z)=0$ )
Angulo de incidencia ( $\theta$ )	Ángulo de incidencia de los rayos solares respecto al plano inclinado $\theta = \cos^{-1} (\sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega)$
	<b>Ecuación 3-10</b>
Salida sol ( $\omega_{SRT}$ ) plano inclinado	Ángulo horario en el que los rayos del Sol inciden en el plano inclinado (solución negativa de la ecuación $\cos(\theta)=0$ )
Puesta del sol ( $\omega_{SST}$ ) plano inclinado	Ángulo horario en el que los rayos del Sol dejan de incidir en el plano inclinado (solución positiva de la ecuación $\cos(\theta)=0$ )
	<b>Ecuación 3-11</b>
$k_T$	Índice de transparencia atmosférica $k_T = \frac{G_H}{G_0}$
	<b>Ecuación 3-12</b>
$k_D$	Índice de irradiancia difusa en una superficie horizontal $k_D = \frac{G_D}{G_0}$
	<b>Ecuación 3-12</b>



k	<p>Relación entre los índices de irradiancia difusa y el índice de transparencia atmosférica</p> $k = \frac{k_D}{k_T} = \frac{G_D}{G_H}$ <p><b>Ecuación 3-13</b></p>
$R_b$	<p>Relación entre la componente de irradiancia directa en el plano inclinado respecto del horizontal</p> $R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z}$ <p><b>Ecuación 3-14</b></p>
$\rho_G$	<p>Reflectividad del suelo depende del material valores típicos</p> <p>0,2-0,6</p>

**Tabla 3-1: Parámetros necesarios para el cálculo de la irradiancia en un plano inclinado para cualquier orientación e inclinación**

Todos estos parámetros se utilizarán en el modelo de cielo descrito en esta tesis para transformar la irradiancia en el plano inclinado del captador.

### 3.4.1 Determinación de la fracción de irradiancia difusa

La irradiancia solar sobre plano horizontal se puede dividir en irradiancia directa, irradiancia difusa y irradiancia reflejada.

La irradiancia reflejada se calcula fácilmente a partir de la reflectividad del suelo y/o superficies próximas a la localización del captador.

Para el cálculo estimativo de la fracción difusa de la energía solar existen muchos estudios, todos ellos basados en el parámetro  $k_T$ , transparencia atmosférica. Se mostrarán los más relevantes y los que se aplican a España para después poder comparar con los resultados experimentales obtenidos en la presente tesis.

#### 3.4.1.1 Liu y Jordan 1960 (16)

Son los primeros investigadores en mostrar la descomposición de la irradiancia solar global en difusa y directa, para valores diarios de irradiancia.

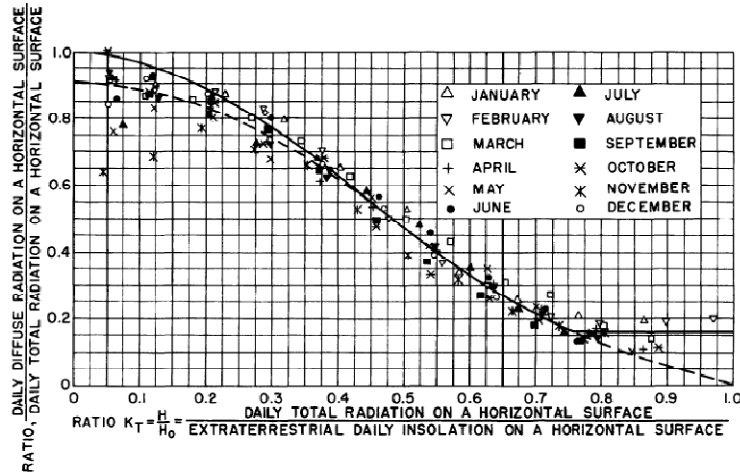


Figura 3-1: Fracción de radiación difusa media mensual (16)

Como puede verse en el gráfico, la pendiente de la fracción difusa depende del mes del año, sin embargo la mayor parte de los autores dan un conjunto de ecuaciones que definen una curva similar, salvo el caso de Vázquez et al. 2001 (17), que proporcionan una curva diferenciada para cada mes.

3.4.1.2 Orgill y Hollands 1977 (18)

La correlación que muestran estos investigadores toma los valores mostrados en la Ecuación 3-15, está obtenida de datos de Canadá.

$$k(k_T) = \begin{cases} 1,0 - 0,249k_T, & 0 < k_T \leq 0,35 \\ 1,557 - 1,84k_T, & 0,35 < k_T \leq 0,75 \\ 0,6584k_T - 0,3168k_T, & 0,75 < k_T \leq 2 \end{cases}$$

Ecuación 3-15

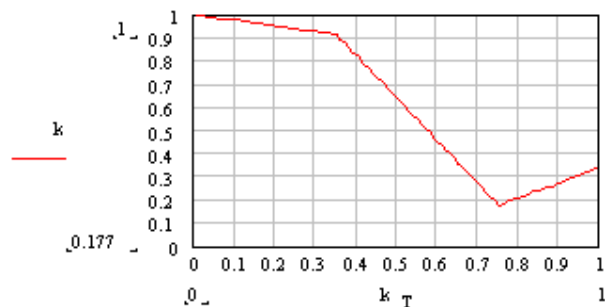


Figura 3-2: Fracción de irradiancia difusa (18)

## 3.4.1.3 Erbs, Klein y Duffie 1982 (19)

La correlación que presentan estos autores tiene unas variaciones más suaves que las que presenta el estudio anterior, Orgill et al. 1977 (18).

$$k(k_T) = \begin{cases} 1,0 - 0,09k_T, & 0 < k_T \leq 0,22 \\ 0,9511 - 0,1604k_T + 4,388k_T^2 - 16,638k_T^3 + 12,336k_T^4, & 0,22 < k_T \leq 0,8 \\ 0,165, & k_T \geq 0,8 \end{cases}$$

Ecuación 3-16

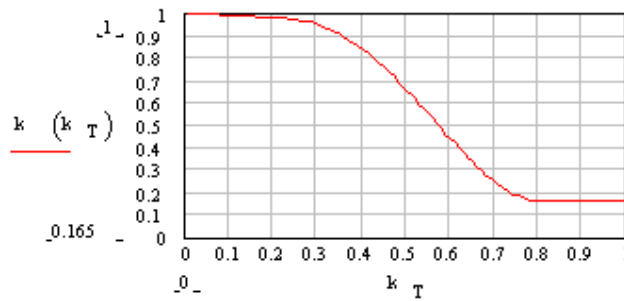


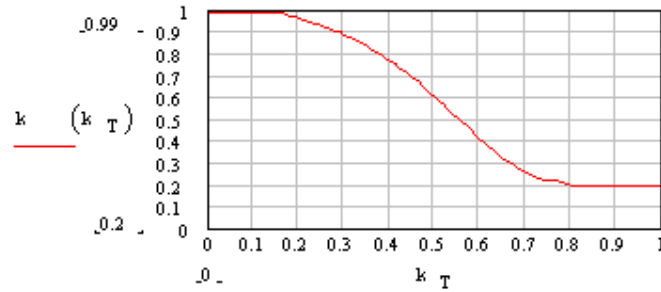
Figura 3-3: Fracción de irradiancia difusa (19)

## 3.4.1.4 Collares Pereira y Rabl (20)

Los autores muestran una relación nueva para el cálculo de  $k_T$ . Comparan sus resultados con los de Liu et al. 1960 (16) y encuentran que ellos, utilizando un pirheliómetro, obtienen un resultado mayor, dado que Liu et al. 1960 (16) utilizan un piranómetro con una banda de sombra que tapa no sólo la componente directa de la irradiancia sino también una gran parte de la componente difusa.

$$k(k_T) = \begin{cases} 0,99 - 0,09k_T, & 0 < k_T \leq 0,17 \\ 1,188 - 2,272k_T + 9,473k_T^2 - 21,865k_T^3 + 14,648k_T^4, & 0,17 < k_T \leq 0,75 \\ 0,632 - 0,54k_T, & 0,75 < k_T \leq 0,8 \\ 0,2, & 0,8 < k_T \end{cases}$$

Ecuación 3-17



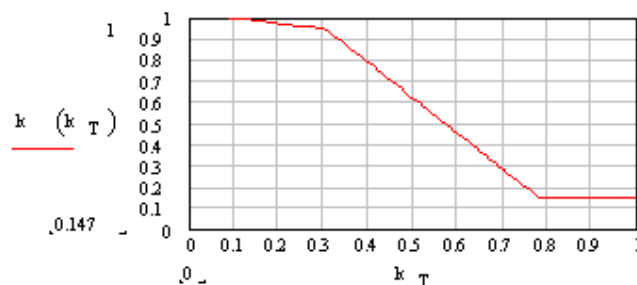
**Figura 3-4: Fracción de irradiación difusa (20)**

#### 3.4.1.5 Reindl, Beckman y Duffie (21)

Estudian la posibilidad de mejorar las correlaciones de Erbs et al. 1982 (19), Orgill et al. 1977 (18) y Liu et al. 1960 (16) con otra que tenga en cuenta más variables, como la altitud del sol, la humedad relativa y la temperatura ambiente. Proponen ecuaciones que tienen en cuenta todos esos parámetros, llegando finalmente a una mejorada que depende únicamente de  $k_T$  como el resto de autores. Concluyen mostrando que los errores de los modelos anteriores son más grandes que los obtenidos con esta nueva correlación, siendo mayores en la temporada de otoño e invierno.

$$k(k_T) = \begin{cases} 1,020 - 0,248k_T, & 0 < k_T \leq 0,3 \\ 1,45 - 1,67k_T, & 0,3 < k_T \leq 0,78 \\ 0,147, & k_T \geq 0,78 \end{cases}$$

**Ecuación 3-18**



**Figura 3-5: Fracción de irradiación difusa (21)**

3.4.1.6 *Mondol, Yohanis y Norton (22)*

Realizan un estudio estadístico de los modelos de irradiancia en un plano inclinado, encontrando una correlación nueva para la irradiancia difusa que comparan con las demás del estudio.

$$k(k_T) = \begin{cases} 0,98, & 0 < k_T \leq 0,2 \\ 0,61092 + 3,6259k_T - 10,171k_T^2 + 6,338k_T^3, & 0,2 < k_T \leq 0,7 \\ 0,672 - 0,474k_T, & 0,7 < k_T \end{cases}$$

Ecuación 3-19

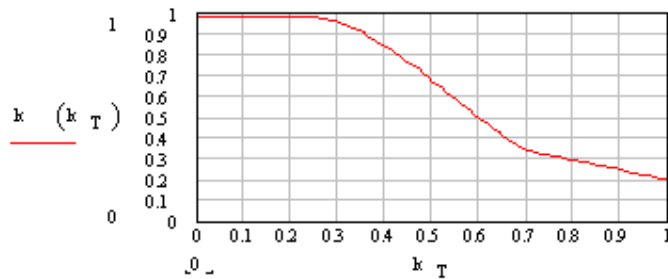


Figura 3-6: Fracción de irradiancia difusa (22)

3.4.1.7 *Frutos, Ruiz y Gutiérrez (23)*

El estudio realizado se basa en los valores de irradiancia diarios medidos en Madrid, obtenidos del Instituto Nacional de Meteorología. Obtienen correlaciones para datos horarios, diarios y mensuales, concluyendo que el modelo de Liu et al. 1960 (16) con un polinomio de tercer grado es el mejor tipo de aproximación a pesar de la gran dispersión existente.

3.4.1.8 *Vázquez, Ruiz y Perez (17)*

Los autores realizan un estudio para ver cómo cambia la pendiente de los polinomios de ajuste de la fracción difusa, en función del mes del año. De esa forma obtienen una relación entre  $k_D$  y  $k_T$  que toma un valor determinado en función del mes del año y que pueden dar respuesta a la dispersión que años anteriores encontraron en su estudio. El cambio de

ordenada en el origen se debe a la masa de aire que deben atravesar los rayos solares antes de llegar a la superficie terrestre y a la altitud solar.

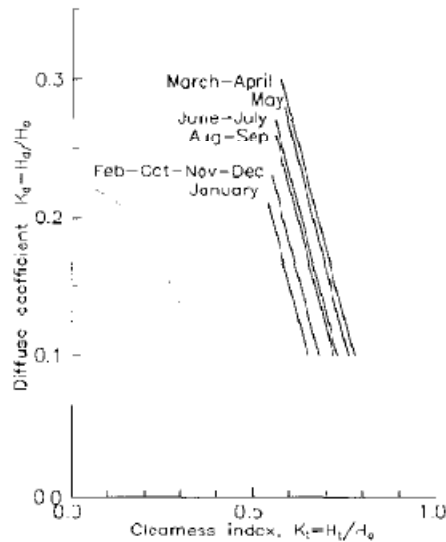


Figura 3-7: Variación de la irradiancia difusa a lo largo del año (17)

3.4.1.9 Vázquez y Santos (24)

Los autores realizan un estudio sobre la fracción de irradiancia difusa con datos obtenidos de la estación meteorológica situada en su laboratorio de Energía Solar de Vigo desde 2001. En su estudio se realizan tres tipos de correlaciones, minutarias, horarias y diaria, siendo las primeras las capaces de mostrar los efectos claro-nublado instantáneos, efecto que no se aprecia en el resto de correlaciones.

$$k_d(k_T) = \begin{cases} k_T, & 0 < k_T \leq 0,295 \\ 0,0642892 - 0,792431k_T + 13,4565k_T^2 - 37,4829k_T^3 + 37,372k_T^4 - 37,4829k_T^5, & 0,295 < k_T \leq 0,95 \\ 0,321, & 0,95 < k_T \end{cases}$$

Ecuación 3-20

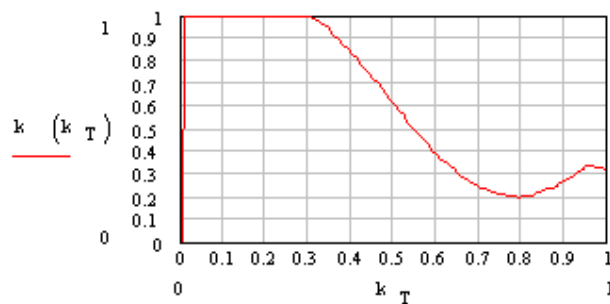


Figura 3-8: Fracción de irradiancia difusa obtenida a partir de los datos de (24)

Esta correlación, al ser determinada para España y tener un carácter instantáneo, parece la más adecuada para ser empleada en el presente trabajo. Además, como posteriormente se verá, es la que se ajusta mejor a los datos experimentales obtenidos de la estación meteorológica de la instalación solar de estudio.

#### 3.4.1.10 *Posadillo y López Luque (25)*

Los autores muestran en su estudio la necesidad de conocer la irradiancia de forma precisa en los captadores para poder determinar su funcionamiento, en su caso son captadores fotovoltaicos, pero es igualmente aplicable a los térmicos. Uno de los motivos que llevan a estos investigadores a determinar una correlación propia para Córdoba es el hecho de que la mayoría de los estudios realizados sobre la irradiancia difusa provienen de Norteamérica, con un clima diferente al de la península.

Estudian la dependencia del índice de irradiación diaria difusa  $k_D$  con la altitud solar. Conjuntamente con dicha altitud y el valor de  $k_T$  obtienen una ecuación analítica para calcular  $k_D$ . Según los autores se sobreestima la componente difusa en la mayor parte de los modelos.

A la hora de calcular la componente difusa de la irradiancia solar en Madrid, se compararán las correlaciones obtenidas por todos estos autores, como se verá en el capítulo 5 de esta tesis.

### 3.4.2 **Determinación de la irradiancia sobre plano inclinado**

Una vez determinada la radiación difusa, por cualquiera de los métodos anteriormente expuestos, se reconstruye la radiación solar en un plano inclinado conforme a uno de los siguientes modelos:

#### 3.4.2.1 *Modelo isotrópico*

Si se asume que la combinación de la irradiancia difusa y la reflejada por la tierra es isotrópica, la suma de la difusa proveniente del cielo y la reflejada por la tierra en una superficie inclinada es la misma independientemente de la orientación. Por tanto la irradiancia total sobre la superficie inclinada es la suma de la contribución directa y la difusa en el plano horizontal, Duffie et al. 2006 (15).

Sin embargo este modelo fue mejorado considerando que la irradiancia en una superficie inclinada incluye las tres componentes: directa, difusa isotrópica y la radiación reflejada por la tierra. Con los factores de forma correspondientes a cada una de ellas, **Ecuación 3-21**.

$$G_T = G_B R_b + G_D \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_H \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

**Ecuación 3-21**

### 3.4.2.2 Modelo anisotrópico

Los investigadores que asumen este modelo suponen que la fracción de difusa es circunsolar y tiene la misma dirección que la irradiancia directa. El modelo HDKR (Hay, Davies, Klucher and Reindl) (15) asume que la irradiancia difusa se puede representar como dos partes, una isotrópica y la otra circunsolar. Klucher (15) define el índice de anisotropía como:

$$A_i = \frac{G_B}{G_0}$$

**Ecuación 3-22**

Y Reindl (15) modifica dicha ecuación con la definición del factor  $f$ , **Ecuación 3-23**.

$$f = \sqrt{\frac{G_B}{G_H}}$$

**Ecuación 3-23**

Dicho índice determina la porción de la irradiancia difusa horizontal que debe ser tratada como dispersa, considerando que tiene el mismo ángulo de incidencia que la irradiancia directa. Quedando el modelo como se muestra la **Ecuación 3-24**.

$$G_T = (G_B + G_D A_i) R_b + G_D (1 - A_i) \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \left( 1 + f \left( \sin \frac{\beta}{2} \right)^3 \right) + G_H \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

**Ecuación 3-24**

Para la determinación de la irradiancia sobre plano inclinado se utilizará el modelo isotrópico en esta tesis, como se verá en el capítulo 5, ya que es la forma en la que se contempla en la norma europea de ensayo de captadores EN12975 2006 (1)



### 3.4.3 Determinación de la irradiancia que llega a la placa absorbedora

El captador plano con cubierta posee una superficie acristalada que evita las pérdidas por convección en la placa absorbedora y provoca el efecto invernadero dentro del mismo. Sin embargo, disminuye la cantidad de irradiancia solar que incide sobre la placa absorbedora, ya que sólo una parte de ella será capaz de atravesar el cristal. La irradiancia que se transmite a la placa absorbedora del captador solar depende de la inclinación del captador y de la altura a la que se encuentre el sol respecto de la horizontal. El cristal suele tener una alta transmitancia ( $\tau$ ), de modo que deje pasar la mayor parte de la irradiancia, y el absorbedor tendrá una absortancia ( $\alpha$ ) elevada también.

Para ello se definen los ángulos de incidencia sobre el captador, descomponiéndolo en el ángulo de incidencia normal, altura del sol, el ángulo para la difusa y el ángulo para la reflejada. Según Duffie et al. 2006 (15), se pueden calcular del siguiente modo:

$$\theta_G = 90^\circ - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2$$

Ecuación 3-25

$$\theta_D = 59,7^\circ - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2$$

Ecuación 3-26

Siendo  $\beta$  el ángulo de inclinación del captador. Según Duffie et al. 2006 (15) se define el modificador del ángulo de incidencia mediante:

$$K_\theta = 1 - b_0 \left( \frac{1}{\cos \theta} - 1 \right)$$

Ecuación 3-27

Existiendo un  $K_\theta$  para cada componente de la irradiancia. Como se verá más adelante en la presente tesis, estos modificadores de ángulo son muy importantes a la hora de simular el rendimiento del captador

Para la correcta determinación de la irradiancia que llega a la placa absorbedora del captador solar, se verá en el capítulo 5 la necesidad de tener en cuenta estos ángulos. El valor de  $K_\theta$  para un determinado ángulo  $\theta$ , forma parte de las características propias del captador y será un dato conocido del ensayo normativo de los captadores solares.

### 3.5 Bases de datos meteorológicos.

Uno de los grandes problemas a la hora de diseñar y dimensionar las instalaciones solares es la disponibilidad de datos meteorológicos de la zona en la que se van colocar los captadores solares. En ocasiones no existen datos relativos a esa ciudad por lo que es muy probable que se tengan que inferir de los existentes de la capital de la provincia o el lugar donde esté instalada la estación meteorológica, típicamente un aeropuerto cercano.

Las bases de datos meteorológicos suelen contar con información relevante para el cálculo de las instalaciones solares, entre ellas la irradiancia solar, la velocidad del viento y la temperatura ambiente.

Uno de los inconvenientes de dichas bases de datos es que las variables suelen estar en media mensual, como ocurre con las que aparecen en la norma UNE 94002-2005 (26), como la **Tabla 2-6**.

Normalmente los programas de cálculo utilizan datos meteorológicos pertenecientes a años anteriores, con los que se han elaborado bases de datos con valores horarios para un día tipo del mes, de irradiancia, temperatura ambiente, velocidad del viento... todas las variables que afectan al rendimiento del captador, Duffie et al. 2006 (15). La simulación, de esa forma, llega a ser más precisa pudiéndose contabilizar parte de las variaciones presentes en las instalaciones solares. Si la simulación necesita datos con un intervalo temporal menor es necesario recurrir a buscar correlaciones para los datos que puedan ser aplicables a la zona de estudio, Cuadros et al. 2007 (27).

Existen bases de datos comerciales como Meteonorm v.6.0, Remund 2008 (28) que es una base de datos climatológica global. Esta base de datos se creó debido a que la mayoría de los programas de simulación necesitan los datos del denominado “año meteorológico tipo”. Este año tipo contiene datos horarios de un año completo de irradiancia global y temperatura ambiente. En algunos casos incluye también datos de velocidad del viento.

Hay tres tipos principales de estas series temporales: datos medidos, años meteorológicos tipo (TMY) o años de referencia para el diseño (DRY), además de las series generadas matemáticamente incluyendo aleatoriedad. Cada una de ellas tiene sus ventajas e inconvenientes:

Los valores medidos dan la mayor precisión, pero existen pocas estaciones meteorológicas en el mundo con toda la información precisa; se necesitan al menos 10 años de datos y es un proceso lento y caro.

- Los años meteorológicos tipo (TMY) incluyen las variaciones de varios años en uno solo, por lo que únicamente un año es necesario para la simulación. Dependiendo de la aplicación pueden estar más o menos adaptados; dependen de la localización.
- Las series temporales generadas matemáticamente se dividen en dos subgrupos: métodos estocásticos y análisis de Fourier. La ventaja de estas bases de datos es que son independientes del lugar y se pueden utilizar para cualquier región empleando algunos datos locales. La distribución estadística y las correlaciones se diseñan para ajustarse lo máximo posible a los datos medidos.

La base de datos estocástica Meteonorm pertenece a este último grupo, contiene información de 7.000 estaciones meteorológicas mundiales y genera datos mensuales, diarios u horarios para cualquier superficie y orientación. Duffie et al. 2006 (15).

Dada la importancia que tienen las distintas variables a la hora de calcular el rendimiento de las instalaciones solares, entre otros tipos de instalaciones, algunos países tienen sus propias bases de datos, como Canadá (29); USA (30) y la Comunidad Europea que ha elaborado un atlas de irradiancia solar, (31).

Gazela et al., 2001 (32) han elaborado una base de datos para Grecia en la que ponen de manifiesto las ventajas y desventajas de los métodos existentes a la hora de elaborar una base de datos que pueda utilizarse para describir las actuaciones de una instalación solar y describen el laborioso método que llevaron a cabo para generar una base de datos con las variables meteorológicas de días típicos de cada mes a lo largo de un año.

En algunas comunidades autónomas, como el caso de Galicia, se ha realizado un gran esfuerzo para mejorar los datos medioambientales disponibles, la Universidad de Vigo y en concreto el profesor Manuel Vázquez y su grupo han elaborado un atlas de irradiancia para dicha comunidad, (99).

Las bases de datos, independientemente del tipo que sean, con un intervalo de tiempo horario no permiten la descripción de fenómenos instantáneos en las instalaciones solares. Dado que la tecnología actual permite manejar bases de datos grandes de forma sencilla, en la presente tesis se va a utilizar una base de datos propia con un intervalo de tiempo menor: diez minutos, lo que permitirá estudiar la respuesta instantánea de la instalación frente a posibles variaciones de temperatura, irradiancia y velocidad del viento.

### 3.6 Captadores solares: Métodos de cálculo de actuaciones

A la hora de instalar captadores solares térmicos en un edificio para hacer frente a una demanda determinada a la que se pretende dar servicio mediante el uso de dicha instalación es necesario conocer las características que presentan los captadores, tanto para determinar su rendimiento, como para poder comparar un captador con otro. Los fabricantes de captadores presentan en su documentación la llamada “curva de normalización”. Dicha curva se obtiene gracias a ensayos llevados a cabo en institutos de certificación. En estos centros se definen los valores de las diferentes variables que determinan las actuaciones del captador y a partir de ahí obtienen una relación de parámetros que describe el comportamiento del captador.

El propósito de dichos ensayos es el poder predecir el comportamiento de los captadores a priori, tanto en condiciones similares a las del ensayo como en otras condiciones diferentes, además de poder comparar unos con otros sobre una base común antes de decidir el modelo adecuado para la instalación en concreto.

Dada la diversidad de procedimientos de normalización de captadores, actualmente se ha creado la Task 43 de la IEA aprobada en Junio de 2009, en la que se pretende unificar todas las normativas existentes para los ensayos de captadores, IEA 2009 (34).

#### 3.6.1 Ensayo de captadores

La mayor parte de los captadores comerciales se ensayan y se certifican sus prestaciones en centros de reconocido prestigio. En Europa están el PZTS des Fraunhofer ISE, SPF (Solartechnik Prüfung Forschung), CERTIF, TÜV Rheinland, Öfpz Arsenal Research GmbH, TZS y CENER en España.

En dichos centros se someten a ensayo, tanto mecánicos como térmicos, a los captadores bajo las condiciones establecidas de la norma EN12975-1 y EN12975-2 (1).

Sin embargo, existen otras normas vigentes en otros países como la norma ASHRAE 93 (2) vigente en USA, AS 2984:1987, García-Valladares et al. 2008, (35) vigente en Australia que muestran diferentes tipologías de ensayo frente a la propuesta por la norma europea.

Bourges et al. 1991 (36) y (37) realizaron un extenso estudio de cómo varían los resultados de un procedimiento de test en Europa, CSTG, (Collector and System Testing Group). Los autores muestran los posibles errores a la hora de medir las pérdidas térmicas en el sistema; el primero de ellos es que se haya incurrido en errores en las medidas y en las tolerancias de los aparatos de medida. La medida de irradiancia

debe realizarse con piranómetros de clase uno y la medida de temperatura ambiente es causa de error en los días soleados, dicho error se propaga a la temperatura del cielo, que según los autores es la temperatura ambiente multiplicada por un factor (1 en los días nublados y 0,9 en los días claros). Para evitar errores en la medida de la velocidad del viento propone el uso de un ventilador cerca del captador que mantenga la velocidad entre 3 y 5 m/s. La temperatura del agua de red es otra posible fuente de dispersión entre un laboratorio y otro. Además son posibles los errores humanos debidos a las diferencias de procedimiento y operativa entre los laboratorios.

Después de realizar los ensayos en distintos laboratorios con el mismo captador se llega a la conclusión de que los ensayos tienen errores grandes debidos a la temperatura ambiente y a la temperatura de suministro del agua de la red. Para comprobar las medidas de los distintos laboratorios y el error cometido en ellas se utiliza una serie de test de Round Robin, en el que se repite el mismo ensayo para un captador determinado bajo las condiciones más parecidas posibles en los diferentes laboratorios.

La mayoría de los casos se encuentra que los errores en la medida de un único laboratorio no son muy grandes, pero al hacer la comparación con los demás laboratorios se llega a la conclusión de que hay discrepancias de hasta el 5% en climas cálidos y el 10% en climas fríos. Esas diferencias se deben primordialmente al poco control de la temperatura del agua de red y a que las horas de duración del día son distintas.

En el caso de uno de los laboratorios hay tres temporadas de medidas: las dos primeras corresponden a verano mientras que la tercera a invierno, apreciándose mucha discrepancia.

#### 3.6.1.1 Norma EN 12975 (1)

Con anterioridad a la aprobación de esta norma, cada país llevaba a cabo sus ensayos de captadores bajo condiciones de funcionamiento diferentes: en Alemania existía la ISO 9459, García-Valladares et al. 2008 (35) y en España el "Procedimiento de ensayos de eficiencia energética de equipos solares domésticos" que se llevaba a cabo en el Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial (INTA), García-Valladares et al. 2008, (35).

La norma EN 12975 consta de dos partes, en ellas se especifica la forma en la que debe llevarse a cabo el ensayo de un captador para obtener sus propiedades físicas, durabilidad, fiabilidad y seguridad. Los captadores pasan por ensayos que miden su resistencia al impacto, se comprueban todos y cada uno de sus componentes, su

resistencia a los choques térmicos tanto interiores como exteriores, resistencia ante heladas y a la penetración de la lluvia en la cavidad interna del mismo.

Con respecto a su rendimiento térmico se realizan dos tipos de ensayos: uno estacionario y otro cuasi-dinámico. La norma fija cómo deben realizarse dichos ensayos, ofreciendo la posibilidad de que sean en el exterior, bajo unas determinadas condiciones atmosféricas o en el interior de un laboratorio. Dichos ensayos son de gran utilidad a la hora de diseñar y simular las instalaciones solares.

❖ *Cálculo de la curva de rendimiento de un captador:*

La norma EN 12975-2 (1) prevé dos tipos de ensayos, en el exterior:

- Ensayo estacionario
- Ensayo cuasi-dinámico

Estos dos tipos de ensayos difieren en el hecho de que permiten más o menos variabilidad en los agentes que intervienen en su cálculo: irradiancia solar, velocidad del viento, temperatura de entrada al captador, caudal del fluido interior y temperatura ambiente.

En ambos casos se obtiene una curva de rendimiento aplicable al captador para predecir su comportamiento en distintas condiciones de funcionamiento.

Se describirán las condiciones generales de estos ensayos ya que será necesario conocer cómo se realiza la curva de normalización, para después poder comparar los resultados obtenidos a partir de ella con los datos experimentales de la instalación bajo estudio en esta tesis.

A la hora de realizar el ensayo, el captador debe estar montado en una estructura que no obstruya la apertura del mismo, sin afectar significativamente al aislamiento posterior o lateral, permitiendo al aire circular libremente por la parte delantera y trasera del mismo. El borde inferior debe estar al menos a una distancia de 0,5m del suelo y a 2m de las paredes próximas a él, para evitar corrientes de aire caliente sobre su superficie,

El ángulo de inclinación debe ser tal que el modificador del ángulo de incidencia del captador no varíe en más de  $\pm 2\%$  de su valor en condiciones de incidencia normal.

La orientación del captador podrá ser fija mirando al Sur o móvil siguiendo al sol en acimut, automático o manual, evitando en todo caso que se produzcan sombras sobre su superficie.

La irradiancia solar difusa y reflejada que no provenga directamente del disco solar se asume que viene isotrópicamente desde el campo hemisférico de visión del captador;

para ello se deben evitar edificios grandes, extensiones de cristal, metal o agua en las proximidades. Para evitar irradiación térmica sobre los captadores, éstos deben situarse lejanos a chimeneas, torres de refrigeración, salida de gases calientes.

Las pérdidas de calor de un captador aumentan cuando aumenta la velocidad del aire sobre el mismo, pero no está bien definida la influencia de la dirección de la velocidad del aire, por ello no se mide la dirección de la velocidad del aire para ensayar captadores. La relación entre la velocidad del viento meteorológica y la velocidad del aire sobre el captador depende de la localización de la instalación de ensayo, por lo que la velocidad del viento meteorológica no es un parámetro útil para ensayar el captador, con el propósito de obtener una curva de normalización de uso general. Usando la medida de la velocidad del aire sobre el captador es posible definir claramente las condiciones en las que se desarrollan los ensayos. La velocidad del aire circundante rara vez es constante y frecuentemente se producen ráfagas, requiriéndose por tanto la medida del promedio de la velocidad del aire durante el periodo de ensayo, media aritmética de valores o la integración temporal. No obstante es necesario resaltar que la información disponible a priori para una nueva instalación solar se limita a datos meteorológicos, probablemente obtenidos mediante una integración temporal de sus valores instantáneos.

Si la velocidad del viento media en el exterior es inferior a 2m/s se debe usar un generador artificial de viento y las medidas del anemómetro deben contener la medida continua de la velocidad del aire.

El fluido de transferencia de calor usado para el ensayo puede ser agua o un fluido recomendado por el fabricante, del que debe conocerse el calor específico y la densidad. Debe usarse el mismo caudal másico o volumétrico del fluido de transferencia de calor durante toda la secuencia de ensayos usada para determinar la curva de eficiencia térmica, la constante de tiempo y los modificadores de ángulo de incidencia. Además la temperatura de entrada del captador se debe mantener constante a cualquier nivel de temperatura elegido dentro del rango de operación.

❖ *Ensayo estacionario:*

Debe exponerse el captador vacío a irradiación durante 5h a un nivel mayor de  $700\text{W/m}^2$ .

La irradiación solar hemisférica en el plano de apertura del captador debe ser mayor de  $700\text{W/m}^2$ .

El ángulo de incidencia de la irradiación solar directa en la apertura del captador debe estar en el rango en el cual el modificador del ángulo de incidencia varíe no más de un  $\pm 2\%$  de su valor en incidencia normal.

Donde la irradiancia solar difusa sea menor del 30%, su influencia puede despreciarse, aunque tampoco debe ensayarse con niveles de irradiancia difusa mayores del 30%.

El valor medio de la velocidad del aire paralela a la apertura del captador, teniendo en cuenta variaciones espaciales sobre el captador y variaciones temporales durante el periodo de ensayo, debe ser  $3\text{m/s} \pm 1\text{m/s}$ .

A menos que se especifique de otra forma, el caudal del fluido debe ajustarse a aproximadamente  $0,02\text{ kg/s}$  por metro cuadrado de área de apertura del captador.

El captador debe ensayarse sobre su rango de temperaturas de operación bajo condiciones de cielo claro para determinar las características de su curva de normalización. Deben obtenerse datos para al menos cuatro puntos de temperatura de entrada espaciadas uniformemente sobre el rango de temperaturas de operación. Las mediciones se repetirán cuatro veces, obteniendo 16 puntos en total.

El periodo de ensayo para un punto de datos en estado estacionario debe incluir un periodo de pre-acondicionamiento de al menos 4 veces la constante de tiempo del captador, si se conoce, o no menos de 15 min, si no se conoce, y con la correcta temperatura del fluido a la entrada. Se continuará con un periodo de medida en estado estacionario de al menos 4 veces la constante de tiempo del captador y no menos de 10 minutos.

Se considera que un captador ha estado operando en condiciones de estado estacionario en un periodo de medida dado, si ninguno de los parámetros experimentales se desvía de sus valores medido sobre el periodo de medida en más de los límites dados por la **Tabla 3-2**.

Parámetro	Desviación permitida del valor medio
Irradiancia solar (global) de ensayo	$\pm 50\text{ W/m}^2$
Temperatura del aire circundante (al interior)	$\pm 1\text{ K}$
Temperatura del aire circundante (al exterior)	$\pm 1,5\text{ K}$
Caudal másico del fluido	$\pm 1\%$
Temperatura del fluido a la entrada del captador	$\pm 0,1\text{ K}$

**Tabla 3-2: Desviación permitida de parámetros medidos durante un periodo de medida (1)**

Como resultado se obtiene la ecuación obtenida por ajuste de mínimos cuadrados, que describe la curva de normalización:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 G \left( \frac{T_m - T_a}{G} \right)^2$$

**Ecuación 3-28**



❖ *Ensayo cuasi-dinámico:*

Debe exponerse el captador vacío a irradiancia durante 5h a un nivel mayor de  $700\text{W/m}^2$ .

El valor medio de la velocidad del aire circundante, teniendo en cuenta variaciones espaciales sobre el captador y variaciones temporales durante el periodo de ensayo, debe ser mayor de 1 m/s y menor de 4 m/s. Si es necesario se pueden usar generadores de viento para alcanzar suficiente velocidad.

A menos que se especifique de otra forma, el caudal del fluido debe ajustarse aproximadamente a  $0,02\text{ kg/s}$  por metro cuadrado de área de referencia del captador.

Deben obtenerse datos para al menos cuatro puntos de temperatura de entrada espaciadas uniformemente sobre el rango de temperaturas de operación. Si es posible debe seleccionarse una temperatura de entrada de forma que la temperatura media del fluido en el captador se encuentre dentro de  $\pm 3\text{K}$  de la temperatura del aire ambiente, alrededor del mediodía solar, para poder obtener una determinación precisa de  $\eta_0$ . Debe mantenerse la temperatura de entrada por encima del punto de rocío, para evitar la condensación de agua en el absorbedor.

El tiempo de muestreo es de 1-6 s con intervalos de media de 5-10 min. El cálculo de la derivada en el tiempo de la temperatura media debería realizarse "on line" ya que tiene un impacto elevado en los resultados finales. La secuencia de ensayo recomendada toma unos 4-5 días. El registro de datos debe contener datos equivalentes a todas las condiciones de operación normales importantes (suficiente variabilidad y rango dinámico) para proporcionar los parámetros del captador por separado.

A la hora de identificar los parámetros de los que depende el rendimiento se utiliza la Regresión Múltiple Lineal, dado que es un método matricial muy rápido y no iterativo.

El modelo de captador es básicamente el mismo que el modelo en estado estacionario pero con algunos términos de corrección extra. Se modelan la dependencia de la irradiancia directa y difusa, la velocidad del viento, la temperatura del cielo, los efectos del ángulo de incidencia y la capacidad térmica efectiva.

$$\frac{\dot{Q}}{A} = F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta B}(\theta) G_B + F'(\tau\alpha)_{en} K_{\theta D} G_D - c_6 u G - c_1 (T_m - T_a) - c_2 (T_m - T_a)^2 - c_3 u (T_m - T_a) + c_4 (E_L - \sigma T_a^4) - c_5 \frac{dT_m}{dt}$$

Ecuación 3-29

Para obtener la certificación de un captador se deben determinar obligatoriamente los siguientes parámetros:  $F'(\tau\alpha)_{en}$ ,  $K_{\theta b}(\theta)$ ,  $K_{\theta d}$  y los coeficientes  $c_1$ ,  $c_2$  y  $c_5$ .

Para conocer si deben incluir los coeficientes  $c_3$ ,  $c_4$  y  $c_6$ , se determina la T-ratio de la identificación paramétrica. Si el valor es menor de 2, el coeficiente debe ajustarse a cero y debe repetirse el ajuste sin tener en cuenta dicho parámetro. En la **Tabla 3-3** se indican los valores de ciertos parámetros para la obtención de la curva de rendimiento.

Esta Norma ha dado lugar a algunos trabajos en los que se ha estudiado sus bondades y sus puntos débiles, entre otros destacan, Ficher et al. 2004 (38), en el que se lleva a cabo un estudio con los dos métodos presentes en EN 12975, el estacionario y el cuasi-dinámico y se comparan los resultados de ambos, mostrando que la curva de normalización es prácticamente la misma.

PARÁMETRO	VALOR
G	1000 W/m <sup>2</sup>
G <sub>D</sub>	150 W/m <sup>2</sup>
G <sub>B</sub>	850 W/m <sup>2</sup>
$\frac{dT_m}{dt}$	0
$\theta$	15°
u	3 m/s
$E_L - \sigma T_a^4$	-100 W/m <sup>2</sup>

**Tabla 3-3: Parámetros con los que se realiza la curva de rendimiento (1)**

### 3.6.1.2 Comparación de la Norma EN 12975 con la Norma ASHRAE 93 y la Norma ISO 9806

La norma ASHRAE 93, (2) vigente en Estados Unidos realiza un estudio estacionario de los captadores. Dicha normativa no va a comentarse tan extensamente como la EN 12975 dado que no es aplicable a España, sin embargo se mostrarán las diferencias existentes entre ellas, utilizando el estudio realizado por Rojas et al. 2008 (39).

Según la norma ASHRAE 93 el estudio se realiza en estado estacionario y con unas restricciones muy difíciles de reproducir. Sin embargo el método para determinar el coeficiente de modificación con el ángulo de incidencia es más preciso que con la norma europea. Sin embargo el método europeo tiene en cuenta los términos específicos para determinar la dependencia con el viento y la capacitancia térmica que en el método americano no existen.

El ensayo de la constante de tiempo se realiza en dos pasos. En el primero se expone al captador al sol y su temperatura de entrada del fluido se controla para que sea la temperatura de bulbo húmedo del ambiente en el exterior, una vez conseguidas las

condiciones de estado estacionario, el captador se tapa con una superficie opaca, controlando la temperatura de entrada y dejando libre la de salida, se espera hasta que la diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida sea  $1/e$  (0,37) de la inicial, en el caso de ASHRAE 93. En las normas ISO 9806 y EN 12975 que presenta el mismo ensayo sólo que se mide la diferencia entre la temperatura ambiente y la de salida de captadores, en vez de la diferencia entre la entrada y la salida.

Posteriormente se descubre el captador y se espera hasta que se vuelve a alcanzar el estado estacionario de nuevo, la constante de tiempo se vuelve a medir cuando la diferencia entre la temperatura de salida y la ambiente alcanza un valor de 0,632 de la diferencia inicial. El estado estacionario se considera cuando la temperatura de la salida del captador no varía más de 0,05 °C por minuto. En la norma europea es opcional. Se requiere una irradiancia entre 790 W/m<sup>2</sup> para la ASHRAE-93, 800 W/m<sup>2</sup> ISO 9806 y EN-12975, 700 W/m<sup>2</sup>.

El ensayo de rendimiento térmico del captador se completa repitiendo la medida cuatro veces para cuatro puntos próximos al ángulo normal al captador para que el valor de  $\tau\alpha$  sea constante. Para la norma ASHRAE 93 se necesita una irradiancia mínima de 790 W/m<sup>2</sup>, una fracción de difusa de 20%, una velocidad del viento entre 2,2 y 4,5 m/s y un modificador del ángulo de incidencia entre el 98 y el 102% de la normal. En los casos de ISO 9806 y EN 12975 para los ensayos estacionarios tienen unos requisitos con pequeñas diferencias pero son igualmente restrictivos.

El test del modificador del ángulo de incidencia se hace en estado estacionario con una temperatura de entrada fija y diferentes ángulos de incidencia. El parámetro  $b_0$  de la ecuación es constante y generalmente positivo. Las normas ASHRAE 93 e ISO 9806 utilizan cuatro ángulos 0°, 30°, 45°, 60°. Sin embargo la norma EN 12975 sólo utiliza un ángulo de 50°.

En cuanto a la distribución de la temperatura de entrada para el ensayo de rendimiento, la ASHRAE 93 realiza el ensayo para cuatro temperaturas de entrada. Tiene dos métodos para determinar dichas temperaturas: la temperatura más baja es igual a la temperatura ambiente y la máxima es la que recomienda el fabricante como temperatura máxima o a una eficiencia específica durante los ensayos. Esto lleva a temperaturas altas por encima de los 130°C que el captador puede no alcanzar normalmente y aún menos si trabaja con agua. Las ISO 9806-1 y EN 12975-2 recomiendan una temperatura máxima de 70 y 80°C respectivamente. Sin embargo la norma EN 12975 distingue según la aplicación del captador y selecciona una temperatura de entrada que logre alcanzar la temperatura de salida de la aplicación.

Para la norma ASHRAE 93, un ensayo completo para la determinación del rendimiento térmico requiere 16 puntos para un captador plano. Para ello se deben mantener determinadas condiciones con variaciones mínimas en irradiancia incidente,

temperatura ambiente, volumen de flujo y temperatura de entrada. Para ensayos al exterior se toma el máximo entre la constante de tiempo del captador y 5 minutos, para ensayos en el interior son 15 min. los que se toman para considerar que se está en condiciones estacionarias, la toma de medidas es de unos 5 min. en ambos casos. Se toma como valor de la reflectancia de la Tierra 0,5 en todos los casos y el captador se inclina 50,5°.

En relación a la EN12975-2:2001 (método cuasi-dinámico), el método es aplicable tanto a captadores con o sin cubierta. Está basado en el método estacionario (también en la norma). Los requisitos de esta norma son que el captador esté orientado al Sur con un error de 5°. Que el ángulo de inclinación sea de 45°, que la irradiancia solar sea mayor de 300 W/m<sup>2</sup>, (según los autores del artículo (39), sin embargo en la norma no se ha encontrado esta especificación), que la velocidad del viento esté entre 1-4 m/s y que el flujo másico sea de 0,02 kg/s m<sup>2</sup>, con un error del 1%. Según esté de nublado el día se eligen las temperaturas medias del fluido.

**Resumen:** Este estudio, pone de manifiesto las variables de influencia a considerar en un ensayo de captadores solares, tales como la irradiancia solar mínima, el flujo másico que atraviesa el captador, la temperatura ambiente, la temperatura de entrada al captador, la velocidad del viento, el ángulo de incidencia de los rayos solares sobre el captador, la contabilización o no de la dependencia temporal de la energía. Gracias a las comparaciones realizadas entre las diferentes normas de ensayo se puede apreciar que la curva de normalización tiene como propósito la comparación entre las actuaciones de los distintos captadores sometidos a las mismas condiciones y predecir las actuaciones futuras de los mismos.

Comparando las condiciones bajo las cuales se realizan los diferentes ensayos con las condiciones reales de trabajo de los captadores experimentalmente medidas en esta tesis se encuentran diferencias tanto en la irradiancia incidente, pues el captador estará expuesto a cualquier valor de irradiancia con cambios bruscos en la misma, debidos a la presencia instantánea de nubes. Por otro lado, la temperatura de entrada al captador no se mantendrá constante a lo largo del día sino que irá aumentando conforme aumente la temperatura del circuito. También la velocidad del viento será variable tanto en módulo como en dirección, provocando una constante variación en las pérdidas térmicas debidas al mismo. El ángulo de incidencia de los rayos solares sobre la superficie de captación será distinto a lo largo del día, dependiendo de la posición del sol en el horizonte y la declinación. Las pérdidas por irradiancia del captador no permanecerán constantes a lo largo del día, ya que dependerán de las temperaturas entre las que se produce el intercambio de calor, en concreto la temperatura del cielo, que depende de muchas variables como se verá posteriormente en esta tesis, y las temperaturas de la placa absorbedora y del cristal del captador. El caudal que circula por el captador puede no ser el mismo que con el que se ha

realizado la curva de normalización, que tendrá también su influencia a la hora del funcionamiento. El parámetro  $\tau\alpha$ , al ser dependiente de las características de las superficies que conforman el captador, concretamente el cristal y la placa absorbedora, irá decreciendo a lo largo de los años con la continua exposición al ambiente exterior. Todas estas fuentes de variación instantáneas deben ser tenidas en cuenta a la hora de la descripción del rendimiento en condiciones reales de funcionamiento ya que conforman la descripción particular del entorno bajo el cual están funcionando.

### 3.6.2 Modelos basados en la curva de normalización

Muchos investigadores han realizado estudios sobre la obtención de la curva de normalización a partir de sus propios ensayos, donde se permite que las variables tengan intervalos de variación más amplios que los que fijan las normas, de tal forma que mediante un estudio estadístico, se reproduzcan los valores obtenidos en el laboratorio de ensayo.

Entre esos ensayos destacan los realizados por Amer et al. 1997, (40). Estudian diferentes métodos no estacionarios para calcular la eficiencia de los captadores y los comparan con los datos que se pueden obtener de un estudio estacionario. Dichos autores realizan una clasificación de los mismos en:

- **Métodos simples:** Arranovitch 1977, (41) introdujo el término de inercia en la ecuación de rendimiento del captador. Sin embargo este método es válido únicamente para cambios pequeños en la irradiancia, por lo que no es universalmente aplicable. Perers 1993, (42) describe un método que considera la inercia y los modificadores de ángulo de incidencia para la componente difusa y directa de la irradiancia solar. Sourproun 1992, (43) propone un método de calentamiento y posterior enfriamiento durante 90 min, con condiciones ambientales de irradiancia y temperatura constantes para obtener la curva de rendimiento.
- **Métodos multinodo:** Wijesundera et al. 1984, (44) y Hawlader et al. 1987 (45) proponen un modelo binodal para el captador, en el que se estudian de forma separada la inercia de la cubierta junto con la inercia de la placa absorbedora y la inercia del fluido. Utiliza la transformada de Laplace para elaborar el modelo. La parte experimental se realiza cubriendo el captador del sol y haciendo pasar un fluido caliente por él; la diferencia de temperatura se monitoriza. Kamminga 1985 (46) y Kamminga 1984 (47), desarrolla un modelo de cuatro nodos: cubierta, placa, fluido y aislante para describir el comportamiento transitorio del captador. Aplica la transformada de Fourier finita para la dependencia

temporal de las ecuaciones. En las medidas experimentales se fijan la temperatura de entrada y los parámetros del captador se pueden obtener de un ajuste de mínimos cuadrados. Según el autor se pueden llegar a resultados erróneos si no se elige bien las variables de la transformada de Fourier.

- Métodos multi test: Saunier et al. 1983, (48) y Saunier et al. 1985, (49) proponen conectar el captador a una unidad auxiliar y ensayar con condiciones de eficiencia cero, haciendo pasar un caudal muy grande de forma que el incremento de temperatura sea pequeño. El captador está durante un día completo al aire libre, día y noche. Con una regresión múltiple no lineal se estudian los datos experimentales, debiendo realizar otro ajuste para calcular los parámetros de la unidad auxiliar. Chungpaibulpatana et al. 1988 (50) y Chungpaibulpatana et al. 1990, (51), modificaron este ensayo eliminando el periodo de la noche, para ello se cubre el captador en periodos de tiempo cortos determinando cada parámetro del captador individualmente Sin embargo no hay resultados experimentales que lo validen.
- Métodos de función de respuesta: Rogers 1981, (52). Este método se adopta por el British Standard Institution como BS 6757 1986, (53). El modelo asume que la energía de salida, respuesta del captador, se debe a la energía recogida en ese intervalo de tiempo y un poco a los intervalos precedentes. Utiliza una función impulso para aplicar el peso apropiado a cada una de ellas. Emery et al. 1984 (54) implementaron este método pero encontraron que los resultados obtenidos son de magnitud menor que los del método estacionario. Este método emplea una aproximación experimental similar a la de la norma ASHRAE 93, sin embargo necesita una amplia base de datos incurriendo en un tiempo de computación grande. Wang et al. 1987 (55) proponen un método transitorio que asume una ecuación diferencial de segundo orden para describir el calor útil y las características dinámicas del captador. Utiliza un método de filtrado recursivo digital.
- Métodos no validados: Frid 1990 (56) propone dos modelos uno de dos y otro de tres nodos. Se han obtenido las expresiones analíticas y se sugiere un análisis de regresión para estimar los parámetros del captador y la función de respuesta de los elementos.

Una vez analizados los métodos existentes en la literatura, los autores Amer et al. 1997, (40) realizan el estudio más completo de cuatro de ellos: Saunier, Exell, Rogers y Wang, concluyendo que aunque se han hecho esfuerzos por describir el comportamiento del captador mediante varios métodos transitorios, no se consiguen en ningún caso los mismos resultados de la norma ASHRAE 93, ya que todas las curvas predicen un rendimiento superior al estacionario.

Amer et al. 1998, (57) comparan en su artículo los métodos de Saunier y Exell para simulación de captadores en régimen transitorio. Ambos métodos son experimentales y se realizan en diferentes condiciones por lo que al final se comparan con la ASHRAE 93. Con los resultados obtenidos se traza la curva de normalización, para ello se ensayan diferentes puntos de la misma y se supone un comportamiento lineal uniendo los diferentes puntos. Tanto el método de Saunier como el método de Exell miden el aporte auxiliar que necesita el captador, tanto en enfriamiento como en calentamiento y obtienen el rendimiento de los captadores para el funcionamiento normal del captador. La única diferencia es que el método de Saunier realiza un ensayo por la noche para calcular los parámetros de transferencia de calor del captador y los conserva para emplearlos durante el día, mientras que el método de Exell mantiene en la sombra al captador para calcular dichos parámetros. Comparando los resultados obtenidos por los dos métodos con los obtenidos con la norma ASHRAE 93 observan que después de linealizar los resultados obtenidos, el método de Saunier tiene valores similares, mientras que los resultados del método de Exell están muy alejados de los obtenidos con la norma.

Amer et al. 1999, (58), es un artículo en el que tratan de un nuevo método para ensayar captadores bajo condiciones ambientales no estacionarias. El modelo que presentan tiene las siguientes premisas: Las capacidades térmicas de todos los elementos del captador se aglutinan en un único nodo en el que se toma como temperatura, la temperatura media del fluido. Las pérdidas del captador son las de la parte delantera, la parte trasera y los laterales. Las pérdidas son una función lineal de la diferencia de temperaturas entre el fluido y el ambiente. Los procesos de transferencia de calor son unidimensionales. El valor de la eficiencia óptica es constante en el tiempo, restringiendo esto al uso de ángulos de incidencia próximos al mediodía para que no cambien la constante de incidencia solar. Tanto el coeficiente de pérdidas como el calor específico del fluido se suponen constantes. El flujo del fluido en el captador es constante y está distribuido uniformemente por los tubos. Para obtener los tiempos de respuesta del captador se deja que esté expuesto a la irradiancia solar y posteriormente se tapa para dejar que se enfríe. Esto se hace de tres formas diferentes, una con una manta opaca, otra con una manta semitransparente y una tercera dejando al captador expuesto a la irradiancia solar en todo momento. Obtienen resultados similares a los de la norma ASHRAE 93.

Amer et al. 1999, (59), comparan dos normas: la ASHRAE 93 y la BS 6757 (norma inglesa) además de proponer su método para calcular el funcionamiento de los captadores en régimen transitorio. El captador que estudian es plano con tubos paralelos y suponen que todos los tubos tienen las mismas características. Una vez definido su método de cálculo consistente en una modificación de la ecuación de Hottel-Whiller-Bliss, (15) los autores realizan experimentos con las condiciones de las normas anteriormente mencionadas. Los resultados experimentales se ajustan mejor a

la norma ASHRAE 93 que a la norma BS 6757. La norma BS 6757 siempre ofrece unos resultados que quedan por debajo de los valores experimentales. Los ensayos que realizan son los propios de la norma ASHRAE 93, con tapado y destapado de los captadores y sin tener en cuenta el modificador de ángulo de incidencia.

Amer et al. 1998, (60). En este artículo los propios autores elaboran un método transitorio para describir el comportamiento de los captadores. Tienen en cuenta una capacidad térmica efectiva proveniente de la masa del fluido y los tubos que conforman el captador. El ensayo lo hacen manteniendo la temperatura de entrada constante y anotan las diferencias de temperatura a la salida bajo dos condiciones, que el captador esté expuesto al sol o que esté cubierto bajo una lona. Los resultados están próximos a los que predice la norma ASHRAE 93. Utilizan métodos estadísticos para ajustar los puntos del ensayo, Chi Cuadrado, y el criterio de Chauvenet para exclusión de datos supuestamente erróneos.

Nayak et al. 2000, (61), utilizando dos captadores comerciales prueban 9 métodos dinámicos de rendimiento de captadores. Los parámetros de la curva de rendimiento de los captadores se obtienen de la norma ASHRAE 93. La mayor parte de los métodos utilizan un único nodo. Los métodos de Rogers 1981 (52), del filtro Wang et al. 1987, (55) y de Wijeysondera et al. 1984, (44) no pueden utilizarse para predecir el comportamiento dinámico puesto que se utilizan para predecir los parámetros estáticos del captador. El método de Perers 1993, (42) tiene en cuenta la mayor parte de los efectos. Amer et al. 1999, (58) proveen una expresión analítica para la temperatura en términos de función de respuesta y la temperatura de entrada a los captadores. No tiene en cuenta el modificador de ángulo y las pérdidas de segundo orden. El montaje necesario para ensayar con los métodos de Rogers 1981 (52), Perers 1993 (42), Wijeysondera et al. 1984, (44), Amer et al. 1998, (60) y Amer et al. 1999 (58) es similar al necesario para la norma ASHRAE 93.

**Resumen:** de la revisión bibliográfica presentada en este apartado se obtiene como principal conclusión el hecho de que la realización de los ensayos estacionarios de los captadores resulta muy delicado y laborioso de conseguir, por lo que los diferentes autores han realizado diferentes ensayos en régimen transitorio a partir de los cuales se han determinado los parámetros de la normativa vigente, en general la ASHRAE 93, teniendo en cuenta diferentes parámetros tales como la inercia térmica de parte de los componentes, al igual que el ángulo de incidencia de los rayos solares o el tiempo de respuesta.

Una vez evidenciada la complejidad que supone el análisis transitorio de las actuaciones de un captador y la necesidad de conocer las temperaturas de cada uno de sus elementos, en la instalación experimental sobre la que se ha realizado esta tesis



se introdujo nueva instrumentación, en particular se colocaron tres termopares en las superficies más representativas del mismo, cristal, superficie trasera y placa absorbadora, de modo que la descripción de la inercia térmica del captador se pudiese realizar experimentalmente permitiendo así el cálculo de las distintas resistencias térmicas necesarias para el posterior desarrollo de un modelo transitorio. Se determinó del valor real de  $\tau\alpha$  de la instalación después de 9 años de funcionamiento. Con respecto a la irradiancia incidente en el campo de captadores se tuvieron en cuenta los diferentes modificadores de los ángulos de incidencia de la irradiancia solar directa, difusa y reflejada, junto con la correcta determinación experimental de todos los ángulos solares para conocer la posición de los captadores respecto del sol.

### 3.6.3 Modelos predictivos de actuaciones

Están basados en los datos obtenidos mediante la curva de normalización. Han aparecido a lo largo de la historia muchos métodos que predicen el funcionamiento de los captadores solares. Dichos métodos han ido evolucionando hacia los programas de simulación existentes actualmente, ya que la tecnología informática ha permitido el desarrollo de programas cada vez más complejos sin perder rapidez de cálculo y mejorando la fiabilidad en los resultados.

#### 3.6.3.1 Método $\phi$ -chart

El método  $\phi$ -chart, desarrollado por Whiller 1953. (62) en el que estudia de forma estacionaria el rendimiento anual que se puede esperar de una instalación solar, para ello aplica la **Ecuación 3-30**.

$$q_u = AF_R(I(\tau\alpha) - U_L(T_{in} - T_a))$$

**Ecuación 3-30.**

Se define un valor crítico de radiación, despejando de la **Ecuación 3-30** el valor de la radiación crítica a partir de la cual se consigue que el calor útil sea positivo. A partir de ahí se puede definir:

$$Q_i = AF_R(\tau\alpha) \sum_N (I_T - I_c)$$

**Ecuación 3-31.**

Y el valor de la variable

$$\phi = \frac{1}{N} \sum_N \frac{(I_T - I_c)}{I_T}$$

Ecuación 3-32.

Whiller 1953, (62) demostró que las curvas  $\phi$  son una función única del cociente entre la irradiancia total y la irradiancia crítica para cada mes. Posteriormente Liu et al. 1963, (63) encontraron la relación entre las curvas  $\phi$  y la variable  $K_T$  mensual de modo que se podía calcular el valor de la radiación útil para cualquier localidad y para cualquier mes.

Klein 1978 (64) hace una revisión del método de las “ $\phi$ -curves”. Este método está basado en la interpretación de curvas y gráficos que hay que conocer a priori. Es muy útil cuando los captadores deben trabajar con una temperatura de entrada determinada o con una temperatura de salida mínima o se produce un almacenamiento estacional.

### 3.6.3.2 TRNSYS

Klein et al. 1975, (65) publican el primer artículo sobre TRNSYS, donde los autores dan a conocer este programa informático de simulación numérica. La base del programa es la subdivisión de los sistemas solares en los diferentes componentes o módulos, por lo que existe uno o varios módulos para cada uno de ellos en el programa. El diseñador que utilice TRNSYS, deberá escoger el módulo que necesita y además definir cuáles son las variables que quiere conocer. El hecho de utilizar los módulos permite dar flexibilidad al programa de forma que se pueden simular diferentes instalaciones fácilmente combinando módulos. El lenguaje de programación de TRNSYS es FORTRAN; todos los componentes están directamente descritos en subrutinas que complementan el ejecutable. El usuario simplemente debe especificar qué componente y cómo se conecta con los demás. Los mecanismos de solución del programa son discretos ya que los datos provienen de una base de datos discreta, típicamente con un intervalo horario. Sin embargo, el paso temporal puede ser tan pequeño como se necesite para mantener la estabilidad numérica de las ecuaciones diferenciales sin necesitar de largos periodos de computación. También existen modos de introducir nuevos componentes en mayor o menor detalle. En el artículo se ofrecen ejemplos en los que se pueden ver la practicidad y versatilidad de la herramienta de cálculo.

Este programa se ha convertido en un referente a la hora de describir el comportamiento de los sistemas solares. En la actualidad numerosos estudios lo han utilizado, tales como Kalogirou et al. 2005, (66) en donde se hacen varias simulaciones de carácter anual relacionadas con captadores con absorbedores de colores, con datos

mensuales, por tanto en modo cuasi estático, utilizando TRNSYS. La variación de colores está motivada por el hecho de que los captadores en negro no resultan atractivos para la arquitectura mediterránea de fachadas blancas. En el estudio, aplicado a varias ciudades de Grecia y a otras de Wisconsin, se muestra que los captadores que no son negros tienen un rendimiento un 10% menor a lo largo del año. La única desventaja es que necesitan mayor superficie para la misma energía. Sin embargo esto podría abrir puertas para que los arquitectos incluyan en sus proyectos la energía solar térmica. El estudio se realiza tanto para agua caliente sanitaria como para calefacción.

Bonasac et al. 1997, (67) realizan un estudio dinámico de un campo de captadores sometido a variaciones anuales y a la demanda de los habitantes que habitan el lugar. Han tenido en cuenta tanto la dependencia del viento, como la del ángulo de incidencia; además dividen la irradiancia en sus tres componentes. Utilizan la base de datos de la zona para incluir las variables medioambientales. Comparan sus resultados experimentales con los obtenidos con una simulación en TRNSYS.

### 3.6.3.3 Método f-Chart

Beckman et al. 1977, (68) y Klein et al. 1976, (69) desarrollaron el método f-Chart para el diseño de sistemas solares activos, en los que la temperatura mínima para el aporte de energía sea de 20°C, por lo que es únicamente útil en aplicaciones como el calentamiento de agua sanitaria, piscinas o la calefacción de viviendas.

El método ofrece una herramienta para estimar la fracción de energía que se aporta a la carga por parte de la instalación solar. La primera variable de diseño es el área de captador, las secundarias son el tipo de captador, el volumen del acumulador, los caudales de los flujos másicos, la carga y el tamaño del intercambiador de calor. Este método es una correlación de los resultados de rendimiento térmico obtenido de simulaciones de muchos sistemas. Las condiciones de las simulaciones se variaron con los rangos apropiados de los parámetros de diseño de sistemas reales. Las correlaciones resultantes dan el valor de  $f$ , la fracción de la carga térmica mensual suministrada por la instalación solar como función de dos parámetros adimensionales. Uno es aquél que relaciona las pérdidas del captador y la carga térmica, y el otro es el que relaciona la irradiancia solar absorbida y la carga térmica, Duffie et al. 2006, (15).

Se desarrolló para tres configuraciones estándar, tanto para sistemas de agua como de aire, en la aplicación de agua caliente sanitaria únicamente y para la combinación de agua caliente y calefacción, Duffie et al. 2006, (15)

Los grupos adimensionales son:

$$X = \frac{AF_R U_L (T_{ref} - T_a) \Delta t}{L}$$

Ecuación 3-33.

$$Y = \frac{AF_R (\tau \alpha) H_T N}{L}$$

Ecuación 3-34.

En el caso de sistemas con agua, los estudiados en esta tesis, obtienen la fracción solar a partir de la Ecuación 3-35 Duffie et al. 2006, (15)

$$f = 1,029Y - 0,065W - 0,245Y^2 + 0,0018X^2 + 0,0215Y^3$$

Ecuación 3-35.

Se deben tomar diferentes hipótesis a la hora de utilizar este método: el acumulador térmico está perfectamente mezclado, todos los días se consideran simétricos con respecto al mediodía, la distribución del flujo másico es uniforme en el captador, los sistemas de control son los mismos que los que se utilizaron cuando se obtuvieron las correlaciones. Después de comprobar los resultados obtenidos con f-Chart con datos experimentales y simulados de instalaciones solares se llega a la conclusión que se debe utilizar únicamente para rendimientos anuales, Duffie et al. 2006 (15).

#### 3.6.3.4 WATSUN

Chandrashekar et al. 1978, (70) presentaron el programa de ordenador en una conferencia internacional. El programa se desarrolló en la Universidad de Waterloo en Canadá; es un programa que el usuario final puede aprender y utilizar fácilmente. Combina la energía recogida por los captadores, la almacenada y la carga térmica con datos horarios de las variables ambientales para una localidad específica y calcula el valor de las incógnitas cada hora. Ofrece la información necesaria para los cálculos a largo plazo en los sistemas solares. Las variables que necesita son: los valores horarios de la irradiancia global en una superficie horizontal, la temperatura de bulbo seco, la velocidad del viento y la humedad relativa. Si la localidad no posee datos de estas variables se pueden generar con WATGEN un generador de datos ambientales sintético que necesita como datos de entrada los valores de las medias mensuales. El programa tiene una colección de ficheros, unos definidos por los usuarios y otros comunes. La salida del programa consta de un fichero con datos horarios y uno de datos mensuales. Se pueden simular muchos sistemas, agua caliente sanitaria, sistemas de piscinas y procesos industriales de calentamiento.

### 3.6.3.5 *POLYSUN*

El programa obtiene simulaciones dinámicas anuales de sistemas térmicos solares y ayuda a optimizarlos. Trabaja con pasos temporales dinámicos desde 1s a 1h. El programa tiene una interface amigable y gráfica para el usuario, permitiendo introducir los valores de entrada de forma sencilla y clara. Todos los aspectos de la simulación están basados en modelos físicos que trabajan sin correlaciones empíricas. El programa ofrece además un análisis de viabilidad económica y un balance medioambiental, que incluye las emisiones de los 8 gases de efecto invernadero más significativos.

### 3.6.3.6 *MINSUN*

Perers 1997, (71) utiliza un modelo de regresión múltiple lineal para describir el comportamiento de los captadores. El método es válido tanto para captadores sin cristal, como captadores planos y captadores de vacío. Si se tienen datos de todo el día, el modelo utilizado será más preciso a la hora de predecir el comportamiento del captador en tiempos de operación fuera del rango de funcionamiento. El modelo completo está integrado en un programa de simulación llamado MINSUN y se puede implementar también en otros programas como TRNSYS y WATSUN. El error que comente está entre 15 a 50 W/m<sup>2</sup> en el calor útil, de acuerdo al autor.

Adsten et al. 2002, (72) muestran que el captador se comporta de manera diferente de un año para otro, debido principalmente a la diferente irradiancia que le llega. Ensayan con los datos meteorológicos sintéticos de Meteonorm y un programa de simulación propio llamado MINSUN dos tipos de captadores, planos y de vacío. Llegan a la conclusión de que los de vacío se ven menos afectados que los planos por la irradiancia incidente. El ensayo lo hacen para varias temperaturas, centrándose en una temperatura de trabajo de 50°C como la más común en aplicaciones de ACS. Consiguen una correlación entre la irradiancia incidente y la temperatura ambiente y ajustan por mínimos cuadrados sus coeficientes según el tipo de captador. La desviación es mayor en los captadores planos que en los de vacío. Destacan la importancia de utilizar datos locales en las simulaciones para que los resultados obtenidos sean más precisos.

### 3.6.3.7 *Redes neuronales artificiales*

Las redes neuronales artificiales imitan el proceso de aprendizaje del cerebro humano. Pueden aprender de ejemplos y son tolerantes a fallos en el sentido de que pueden manejar ruido y datos incompletos. Pueden trabajar con problemas no lineales y una vez entrenadas pueden predecir de forma generalizada y a gran velocidad, Kalogirou 2004, (73).

Kalogirou 2006, (74) muestra algunas figuras de cómo son las predicciones realizadas con redes neuronales además de los resultados experimentales de los ensayos de rendimiento de los captadores solares para la obtención de la curva de normalización. Utiliza una base de datos de parámetros de la curva de normalización los obtenidos en los ensayos del SPF Institute. Con parte de esa base de datos alimenta el sistema para que aprenda y verifica el modelo mediante la comprobación de los resultados obtenidos a partir de él con los de ensayos no utilizados para la creación del modelo.

## 3.7 Modelos de acumulador térmico y tipos

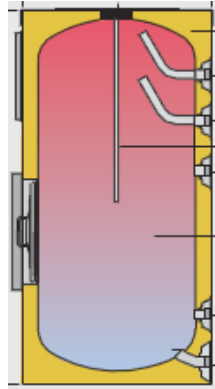
El acumulador térmico o acumulador, es junto con el campo de captadores uno de los componentes más importantes de la instalación solar. Su tamaño y su diseño van a condicionar la cantidad de energía térmica almacenada proveniente de la energía solar incidente en los captadores y que posteriormente será empleada como agua caliente sanitaria por los habitantes de la vivienda o conjunto de viviendas.

### 3.7.1 Tipos de acumulador térmico

#### 3.7.1.1 *Acumuladores comerciales*

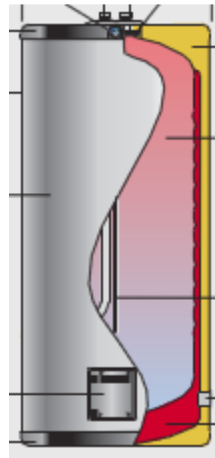
Los acumuladores térmicos se clasifican por el modo en el que se produce el intercambio de calor entre el fluido caliente y el fluido frío.

Los más sencillos son los acumuladores térmicos, en el que los fluidos de los dos circuitos carga y descarga se mezclan, **Figura 3-9:**

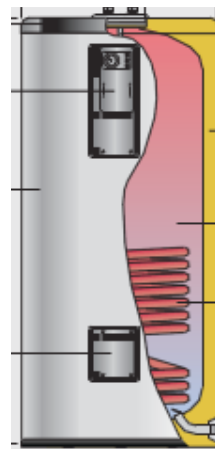


**Figura 3-9: Acumulador térmico (75)**

Si los dos fluidos no están en contacto directo se pueden utilizar dos tipos de acumulador térmico o bien el de doble pared o el de serpentín interior, lugar en el que se realiza el intercambio de calor.

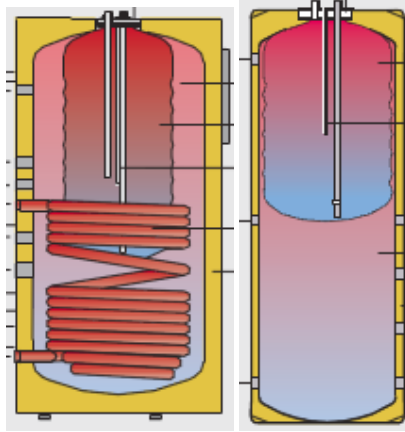


**Figura 3-10: Acumulador térmico de doble pared (75)**



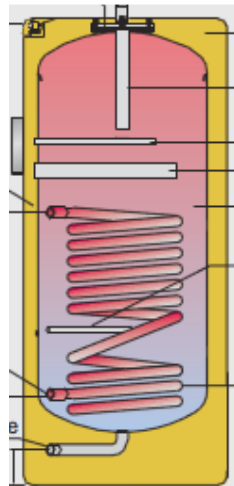
**Figura 3-11: Acumulador térmico con serpentín interior (75)**

Los acumuladores multifunción, en sus dos versiones con serpentín o sin él, **Figura 3-12**, están diseñados para aplicaciones de bomba de calor o energía solar para dar conjuntamente servicio tanto la aplicación de agua caliente sanitaria como a la climatización de forma independiente.



**Figura 3-12: Acumuladores de almacenamiento multifunción (75)**

Si el aporte de energía auxiliar se produce mediante electricidad, típicamente este tipo de acumuladores llevan en su interior, en la parte alta, una resistencia eléctrica que calienta el acumulador, **Figura 3-13**.



**Figura 3-13: Acumulador térmico con serpentín y resistencias eléctricas (75)**

Furbo et al. 2005, (76) estudian acumuladores en los que se combina el aporte solar con el aporte auxiliar, típicamente mediante resistencias eléctricas. Estos estudios se llevan a cabo en Dinamarca con cuatro acumuladores comerciales de doble pared, dos de ellos modificados por los investigadores de modo que se puede estudiar el aprovechamiento de la energía solar en cada uno de ellos, bajo las mismas condiciones de consumo. El consumo de agua caliente sanitaria en Dinamarca ha descendido a la



mitad en los últimos años dado que los hogares presentan dispositivos de ahorro de agua, pasando de 200 l/día a 100 l/día. El artículo pone de manifiesto que los acumuladores comerciales traen una resistencia interior para calentar el agua en la parte superior del acumulador, sin embargo dicha resistencia está a dos tercios más o menos del fondo del acumulador térmico por lo que una gran parte del agua del acumulador térmico se calienta mediante energía eléctrica, desaprovechando la energía solar. Uno de los acumuladores que modifican los investigadores tiene la resistencia térmica en la parte superior del acumulador térmico y el otro la tiene colocada en el exterior tomando el agua a calentar de la parte media del acumulador térmico y dejándola en la parte más alta. Con estas modificaciones se obtienen resultados que aprovechan mejor la energía solar entre un 5% y un 35%. Los resultados son prácticamente los mismos para ambas configuraciones. Además se ha hecho la comparación con dos acumuladores sin modificar uno del mismo tamaño que los modificados y otro de un 30% mayor, obteniéndose que el aprovechamiento energético de los acumuladores modificados es semejante al de los del acumulador térmico de mayor tamaño.

#### *3.7.1.2 Estudio de mercado de acumuladores térmicos utilizados en instalaciones de ACS*

Los acumuladores térmicos utilizados para la aplicación de agua caliente sanitaria pueden ser, según ASIT 2008 (77):

- Acero con tratamiento interior vitrificado.
- Acero con tratamiento de protección interior mediante resinas epoxi o equivalente.
- Acero inoxidable, calidad AISI 316L o similar.
- Acumuladores de cobre.
- Acumuladores no metálicos que, además de soportar las condiciones extremas del circuito, resistan la acción combinada de presión y temperatura más desfavorable y que esté autorizada su utilización por la Administración competente.

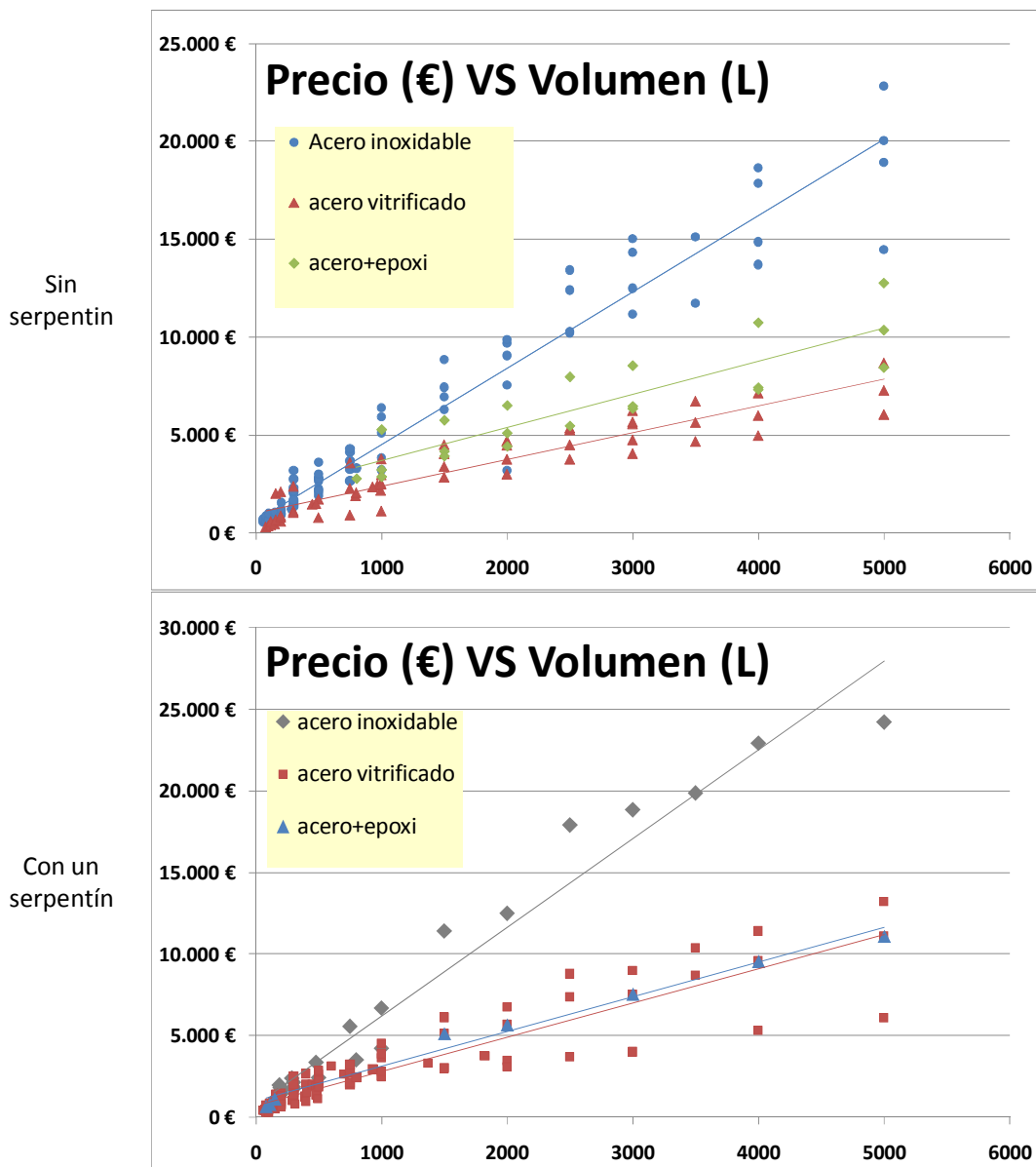
Ante la gran variedad de materiales y de tipos se ha llevado a cabo un estudio de mercado con precios del año 2009 que se presenta a continuación.

Tal y como puede observarse en la **Figura 3-14** el precio de los acumuladores depende del material del que esté fabricado.

En el caso de los acumuladores sin serpentín y de acero vitrificado se observa que son los que menor precio presentan, resultando en ese caso más económico que acumulador de acero inoxidable o acero con revestimiento de epoxi para dicho volumen.

En todos los casos los acumuladores de acero revestidos de epoxi resultan un valor intermedio entre los de acero vitrificado y los de acero inoxidable.

Tal y como puede observarse en la figura el precio de los acumuladores térmicos es del orden del precio de mercado del campo de captadores solares necesario para la instalación solar, por lo tanto un volumen sobredimensionado puede provocar un sobre coste excesivo que puede condicionar la decisión de su instalación en el edificio.



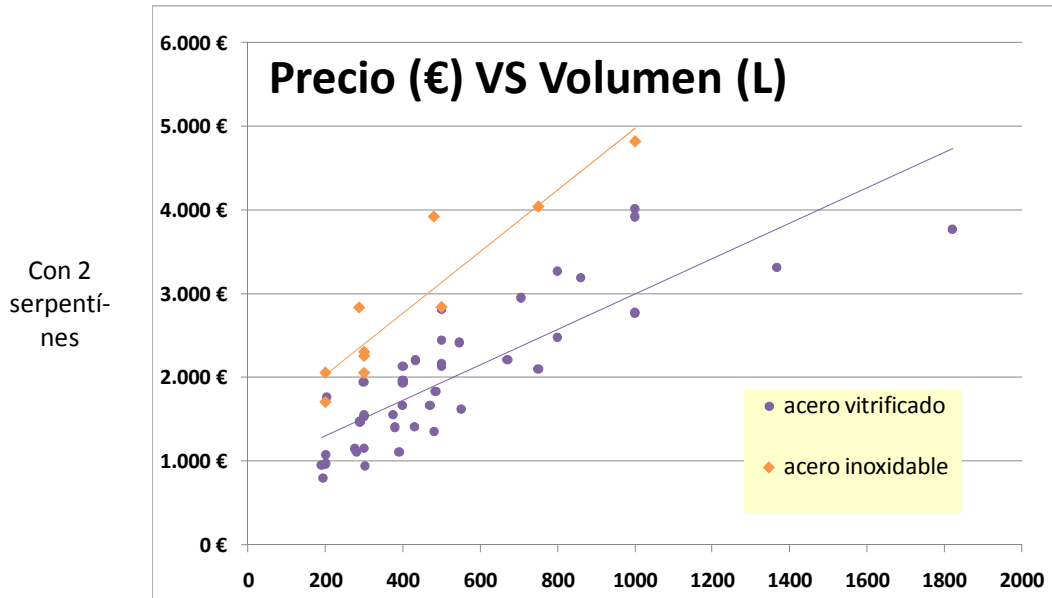


Figura 3-14: Estudio de mercado de acumuladores según su material. Elaboración propia a partir de precios proporcionados por distribuidores.

### 3.7.1.3 Almacenamiento de calor procedente de la energía solar

Fath 1998, (78) presenta los modos en los que se puede almacenar la energía solar térmica, las posibilidades que ofrece, y la necesidad de almacenamiento que presenta la energía solar debido a su intermitencia en el suministro, las noches, las nubes, las estaciones del año.

Las posibles formas de almacenamiento térmico son: en calor sensible o calor latente.

Aspectos importantes a la hora de almacenar energía térmica solar son: la temperatura de almacenamiento que depende de la aplicación y de la carga térmica a la que se vea sometida, por lo que los sistemas se clasifican en baja, media y alta temperatura de almacenamiento. Por la duración del almacenamiento se pueden clasificar en acumuladores térmicos de corta o larga duración.

El proceso de almacenamiento se ve afectado principalmente por las pérdidas de energía hacia el ambiente, que se incrementan con la duración del mismo. El diseñador debe dar un método de almacenaje que sea de larga duración, de pequeño volumen de acuerdo con la energía almacenada y de bajo coste que lleve a pocas pérdidas e irreversibilidades.

❖ Calor sensible:

Agua, aceites, o sólidos como rocas, cemento, hierro...desventajas su gran tamaño y la oscilación de las temperaturas cuando se introduce o se extrae calor del almacenamiento. Si se permiten grandes oscilaciones el tamaño correspondiente puede disminuir. El material debe tener una alta difusividad térmica y debe permitir que se produzcan muchos ciclos de almacenamiento y extracción de calor. Han de ser química y mecánicamente estables.

Si el almacenamiento se hace a baja temperatura se puede hacer con agua o sólidos, el agua es un material que aporta una alta capacidad térmica y se puede almacenar a presión atmosférica sin embargo es corrosiva y la vida útil del acumulador térmico es de unos 10 años, según los autores. Se puede almacenar bajo tierra o en la superficie, puede estar dentro o fuera de un recinto. El mayor problema que presentan estos tipos de acumuladores es su dimensionado, que depende de la aplicación a la que estén destinados, la superficie de captadores y las pérdidas que presente debidas a las condiciones climáticas del recinto. La utilización de lechos de rocas no necesita un mantenimiento elevado y su vida útil suele ser muy larga.

Media y alta temperatura los materiales utilizados son fluidos y sólidos o una combinación de ambos. Agua a presión, líquidos orgánicos (aceites), sales y metales líquidos. También se pueden utilizar sólidos pero en ese caso hay que tener en cuenta que las dilataciones pueden hacer que se pierda el contacto y que se reduzca la capacidad de transferencia de calor.

❖ Calor latente:

Los materiales que cambian de fase necesitan la mitad de espacio de almacenamiento que el agua, y se convierten en una alternativa. Componentes orgánicos como parafinas y sales hidratadas son utilizadas para baja temperatura. Para alta y media temperatura se debe tener en cuenta el efecto corrosivo del cambio de fase del componente sobre la vasija que lo contiene.

### 3.7.2 Normativa para acumuladores térmicos

El acumulador térmico, al igual que el captador, en Europa y según la norma ENV 12977-3 2002, (3) debe pasar por unos ensayos para determinar sus características y sus actuaciones. En dicha norma se especifican procedimientos para determinar experimentalmente:

- Altura del intercambiador.

- Altura de las conexiones de los circuitos de entrada y salida.
- La capacidad térmica del acumulador.
- El coeficiente global de pérdidas de calor del acumulador entero en reposo.
- El coeficiente de transferencia de calor del intercambiador de calor sumergido, caso de contenerlo.
- El volumen efectivo del acumulador.
- La estratificación durante la carga y descarga con alto caudal.
- Posición y longitud de fuentes de calentamiento eléctrico, caso de contenerlo.
- Degradación de la estratificación térmica durante el periodo de reposo.

La norma especifica que los acumuladores combinados necesitan un ensayo diferente, según la norma ISO 9459-5 y que en los acumuladores de doble pared se deben medir también las pérdidas de calor al ambiente.

### 3.7.2.1 Clasificación de los acumuladores térmicos

De acuerdo con la norma los acumuladores térmicos pueden pertenecer a uno o varios grupos de los expuestos en la **Tabla 3-4**, ya que pueden tener varios puntos de carga y descarga de agua.

GRUPO	MODO DE CARGA	MODO DE DESCARGA
1	Directo	Directo
2	Indirecto	Directo
3	Directo	Indirecto
4	Indirecto	Indirecto
5	Acumuladores que no pueden ser asignados a los grupos de 1 a 4	

**Tabla 3-4: Clasificación de acumuladores de agua caliente (3)**

Pueden llevar incorporado un aporte auxiliar, típicamente se realiza mediante resistencias eléctricas. Otro de los elementos que pueden contener es un intercambiador de calor interior, llamado serpentín, por donde el fluido caliente transfiere su calor al fluido almacenado en el cuerpo del acumulador.

### 3.7.2.2 Modos de funcionamiento

Los acumuladores térmicos, pueden trabajar manteniendo una temperatura homogénea en su interior, llamado acumulador térmico bien mezclado. O manteniendo una temperatura elevada en su parte superior y una temperatura baja

en su parte inferior. A este tipo de acumulador térmico se le denomina acumulador térmico estratificado.

Dicha estratificación se produce de forma natural si la entrada de agua caliente (menos densa) se produce por la parte superior del acumulador, y consecuentemente la extracción de agua calentada, y la entrada de agua fría se produce en la parte inferior del acumulador.

Las instalaciones solares tienen un mejor rendimiento cuando el acumulador térmico está estratificado, ya que la temperatura a la entrada del captador es menor y el captador trabaja con una eficiencia más alta, Furbo et al. 2005, (79).

### 3.7.3 Modelos de acumulador térmico

En la literatura se encuentran referencias a trabajos relacionados con los acumuladores térmicos que lo modelan según el tipo al que pertenecen.

Han et al. 2009, (80) realizan un estudio con las diferentes variantes a la hora de almacenar calor en el acumulador térmico en una instalación solar.

Comparando un acumulador térmico perfectamente estratificado con un acumulador térmico perfectamente mezclado, Ghaddar 1994, (81) demuestra que la eficiencia en el almacenamiento y la eficiencia de todo el sistema se incrementa respectivamente de un 6% a un 20%. El efecto de tener el acumulador térmico estratificado supone no sólo que el agua que llega a los captadores lo haga más fría, consecuentemente aumentando el rendimiento de los mismos, sino que además provoca que la caldera de apoyo tenga que encenderse en menos ocasiones o por un tiempo menor, lo que también supone un ahorro.

Desde el punto de vista de la estratificación térmica se asume que el fluido en el interior cae al nivel térmico correspondiente a su densidad, debido al efecto de la gravedad. Para mantener la separación entre agua fría y agua caliente se debe impedir en la mayor medida posible que se produzca el mezclado. Para ello la entrada de agua caliente y salida de agua fría del acumulador térmico deben situarse en la parte superior y la parte inferior respectivamente.

Dentro del acumulador térmico la estratificación se forma de dos maneras diferentes: calentamiento indirecto (mediante el uso de intercambiadores de calor) y calentamiento directo (acumulando directamente el agua procedente del captador solar).

- ❖ Si el calentamiento es indirecto, se puede producir a su vez:

- Con un intercambiador de calor sumergido en el propio acumulador: según estudios realizados por Spur et al. 2006, (82) la configuración que presente el serpentín dentro del acumulador térmico afectará al almacenamiento de calor por parte del mismo y consecuentemente a la estratificación. Según los estudios realizados la configuración del serpentín afecta significativamente a la estratificación a lo largo de la vertical del acumulador, a la transferencia de calor y al proceso de extracción de calor. Para lograr una estratificación alta es necesario poner el serpentín en la parte alta del acumulador.
- Con un intercambiador exterior: el intercambiador exterior suele funcionar en contraflujo. Los intercambiadores externos tienen mejor transferencia de calor que los intercambiadores internos, ya que su superficie se puede ajustar mejor a las necesidades propias de la instalación; además los intercambiadores externos suelen ser compactos, aportando con ello una gran relación superficie volumen de la que no suele ser fácil disponer en un intercambiador interno por dificultades en la organización de los flujos. Esta configuración es más práctica que la anterior y hay menos mezclado que degrade la estratificación en el acumulador térmico Parent et al. 1990, (83) y Frasser et al. 1995, (84).
- Acumulador térmico de doble pared: esta configuración ofrece un área de transferencia grande y un flujo de paso pequeño del fluido de los captadores por la segunda pared, que hace que este tipo de intercambiadores sea uno de los más simples y baratos para provocar la estratificación en el acumulador térmico. Knudsen et al. 2005, (85) y Baur et al. 1993, (86) estudiaron experimentalmente el acumulador térmico de doble pared vertical concluyendo que había pocas diferencias en el rendimiento anual entre este tipo de acumuladores y los que tienen un intercambiador de calor exterior.

❖ Con calentamiento directo:

Se necesita introducir un elemento dentro del acumulador térmico que evite el mezclado de agua caliente y fría dentro del acumulador, tales como sistemas difusores y láminas direccionales que controlan la dirección del flujo a la entrada al acumulador.

Hollands et al. 1989, (87) estudian la estratificación de un acumulador térmico que se alimenta directamente, para ello recomiendan utilizar un flujo pequeño en los captadores aunque disminuya el rendimiento. Concluyen diciendo que hay que poner la salida del acumulador térmico a la misma presión que la del agua fría para que al mezclarlas en el grifo de la ducha no se vuelva al acumulador térmico el agua y rompa la estratificación. Según los autores el máximo rendimiento de la instalación solar corresponde a un caudal tal que todo el volumen del acumulador térmico pasa una vez por el captador a lo largo del día.

Con respecto los modelos de acumulador térmico estratificado existen primordialmente tres tipos de modelos

- Unidimensional en el que el acumulador térmico se divide en zonas en el sentido vertical, dentro de las cuales la temperatura se considera homogénea horizontalmente. Nelson et al. 1999, (88) han elaborado un modelo que considera que existe intercambio de calor a través de las paredes, produciendo movimiento a lo largo de las mismas. Definen los números de Peclet y de Biot para ver la influencia de la pared en el acumulador.
- Bidimensional: utiliza las ecuaciones de Navier Stokes, Roberte 1998, (89).
- Tridimensional: utilizando CFD, Johanes et al. 2005 (90), Shah et al. 2003 (91), o programas de simulación como TRNSYS, Jordan et al. 2000, (92) y Spur et al. 2006, (93).

Sin embargo, las simulaciones tienen limitaciones:

La estratificación se ve afectada no sólo por las propiedades físicas del acumulador térmico sino también por las condiciones de operación que no pueden ser descritas por el modelo.

Con respecto a la ubicación de la entrada de agua caliente, ésta tiene mucha influencia en la estratificación, mientras que la salida no es tan importante, Lavan et al. 1977 (94). Al-Najeim et al. 1997 (95) comentan que el efecto turbulento de mezclado en la carga y descarga del acumulador provoca un importante efecto en la estabilidad de la estratificación.

Shyu et al. 1989 (96) exponen que la difusión térmica no es un factor determinante en la pérdida de estratificación en acumuladores verticales sin aislamiento, es más importante el espesor de la pared del acumulador térmico, debido a la gran conducción de la pared del acumulador térmico provocando una gran pérdida de calor al ambiente.

Nelson et al. 1999, (97) llegaron a la conclusión de que las condiciones de funcionamiento, estáticas y dinámicas, son muy importantes. Pueden hacer disminuir la energía neta utilizada proveniente de la instalación solar en un 23%, debido al mezclado cuando se producen las descargas. Andersen et al. 1999, (98) añaden que si se produce un mezclado el descenso en la energía neta será del 51% al descargar.

Para cuantificar la estratificación de un acumulador térmico Han et al. 2009 (80) definen:

- Número de estratificación: cociente entre los valores medios de los gradientes de temperatura instantáneos con el valor máximo del gradiente medio de temperatura en el proceso de carga o descarga del acumulador.



- Eficiencia energética para el proceso de carga y para el de descarga.
- Eficiencia exergética para el proceso de carga y para el de descarga.

Según Han et al. 2009, (80) muchos de los autores que estudian y modelan los acumuladores aportan los números adimensionales necesarios para definir el flujo, sin embargo los límites definidos para la aplicación cada correlación basada en esos números no son únicos, cada estudio presenta unos valores diferentes.

Existen nuevos métodos de conseguir estratificación como el hecho de utilizar varios acumuladores o el uso de materiales de cambio de fase, elevando el coste del acumulador.

Cabeza et al. 2006, (99) muestran cómo cambian los perfiles de temperatura a lo largo de la altura del acumulador térmico cuando se introducen dos, cuatro o seis botellas con PCM (Phase Change Materials), en la parte superior de los mismos. Los resultados experimentales muestran que los termopares en la zona superior del acumulador térmico registran las oscilaciones debidas a los cambios de temperatura de los materiales. Utilizan dos captadores solares planos iguales, uno para alimentar un acumulador térmico de 146 litros sin PCM y otro igual con PCM. Antes de conectarlos a los captadores, prueban el funcionamiento de los acumuladores de tres maneras, una dejándolos enfriar desde 80°C hasta el ambiente, otra calentándolo hasta 80°C, vaciarlo y volviéndolo a llenar con agua fría de la red, y la tercera, calentándolo con la instalación solar a la vez que se tiene programada una ducha de 5 minutos por la mañana. Con el primer experimento (2 módulos) se observa que se gana un 40% de densidad de energía en el acumulador, con 4 módulos un 52% y con 6, un 66.7%. En el segundo experimento se encuentra que el agua está por encima de los 35°C media hora más. Con 4 o 6 módulos se llega a 45 minutos. Con el tercero el agua en contacto con el captador tarda más en enfriarse cuando cesa la radiación solar

Sin embargo otros autores como Talmatsky et al. 2008, (100) tratan de explicar si el uso de PCM es apropiado para el almacenamiento de calor para ACS, a largo plazo. Hace una comparación entre un acumulador térmico lleno sólo con agua y otro que contiene PCM, para ver si el uso de PCM está justificado por un aumento de las prestaciones al usuario final. La simulación anual unidimensional en el eje vertical se realizó en MATLAB, y la base de datos de variables ambientales es de METEONORM. Para la simulación, utilizan un consumo de agua normalizado de 180l/día a 40°C y además el agua del acumulador térmico se enfría con agua de red cuando se supera esta temperatura. Las simulaciones, con varios tipos de PCM y de localizaciones dentro del acumulador, llevan al mismo resultado, la ganancia de energía destinada al consumo es del orden de un 1% y en algunos casos incluso llega a ser negativa.

Estos mismos autores realizan un estudio de las pérdidas del acumulador térmico debidas a la presencia de PCM. Cuando el acumulador térmico no posee PCM, su

temperatura tiende a aumentar por la tarde, sin embargo, con los PCM esa subida de temperatura es menor porque se produce el cambio de fase. Por la noche la temperatura del acumulador térmico con PCM es mayor que la del acumulador sin ellos debido a que vuelve a cambiar de fase. Las pérdidas en ambos casos son similares, por lo que el uso de PCM no conlleva aparentemente ninguna ventaja. La eficiencia del captador es otra variable a tener en cuenta, por ello estudia la temperatura de la capa de agua más baja del acumulador, su temperatura por las mañanas es mayor en el acumulador térmico con PCM que en el acumulador térmico normal, ya que el cambio de fase no sólo calienta la capa alta del acumulador térmico sino que a lo largo de la noche por conducción se calientan todas las capas. Por la tarde el efecto es el contrario ya que el cambio de fase hace que esa temperatura de la capa de agua más baja del acumulador térmico sea menor en el que tiene PCM.

❖ Ejemplos de simulaciones llevadas a cabo con diferencias finitas :

Duffie et al. 2006 (15), se describe un método de diferencias finitas que se puede resolver mediante integración numérica, utilizando los métodos numéricos tales como Euler explícito o implícito, Runge-Kutta o Crank-Nicholson y que permiten modelar la estratificación del acumulador. Dado que existe una alta complejidad en las ecuaciones que describen el comportamiento del acumulador cuando la carga y descarga del mismo están acopladas su resolución necesita la implementación de estos métodos de cálculo en programas de simulación.

Eicker 2001 (101) desarrolla en su libro un método de diferencias finitas tanto para acumuladores trabajando en forma estratificada como acumuladores homogéneos. Dicho método permite conocer la distribución de temperaturas a lo largo del eje vertical del acumulador, previamente dividido en supuestas capas de temperatura homogénea.

Otros autores como Kleinbach et al. 1993 (102) y Oberndorfer et al. 1999 (103) estudiaron la sensibilidad de estos métodos al número de nodos presentes en el modelo determinando que un número superior a 10 nodos no implica una mejor descripción de la estratificación del acumulador. El caso homogéneo se puede estudiar como un caso particular del estratificado si se toma un único nodo para el acumulador completo.

❖ Ejemplos de simulaciones llevadas a cabo en TRNSYS :

Soo Too et al. 2009, (104) realizan una simulación con TRNSYS de un acumulador térmico de doble pared con un recubrimiento más delgado y con la particularidad de que el fluido está obligado a dar dos vueltas por la superficie del acumulador. Se ofrecen las correlaciones que gobiernan el proceso, siendo la convección forzada la

que predomina en el recubrimiento y la convección natural en el acumulador. Los autores concluyen diciendo que la transferencia de calor es más baja en un 7% que en el caso de cuando el fluido pasa directamente de los captadores al acumulador térmico. Aunque en lugares donde el clima no permite utilizar únicamente agua como fluido caloportador es necesario separar el agua de consumo del agua que pasa por los captadores. Estos autores además de la simulación realizan una aplicación experimental, midiendo la temperatura a lo largo de la altura del acumulador con 10 termopares. Concluyen que la estratificación en el acumulador térmico únicamente existe entre la parte inferior del mismo y la capa de altura máxima del recubrimiento, ya que desde esa capa hasta la parte superior del acumulador térmico la temperatura es prácticamente la misma.

Jordan et al. 2005, (105) estudian el comportamiento de los acumuladores estratificados atendiendo una demanda de agua caliente por lo que consecuentemente la altura a la que se produce la entrada de agua fría es relevante para la estratificación. Llevan a cabo tanto ensayos experimentales a dos alturas y sus correspondientes simulaciones con TRNSYS empleando un parámetro que hace variar la altura de la entrada progresivamente. Utilizan un modelo de acumulador térmico ya definido en TRNSYS, que es un modelo multi-nodo en el que se simula el acumulador térmico con una estratificación unidimensional, teniendo en cuenta las pérdidas y el calor transferido a los intercambiadores de calor, (el acumulador térmico es de los que tiene un intercambiador interior de calor en la zona alta del mismo). Los parámetros necesarios son el flujo forzado debido a la carga y descarga a través de las tuberías en el acumulador, al igual que una conductividad efectiva que describe la transferencia de calor debida a la conducción y la convección entre las capas que forman el acumulador. El transporte de calor dentro del acumulador térmico se modela como una difusión numérica que se controla con el número de capas elegida para cada acumulador. Mientras que el valor de la conductividad efectiva es decisivo para describir la estratificación del acumulador térmico para simulaciones a largo plazo, tiene una menor influencia en intervalos pequeños como los utilizados en este artículo, según el autor. Dado que la temperatura de entrada del agua fría es inferior a la de la capa inferior del acumulador térmico la altura a la que se produce dicha entrada determina la altura de la zona totalmente mezclada del acumulador. Por lo tanto, dicha altura juega un papel importante en el mezclado de la parte inferior del acumulador.

La simulación la realizan para varias posiciones a lo largo del eje vertical del acumulador y para varios caudales de entrada, ya que cuando entra el fluido en el acumulador térmico se produce una pluma de agua fría que depende de la velocidad de entrada. Definen el número de Richardson que es el cociente entre el número de Arquímedes con el Reynolds al cuadrado para caracterizar el mezclado en el acumulador. Encuentran las máximas diferencias en las capas donde la temperatura es

mayor. Con acumuladores de doble pared se encuentra que si se aumenta la altura de la toma de entrada de agua en 0,3m de la posición ideal, parte más baja del acumulador, se reduce la fracción solar del 60% al 56% anualmente, ya que aumenta la temperatura media de la capa inferior del acumulador 2,5K.

**Resumen:** Dada la diversidad de modelos de acumuladores térmicos resulta necesario conocer de forma bien experimental y mediante simulaciones sus prestaciones para elegir el tipo de acumulador idóneo para cada instalación, por lo que la bibliografía aquí consultada pretende poner de manifiesto las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos a la aplicación de ACS utilizando energía solar. Como primera conclusión se puede decir que el uso de acumuladores térmicos estratificados supone una ventaja frente al uso de los homogéneos ya que la temperatura de entrada en el captador solar será inferior ya que se toma de la parte inferior del acumulador, directamente o a través de un intercambiador de calor.

Ahora bien, la dificultad mayor reside en el hecho de que la estratificación es complicado de conseguir y mantener en los procesos de carga y descarga del acumulador debido a la formación de corrientes internas que producen mezclado entre las distintas capas de niveles térmicos. Por lo que la posición ocupada por la entrada de agua fría y caliente en el acumulador serán decisivas a la hora de obtener los mejores resultados.

En pro de la estratificación y disminución del mezclado se han desarrollado diferentes mecanismos de transferencia de calor más o menos eficientes tales como uso de intercambiadores de calor internos, denominados serpentines, o externos como los tanques de doble pared o los intercambiadores de calor de placas, o el uso de materiales de cambio de fase. Los serpentines interiores deben colocarse en la parte superior del acumulador para producir el efecto esperado por lo que su superficie de intercambio de calor se ve limitada. Los acumuladores de doble pared, que tienen una superficie mayor para el intercambio de calor, sin embargo, las simulaciones realizadas ofrecen resultados en los que se pone de manifiesto que la estratificación no se produce en todo el acumulador provocando que parte del mismo mantenga su temperatura. En cuanto al uso de PCM no está unificado el criterio, ya que los beneficios obtenidos, según los autores no son concluyentes.

### 3.8 Instalaciones solares de agua caliente sanitaria

Las instalaciones solares dedicadas a la producción de agua caliente sanitaria se pueden clasificar para su estudio en dos grandes grupos, las que poseen una bomba o

grupo de bombas para mover el fluido y las que el fluido se mueve por diferencia de densidad, llamadas de termosifón.

En un extenso trabajo los investigadores García-Valladares et al. 2008, (106) presentan una clasificación exhaustiva de los distintos sistemas de agua caliente sanitaria solar, según 7 atributos, tal y como los clasifica la ISO 9459-2 (1997):

Atributo 1:

- a. *Únicamente solar*: sistema designado para aportar ACS sin el uso de ninguna energía suplementaria más que la necesaria para mover el fluido y alimentar el sistema de control.
- b. *Pre calentamiento solar*: el sistema no incorpora ninguna forma de calentamiento suplementario. El sistema se instala para precalentar el agua de red antes de entrar en la caldera.
- c. *Solar con aporte auxiliar*: el sistema utiliza ambos sistemas de forma integrada y produce el ACS independientemente de la disponibilidad solar.

Atributo 2:

- a. *Directo*: el agua que se calienta a través de los captadores será finalmente el agua que se consume.
- b. *Indirecto*: el fluido que pasa por los captadores transfiere el calor a otro fluido que será el que finalmente se consumirá.

Atributo 3:

- a. *Abierto*: sistema en el que el fluido permanece en contacto con la atmósfera.
- b. *Con cisterna*: sistemas en los que el contacto del fluido con el ambiente está restringido a la superficie libre presente en un acumulador abierto o una tubería abierta.
- c. *Cerrado*: sistema en el cual el fluido caloportador está completamente aislado del ambiente.

Atributo 4:

- a. *Relleno*: sistemas en los que el captador se mantiene lleno con el fluido caloportador.
- b. *Drainback*: sistemas en los que parte del fluido que normalmente pasa por el captador se almacena en un acumulador térmico para su uso repetido.
- c. *Draindown*: sistema en los que el fluido caloportador se extrae del captador y se tira.

Atributo 5:

- a. *Termosifón*: sistema que utiliza el cambio de densidad que sufre el fluido para producir la circulación del mismo a través del circuito.
- b. *Forzado*: sistema que utiliza medios mecánicos o una diferencia de presión generada externamente para mover el fluido.

## Atributo 6:

- a. *Circulante*: sistema en el cual el fluido caloportador circula entre el captador y el acumulador térmico o el intercambiador de calor durante el tiempo de operación.
- b. *Conectado en serie*: sistemas en los que el ACS pasa directamente de la toma de red atravesando el captador hasta el acumulador térmico o el punto de consumo.

## Atributo 7:

- a. *Almacenamiento remoto*: sistema en el que el acumulador térmico está separado del campo de captadores y se coloca a una distancia de los mismos.
- b. *Almacenamiento acoplado con el captador*: el acumulador térmico se coloca en la parte superior de los captadores en un soporte común.
- c. *Captadores con almacenamiento integral*: sistemas en los que tanto la captación de energía solar como el almacenamiento de la misma se realiza en el mismo dispositivo.

Posteriormente, el artículo citado comenta algunos estándares internacionales que miden el rendimiento de los sistemas. El primero que comenta es el ISO 9459 con sus 5 apartados, el ASHRAE 95 y el método del INTA.

❖ ISO 9459:

La norma ISO 9459 está dividida en 5 partes que se pueden distribuir según tres categorías:

- a. ISO 9459-1: en la que se mide el rendimiento de los sistemas de ACS con ensayos realizados en el interior.
- b. ISO 9459-2: que se aplica a sistemas con aporte únicamente solar y sistemas de precalentamiento.
- c. ISO 9459-3: que se aplica a los sistemas solares conjuntamente con los sistemas auxiliares.

En el caso de ISO 9459-2 se realiza un ensayo exponiendo los captadores al ambiente exterior, se utilizan directamente valores medios locales de irradiación solar, temperatura ambiente y temperatura del agua de red para predecir el comportamiento anual del sistema. Los resultados permiten predecir el comportamiento de la instalación, pero cuando se produce únicamente una descarga por la tarde.

- d. ISO 9459-4: Simulación anual de las instalaciones para determinar su rendimiento utilizando TRNSYS.
- e. ISO 9459-5: presenta un procedimiento dinámico para determinar las actuaciones de un sistema completo y los parámetros del sistema, utilizando un modelo de simulación con valores horarios de las variables ambientales con el objetivo de predecir el rendimiento del sistema.

Los resultados de la ISO 9459-4 e ISO 9459-5 son comparables.

❖ ASHRAE 95:

La norma ASHRAE 95 (1987) establece un método uniforme para caracterizar térmicamente sistemas de ACS Solar. Los procedimientos están descritos para tres categorías: únicamente alimentados por energía solar, sistemas de precalentamiento y sistemas con aporte auxiliar. Los ensayos se pueden llevar a cabo, tanto en el interior como en el exterior, incluso podrían no recibir radiación si se utiliza un calentador en serie sustitutorio. Esta norma se aplica a sistemas con un almacenamiento de 450 litros o menos y con una demanda aproximada por día de 380 litros como máximo.

El sistema no se aplica a captadores integrales o termosifón.

❖ PROCEDIMIENTO DE ENSAYOS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DE EQUIPOS SOLARES DOMÉSTICOS, INTA:

Este procedimiento se aplica a la producción de ACS exclusivamente por medio de energía solar y con una capacidad máxima de 300 litros diarios. Se aplica tanto a sistemas de circulación forzada, termosifón como sistemas integrales.

Este ensayo se utiliza para determinar la energía contenida en la descarga de agua caliente del sistema como función de la radiación solar y el perfil de temperaturas en el agua extraída del acumulador.

El ensayo se realiza en el exterior con exposición directa a la radiación solar. No considera sistemas solares con concentración.

El ensayo consiste en determinar de manera global la producción de ACS. La norma establece que no existen descargas durante el tiempo que existe radiación solar y que una o varias descargas se producen cuando no hay radiación solar presente.

Para la determinación del rendimiento solar se utilizan diferentes valores diarios y se realiza la media. Las pérdidas nocturnas también se evalúan.

### 3.8.1 Sistemas solares prefabricados

#### 3.8.1.1 Normativa

Este tipo de instalaciones se rige por la norma EN-12976 2006, (107) en la que se engloban los siguientes tipos de instalaciones:

- Sistemas con captador más acumulador térmico integrados.
- Sistemas por termosifón para agua caliente sanitaria.
- Sistemas de circulación forzada como conjunto de elementos con una configuración fija para agua caliente sanitaria.

Mediante esta norma se ensayan las instalaciones para conocer:

- Resistencia a heladas.
- Protección contra sobretemperaturas.
- Resistencia a presión.
- Contaminación del agua.
- Protección contra rayos.
- Equipo de seguridad.
- Caracterización del rendimiento térmico para agua caliente sanitaria, aún no está descrito para calefacción.
- Capacidad del sistema solar y auxiliar para cubrir la demanda (se ensaya un ciclo de carga correspondiente al 40% a las 12h, 20% a las 17h y 40% a las 22h).
- Protección contra flujo invertido.
- Seguridad eléctrica.

#### 3.8.1.2 Trabajos experimentales

Los sistemas de termosifón son los que se utilizan en latitudes en las que no hay riesgos de temperaturas muy bajas que puedan provocar la congelación del agua que pasa por dentro de los captadores; además presentan el inconveniente de que el agua que se va a consumir es esa misma ya que son de tipo directo.

Existen trabajos experimentales de dichas instalaciones, tales como:

Ong 1974, (108) y Ong 1976, (109) es uno de los primeros investigadores que consigue un método para describir una instalación solar experimental mediante un modelo sencillo. En el primer artículo supone una temperatura media en todos los componentes llegando a resultados diferentes de los obtenidos experimentalmente,



ya que la hipótesis de que la temperatura media del captador y del tanque eran las mismas no resultó correcta, al igual que la descripción del termosifón y la no contabilización de la inercia térmica del captador. En el segundo artículo mejoró dicho método dividiendo el modelo en distintos elementos en los que sí pudo considerar que la temperatura era homogénea, y aplicando la ecuación de conservación de la energía a cada uno de ellos, logrando resultados muy próximos a los experimentales. Los datos experimentales se toman cada 6 minutos en las horas centrales del día. La obtención de resultados del programa supone un cálculo de horas en un ordenador de la época, realizando muchas aproximaciones y asunciones del valor de ciertos parámetros.

Abd-al Zahra et al. 1984, (110) realizan un estudio experimental en una instalación solar con efecto termosifón. El sistema solar se monitoriza con varios termopares, de forma que se conoce la temperatura en el captador y además del acumulador térmico. También se mide el flujo de agua que pasa del acumulador térmico al captador. El captador es un modelo especial con más tubos en su superficie de lo habitual. Se expone el conjunto al sol y se miden las propiedades a lo largo de varios días. Primero el experimento se lleva a cabo sin descargas del acumulador, después con descargas programadas cada cierto tiempo y por último con una descarga continua a lo largo del día, de forma que se llegan a las siguientes conclusiones:

- El flujo de agua se paraliza en el momento que se nubla el cielo por un largo periodo de tiempo, sin embargo si la nube es pasajera se produce únicamente una caída en el flujo natural del agua en circulación.
- La temperatura varía conjuntamente con la radiación al igual que el flujo de agua, de manera que a mayor radiación mayor temperatura y mejor rendimiento, siempre y cuando no haya consumo. En el momento que el consumo entra en juego se llega a la conclusión de que el rendimiento baja bastante por lo que es imposible dar agua a la temperatura de consigna a lo largo del día completo. La situación más desfavorable es cuando se simula un consumo continuo. La temperatura de suministro del ACS en Iraq es de 47°C.

Young et al. 1984, (111) realizan un estudio experimental en el que miden las temperaturas, tanto del captador como del acumulador térmico, concluyendo al igual que otros autores, que en las instalaciones por termosifón existe una relación entre el caudal que pasa por la instalación y la radiación solar incidente.

Uhlemann et al. 1985, (112) comparan dos sistemas iguales en el que uno tiene el circuito presurizado y el otro no, comprobando experimentalmente las ecuaciones de Close 1962, (113), con un rendimiento global de la instalación del 40% en ambos casos. También desarrollan una ecuación para calcular el flujo inverso que se produce por la noche en estos sistemas. Los sistemas están monitorizados con termorresistencias PT100; en el acumulador térmico vertical hay varias termorresistencias instaladas y en los demás componentes también.

Morrison et al. 1980, (114) estudian el flujo en captadores termosifón con un anemómetro láser Doppler, descubriendo que el flujo es un 10% mayor a medio día de lo que la teoría supone. Sin embargo a primeras horas de la mañana y de la tarde pasa lo contrario. Calculan los coeficientes de fricción en régimen turbulento y en régimen laminar,  $f_L=1,38$ ,  $f_T=0,56$ . Concluyen diciendo que en los métodos de medida del efecto termosifón típicamente utilizados se infravalora el flujo para  $Re < 300$  y lo sobrevalora para altos números de Reynolds. Si se incorpora el efecto de la fricción en las regiones en desarrollo se mejora pero sigue estando infravalorado.

Hay muchos más trabajos en la bibliografía, como los realizados por Kamal 1986, (115), Abdelrahman et al. 1985, (116), Shitzer et al. 1979, (117), Zerrouki et al. 2002, (118) y Zerrouki et al. 2002 (119) entre otros. En todos ellos se describen actuaciones experimentales de instalaciones solares con termosifón encontrándose el mismo tipo de problema: conocer el caudal real que circula por el captador al igual que la determinación del rendimiento. Otra característica típica encontrada por los autores en este tipo de instalaciones es la posibilidad de paradas de flujo a lo largo del día por el paso de abundantes cúmulos de nubes y la pérdida de calor por la noche al establecerse flujo inverso entre el acumulador y el captador.

### 3.8.1.3 Simulaciones

Existen muchas simulaciones de instalaciones solares de termosifón, en las que se trata de conocer, tanto las condiciones del flujo en la instalación debidas a la diferencia de densidades provocadas por la radiación solar, como describir el comportamiento de la instalación bajo unas condiciones de uso dadas.

Mertol et al. 1981, (120) analizan el uso de intercambiadores de calor en sistemas de termosifón, dado que pretenden utilizar agua con propilenglicol en el campo de captadores. Proponen el uso de un acumulador térmico con un intercambiador de tubos en su interior y simulan su comportamiento a lo largo de un día. Según los autores estos sistemas se encuentran con el grave problema de que por la noche el flujo se invierte y se enfría el acumulador térmico con la recirculación. Comentan que el hecho de utilizar propilenglicol disminuye este problema, pero no lo resuelve. El sistema que simulan es el típico para una vivienda con  $3,9 \text{ m}^2$  de captadores y un acumulador térmico de 302 litros. El estudio está resuelto en condiciones estacionarias y no estacionarias, utiliza las ecuaciones de conservación de momento y de energía aplicadas con distintas simplificaciones, desprecia la inercia del captador. La radiación solar y la temperatura ambiente las modela como una función seno a partir de los datos medios mensuales. El intercambiador tiene un valor constante en el coeficiente de transferencia de calor y utiliza una descarga única del acumulador. Los autores pensaron en validar el modelo experimentalmente, pero no se ha encontrado ninguna referencia bibliográfica al respecto. Los resultados teóricos muestran que el uso de un intercambiador en el interior del acumulador no altera la mayoría de los parámetros,

sin embargo es más relevante el hecho de utilizar las tuberías de unión lo más cortas posible para mejorar el rendimiento.

Kalogirou et al. 2000 (121) muestran cómo deben hacerse las simulaciones en los sistemas solares mediante el uso de redes neuronales. Para alimentar la red neuronal que proponen, se introducen datos de 30 sistemas, de tipo termosifón, que cumplen con la normativa griega ELOT 879.

Las redes neuronales utilizan varios de los casos para aprender a predecir los resultados y posteriormente se comprueban los resultados predichos por ellas con los datos experimentales de los otros sistemas. Se obtienen valores adecuados para las estimaciones con un  $R^2$  cercano a la unidad. Los modelos predicen el comportamiento del sistema cuando se produce una descarga igual al tamaño del acumulador térmico al final del periodo de recolección de energía solar y en otra simulación se estima la energía media mensual obtenida de la instalación solar, con unas temperaturas de servicio de 35 a 40°C. Se prueban varias localidades y varias áreas de captadores.

Morrison et al. 1985, (122) simulan en TRNSYS una instalación solar con efecto termosifón, la cual consta de un captador solar plano y un acumulador térmico estratificado operando en condiciones estacionarias. El captador lo dividen en diferentes nodos a los que aplican la ecuación de Hottel-Whiller despreciando cambios con el flujo y la temperatura. Se contrastan con datos reales de instalaciones en dos localidades. La estratificación en sistemas con termosifón tiene mucha relevancia en la temperatura de entrada a captadores y en la cantidad de flujo, cuanto menor sea el flujo mayor es el grado de estratificación. Comentan que para modelar un acumulador térmico estratificado con efecto termosifón vertical se necesitan al menos 20 nodos, a mayor número de nodos menor tiene que ser el paso temporal para mantener la precisión numérica: para un acumulador térmico de 20 nodos se necesita un paso temporal próximo a los 5 minutos. Las tuberías de conexión se simulan como un único nodo; dado que el cambio en la temperatura es pequeño no consideran inercia térmica. El acumulador térmico se simula inicialmente con tres volúmenes finitos horizontales; el primer paso es resolver el cambio de temperatura en cada capa debido a las pérdidas al ambiente y la conducción entre capas. La energía entrante de los captadores se determina considerando una temperatura constante a lo largo del intervalo temporal. También tienen en cuenta el calentamiento debido a la fuente auxiliar. Comparan los resultados de esta simulación con datos experimentales y observan que las diferencias con los experimentales se producen mayormente al comienzo y final del día, pero como en esos momentos el total de la energía recogida es pequeña; no implica un error significativo.

El efecto del perfil de la demanda en el rendimiento del sistema también es importante, si el perfil tiene un máximo en las horas centrales del día el rendimiento sería el óptimo. Se muestra que el efecto del perfil de consumo es más significativo en el caso de sistemas de termosifón que en los casos de sistemas forzados. Si el consumo es muy alto entonces el perfil consumo es muy significativo en el comportamiento de la instalación, produciendo grandes diferencias entre perfiles nocturnos y diurnos. Sin embargo si el consumo es bajo estas diferencias son mínimas.

Otras simulaciones han sido llevadas a cabo por diversos autores: Sodha et al. 1981, (123) está basada en la formulación de Ong 1974, (108), utilizando un intercambiador interno en el acumulador y verificando dicha simulación experimentalmente. Rakopoulos et al. 1986, (124), analizan experimentalmente las instalaciones de termosifón y aportan datos de un tiempo prolongado de funcionamiento tales como que tanto la cantidad como el momento en el que se produce el consumo es relevante a la hora de conocer el correcto funcionamiento de la instalación ya que esta es mucho más sensible a este tipo de variaciones que las instalaciones con circulación forzada. Morrison et al. 1983, (125), describen un método empírico para predecir el comportamiento de la instalación, basado en el hecho de que la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del captador se mantiene constante a lo largo del día. Norton et al. 1987, (126) simulan con TRNSYS distintos volúmenes acumulación y superficies de captación para encontrar el óptimo siendo ese el valor de 200 l para 4m<sup>2</sup> de captador. Shariah et al. 1996, (127), mejoran las prestaciones introduciendo una válvula termostática en el sistema y comprobando experimentalmente el aumento en el calor útil obtenido. Sokolov et al. 1992, (128), hacen uso de un modelo en diferencias finitas y otros centran su trabajo en la validación experimental, como Tzafestas et al. 1974, (129).

### 3.8.2 Sistemas solares a medida

Los sistemas a medida presentan ventajas ya que el hecho de tener una instalación centralizada de circulación forzada frente a una instalación individual de termosifón, el impacto visual es mucho menor, ya que el acumulador térmico está en el interior del edificio dando la posibilidad de protegerle de las inclemencias del clima. Sin embargo este sistema aumenta su coste ya que se añaden los costes de la bomba y la regulación, cosa que en el caso de termosifón no existía. Otra ventaja es que con una instalación centralizada forzada se puede dar cobertura a todos los pisos de un edificio desde la primera planta hasta la última, con los sistemas individuales de termosifón únicamente las últimas plantas del edificio se beneficiaban de esas ventajas por problemas de circulación en las tuberías. Además los sistemas centralizados a la hora de diseñarlos ofrecen la posibilidad de suponer un factor de utilización, por lo que el número de viviendas consumiendo simultáneamente agua caliente sanitaria reduce el número total de captadores, Wolf et al. 1980 (130).

Los sistemas a medida, al igual que los sistemas prefabricados deben cumplir con normativas y están sujetos a investigación tanto experimental como simulada.

### 3.8.2.1 Normativa

Este tipo de instalaciones están regidas por la norma ENV-12977 2002 (4) , que está dividida en tres partes, la tercera ya se ha comentado anteriormente en el apartado 3.7.2 de este mismo capítulo. Se engloban las siguientes instalaciones:

- Sistemas de circulación forzada para agua caliente y/o calefacción, montados usando componentes y configuraciones descritos en un archivo de documentación (principalmente sistemas pequeños)
- Sistemas únicos en el diseño y montaje utilizados para calentamiento de agua y/o calefacción (principalmente sistemas grandes)

La instalación debe pasar igualmente por unos ensayos, en los que además de ensayar lo descrito en el apartado anterior para instalaciones prefabricadas, se llevan a cabo ensayos por parte del instalador:

- Verificación de los materiales.
- Componentes y circuitos hidráulicos.
- Equipo de seguridad e indicadores.
- Diseño de la instalación y estudio estructural.
- Operación inicial, inspección y puesta en servicio.

### 3.8.2.2 Trabajos experimentales

Wolf et al. 1980 (130), estudian una instalación solar que surte de agua caliente sanitaria a dos residencias de estudiantes, en un edificio hay habitaciones sencillas, para una persona y en el otro son habitaciones dobles, para dos personas.

La instalación cuenta con 35,6 m<sup>2</sup> de captadores y 2.000 litros de acumulador térmico y da servicio a 144 personas adultas. Los captadores están conectados en paralelo en dos filas de 10 captadores cada una y entre ellas hay unas válvulas que permiten que ambas filas trabajen en serie o en paralelo, en este caso lo hacen en paralelo. El acumulador térmico se construyó con la idea de mantener la máxima estratificación posible, de tal manera que se active la entrada de líquido en el acumulador para un valor determinado de la temperatura de salida de los captadores, mediante el uso de una válvula termostática. El acumulador térmico tiene 3 posibles entradas separadas verticalmente 50 cm. Sin embargo este dispositivo tan sofisticado no llegó a dar buenos resultados en la instalación, produciéndose mezclado de agua caliente y fría dentro del acumulador.

La bomba de 60 W se enciende cuando la diferencia de temperatura es mayor de 8°C y se apaga cuando es menor de 2°C. Una de las desventajas de este sistema es que tiene unas longitudes de tuberías muy grandes ya que la instalación solar está en un edificio y el consumo en otros edificios distintos. Cada apartamento tiene un acumulador

térmico de 120 litros con una resistencia eléctrica como apoyo auxiliar a la instalación solar. Estudiando los consumos eléctricos del complejo antes y después de la instalación de los captadores se encuentra que se ha obtenido un 46% de reducción en la factura eléctrica y que la eficiencia de los captadores anualmente ha sido del 39%.

Wolf et al. 1984 (131), simulan el acumulador térmico y además realizan un estudio de la sensibilidad del rendimiento de la instalación al consumo de los habitantes del inmueble. Comprueban la precisión del método con el funcionamiento experimental de una instalación solar de 20 captadores en una residencia de alumnos. Dicha comparación la realizan únicamente con tres días.

El acumulador térmico lo simulan al igual que los captadores, dividiéndole en varias capas en las cuales la temperatura puede tomarse como constante. En una primera aproximación realizan la simulación sin ningún consumo de agua, y después repiten los cálculos con consumos constantes a lo largo de un periodo de tiempo previsto, cambiando la cantidad de agua de consumo extraída del acumulador térmico por el caudal de salida. El tamaño del acumulador térmico es de 2.000 litros y se tienen 20 captadores de 2,17 m<sup>2</sup> de superficie. El acumulador térmico dispone de 5 termopares en su interior para medir los perfiles de temperatura.

Spirkl 1990 (132) comenta que en los ensayos dinámicos son más flexibles, puesto que se puede utilizar cualquier perfil de demanda o de carga en la instalación solar. Únicamente hay que medir las variables de entrada del sistema y el calor de salida, las demás variables internas deben dejarse al programa. Realizan un estudio en cuatro captadores diferentes, en los que demuestran que los errores cometidos son pequeños. Calculan una resistencia de pérdidas en torno a los 2,3 K/kW. Concluye afirmando que son necesarios más ensayos en régimen dinámico.

Fanney et al. 1988 (133), comparan experimentalmente dos sistemas indirectos de energía solar con 3 captadores solares, los cuales se diferencian en la utilización de un intercambiador de calor. El agua fría se introduce en el acumulador térmico a una temperatura de 22°C. El acumulador térmico tiene un aporte eléctrico en la parte superior que cuando la temperatura baja de los 54°C se enciende y calienta hasta los 60°C.

Se utilizan dos tubos en el interior de los acumuladores para introducir el agua caliente, uno que la introduce de forma axial a una determinada altura y otro que tiene agujeros equiespaciados que introducen el agua en el acumulador. El intercambiador es de tubo y carcasa de un solo paso a contraflujo. Hay termopares tipo T cada 15 cm en el acumulador térmico para medir la estratificación. También se miden las temperaturas típicas de los fluidos, los flujos y las potencias de los aparatos eléctricos, bombas y calentador. Para determinar el rendimiento térmico de los captadores se realizan medidas siguiendo la norma ASHRAE 93 (2), confirmándose la relación entre caudal y rendimiento descrita por Duffie et al. 2006, (15). Con un caudal de 0,02 kg/s m<sup>2</sup> el acumulador térmico trabaja de modo estratificado, pero cuando se empieza a introducir calor por parte de los captadores en el mismo la estratificación rápidamente se pierde. Sin embargo si el caudal se reduce a 0,0033 kg/s m<sup>2</sup>, la estratificación no se pierde en ningún momento, siendo mayor la energía entregada en el acumulador térmico y menor la potencia eléctrica consumida en las bombas, dado que el caudal a

mover es menor. Ambos tubos de descarga en el acumulador térmico dan el mismo resultado, algo que confirmaba los estudios realizados previamente. Seguidamente se llenó el circuito primario con anticongelante al 50% para poder ver los cambios en la energía recogida, necesitando conectar el intercambiador de calor. El consumo de energía auxiliar aumentó, no siendo posible compensarlo con una reducción del caudal ya que la eficiencia del intercambiador se vería reducida al reducir el caudal.

### 3.8.2.3 Simulaciones

Gutiérrez et al. 1974, (134) tratan la influencia de la colocación de la caldera auxiliar en un sistema de ACS y el momento más adecuado para consumir la energía del acumulador térmico. El trabajo es muy antiguo, por lo que los resultados obtenidos son más cualitativos que cuantitativos. Podría considerarse uno de los primeros trabajos de simulación de instalaciones solares de circulación forzada. El problema básico que encuentran es que los ordenadores no tienen capacidad suficiente como para resolver todos los parámetros utilizados y por tanto deben escoger constantes algunos de los que los fabricantes dan, como es el caudal o los parámetros de pérdida de energía. Simulan el acumulador térmico estratificado con varias capas en las que la temperatura se puede considerar constante. Los cálculos que realizan sobre 31 días corresponden al mes de mayo y los hacen con una demanda constante de 3 horas en el periodo más favorable, después del mediodía. Esto se debe a que según sus cálculos es cuando menos energía auxiliar es necesaria y menos pérdidas tienen los captadores y el acumulador, ya que su temperatura de trabajo disminuye. Por otro lado, afirman que el aporte auxiliar se debe dar en serie, ya que de todas las secuencias simuladas es el que menor energía utiliza. El sistema que más energía auxiliar necesita es el que se monta en paralelo y a medio camino se encuentra el aporte dentro del acumulador térmico solar.

Panteliou et al. 1996 (135) desarrollan un método para elegir el sistema de acumulación, según los parámetros de los captadores dados por los fabricantes, los aislantes, los metros de tubería y los materiales de los que está hecho el acumulador. También se tienen en cuenta las temperaturas de entrada y salida en el acumulador, la temperatura ambiente, la velocidad del viento y el periodo durante el cual el experimento se ha realizado, y las pérdidas. Algunos parámetros se pueden insertar por parte del usuario y otros se importan directamente de la base de datos del programa. Se basa en la resolución de bucles condicionales.

Buckles et al. 1980 (136) presentan una modificación del método f-chart versión 3.0. En el artículo estudian 4 sistemas distintos, uno con intercambiador de calor externo y un único acumulador, otro igual pero con dos acumuladores en serie separados por una válvula termostática, otro con un acumulador térmico y el intercambiador de calor interno y otro igual que el anterior pero con dos acumuladores. Realizan una

simulación con TRNSYS para distintas localidades de USA y definen tres formas de calcular la fracción solar aportada por el sistema, parámetro esencial para el cálculo de f-chart. En la simulación también utilizan varios perfiles de demanda, el perfil RAND descrito en el capítulo 2 de esta tesis, un perfil constante las 24h del día y varios perfiles de 4 horas de consumo constante a distintas horas.

Con todos esos datos llegan a las siguientes conclusiones: con respecto a tener un intercambiador dentro o fuera del sistema, las variaciones de rendimiento son muy pequeñas, con respecto a tener uno o dos acumuladores, el funcionamiento es mejor cuando se tiene un único acumulador térmico y con respecto al perfil de la demanda, la más favorecida es aquella configuración donde el consumo se realiza a horas tempranas en la tarde, ya que las pérdidas de acumulación son menores. La peor es aquella en la que el consumo completo se realiza por la mañana temprano. Suponen unos rendimientos de los intercambiadores internos de 0,5 y externo de 1,0.

En Kenna 1984 (137) y Kenna 1984b (138) se realiza un estudio de parámetros adimensionales que permitan optimizar los componentes de una instalación solar grande de ACS. Comenta el autor que el método f-chart elige parámetros adimensionales que gobiernan el rendimiento del sistema y permite dar un valor al rendimiento del sistema con pocas variables. Busca parámetros adimensionales en el que el tiempo característico es un día, la radiación característica es la máxima diaria y la temperatura característica la diferencia entre la temperatura del agua de red y la de servicio.

Una vez adimensionalizada la ecuación se integra entre dos tiempos: salida y puesta del sol, esto daría resultados erróneos ya que las horas de sol influirían en la energía disponible, para evitar esta dependencia se crea un nuevo parámetro para el tiempo de referencia como la energía total disponible en el captador dividida por la radiación máxima diaria, convirtiendo la energía disponible en el captador como una constante.

El método de resolución permite calcular la fracción solar utilizando datos meteorológicos horarios. El valor de la radiación se calcula a partir de la irradiancia incidente en el captador, superficie inclinada, no en la superficie horizontal, para evitar factores de conversión. El modificador del ángulo de incidencia está incluido en la radiación incidente, no tiene diferente valor según el tipo de captador. La temperatura ambiente también es un parámetro influyente para el rendimiento del sistema. Para ello el autor utiliza datos de dos años consecutivos de Inglaterra y Francia teniendo valores diferentes para la irradiancia incidente. En todas las simulaciones se utilizan datos horarios. Se han estudiado las variaciones en distintos lugares de Europa, con climas fríos y con climas cálidos, aunque sería necesario realizar una amplia base de datos de climas cálidos para poder comparar. También se estudió la sensibilidad a otros parámetros tales como la temperatura de entrada y salida del agua caliente sanitaria y se ha encontrado que no se aprecian diferencias en la fracción solar. La sensibilidad de la fracción solar al perfil de la demanda y al tamaño del acumulador térmico están interrelacionadas. Si la demanda es principalmente a mediodía no se necesita un tamaño de acumulador térmico grande; sin embargo, si la demanda es alta por la noche, se necesita un acumulador térmico de al menos el volumen de un día de demanda para que el rendimiento del sistema no baje. Para predecir el rendimiento mensual y anual de la instalación se hizo una comparación de manera que se



comparan los resultados de una simulación horaria con una simulación mensual o anual, con una demanda de ACS constante a lo largo del año. Realiza una comparación experimental con datos reales de demanda de ACS en un bloque de pisos para estudiantes en Cardiff (Inglaterra) durante 3 años. El sistema tiene 25 m<sup>2</sup> de captadores y 800 kg de almacenamiento de agua. El rendimiento óptico es de 0,58 y el coeficiente de pérdidas del captador es 6,1W/m<sup>2</sup> K. Los cálculos se han desarrollado mensualmente. Se ha tenido en cuenta que para cada mes, se tiene exactamente el almacenamiento para un día. El sistema tiene el problema de que los datos experimentales sufren variaciones según las vacaciones de los estudiantes. Utilizando datos anuales se obtiene una fracción solar de 0,44.

Gadsden et al. 2003 (139) basándose en los estudios de Kenna 1984, (137) realizan un estudio de la posibilidad de emplear la energía solar para producir agua caliente sanitaria en el Reino Unido.

Hobbi et al. 2009 (140) estudian todos los parámetros que pueden influir a la hora de diseñar una instalación solar, el área de captadores, el volumen del acumulador, la longitud de las tuberías, el espesor de la placa absorbadora, el material del que está hecha, el diámetro de los tubos, el espaciado entre ellos, la eficiencia del intercambiador de calor. Todas las simulaciones las realizan en TRNSYS. El artículo está escrito basándose en el estudio de Duffie et al. 2006 (15), a la hora de calcular los parámetros del captador.

Fraisse et al. 2009 (141) tratan de dar una nueva visión a la hora de optimizar las instalaciones solares. Su primer cometido es el obtener los parámetros que la definen y además incluir tanto las emisiones de CO<sub>2</sub> como el ahorro económico en las instalaciones. Su primer objetivo es el de mostrar cómo funciona una instalación convencional de ACS y a partir de ahí comparar con una solar. Otro objetivo es el de saber cuánto son los costes de cada una de ellas, tanto de inversión como de mantenimiento. A la vez, utilizando TRNSYS junto con un programa de optimización llamado HOOKE-JEEVES, estudian los parámetros más relevantes de la instalación, tales como el área de captadores, el volumen del acumulador térmico, el flujo de calor que pasa por los captadores y el coste del ciclo de vida de los mismos. Frente a esos parámetros cambiantes se busca la mejor opción de todos ellos para tener una instalación óptima. Llegan a la conclusión de que lo mejor es sobredimensionar el área de captadores aunque en su estudio no tienen en cuenta los posibles daños que se podrían obtener por el hecho de dar el 150% de la demanda en los meses de verano; según los autores eso se hace para tener mayor contribución solar en los meses de primavera y otoño. La parte mejor del estudio es que lo hacen de manera global, estudian tanto la instalación solar como la auxiliar, como un todo; de esa forma se puede ver la combinación óptima del conjunto, si merece la pena aumentar la caldera o el aporte solar.

Existen muchos más trabajos de simulación de instalaciones solares para la aplicación de agua caliente sanitaria, entre ellos: Chow et al 2006 (142) en el que se estudia la posibilidad de poner los captadores solares en las fachadas de los edificios ya que se

necesita más superficie de la que disponible en la cubierta. Lima et al. 2006, (143) utilizan TRNSYS para su simulación. Entre otros: Brinkworth 1975, (144), Brinkworth 2001 (145), Pedersen 1993, (146), Bojic et al. 2002, (147), Cardinale et al. 2003, (148), SpirkI et al. 1992, (149), Krause et al. 2002, (150), Kalogirou 2000, (151), Andersen et al. 2009, (152).

## 3.9 Aplicaciones múltiples de la energía solar

### 3.9.1 Agua caliente sanitaria y calefacción

Dentro de las posibles aplicaciones conjuntas de la energía solar térmica aparece en la literatura tanto la posibilidad de combinar la producción de calefacción con agua caliente sanitaria, como la producción de climatización con agua caliente sanitaria.

#### 3.9.1.1 *Combisystems*

La Agencia Internacional de la Energía (IEA) dentro de su Programa “Solar Heating and Cooling” desarrolló entre los años 1999 y 2003 la Task 26 IEA (153) dedicada al estudio de los sistemas solares térmicos que combinan la producción de agua caliente sanitaria con la calefacción tanto en sistemas unifamiliares como multifamiliares, siempre y cuando no utilicen una acumulación estacional o los denominados “district heating”. En el año 2003 publicó los resultados, en ellos se realizan un estudio de mercado de dicha tecnología. Han desarrollado la forma de ensayo universal de estos sistemas dando los parámetros que permitan su comparación, además de modelos numéricos y simulaciones típicamente en TRNSYS de las diferentes configuraciones, para su optimización. Como resultado final se desarrolla un programa informático, llamado COMBISUN (153), que permite comparar y dimensionar diferentes modelos utilizando toda la información recopilada.

Bales et al. 2003 (154) publican parte del estudio llevado a cabo para la IEA sobre el control de los equipos de calefacción y agua caliente sanitaria. Estudiando principalmente 7 configuraciones diferentes, y centrándose en dos de ellas, el resto aparecen en otros artículos. El criterio de trabajo de todas las instalaciones es que tengan una temperatura de retorno al acumulador térmico lo más baja posible, del resultado experimental llegan a la conclusión de que algunas configuraciones tienen la temperatura de retorno tan alta que no son factibles y otras configuraciones, siendo diferentes en su regulación y control tienen las mismas características. Posteriormente se realiza una simulación en TRNSYS con los datos de Estocolmo para ver los resultados de cada una de las distintas configuraciones.

Argiriou et al. 1997, (155) estudian mediante una simulación hecha en TRNSYS sobre varios tipos de viviendas, de distinto tamaño la combinación de agua caliente sanitaria y calefacción solar en Grecia. El estudio lleva a que el número de captadores necesarios es el mismo en todas las viviendas. Y concluyen diciendo que además del aporte solar a la energía consumida, se produce una mayor reducción al consumo de energía con un aumento del aislamiento en las paredes de la vivienda.

Henden et al. 2002, (156) realizan una simulación de dos instalaciones solares para dar agua caliente sanitaria y calefacción. La primera de ellas se compone de unos captadores buenos de alto rendimiento que alimentan un conjunto de radiadores, cuya temperatura de trabajo es alta, por encima de los 30°C con respecto a la temperatura de confort, la segunda utiliza unos captadores de rendimiento bajo, estos alimentan un suelo radiante que necesita una temperatura de uso únicamente por encima de 7-10°C por encima de la temperatura de confort. Ambas instalaciones se simulan trabajando con los mismos equipos, en ambos casos hay un almacenamiento de calor en un acumulador térmico general que tiene inmerso otro acumulador térmico que da servicio a la demanda de agua caliente sanitaria. El resultado final muestra que el mejor rendimiento de los captadores se pierde con la alta temperatura de trabajo de los radiadores, por lo que finalmente se obtiene un rendimiento final de toda la instalación similar al de los captadores de medio rendimiento.

### 3.9.1.2 *District heating*

Schmidt et al. 2004 (157) En Alemania, gracias al programa Solar Thermie 2000 se han construido 8 plantas centrales de energía solar con almacenamiento estacional. Las plantas dan energía térmica tanto para calefacción como para agua caliente sanitaria a barrios. Las plantas solares con acumulación diaria cubren una demanda del 80-100% en Julio y Agosto de la demanda de agua caliente sanitaria, y en términos anuales del 40-50% de la demanda. Las plantas con almacenamiento estacional tienen la meta de dar el 50% o más de la demanda de calefacción y agua caliente sanitaria de un barrio con más de 100 viviendas.

Se utilizan captadores grandes que se ponen en el tejado reemplazando las tejas y que vienen a costar entre 180-300 € el m<sup>2</sup>, con las tuberías, incluido diseño e instalación, sin IVA. Los captadores trabajan en condiciones de bajo flujo. Para almacenar el calor se pueden utilizar un acumulador térmico de agua enterrado y aislado en el terreno donde se encuentra la planta. Otra posibilidad es utilizar agua conjuntamente con grava, para obtener la misma capacidad térmica que en el caso anterior se necesita poner el doble de volumen. Otra posibilidad es un pozo geotérmico en el que se introduce el calor y se aísla en su superficie para que la temperatura sea lo más alta posible, en este caso para obtener una potencia térmica similar a la del acumulador

térmico de agua se necesita entre 3 y 5 veces más área de almacenamiento, como la extracción de calor es lenta se necesita un acumulador térmico auxiliar. La ventaja es que según crece el distrito se puede hacer crecer el almacenamiento de calor. Como última posibilidad se puede utilizar un acuífero, para ello se hacen dos pozos en los que se extrae y se inyecta el calor al agua subterránea. Si se realiza un estudio económico del precio del kWh producido se encuentra que las instalaciones solares individuales doblan el precio respecto a las instalaciones centrales. La publicación de un nuevo código de edificación en Alemania contemplando por primera vez el uso de energías renovables auspicia un aumento de este tipo de tecnologías. La experiencia de estas 8 plantas ha sido buena, aunque al principio se obtenía menos energía debido a que el retorno del agua era a una temperatura muy alta, para ello se introdujo un nuevo diseño con dicha modificación para las plantas siguientes.

Tanaka et al. 2000 (158) estudian la posibilidad de utilizar conjuntamente la cogeneración con la energía solar para cubrir las demandas de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria de un distrito, tanto para las viviendas como para los locales comerciales, basándose en el almacenamiento estacional. Los autores comentan que se necesita equilibrar muy bien las demandas de frío y calor para poder aprovechar la capacidad del acumulador térmico. La simulación se basa en una comparación con un sistema convencional, obteniéndose una reducción del consumo de energía del 16%.

### 3.9.2 Edificios solares

Desde el comienzo del desarrollo de la energía solar térmica, existen estudios en los que se muestran edificios representativos que tienden a un consumo exterior de energía nulo.

En la Universidad de Colorado se construyeron tres viviendas iguales denominadas CSU Solar House I, II y III, Ward et al. 1975 (159), Ward et al 1976 (160), Ward et al 1977 (161) y Ward et al 1978 (162) a las que se dotó de captadores solares por agua, casos I y III y captadores solares por aire, caso II. Consiguiendo aportar una fracción significativa de las demandas de climatización, calefacción y agua caliente sanitaria. En el primero de los casos, consiguieron un 40% de la demanda de climatización, 86% de calefacción y 68% de agua caliente sanitaria. En el segundo de los casos, mediante el uso de captadores de aire calentaron un lecho de piedras para así dar servicio de calefacción cuando fuera necesario, la climatización se realiza con el enfriamiento que sufre la instalación por las noches que se acumula en otro acumulador térmico. Para el tercer caso el estudio se basa en la utilización de un acumulador térmico de agua fría

en una instalación similar a la de la casa I, de esa forma se mejoraba la adaptación a los transitorios de la demanda de la máquina de absorción.

En Japón se ha diseñado también una casa solar denominada HARBEMAN. Saitoh et al 1985, (163) Saitoh 1999 (164) y Saitoh et al. 2001 (165) detallan el funcionamiento de una casa autónoma que utiliza captadores solares para calefacción y agua caliente sanitaria, y unos sin aislamiento ni cristal para evitar las pérdidas de calor por convección y radiación que son los que se encargan de la climatización de la vivienda. Posee un acumulador térmico de agua enterrado en el sótano donde se almacena de forma estacional agua caliente o agua fría según la temporada de invierno o verano para climatizar la vivienda, en cada habitación hay instalados fan-coils. La casa también recoge agua de lluvia para ahorrar en la producción de agua potable en Japón, que conlleva una gran cantidad de energía.

Otro ejemplo de casa solar es la construida en Freiburg (Alemania). Stahl et al 1994 (166) describen la casa que han diseñado, consta de unos captadores muy novedosos que han diseñado ellos mismos, con doble cara de insolación. También es novedoso un aislante transparente que utilizan en las paredes sur, este y oeste. La utilización combinada de energía solar térmica, fotovoltaica y las pilas de hidrógeno hace que la casa reduzca su consumo de 3.270 kWh/a a 700 kWh/a. El agua caliente la utilizan también en el lavavajillas y en la lavadora ahorrando el consumo eléctrico de esos dispositivos, también utiliza electrodomésticos de alto rendimiento ahorrando energía eléctrica. Consta de arquitectura bioclimática, muros, suelos y entradas de aire precalentado por el suelo del edificio. Concluyen diciendo que con el mero hecho de tener aislamiento transparente en las paredes la casa permite que se caliente sola. El calor se almacena durante el verano mediante la electrolisis del agua con un generador fotovoltaico. Esta investigación ha dado lugar a publicaciones posteriores sobre su funcionamiento, como Voss et al. 1996 (167).

En la actualidad la IEA está desarrollando la Task 40 en la que se estudian edificios autosuficientes que utilizando tanto energías renovables como cogeneración son capaces de cubrir todas las demandas energéticas de los mismos. Cuenta con 10 proyectos en los que se mide experimentalmente el resultado experimental del funcionamiento de los mismos. En todos los casos el edificio se suporta a sí mismo de energía y en algunos casos incluso se producen excesos de energía. Los casos se pueden encontrar en IEA Task 40 2009 (168).

### 3.10 Conclusiones

En este capítulo se ha llevado a cabo una recopilación detallada de los modelos existentes en la bibliografía relacionados con la conversión de la energía solar en energía necesaria para calentar el agua de la red para consumo en viviendas. La bibliografía es extensa y diversa, pero el tema no está cerrado, entre otras consideraciones, por la diversidad de instalaciones, por la diversidad climática y por el nivel de detalle deseado.

Se pueden destacar los siguientes puntos:

#### Respecto a la irradiación solar:

- La cantidad de irradiación solar que llega a la superficie terrestre depende de numerosas variables, tales como el día del año, la latitud, la declinación, la longitud...
- La medida de la irradiación solar global se suele realizar sobre un plano horizontal, necesitándose descomponerla en sus componentes directa, difusa y reflejada para su uso posterior, si bien no siempre se dispone de mediciones de las tres componentes.
- La componente difusa responde a modelos desarrollados en función del índice de transparencia atmosférico,  $k_T$ , aunque existen otros modelos que tienen en cuenta otros parámetros como la masa de aire o la altura solar.
- Existen numerosos modelos en bibliografía para calcular la componente de difusa de la irradiación solar.
- Todos los modelos de irradiación difusa existentes se obtienen de un ajuste estadístico de los datos medidos.
- La irradiación global sobre un plano inclinado, el plano del captador, se obtiene tras la composición de las componentes directa, difusa y reflejada calculadas para dicho plano a partir de la irradiación global sobre el plano horizontal.
- La irradiación que llega al captador se ve afectada por el ángulo de incidencia de cada una de sus componentes sobre dicha superficie, por lo que será necesario conocer y tener en cuenta los modificadores del rendimiento a causa del ángulo de incidencia.
- Dichos modificadores de ángulo de incidencia serán diferentes según la componente a la que modifiquen.
- Resulta importante calcular la irradiación solar sobre el plano inclinado de forma precisa, para poder describir posteriormente las actuaciones de la instalación solar.

#### Respecto a las bases de datos meteorológicos:

- Los datos meteorológicos utilizados en los programas pueden provenir de bases de datos experimentales o sintéticos.
- Las bases de datos suelen estar confeccionadas con un intervalo horario, los programas basados en ellas pueden interpolar datos intermedios si utilizan un paso temporal menor.
- Algunos programas de cálculo incluyen bases de datos sintéticas capaces de dar los valores a las variables ambientales para casi cualquier lugar de la Tierra.

#### Respecto a los captadores solares:

- Los captadores solares se ven sometidos a ensayos para certificar su rendimiento y prestaciones.
- Los ensayos llevados a cabo en los distintos laboratorios de certificación difieren unos de otros, de tal manera que unos son dinámicos mientras que otros son estacionarios.
- En todo caso se obtiene una curva de normalización que permite comparar los captadores entre sí.
- Los laboratorios deben dar las condiciones en las que se ha llevado a cabo dicha curva, ya que es posible tener o no en cuenta las pérdidas del viento, la variación temporal de temperaturas, las pérdidas por radiación...
- Existen dos normativas, EN-12975, 2006 (1) y ASHRAE 93, 2003 (2), mediante las cuales se suelen llevar a cabo la mayoría de los ensayos de captadores.
- En la literatura se encuentran modelos de captadores basados en las curvas de normalización. La mayoría de ellos tratan de ajustar el rendimiento experimental del captador a la curva de normalización. Siendo el ensayo en condiciones próximas a las predichas por las normativas.
- Dichos modelos se suelen diferenciar en el modo en el cual se calculan los efectos transitorios, definiendo más o menos nodos según se tenga en cuenta uno o varios de los elementos que componen físicamente el captador y que sufre variaciones de temperatura.
- Respecto a los modelos predictivos de actuaciones se ha encontrado en la bibliografía consultada una gran variedad de ellos, pudiéndose observar un grado de precisión más grande según avanzaba la capacidad de respuesta de las tecnologías informáticas.
- Existen modelos estacionarios como el f-chart o el  $\phi$ -chart en los que se puede conocer el rendimiento de los captadores a largo plazo sin necesidad de utilizar un ordenador para ello.

- Otros modelos más complejos TRNSYS, MINSUN... son programas informáticos que necesitan de un usuario más o menos experto, siendo capaces de describir la evolución temporal de las instalaciones.
- Sin embargo, si se tiene en cuenta que las bases de datos que típicamente se emplean son horarias, hablar de métodos de cálculo transitorio resulta un tanto impreciso puesto que no son capaces de describir eventos puntuales que causen un transitorio en el rendimiento del captador, como pueden ser el paso de nubes, o los momentos próximos a la salida y puesta de sol, de duración comparable o menor que una hora.

#### Respecto a los acumuladores térmicos:

- Los acumuladores térmicos son muy distintos en sus tipos, pueden resultar diáfanos interiormente o llevar en su interior un intercambiador de calor, resistencias eléctricas para el aporte auxiliar de energía, dispositivos estratificadores y demás complementos, incluso una cámara de combustión.
- En Europa existe una normativa de ensayo de los acumuladores térmicos, ENV 12977-3, 2002 (3).
- La descripción de las prestaciones del acumulador térmico es muy compleja, ya que como se ha podido ver en la bibliografía recopilada, hay muchos fenómenos que no pueden ser contemplados por los propios modelos. Tales pueden ser las descargas del agua caliente almacenada que dependen de los usuarios y no son fácilmente describibles.
- Existe unanimidad por parte de todos los investigadores a la hora de definir que la mejor forma de conexión del acumulador térmico es aquella que favorece la estratificación ya que permite que la instalación solar en su conjunto trabaje a temperaturas más bajas.
- Los modelos empleados para simular el comportamiento de los acumuladores térmicos se validan en condiciones de funcionamiento que no son las reales en una instalación solar, ya que pretenden obtener el coeficiente de pérdidas del acumulador térmico y el tiempo de respuesta.
- En las instalaciones reales los acumuladores se ven sometidos a paradas y puestas en marcha de la bomba del circuito de carga y/o del circuito de descarga, en este caso abastecimiento de agua caliente sanitaria que provocan cambios bruscos de temperatura y movimientos del fluido almacenado en el acumulador térmico que son complejos de simular.



#### Respecto a las instalaciones solares de agua caliente sanitaria:

- Las instalaciones solares de agua caliente sanitaria se dividen en sistemas prefabricados y sistemas a medida, según las normas EN 12976 2006 (107) y ENV 12977 2002 (4) respectivamente.
- Las variables de ensayo son las mismas y la forma de ensayo de ambos tipos de instalaciones es similar.
- La mayor parte de los estudios experimentales en instalaciones solares se han realizado para las que trabajan por efecto termosifón, siendo mucho menores los realizados para las instalaciones experimentales de circulación forzada.
- Sin embargo, en cuestión de simulaciones la mayoría de ellas son de sistemas de circulación forzada, siendo la herramienta más extendida en su uso TRNSYS.
- Las simulaciones que se denominan transitorias estudian las variaciones horarias aunque el paso temporal sea menor, los valores de las variables como los meteorológicos y de consumo se obtienen mediante el uso de la interpolación.
- La mayoría de los estudios tanto experimentales como simulaciones pretenden conocer el rendimiento de las instalaciones a largo plazo, por lo que sacrifican la descripción puntual de las condiciones de trabajo reales de la misma.

#### Sobre las instalaciones múltiples:

- Existen instalaciones solares diseñadas para suplir de agua caliente sanitaria y calefacción, son los llamados sistemas combisystems, han sido objeto de estudio a través de la Task 26 de la IEA, dando lugar a numerosos programas de simulación, prácticamente todos derivados de TRNSYS, y a algunos ensayos experimentales y las normativas oportunas para poder comparar unos equipos con otros.
- Este tipo de sistemas convierte al acumulador térmico elegido en el componente principal, ya que según se realice el control de las entradas y salidas de fluidos a las distintas aplicaciones se obtiene mayor o menor rendimiento de las instalaciones.
- La integración de estos sistemas conjuntamente con una arquitectura que permita un descenso en la demanda del edificio logra los resultados más óptimos.
- Se pueden integrar todas las demandas energéticas de un barrio, los sistemas “district heating” para aprovecharse de las economías de escala y de un control y mantenimiento general que haga más eficiente la planta de producción de energía térmica. Existen plantas piloto en algunos países, donde los resultados han sido óptimos.

- El ideal es lograr que los edificios sean poco consumidores de energía, para ello se necesita integrar tanto la arquitectura bioclimática como las energías renovables.
- Se han descrito varios ejemplos reales de viviendas que cubren todas sus necesidades energéticas a través de la energía solar.
- Se encuentra en desarrollo la Task 40 de la IEA, en la que se están estudiando edificios significativos en los que se agrupan todas las medidas de ahorro de energía y la utilización de todo tipo de energías renovables.

### 3.11 Bibliografía

1. **UNE:EN-12975.** *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares.* Madrid : AENOR, 2006. Norma.
2. **ASHRAE\_93.** *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors.* Atlanta : ASHRAE, 2003. Norma.
3. **UNE:ENV\_12977-3.** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida. Parte3: Caracterización de funcionamiento de acumuladores para instalaciones de calefacción solares.* Madrid : AENOR, 2002. NORMA UNE.
4. **UNE:ENV-12977.** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida.* Madrid : AENOR, 2002. Norma.
5. **Frutos Rayego, Fabian.** *Distribuciones de irradiancia solar difusa.* Sevilla : Tesis Doctoral, 1987.
6. **Gueymard, C. A. y Myers, D.R.** Solar Radiation Measurement: Progress in Radiometry for Improved Modeling. [aut. libro] Viorel Badescu. [ed.] Viorel Badescu. *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface.* Berlin : Springer, 2008, págs. 1-27.
7. **Paulescu, M.** Solar Irradiation via air temperature data. [aut. libro] Viorel Badescu. *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface.* Berlín : Springer, 2008, págs. 175-192.
8. **Tymvios, F, Michaelides, S.C. y Skouteli, C.S.** Estimation of Surface Solar Radiation with Artificial Neural Networks. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at the Earth Surface.* Berlín : Springer, 2008, págs. 221-255.
9. **Boland, J.** Time Series Modelling of Solar Radiation. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at the Earth Surface.* Berlin : Springer, 2008, págs. 283-312.

10. **Mora-López, Ll.** A new Procedure to Generate Solar Radiation Time Series from Machine Learning Theory. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*. Berlín : Springer, 2008, págs. 313-326.
11. **Badescu, V.** Use of Sunshine Number for Solar Irradiance Time Series Generation. *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*. Berlín : Springer, 2008, págs. 327-355.
12. **Kambezidis, H.D. y Psiloglou, B.E.** The Meteorological Radiation Model (MRM) Advancements and Applications. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*. Berlín : Springer, 2008, págs. 357-392.
13. **Polo, J., Zarzalejo, L.F. y Ramirez, L.** Solar Radiation Derived from Satellite Images. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*. Berlín : Springer, 2008, págs. 449-461.
14. **Janjai, S.** Generation of Solar Radiation Maps from Long-Term Satellite Data. [aut. libro] V. Badescu. *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*. Berlín : Springer, 2008, págs. 463-478.
15. **Duffie, J. A. y Beckman, W.A.** *Solar Engineering Thermal Processes*. USA : John Wiley and Sons, 2006.
16. *The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation.* **Liu, B.Y.H. y Jordan, R.C.** 1960, *Solar Energy* 4, págs. 1-19.
17. *The roles of scattering, absorption and air mass on the diffuse to global correlations.* **Vázquez, M., Ruiz, V. y Perez, R.** 1991, *Solar Energy* 47, págs. 181-188.
18. *Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface.* **Orgill, J.F. y Hollands, K.G.T.** 1977, *Solar Energy* 19, págs. 357-359.
19. *Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly average global radiation.* **Erbs, D.G., Klein, S.A. y Duffie, J. A.** 1982, *Solar Energy* 28, págs. 293-302.
20. *The average distribution of solar radiation-correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values.* **Collares Pereira, M y Rabl, A.** 1979, *Solar Energy* 22, págs. 155-162.
21. *Diffuse fraction correlations.* **Reindl, D.T., Beckman, W.A. y Duffie, J.A.** 1990, *Solar Energy* 45, págs. 1-7.
22. *Solar radiation modelling for the simulation of photovoltaic systems.* **Mondol, J.D., Yohanis, Y.G. y Norton, B.** 2008, *Renewable Energy* 33, págs. 1109-1120.

23. *Correlations between the solar diffuse and global radiation for Madrid.* **Frutos, F, Ruiz, V. y Gutierrez, J.** 1985, Revue Internationale D´Heliotechnique, págs. 7-12.
24. **Vázquez, M. y Santos, J.** Correlaciones minutarias, horarias y diarias de la radiación solar difusa a la radiación solar global en Vigo. [aut. libro] M. Vázquez y José F. Seara. *Libro de Actas del XII Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Energía Solar.* Vigo : Manuel Vázquez Vázquez y José F. Seara, 2004, págs. 1165-1170.
25. *Hourly distributions of the diffuse fraction of global solar irradiation in Córdoba (Spain).* **Posadillo, R. y López Luque, R.** 2009, Energy Conversion and Management 50, págs. 223-231.
26. **UNE:94002.** *Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética.* s.l. : AENOR, 2005.
27. *A simple procedure to size active solar Heating schemes for low-energy building design.* **Cuadros, F., y otros.** 2007, Energy and Buildings 39, págs. 96-104.
28. **Remund, J.** Chain of algorithms to compute hourly radiation data on inclined planes used in Meteoronorm. [aut. libro] V Badescu. *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface.* Berlin : Springer, 2008, págs. 393-409.
29. **Canada, Ministry of Supply and Services.** *Canadian Climate Normals Vol 1 Solar Radiation Vol 2 Temperatures.* Ottawa : s.n., 1982.
30. **Cinquemani, V., Owenby, J. y Baldwin, R.G.** *Input data for solar systems.* s.l. : U.S. Department of Energy by the National Oceanic and Atmospheric Administration, 1978. National Oceanic and Atmospheric Administration.
31. **CEC, Commission of the European Communities,.** *European Solar Radiation Atlas, Vol 1. Global Radiation on Horizontal Surfaces Vol 2, Inclined Surfaces.* Koln : Verlag TÜ V Rheinland, 1984.
32. *A new method for typical weather data selection to evaluate long-term performance of solar energy systems.* **Gazela, M y Mathioulakis, E.** 2001, Solar Energy 70, págs. 339-348.
33. **Vázquez, M.** *Radiación solar e severidade climática en Galicia.* Vigo : Norgráfica , 2008. 978-84-612-4469-0.
34. **IEA.** *Solar Rating and Certification Procedure. Advanced Solar Thermal and Characterization for certification of collector and systems.* 2009.
35. *Outdoor test method to determine the thermal behavior of solar domestic water heating systems.* **García-Valladares, O., Pilatowsky, I. y Ruiz, V.** 2008, Solar Energy 82, págs. 613-622.

36. *Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part I: measurement errors and parameter estimates.* **Bourges, B., y otros.** 1991, Solar Energy 47, págs. 1-16.
37. *Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part 2: prediction of long-term performance.* **Bourges, B., y otros.** 1991, Solar Energy 47, págs. 17-25.
38. *Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2.* **Ficher, S., y otros.** 2004, Solar Energy 76, págs. 117-123.
39. *Thermal performance testing of flat-plate collectors.* **Rojas, D., y otros.** 2008, Solar Energy 82, págs. 746-757.
40. *Transient test methods for flat-plate collectors: Review and experimental evaluation.* **Amer, E.H., Nayak, J.K. y Sharma, G.K.** 1997, Solar Energy 60, págs. 229-243.
41. *The joint solar collector testing programme of the European Community.* **Arranovitch, E.** UK : s.n., 1977. UK/ISES Conf. C11. Testing of Solar Collectors and Systems. págs. 49-70.
42. *Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs.* **Perers, B.** 1993, Solar Energy 50, págs. 517-526.
43. *Dynamic method of solar collector testing.* **Sourproun, A.V.** 1992, ASME J. Solar Energy Engineering, 2, págs. 1149-1154.
44. *Indoor transient tests on solar collectors.* **Wijeysundera, N.E. y Hawlader, M.N.A.** Regina Canadá : s.n., 1984. Proc. ENERGEX 84. págs. 181-185.
45. *Solar collector testing.* **Hawlader, M.N.A. y Wijeysundera, N.E.** 1987, Renewable Energy Review Journal 9, págs. 11-28.
46. *The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions.* **Kammaing, W.** 1985, International Heat and Mass Transfer 28, págs. 433-440.
47. *Experiences of a solar collector test method using Fourier transfer functions.* **Kammaing, W.** 1984, International Journal of Heat and Mass Transfer 28, págs. 1393-1404.
48. *A new inexpensive dynamic method of testing to determine solar thermal performance.* **Saunier, G.Y y Chungpaibulpatana, S.** Szokolay : Pergamon Press, 1983. International Solar World Congress. pág. 910.

49. *A dynamic test method to determine solar collector thermal performance.* **Saunier, G. Y., Chungpaibulpatana, S. y Vitagsabootr, T.** Bangkok Thailand : s.n., 1985. Fourth Asian School on Solar Enrgy. págs. 131-142.
50. *The effect of using a one node heat capacitance model for determining solar collector performance parameters by transient test methods.* **Chungpaibulpatana, S. y Exell, R.H.B.** 1988, Solar Wind Technology 5, págs. 411-421.
51. *Transient method for testing flat-plate solar collectors.* **Chungpaibulpatana, S. y Exell, R.H.B.** s.l. : Oxford Pergamon Press, 1990. Energy and the Environment into the 1990's. págs. 699-703.
52. *A method of collector testing under transient conditions.* **Rogers, B.A.** Brighton : Pergamon Press , 1981. ISES Congress. págs. 898-902.
53. **BS-6757.** *British standard methods of test for themal performance of solar collectors.* 1986. British Standard.
54. *On a solar collector thermal performance test method for use in variable conditions.* **Emery, M. y Rogers, B.A.** 1984, Solar Energy 33, págs. 117-123.
55. *A filter method for transient testing of collector performance.* **Wang, X.A., Xu, Y.F. y Meng, X.Y.** 1987, Solar Energy 38, págs. 125-134.
56. *Multinode models and dynamic testing methods of solar collectors.* **Frid, S.E.** 1990, Solar Wind Technology 7, págs. 655-661.
57. *Comparison of two dynamic test methods for solar flat-plate collectors.* **Amer, E.H., y otros.** 1998, Energy Conversion and Management 39, págs. 285-293.
58. *A new dynamic method for testing solar flat-plate collectors under variable weather.* **Amer, E.H., Nayak, J.K. y Sharma, G.K.** 1999, Energy Conversión and Management 40, págs. 803-823.
59. *Evaluation of a transient test procedure for solar flat-plate collectors.* **Amer, E.H. y Nayak, J.K.** 1999, Energy 24, págs. 979-995.
60. *Transient method for testing flat-plate solar collectors.* **Amer, E.H., Nayak, J.K. y Sharma, G.K.** 1998, Energy Conversion and Management 39, págs. 549-558.
61. *Experimental and theoretical evaluation of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors.* **Nayak, J.K. y Amer, E.H.** 2000, Solar Energy 69, págs. 377-401.
62. **Whiller, A.** *Solar energy collection and its utilization for house heating .* Ph D. Thesis in Mechanical Engineering MIT Cambridge Massachusetts : s.n., 1953.

63. *The long term average performance of flat plate solar energy collectors.* **Liu, B Y H y Jordan, R C.** 1963, Solar Energy 7, pág. 53.
64. *Calculation of flat-plate collector utilizability.* **Klein, S A.** 1978, Solar Energy 21, págs. 393-402.
65. *A method of simulation of solar processes and its application.* **Klein, S.A., y otros.** 1975, Solar Energy 17, págs. 29-37.
66. *Performance of solar systems employing collectors with colored absorber.* **Kalogirou, S, Tripanagnostopoulos, Y. y Souliotis, M.** 2005, Energy and Buildings 37, págs. 824-835.
67. *In situ check of collector array performance.* **Bonasac, M. y Nielsen, J.E.** 1997, Solar Energy 59, págs. 135-142.
68. **Beckman, W.A., Klein, S.A. y Duffie, J.A.** *Solar heating design by the f-Chart Method.* New York : Wiley-Interscience, 1977.
69. *A design procedure for solar heating systems.* **Klein, S.A., Beckman, W.A. y Duffie, J.A.** 1976,, Solar energy 18, págs. 113-127.
70. *WATSUN- A simulation program for solar assisted heating systems.* **Chandrashekar, M., y otros.** London, Ontario Canada : s.n., 1978. Int. Renewable alternatives Proceedings of the Fourth Annual Conference.
71. *An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression.* **Perers, B.** 1997, Solar Energy 59, págs. 163-178.
72. *The influence of climate and location on collector performance.* **Adsten, M., Perers, B. y Wäckelgård, E.** 2002, Renewable Energy 25, págs. 499-509.
73. *Solar thermal collectors and applications.* **Kalogirou, S.A.** 2004, Progress in Energy and Combustion Science 30, págs. 231-295.
74. *Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks.* **Kalogirou, S.A.** 2006, Solar Energy 80, págs. 248-259.
75. **LAPESA.** LAPESA. [En línea] 2009. <http://www.lapesa.es/>.
76. *Smart solar tanks for small solar domestic hot water systems.* **Furbo, S., y otros.** 2005, Solar Energy 78, págs. 269-279.
77. **ASIT.** *Guía ASIT de la Energía Solar Térmica.* Madrid : ASIT, 2008.

78. *Technical assessment of solar thermal energy storage technologies.* **Fath, H. E. S.** 1998, *Renewable Energy* 14, págs. 35-40.
79. *Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks.* **Furbo, S., y otros.** 2005, *Solar Energy* 79, págs. 431-439.
80. *Thermal stratification within the water tank.* **Han, Y.M., Wang, R.Z. y Dai, Y.J.** 2009, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7, págs. 1014-1026.
81. *Stratified storage tank influence on performance of solar water heating system tested in Beirut.* **Ghaddar, N.K.** 1994, *Renewable Energy* 4, págs. 911-925.
82. *Performances of modern domestic hot water stores.* **Spur, R., y otros.** 2006, *Applied Energy* 83, págs. 893-910.
83. *Natural convection heat exchanger in solar water systems. Theory and experiments.* **Parent, M. G., Van Der Meer, H y Hollands, K.G.T.** 1990, *Solar Energy* 45, págs. 43-52.
84. *An empirical model for natural convection heat exchangers in SDHW.* **Frasser, K.F., Hollands, K.G.T. y Brunger, A.P.** 1995, *Solar Energy* 55, págs. 75-84.
85. *Analysis of the flow structure and heat transfer in a vertical mantle heat exchanger.* **Knudsen, S., y otros.** 2005, *Solar Energy* 78, págs. 281-289.
86. *Simulation of water tanks with mantle heat exchanger .* **Baur, J.M., Klein, S.A. y Beckman, W.A.** 1993. *Proceedings of ASES anual Conference Solar 93.* págs. 286-291.
87. *A review of low-flow, stratified-tank solar water Heating systems.* **Hollands, K.G. T. y Lightstone, M. F.** 1989, *Solar Energy* 43, págs. 97-105.
88. *Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems.* **Nelson, J.E.B y Balakrishnan, A.R.** 1999, *Applied Thermal Engineering* 19, págs. 89-115.
89. *A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks.* **Roberte, S.A.** 1998, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41, págs. 2003-2011.
90. *Comparisson of solar water tank storage models solutions.* **Johanes, K. y Fraise, G.** 2005, *Solar Energy* 79, págs. 216-218.
91. *Entrance effects in solar storage tanks.* **Shah, L.J. y Furbo, S.** 2003, *Solar Energy* 75, págs. 337-348.
92. *Influence of the DHW load profile on the fractional energy savings: a case study of a solar combi-system with TRNSYS simulations.* **Jordan, U. y Vajen, K.** 2000, *Solar Energy* 69, págs. 197-208.



93. *Influence of the domestic hot water draw off profile on the performance of a hot water store.* **Spur, R., y otros.** 2006, Applied Energy 83, págs. 749-773.
94. *Experimental study of thermally stratified hot water storage tank.* **Lavan, Z. y Thompson, J.** 1977, Solar Energy 19, págs. 519-524.
95. *A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks.* **Al-Najeim, N.M. y El-Refae, M.M.** 1997, Applied Thermal Engineering 17, págs. 1173-1181.
96. *Thermal analysis of stratified storage tanks.* **Shyu, R.J., Liu, J.Y y Fang, L.J.** 1989, ASME Journal Solar Energy Engineering 111, págs. 54-61.
97. *Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems.* **Nelson, J.E.B., Balakrishnan, A.R. y Srinivasa Murthy, S.** 1999, Applied Thermal Engineering 19, págs. 89-115.
98. *Thermal destratificaion in small standard solar tanks due to mixing during tapping.* **Andersen, E. y Furbo, S.** 1999. Proceedings of ISES solar world congress vol III. págs. 111-119.
99. *Experimentation with a water tank including a PCM module.* **Cabeza, L.F., y otros.** 2006, Solar Energy Materials & Solar Cells 90, págs. 1273-1282.
100. *PCM storage for solar DHW: An unfulfilled promise?* **Talmatsky, , E. y Kribus, A.** 2008, Solar Energy 82, págs. 861-869.
101. **Eicker, U.** *Solar Technologies for Buildings.* Stuttgart : John Wiley and Sons, 2001.
102. *Performance Study of One-Dimensional Models for Stratified Thermal Storage Tanks.* **Kleinbach, E.M., Beckman, W.A. y Klein, S.A.** 1993, Solar Energy 50, pág. 155.
103. *Sensitivity of Annual Solar Fraction of Solar Space and Water Heating Systems to Tank and Collector Heat Exchanger Model Parameters.* **Oberndorfer, G., Beckman, W.A. y Klein, S.A.** 1999. Proc. ASES Ann Conf. 24. pág. 153.
104. *Performance of solar water heaters with narrow mantle heat exchangers.* **Soo Too, Y.C., Morrison, G.L. y Behnia, M.** 2009, Solar Energy 83, págs. 350-372.
105. *Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs.* **Jordan, U. y Furbo, S.** 2005, Solar Energy 78, págs. 291-300.
106. *Outdoor test method to determine the thermal behavior of solar domestic water heating systems.* **García-Valladares, O., Pilatowsky, I. y Ruiz, V.** 2008, Solar Energy 82, págs. 613-622.

107. **UNE:EN-12976**. *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Sistemas prefabricados*. Madrid : AENOR, 2006. NORMA.
108. *A finite difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater*. **Ong, K.S.** 1974, *Solar Energy* 16, págs. 137-147.
109. *An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater*. **Ong, K.S.** 1976, *Solar Energy* 18, págs. 183-191.
110. *An experimental investigation into the performance of a domestic thermosiphon solar water heater under varying operating conditions*. **Abd-al Zahra, H. A. A. y Joudi, K.A.** 1984, *Energy Conversion and Management* 24, págs. 205-214.
111. *The performance of a thermosiphon solar domestic hot water system with hot water removal*. **Young, M.F. y Bergquam, J.B.** 1984, *Solar Energy* 32, págs. 655-658.
112. *Side by side comparison of a pressurized and a non pressurized solar water heating thermosiphon system*. **Uhlemann, R. y Bansal, N.K.** 1985, *Solar Energy* 34, págs. 317-328.
113. *The performance of solar water heaters with natural circulation*. **Close, D.J.** 1962., *Solar Energy* 6, págs. 33-40.
114. *Thermosiphon circulation in solar collectors*. **Morrison, G.L. y Ranatunga, D.B.J.** 1980, *Solar Energy* 24, págs. 191-198.
115. *Modelling the thermosiphonic solar water heater with draw of*. **Kamal, W.A.** 1986, *Energy Conversion and Management* 26, págs. 329-335.
116. *Thermal performance tests of a solar thermosiphon domestic hot water system in Dhahram, Saudi Arabia*. **Abdelrahman, M.A., Nimmo, B.G. y Ahmed, K.J.** 1985, *Solar and Wind Technology* 2, págs. 149-153.
117. *Experiments with flat plate solar water heating system in thermosiphonic flow*. **Shitzer, A., y otros.** 1979, *Solar Energy* 22, págs. 27-35.
118. *Input/Output test results and long term performance prediction of a domestic thermosiphon solar water heater in Algiers, Algeria*. **Zerrouki, A., y otros.** 2002, *Renewable Energy* 25, págs. 153-161.
119. *The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution*. **Zerrouki, A., Boumedien, A. y Bouhadeif, K.** 2002, *Renewable Energy* 26, págs. 549-559.
120. *Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosiphons with heat exchangers*. **Mertol, A., y otros.** 1981, *Solar Energy* 27, págs. 367-386.

121. *Thermosiphon solar domestic water heating Systems: longterm performance prediction using artificial neural networks.* **Kalogirou, S. A. y Panteliou, S.** 2000, Solar Energy 69, págs. 163-174.
122. *System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters.* **Morrison, G.L. y Braun, J.E.** 1985, Solar Energy 34, págs. 389-405.
123. *Analysis of natural circulation solar water heating systems.* **Sodha, M.S. y Tiwari, G.N.** 1981, Energy Conversion and Management 21, págs. 283-288.
124. *A theoretical and experimental investigation of thermosyphon solar domestic water heater with indirect heating under hot water withdrawal conditions.* **Rakopoulos, C.D. y Vazeos, E.** 1986, Energy Conversion and Management 26, págs. 95-101.
125. *Long term performance of thermosyphon solar water heaters.* **Morrison, G.L. y Sapsford, C.M.** 1983, Solar Energy 30, págs. 341-350.
126. *Diurnal performance of thermosyphonic solar water heaters. an empirical prediction method.* **Norton, B. y Probert, S.D.** 1987, Solar Energy 39, págs. 257-265.
127. *The optimization of tank volume to collector area ratio for a thermosyphon solar water heater .* **Shariah, A.M. y Löf, G.D.G.** 1996, Renewable Energy 7, págs. 289-300.
128. *Conditioning of utilizable energy by a thermostatic control of the thermosyphonic flow in solar systems.* **Sokolov, M. y Arber, A.** 1992, Solar Energy 49, págs. 181-189.
129. *Finite difference modelling identification and simulation of a water heater.* **Tzafestas, S.G., Spyridonos, A.V. y Koumoutsos, N.G.** 1974, Solar Energy 16, págs. 25-31.
130. *A central solar domestic hot water system. Performance and economic analysis.* **Wolf, D., Tamir, A. y Kudish, A. I.** 1980, Energy 5, págs. 191-205.
131. *Dynamic simulation and parametric sensitivity studies on a central solar domestic hot water system.* **Wolf, D., Sembira, A.N. y Kudish, A.I.** 1984, Energy 9, págs. 169-181.
132. *Dynamic solar domestic hot water testing.* **Spirkl, W.** 1990, Journal of Solar Energy Engineering. Transactions of the ASME 112, págs. 98-101.
133. *Thermal performance comparisons for solar hot water systems subjected to various collector and heat exchanger flow rates.* **Fanney, A.H. y Klein, S.A.** 1988, Solar Energy 40, págs. 1-11.

134. *Simulation of forced circulation water heaters; effects of auxiliary energy supply, load type and storage capacity.* **Gutierrez, G., y otros.** 1974, *Solar Energy* 15, págs. 287-298.
135. *Use of expert systems for the selection and the design of solar domestic hot water systems.* **Panteliou, S., Dentsoras, A. y Daskalopoulos, E.** 1996, *Solar Energy* 57, págs. 1-8.
136. *Analysis of solar domestic hot water heaters.* **Buckles, W.E. y Klein, S. A.** 1980, *Solar Energy* 25, págs. 417-424.
137. *A parametric study of open loop solar heating systems-I.* **Kenna, J.P.** 1984, *Solar Energy* 32, págs. 687-705.
138. *A parametric study of closed loop solar heating systems II.* **Kenna, J.P.** 1984b, *Solar Energy* 32, págs. 707-723.
139. *Putting solar energy on the urban map: a new GIS-based approach for dwellings.* **Gadsden, S., Rylatt, M. y Lomas, K.** 2003, *Solar Energy* 74, págs. 397-407.
140. *Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS.* **Hobbi, A. y Siddiqui, K.** 2009, *Solar Energy* 83, págs. 700-714.
141. *Comparative study of various optimization criteria for SDHWS and a suggestion for a new global evaluation.* **Fraisse, G., y otros.** 2009, *Solar Energy*, 83, págs. 232-248.
142. *Potential application of a centralized solar water heating system for a high rise residential building in Hong Kong.* **Chow, T.T., y otros.** 2006, *Applied Energy* 83, págs. 42-54.
143. *Optimization of tank and flat plate collector of solar water heating system for single family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program.* **Lima, J.B.A., Prado, R.T.A y Taborianski, V.M.** 2006, *Renewable Energy* 31, págs. 1581-1595.
144. *Selection of design parameters for closed circuit forced circulation solar heating systems.* **Brinkworth, B.J.** 1975, *Solar Energy* 17, págs. 331-333.
145. *Solar DHW system performance correlation revisited.* **Brinkworth, B.J.** 2001, *Solar Energy* 71, págs. 377-387.
146. *System design optimization for large building integrated solar heating systems for domestic hot water.* **Pedersen, P.V.** 1993, *Solar Energy* 50, págs. 267-273.

147. *Simulation of solar domestic water heating system using a time marching model.* **Bojic, M., Kalogirou, S.A. y Petronijevic, K.** 2002, *Renewable Energy* 27, págs. 441-452.
148. *Economic optimization of low flow solar domestic hot water plants.* **Cardinale, N., Piccininni, F. y Stefanizzi, P.** 2003, *Renewable Energy* 28, págs. 1899-1914.
149. *General model for testing solar domestic hot water systems.* **Spirkl, W. y Muschaweck, J.** 1992, *Solar Energy Materials and Solar Cells* 28, págs. 93-102.
150. *Investigations on optimazing large solar thermal systems.* **Krause, M., y otros.** 2002, *Solar Energy* 73, págs. 217-225.
151. *Long-term performance prediction of forced circulation solar domestic water heating system using artificial neural networks.* **Kalogirou, S.A.** 2000, *Applied Energy* 66, págs. 63-74.
152. *Theoretical variations of the thermal performance of different solar collectors and solar combisystems as function of the varying yearly weather conditions in Denmark.* **Andersen, E. y Furbo, S.** 2009, *Solar Energy* 83, págs. 552-565.
153. **IEA\_Task26.** IEA SHC WEB. [En línea] 20 de junio de 2009. [Citado el: 20 de junio de 2009.] <http://www.iea-shc.org/publications/task26/index.html>.
154. *External DHW units for solar combisystems.* **Bales, C. y Persson, T.** 2003, *Solar Energy* 74, págs. 193-204.
155. *Active solar space Heating of residential buildings in northern Hellas - a case study.* **Argiriou, A, y otros.** 1997, *Energy and Buildings* 26, págs. 215-221.
156. *Thermal performance of combined solar systems with different collector efficiencies.* **Henden, L., Rekstad, J. y Meir, M.** 2002, *Solar Energy* 72, págs. 299-305.
157. *Central solar heating plants with seasonal storage in Germany.* **Schmidt, T., Mangold, D. y Müller-Steinhagen, H.** 2004, *Solar Energy* 76, págs. 165-174.
158. *Feasibility study of a district energy system with seasonal water thermal storage.* **Tanaka, H., Tomita, T. y Okumiya, M.** 2000, *Solar Energy* 69, págs. 535-547.
159. *Design and construction of a residential solar heating and cooling system.* **Ward, D.S. y Lof, G.O.G.** 1975, *Solar Energy* 17, págs. 13-20.
160. *Preliminary performance of CSU Solar House I heating and cooling system.* **Ward, D.S., Weiss, T.A. y Lof, G.O.G.** 1976, *Solar Energy* 18, págs. 541-548.
161. *Design of a solar heating and cooling system for CSU Solar House II.* **Ward, D.S., Lof, G.O.G. y Smith, C.C.** 1977, *Solar Energy* 19, págs. 79-85.

162. *Cooling subsystem design in CSU Solar House III.* **Ward, D.S., y otros.** 1978, Solar Energy 20, págs. 119-126.

163. *An energy independent house combining solar thermal and sky radiation energies.* **Saitoh, T., Matsushashi, H. y Ono, T.** 1985, Solar Energy 35, págs. 541-547.

164. *A highly-advanced solar house with solar thermal and sky radiation cooling.* **Saitoh, T.S.** 1999, Applied Energy 64, págs. 215-228.

165. *Advanced energy-efficient house (HARBEMAN house) with solar thermal, photovoltaic and sky radiation energies (experimental results).* **Saitoh, T.S. y Fujino, T.** 2001, Solar Energy 70, págs. 63-77.

166. *The self-sufficient solar house in Freiburg.* **Stahl, W., Voss, K. y Goetzberger, A.** 1994, Solar Energy 52, págs. 111-125.

167. *The self-sufficient solar house in Freiburg-results of 3 years operation.* **Voss, K., y otros.** 1996, Solar Energy 58, págs. 17-23.

168. **IEA\_Task40.** [En línea] 2009. <http://iea40.buildinggreen.com/index.cfm>.

# 4 DESCRIPCION DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

## CONTENIDO

4	DESCRIPCION DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL .....	153
4.1	Resumen.....	153
4.2	Introducción .....	154
4.3	Objetivos del capítulo .....	155
4.4	Componentes de la instalación solar y estación meteorológica.....	156
4.4.1	Esquema general de la instalación. ....	156
4.4.2	Estación meteorológica .....	165
4.5	Instrumentación .....	172
4.5.1	Sensores de temperatura.....	173
4.5.2	Sensores de caudal .....	177
4.5.3	Dataloggers .....	178
4.6	Periodo de recogida de datos y control.....	178
4.7	Calibración.....	180
4.8	Análisis de errores de medida .....	182
4.9	Propagación de errores.....	185
4.10	Conclusiones.....	187
4.11	Bibliografía .....	188

### 4.1 Resumen

Este capítulo se centra en la descripción de la instalación experimental bajo estudio. Además de la descripción de los componentes propios de la instalación solar, captadores solares, intercambiador, acumulador térmico, bombas y vasos de expansión, se describe la estación meteorológica donde se recogen de forma instantánea todas variables ambientales necesarias para la realización del estudio.

Una vez descrita la instalación se describe la instrumentación con la que se cuenta para medir los parámetros más significativos de funcionamiento de la misma. También se especifica la instrumentación adicional que se ha incorporado a la instalación, con el objetivo de validar los modelos que se desarrollan para estudiar algunos de sus componentes. Dichas medidas forman la base de datos experimentales que cubre un año completo de funcionamiento con la que posteriormente se validarán los modelos de la instalación.

Dicha instrumentación ha sido sometida a un proceso de calibración y posteriormente se ha realizado el cálculo de errores y propagación de los mismos en las medidas experimentales calculadas a partir de ellos.

## 4.2 Introducción

Las instalaciones solares reales se ven sometidas a la gran variabilidad de las condiciones climáticas de la zona donde trabajan. Como ya se ha visto previamente, el elemento cuyo rendimiento está más comprometido, debido a dichas variaciones, es el captador solar, ya que su modo de funcionamiento obliga a que esté a la intemperie todos los días del año y además imposibilita la utilización de aislamiento en gran parte de su superficie para contener las pérdidas térmicas. Por ello, en la presente tesis se ha pretendido hacer un estudio transitorio que permita describir los fenómenos de transferencia de calor existentes en una instalación solar a partir de las variables medioambientales típicas recogidas por una estación meteorológica situada en el mismo lugar donde está el campo de captadores.

Se ha instalado en una de las azoteas de la Universidad Carlos III de Madrid un campo de captadores planos de 50 m<sup>2</sup> que alimentan un acumulador térmico de 3.000 litros a través de un intercambiador de calor de placas que separa los fluidos del circuito primario y del secundario. Estos tres elementos se encuentran conexiados entre sí por tuberías de cobre de distintos diámetros, y en ambos circuitos el fluido se mueve mediante una bomba eléctrica (ver **Figura 4-1**). El agua caliente procedente del acumulador térmico, y destinada en una instalación real a consumo, se transporta a un intercambiador de calor donde es enfriada con el agua proveniente de una torre de refrigeración de modo que el agua retorna a la entrada del acumulador térmico con una temperatura próxima a la de bulbo húmedo. Dicha temperatura representaría la del agua de red en una instalación similar para producción de ACS, aunque presenta diferencias con la correspondiente a Madrid según la norma UNE94002 2005 (1), hecho que se analizará convenientemente. La razón de emplear esta configuración experimental, es la ausencia de demanda significativa de ACS en el edificio de la UC3M donde está ubicada la instalación solar.



Para conocer de primera mano las variables ambientales locales de forma precisa, se ha optado por instalar también una estación meteorológica a 6 m por encima del campo de captadores, donde se miden los siguientes datos: velocidad y dirección del viento, temperatura ambiente, presión atmosférica, humedad relativa, radiación sobre plano horizontal y sobre el propio plano de los captadores. Aparte de aportar los datos meteorológicos relevantes para analizar las actuaciones de la instalación solar, dicha estación meteorológica ha servido también para validar experimentalmente un modelo de cielo para las condiciones climáticas de Madrid y que se verá en el capítulo 5 de esta tesis.

Todos los datos experimentales procedentes tanto de la instalación solar como de la estación meteorológica se recogen en tres dataloggers, que envían los datos recopilados a un ordenador que tiene instalada una aplicación específica desarrollada en Labview y que permite tanto el almacenamiento de los datos en ficheros de fácil manejo como la visualización remota en tiempo real de los parámetros instantáneos de la instalación a través de cualquier navegador de Internet y desde cualquier lugar de la Tierra, sus direcciones son:

- Estación meteorológica: <http://pc-134-150.uc3m.es/Tiempo.htm>
- Instalación ACS: <http://pc-134-150.uc3m.es/ACS.htm>

La base de datos experimentales, de la que dispone el grupo de investigación, está compuesta por datos pertenecientes a varios años, tomados cada 2 s, ofreciéndose y almacenándose un promedio cada 10 minutos, en los que se ha estado trabajando con distintas configuraciones de aprovechamiento de la energía solar térmica.

### 4.3 Objetivos del capítulo

El objetivo principal de este capítulo es describir los componentes de la instalación solar donde se han realizado las campañas de medida junto con la estación meteorológica, poniendo de manifiesto las técnicas de medida empleadas, así como las principales dificultades halladas en la determinación de ciertos parámetros, y el modo en que se han resuelto. Además se da a conocer la metodología empleada para la calibración de la instrumentación empleada en la toma de datos y el cálculo de errores de los resultados obtenidos. Se pondrá de manifiesto la ventaja que supone el uso de bases de datos experimentales locales tomados en intervalos menores de una hora para describir el comportamiento de la instalación de forma transitoria.

## 4.4 Componentes de la instalación solar y estación meteorológica

### 4.4.1 Esquema general de la instalación.

La instalación solar con la que se ha trabajado en esta tesis presenta el siguiente esquema:

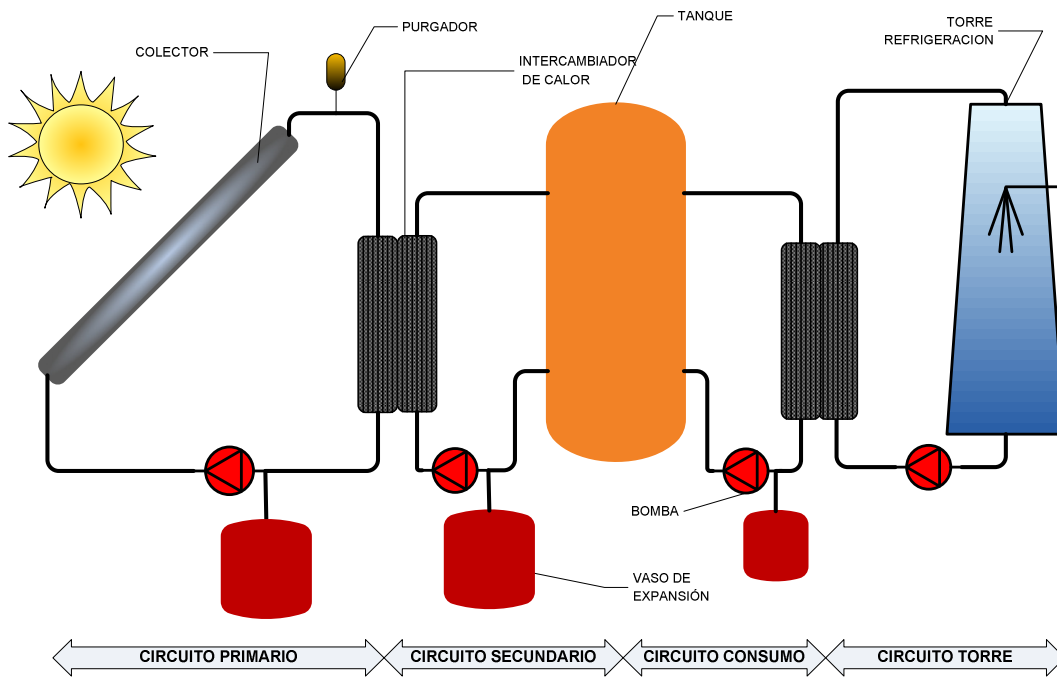


Figura 4-1: Esquema de la instalación experimental

#### 4.4.1.1 Circuito primario

El circuito primario está compuesto por un campo de captadores solares planos con un área de  $50\text{m}^2$  marca Viessmann, modelo Vitosol 100 w2,5; fabricado por "Viessmann Industrie Technik GmbH".



**Figura 4-2: Vista general del campo de 50 m<sup>2</sup> de captadores solares planos, instalado en la UC3M.**

Este captador ha sido certificado a instancias del fabricante por el INTA (Instituto Nacional de Técnica Aeroespacial) mediante dictamen técnico con clave CA/RPT/4451/003/INTA/01 y la entidad colaboradora ATISAE (Asistencia Técnica Industrial, Sociedad Anónima Española), por el certificado clave IA-OO/1485/CG, asegurando que cumple con todas las especificaciones establecidas por la Orden de 28 de julio de 1980, sobre exigencias técnicas de los captadores solares. La Dirección General de Industria certifica este producto con la contraseña de certificación NPS-1001 (2). Las características del captador son:

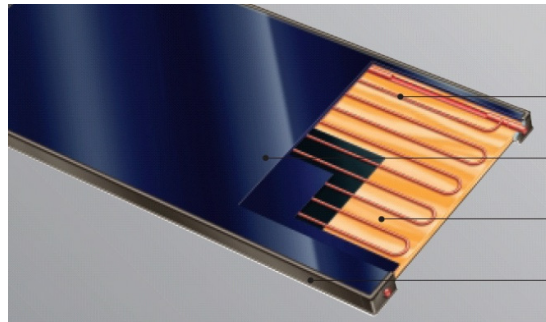
- Material absorbente: cobre
- Tratamiento superficial: Cermet selectivo
- Superficie útil: 2,53 m<sup>2</sup>

El catálogo del fabricante aporta los datos recogidos en la **Tabla 4-1**

<b>Modelo</b>		w2,5
<b>Contraseña de homologación</b>		NPS-1001
<b>Superficie bruta</b>	m <sup>2</sup>	2,71
<b>Superficie de absorción</b>	m <sup>2</sup>	2,50
<b>Superficie de apertura</b>	m <sup>2</sup>	2,50
<b>Dimensiones</b>		
Anchura	mm	2 385
Altura	mm	1 138
Profundidad	mm	102
<b>Rendimiento óptico<sup>+1</sup></b>	%	84
<b>Rendimiento óptico, INTA</b>	%	83
<b>Coef. de transmisión de calor</b>	$k_1^{+1}$ W/(m <sup>2</sup> · K)	3,36
	$k_2^{+1}$ W/(m <sup>2</sup> · K <sup>2</sup> )	0,013
<b>Coef. de pérdida de calor <math>U_L^{+2}</math></b>	m <sup>2</sup>	3,71
<b>Peso</b>	kg	60
<b>Volumen del fluido (medio portador de calor)</b>	litros	3,0
<b>Presión máx. de servicio admisible<sup>+3</sup></b>	bar	6
<b>Temperatura de inactividad máx.<sup>+4</sup></b>	°C	211
<b>Conexión</b>	∅ mm	22
<b>Superficie de instalación sobre cubiertas planas</b>	m <sup>2</sup>	aprox. 2,15

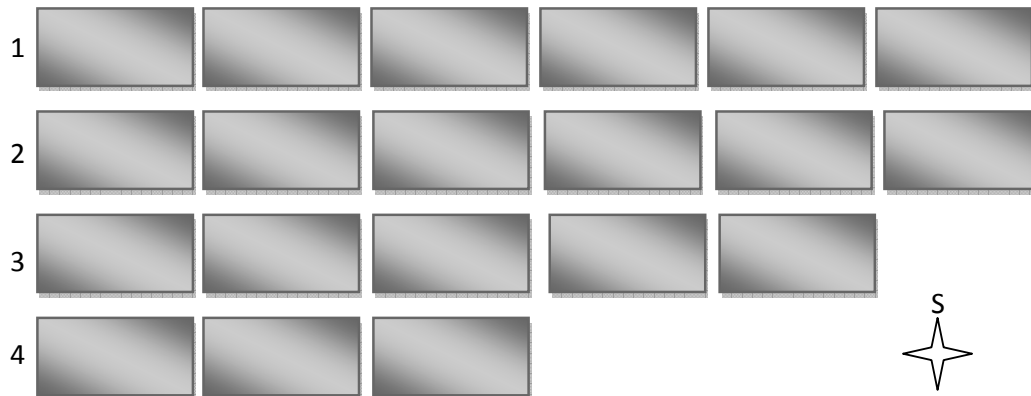
**Tabla 4-1: Datos del captador Vitosol 100 w2,5 (3)**

El captador, **Figura 4-3**, está formado por una placa plana absorbidora de cobre con recubrimiento de alta efectividad, bajo ella un tubo de cobre en forma de serpentín recorre la superficie del captador, por la parte posterior una capa de aislante térmico de alta eficacia (termo resistente y sin desgasificación) disminuye las pérdidas. Por la parte superior se dispone un vidrio solar de 4 mm de espesor con bajo contenido en hierro. Todo ello está contenido y sustentado en una caja con marco de aluminio reciclado pintado en metálico. Los tubos de conexión están hermetizados mediante juntas tóricas. El número máximo de captadores que se pueden conectar son 6 y la presión máxima de trabajo son 6 bar.



**Figura 4-3: Captador Vitosol 100 w2,5 de Viessmann (3)**

El campo de captadores cuenta con 20 captadores dispuestos en cuatro filas, tal y como muestra la **Figura 4-4** formando un área total de 50 m<sup>2</sup>.



**Figura 4-4: Esquema del campo de captadores**

El ángulo de inclinación  $\beta$  es de 40° dado que la latitud de Madrid es 40,31°. La orientación es Sur con un ángulo de desviación de 11° (Este) que como se verá posteriormente afectará de forma significativa a la radiación incidente sobre los captadores, y con ello al calor útil obtenido de los mismos, especialmente en su valor instantáneo.

La mezcla de agua con glicol que recorre los captadores se hace pasar posteriormente por un intercambiador de calor de placas de la marca Alfa Laval, modelo M6-FM, fabricado por "Alfa Laval Corporate AB". (4)El intercambiador consta de 19 placas de acero inoxidable y dos placas de acero templado recubiertas de epoxi de dimensiones 920x320 mm, tal y como se puede observar en la **Figura 4-5**.

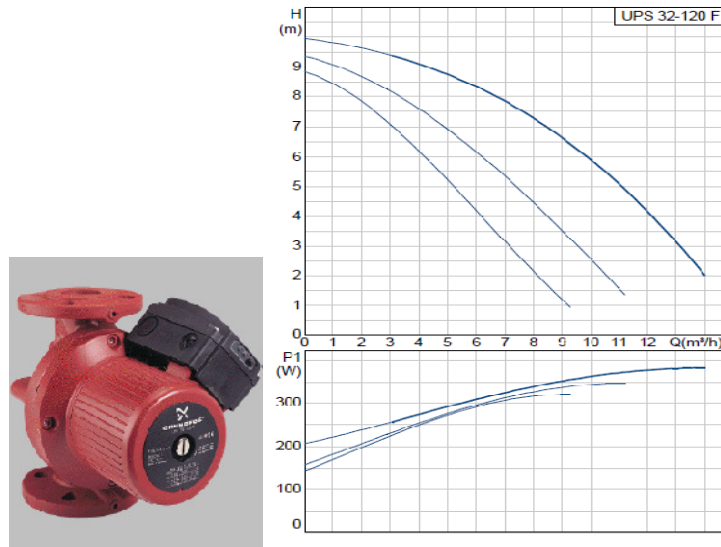
La funcionalidad de este intercambiador es la de separar los 3.000 litros del acumulador del circuito primario, para no llenar el tanque de anticongelante. En una instalación de agua caliente sanitaria existirá uno similar separando el circuito de consumo de ACS del resto del circuito solar.

Ambos equipos están unidos por una tubería de diámetro exterior de 28mm que recorre una longitud de 26,5m (ida), equivalente a los 5 pisos que separan la azotea donde están los captadores del cuarto de máquinas donde están el resto de equipos de la instalación solar. Las características de dicho intercambiador son su potencia entre 300 y 800 kW y su pérdida de carga de 1,6 MPa, el flujo másico máximo es de 16Kg/s. El ancho de placa de 0,4 mm y un volumen por canal de 0,3 l, todos estos datos han sido proporcionados por el fabricante.



**Figura 4-5: Intercambiador de calor (4)**

Para vencer las pérdidas de carga de la instalación, el circuito utiliza una bomba de la marca Grundfos, modelo UPS 32-120F fabricada por “Bombas Grundfos España S.A.” de rotor encapsulado, cuyo motor posee tres velocidades. El rotor es de acero inoxidable y el alojamiento del estator de aluminio, siendo el cuerpo de fundición.



**Figura 4-6: Bomba del circuito primario y sus curvas características (5)**

En la **Figura 4-6** se puede ver el punto de trabajo de la bomba, a máxima velocidad de las tres posibles.

Un elemento indispensable en un circuito hidráulico para absorber las dilataciones del fluido que contiene es el vaso de expansión, la instalación solar cuenta con varios, uno en cada circuito como puede verse en la **Figura 4-1**.



Fabricante Ibaiondo S.A. modelo 200CMF (7)

- Capacidad 200 litros
- Temperatura de trabajo -10+130°C
- Presión 10 bar
- Presión carga aire: 2.5 bar

**Figura 4-7: Vaso de expansión del circuito primario (7)**

El circuito primario incluye una válvula de sobrepresión tarada a 6 bar de presión máxima y las válvulas de corte necesarias para regular los caudales y los purgadores en la parte superior de cada fila de captadores para la expulsión del posible aire o vapor que se aloje en el circuito. Se han eliminado las válvulas anti retorno para estudiar el comportamiento nocturno de la instalación y evaluar así las pérdidas que da lugar dicho funcionamiento nocturno. No existen electroválvulas de corte de flujo tampoco.

#### 4.4.1.2 Circuito secundario

El circuito secundario une el intercambiador de calor con el acumulador térmico, a través de tuberías cuya longitud es de 3m (ida) y un diámetro exterior de 22mm.

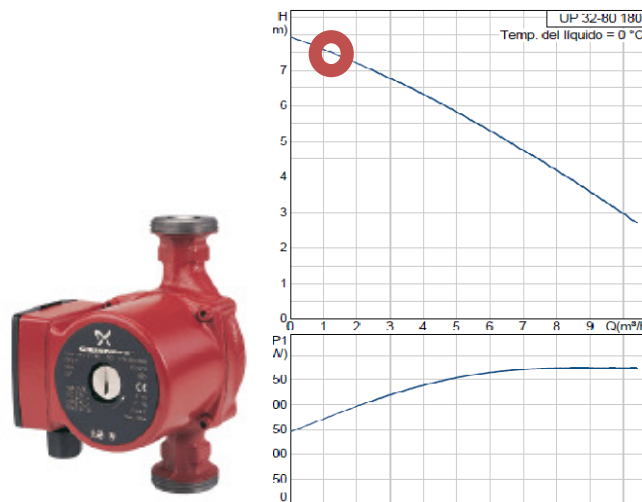
El acumulador térmico de 3m<sup>3</sup>, de la marca Lapesa modelo de la Serie Máster vertical fabricado por "Lapesa Grupo Empresarial S.L", (6) acumulador térmico sin sistema de intercambiador de serpentines para la acumulación de agua caliente sanitaria. Está realizado en acero galvanizado con un diámetro exterior de 1.500mm y una altura de 2.344mm y posee una capa de aislamiento de 40mm de espuma rígida de poliuretano.

La entrada y salida de agua caliente se realizan por la parte superior del acumulador térmico, como puede verse en la **Figura 4-1**, mientras que la entrada y salida de agua fría se realizan por la parte inferior del mismo, con eso se persigue que el acumulador térmico permanezca estratificado a lo largo de todo el día a pesar de las descargas de agua hacia el circuito de consumo.



**Figura 4-8: Acumulador térmico de acumulación de 3000 litros**

La bomba necesaria para mover el agua entre el acumulador térmico y el intercambiador de calor, es de la misma marca y familia que la del primario salvo que lógicamente es de menos potencia, el modelo es UP 32-80 180 fabricada por Grunfos España S.A, (5).



**Figura 4-9: Bomba del circuito secundario y sus curvas características (5)**

El punto de trabajo de la bomba se marca en la **Figura 4-9**.

El vaso de expansión de este circuito es:





Fabricante Ibaiondo S.A. modelo 500CMF (7)

- Capacidad 500 litros
- Temperatura de trabajo 5+110°C
- Presión 8 bar
- Presión carga aire: 1.5 bar

**Figura 4-10: Vaso de expansión del circuito secundario (7)**

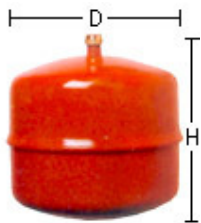
#### 4.4.1.3 Circuito de consumo

El circuito de consumo en una vivienda consistiría en la entrada de agua de red en el acumulador térmico y la salida de agua caliente hacia los puntos de consumo. En el caso de la instalación estudiada, no existe dicho consumo, por lo que por razones de ahorro de agua se ha optado por circular el agua por otro intercambiador de calor donde se refrigera con el agua procedente de una torre de refrigeración.

El circuito consta de una tubería de 22 mm de diámetro y una longitud de 42m (de ida). El intercambiador de calor es similar al utilizado en el circuito primario de la marca Alfa Laval, modelo M6-FM, fabricado por "Alfa Laval Corporate AB". El intercambiador consta de 29 placas de acero inoxidable y dos placas de acero templado recubiertas de epoxi de dimensiones 920x320 mm, con las mismas características que el intercambiador del circuito primario, tal y como se puede observar en la **Figura 4-5**.

El vaso de expansión de este circuito es:

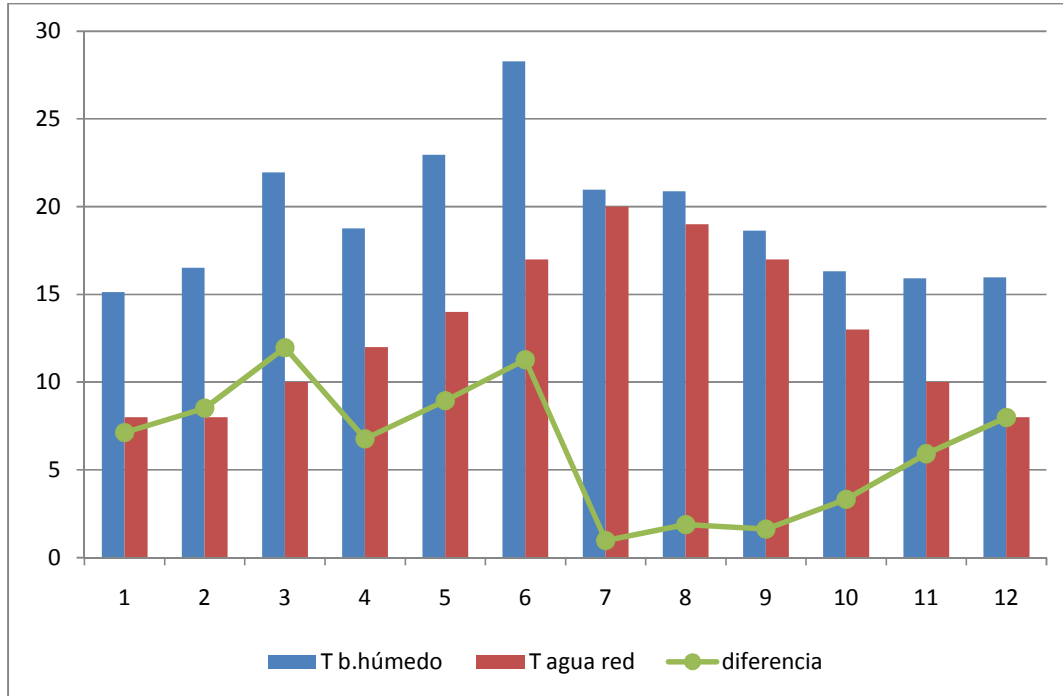
Fabricante Ibaiondo S.A. modelo 12CMF (7)



- Capacidad 12 litros
- Temperatura de trabajo 5+110°C
- Presión 4 bar
- Presión carga aire: 1.5 bar

**Figura 4-11: Vaso de expansión del circuito de consumo (7)**

El agua a la entrada del acumulador térmico llega a una temperatura próxima a la temperatura de bulbo húmedo, su valor es distinto al del agua de red en la zona, dado que el agua de red está más próxima a la temperatura del suelo a la profundidad por la que discurren las tuberías de la red de suministro. Como los valores de la temperatura del agua de red únicamente se conocen en su valor medio mensual, sólo se pueden comparar los valores medios.



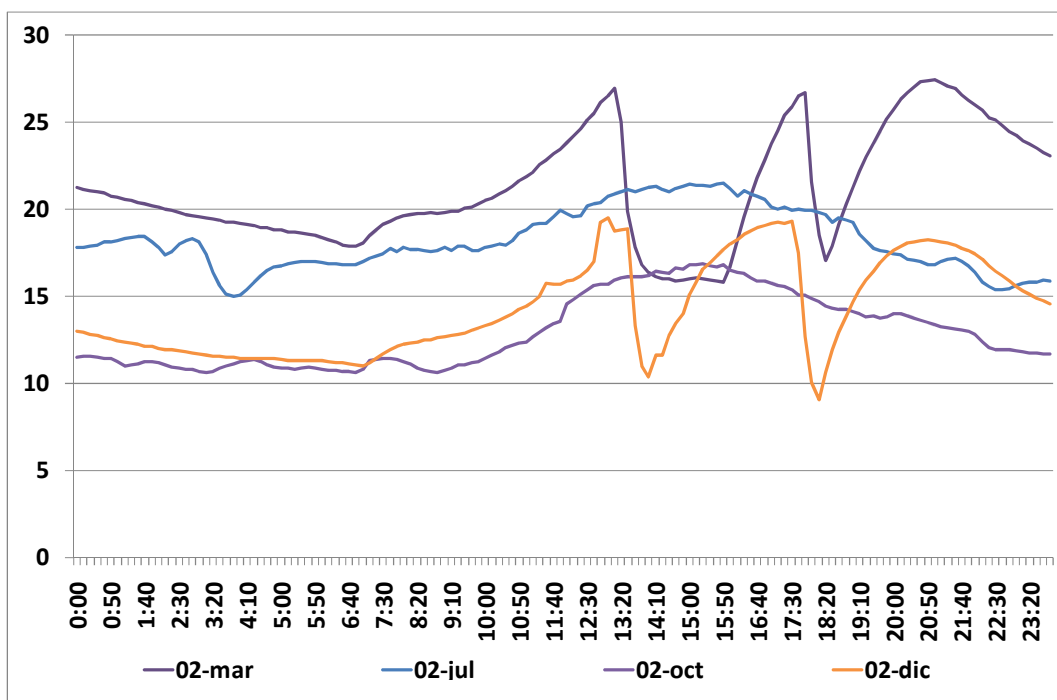
**Figura 4-12: Temperatura agua de red en Madrid vs Temperatura de bulbo húmedo**

En la **Figura 4-12** puede observarse como la temperatura del agua de red en Madrid según la UNE 94002 2005 (1), es muy diferente en los meses de invierno frente a la temperatura de bulbo húmedo, sin embargo en los meses de verano los valores son muy próximos. Por lo que la validación del modelo de instalación solar que se realizará en el capítulo 6 se realizará con los valores experimentales pero no podrá utilizarse para las simulaciones de casos reales, puesto que no representa la temperatura del agua de red. Se ha hecho circular un caudal por el circuito de consumo que aproximadamente reproduce una demanda de ACS uniforme para un conjunto de viviendas acorde al tamaño de la instalación solar, al objeto de mantener la carga térmica en valores próximos a los que pueden hallarse en una aplicación de ACS para edificios de viviendas.

#### 4.4.1.4 Circuito torre de refrigeración

Este sistema no pertenece como tal a la instalación en estudio, sin embargo, se estudiará su funcionamiento a lo largo de un día ya que explica la variación de la temperatura de entrada al acumulador térmico y sus posibles repercusiones en el funcionamiento de la instalación de ACS solar.

Como puede verse en la **Figura 4-13**, la temperatura de entrada de agua fría en el intercambiador, procedente de la torre de refrigeración, depende de las puestas en marcha y las paradas que sufre el ventilador de la torre. En los días calurosos el ventilador se mantiene funcionando todo el día, sin embargo los días fríos las paradas del ventilador son más frecuentes.



**Figura 4-13: Temperatura de entrada del agua fría al acumulador térmico**

Por ello la temperatura de entrada al acumulador térmico sufre bruscas variaciones, como las que se pueden ver en la **Figura 4-13**.

#### 4.4.2 Estación meteorológica

La instalación además cuenta con una estación meteorológica con los siguientes componentes:

#### 4.4.2.1 Piranómetros

La estación meteorológica consta de dos piranómetros uno de ellos está instalado de modo que mide la irradiancia global en el plano horizontal y el otro está situado con un ángulo de inclinación y de orientación igual al que tiene el campo de captadores, de esa forma se han conseguido dos objetivos de la presente tesis:

- Conocer la irradiancia global sobre el plano inclinado de los captadores.
- Realizar y validar experimentalmente un modelo de irradiancia capaz de calcular la irradiancia global sobre el plano inclinado a partir del valor de la irradiancia global sobre el plano horizontal.

El piranómetro que mide la irradiancia global sobre el plano horizontal es de la marca Kipp & Zonen, modelo CM3 fabricado por Kipp & Zonen B.V., que mide la irradiancia solar. El sensor está construido de tal modo que recibe toda la irradiancia para un ángulo de apertura de 180°. La salida es en  $W/m^2$ , siendo un piranómetro de clase 2, según la norma ISO 9060.

- Tiempo de respuesta al 95%: 18s
- Offset en cero para una radiación térmica de  $200W/m^2$  menor de  $15W/m^2$
- Offset en cero para un cambio en la temperatura ambiente de 5K/h menor de  $4KW/m^2$ .
- Inestabilidad menor de un 1% de cambio al año
- No linealidad  $\pm 2,5\%$  (Irradiancia mayor de  $1.000W/m^2$ )
- Error direccional (para irradiancia directa menor de  $\pm 25 W/m^2$  para  $1000W/m^2$ ).
- Selectividad espectral:  $\pm 5\%$  (350-1.500nm)
- Sensibilidad a la temperatura: 6% (-10-40°C)
- Respuesta inclinación menor de  $\pm 2\%$
- Sensibilidad 10-35  $\mu V/Wm^{-2}$
- Impedancia 60-200 Ohm



**Figura 4-14: Piranómetro CM3 (irradiancia global horizontal)**

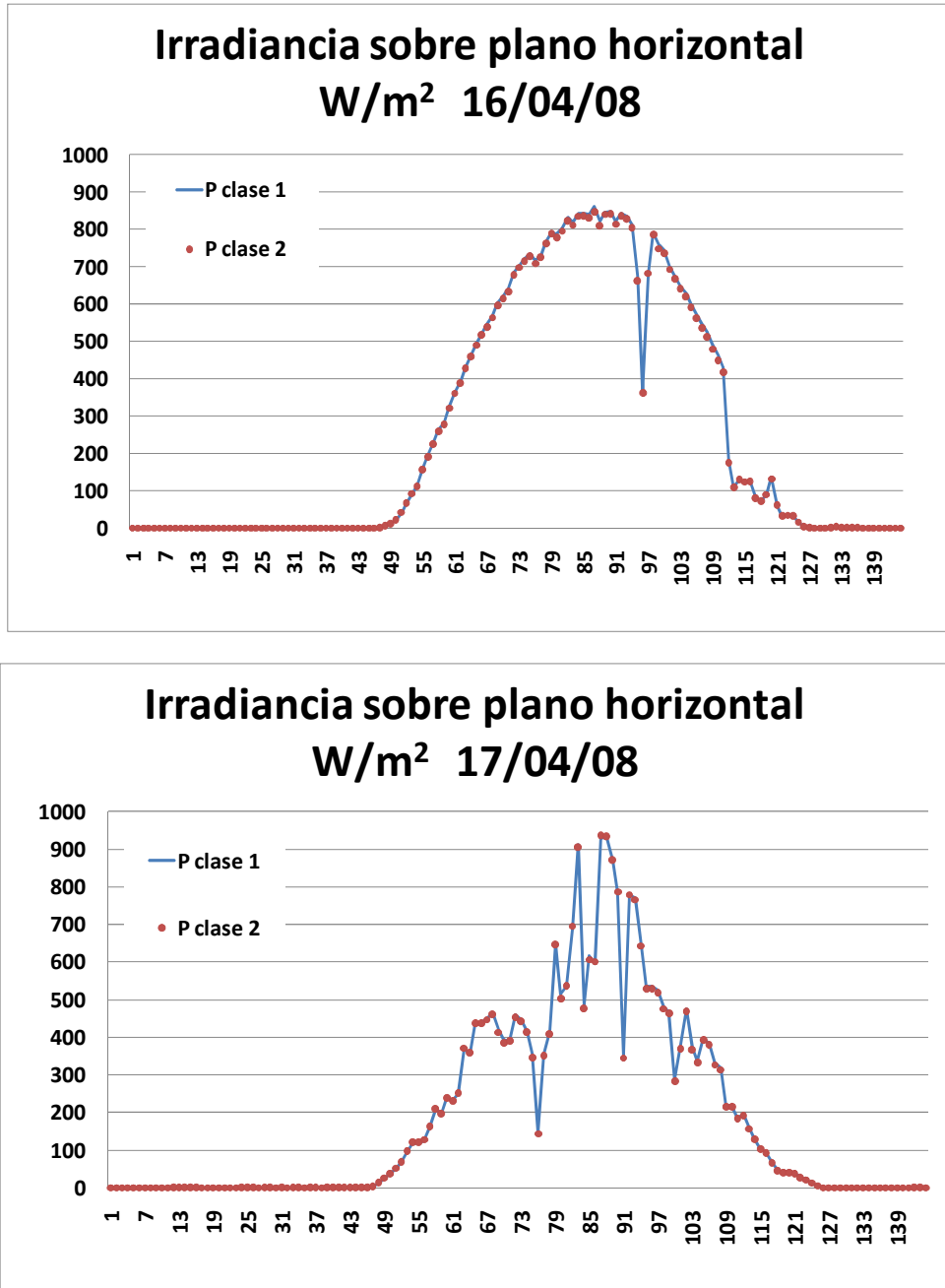
El piranómetro que mide la irradiancia global sobre el plano inclinado del captador es de la marca Kipp & Zonen, modelo CM6B fabricado por Kipp & Zonen B.V., que mide la irradiancia solar. El sensor está construido de tal modo que recibe toda la irradiancia para un ángulo de apertura de 180°. La salida es en  $W/m^2$ , siendo un piranómetro de clase 1, según la norma ISO 9060.

- Tiempo de respuesta al 95%: menor de 30s
- Offset en cero para una radiación térmica de  $200W/m^2$ : más de  $15W/m^2$
- Offset en cero para un cambio en la temperatura ambiente de 5K/h:  $\pm 4KW/m^2$ .
- Inestabilidad  $\pm 1\%$  de cambio al año
- No linealidad  $\pm 1,2\%$  (Irradiancia de  $500W/m^2$  debida al cambio en la irradiancia de  $100W/m^2$  a  $1.000W/m^2$ )
- Error direccional (para radiación directa menor de  $\pm 20 W/m^2$  para  $1.000W/m^2$ .
- Selectividad espectral:  $\pm 2\%$  (350-1.500nm)
- Sensibilidad a la temperatura:  $-2\%$  ( $-10-40^{\circ}C$ )
- Respuesta inclinación  $\pm 1\%$
- Angulo de visión  $2\pi$
- Irradiancia:  $0-1.400W/m^2$  (max.  $2.000W/m^2$ )
- Rango espectral: 305-2.800 nm (50% puntos) y 335-2.200 nm (95% puntos)
- Sensibilidad 9-15  $\mu V/Wm^{-2}$
- Impedancia 70-100 Ohm



**Figura 4-15: Piranómetro CM6B (irradiancia global inclinada)**

Hallándose los dos piranómetros situados en la torre de medida, posicionados ambos horizontalmente, se han podido comparar sus medidas al objeto de buscar una validación adicional útil a la comparación que luego se hará para medidas en diferente plano.



**Figura 4-16: Comparación irradiancia horizontal medida con los dos piranómetros, días 16 y 17 de abril de 2008.**

Tal y como puede verse en la **Figura 4-16**, ambos piranómetros ofrecen la misma medida de irradiancia, siguiendo en ambos casos las variaciones debidas a nubes perfectamente.

#### 4.4.2.2 Anemómetro

Para medir tanto la velocidad como la dirección del viento se emplea un anemómetro de la marca Young, modelo 05103, fabricado por R.M. Young Company. Dicho aparato mide la velocidad y la dirección de la componente del viento en el plano horizontal.

##### Velocidad del viento:

- Rango: 0-60m/s
- Sensor: diámetro de 18 cm con 4 aspas de propileno
- Umbral de sensibilidad: 1,0 m/s
- Constante de distancia: 2,7m para el 63%
- Salida del transductor: AC señal sinusoidal 80mV a 100rpm y 8,0Vpp a 10.000rpm
- Frecuencia de la salida: 3 ciclos por revolución de la hélice

##### Dirección del viento:

- Rango: 360º mecánica, 355º eléctrico
- Sensor: Veleta balanceada 38 cm de radio
- Proporción de humedad: 0,3
- Distancia de retraso: 1,3m para el 50%
- Umbral de Sensibilidad: 1,1 m/s para un desplazamiento de 10º
- Transductor: potenciómetro conductivo, resistencia de 10K ohm.
- Excitación del transductor necesaria: DC. 15V máximo
- Salida del transductor: Analógico DC, proporcional al ángulo acimutal.



**Figura 4-17: Anemómetro**

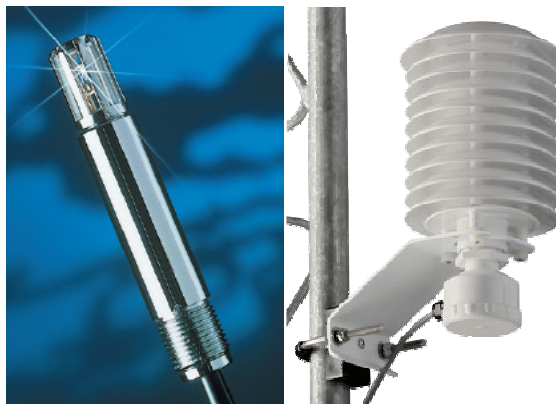
#### 4.4.2.3 Sonda de temperatura y humedad relativa

La sonda de temperatura y humedad relativa es un instrumento de medición combinado que permite la monitorización de ambos parámetros en un solo conjunto mecánico.

La medición de la temperatura se lleva a cabo mediante un termistor de 3 elementos del tipo LTN (Linear Thermistor Network), modelo 44212. Los termistores son materiales que experimentan un rápido y significativo cambio de su resistencia óhmica para pequeños incrementos de temperatura. La mayor parte de los termistores no son lineales, sin embargo este sensor de tres elementos permite obtener errores inferiores a  $0,1^{\circ}\text{C}$  en el rango:  $\pm 50^{\circ}\text{C}$ .

En el caso de la humedad relativa, el sensor modelo 50U basa su funcionamiento en una fina capa de polímero usada como dieléctrico de un condensador, que absorbe o cede vapor de agua según la humedad relativa de su entorno sube o baja. Las características dieléctricas de la película de polímero dependen de la cantidad de agua contenida en su interior por tanto, los cambios de humedad relativa provocarán a su vez cambios de capacidad eléctrica que serán convertidos, mediante el circuito electrónico incorporado, en cambios lineales de corriente o voltaje a la salida del acondicionador.

Los dos elementos sensores aparecen solidarios a un soporte de plástico de nylon, el cual, por una parte permite una fácil instalación gracias a su acoplamiento directo a protectores de irradiación solar tanto de ventilación natural como forzada y por otro lado, facilita la conexión con el sistema de medida y/o adquisición mediante un único conector IP66 de 7 contactos.



**Figura 4-18: Sensor de temperatura y humedad relativa integrado. Cubierta con multiplacas para protegerlo de la irradiación solar y la lluvia.**



#### 4.4.2.4 *Sensor de presión*

Para medir la presión atmosférica, la estación meteorológica posee un transductor de alta precisión de presión PDCR 4000 de la marca Druck, fabricado por GE Industrial Sensing con salida en milivoltios. El rango de presión es de 1 bar y se alimenta con 10V tiene un offset de  $0\pm 3\text{mV}$  y una histéresis máxima de  $\pm 0,08\%$ .



**Figura 4-19: Transductor de presión**

#### 4.4.2.5 *Estación meteorológica*

Todas las medidas obtenidas por los diferentes sensores se recogen en la estación meteorológica METEODATA. En dicha estación se pueden definir un periodo de muestreo, en este caso se ha escogido 2 segundos y un periodo de almacenamiento, que puede ser diferente al de muestreo siendo este de 10 minutos, por lo que la medida almacenada es el promedio de 300 medidas.



**Figura 4-20: Imagen de la estación meteorológica**

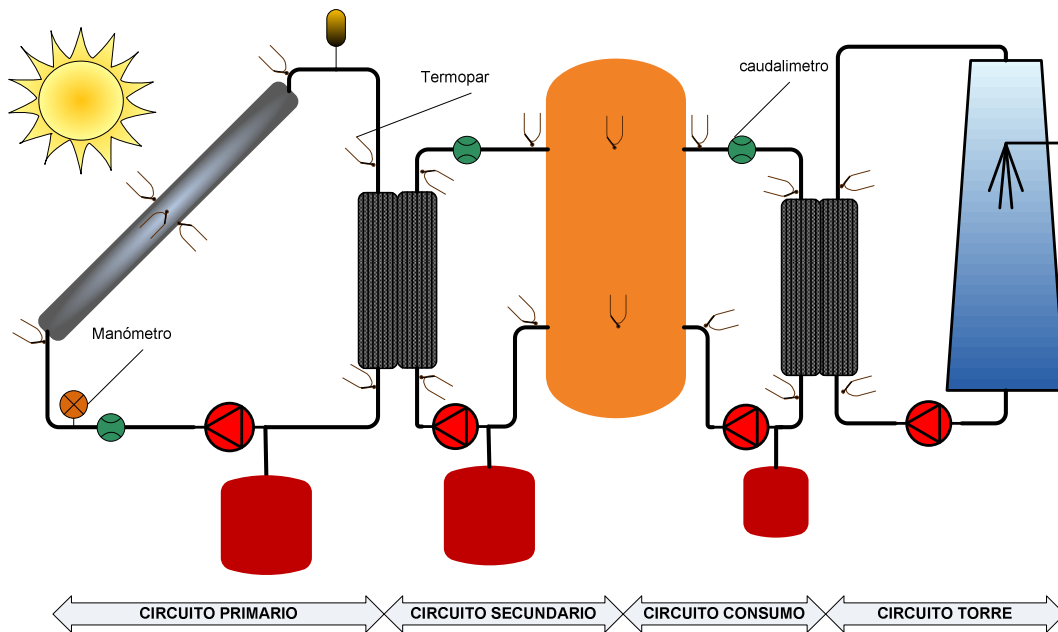
## 4.5 Instrumentación

La instalación solar se ha instrumentado de tal forma que se pueden conocer tanto los caudales que recorren cada circuito, como la presión y las temperaturas en los puntos más característicos de cada componente. En la **Figura 4-21** pueden observarse los puntos de medida de temperatura principales de la instalación, sin embargo cabe decir que cada fila de captadores, **Figura 4-4**, posee igualmente una toma de medida de la temperatura de entrada y salida del agua que recorre los captadores. Al igual que otras temperaturas que se han tomado para poder realizar el cálculo de las pérdidas de energía de cada uno de los componentes que integran la instalación solar.

Además se mide el caudal de cada circuito y la presión del mismo.

Los datos de toda la instrumentación se recogen en tres dataloggers repartidos por la misma en los que se toman los datos con el mismo intervalo horario que la estación meteorológica, almacenándose en un pc mediante el programa Labview en una base

de datos que contiene toda la información necesaria para un posterior estudio y análisis de funcionamiento del conjunto.



**Figura 4-21: Esquema de la instalación solar con la instrumentación utilizada.**

#### 4.5.1 Sensores de temperatura

Los termopares son con diferencia, los sensores de temperatura más utilizados para uso industrial porque son económicos, sencillos, versátiles, robustos y de dimensiones reducidas con la posibilidad de obtener una rápida respuesta con una excelente sensibilidad y un amplio rango de funcionamiento. Estas características hacen que sean ideales para la realización de medidas de temperatura en diferentes localizaciones y para la monitorización en plantas de proceso. No obstante, son menos precisos que las termorresistencias, al menos las de clase 1 con circuito de medida a 3 ó 4 hilos, y es necesario un circuito que realice la compensación de la unión de referencia. Además, el cable de extensión necesario para su conexionado es bastante más costoso que el conductor de cobre usado para las termorresistencias. Los termopares son capaces por sí mismos de generar una débil señal de salida en voltaje (mV ó  $\mu$ V en función del tipo de termopar empleado) no lineal con la temperatura, lo cual quiere decir que el tratamiento de la señal de bajo nivel producida por el termopar, su amplificación y su transmisión se deben realizar con sumo cuidado. TC 2008 (8)

Con respecto a la duración, es difícil predecir este dato con termopares de metal común. Depende principalmente de la temperatura de funcionamiento, diámetro de los conductores y el número de ciclos de funcionamiento, siendo el mayor problema la oxidación a la que pueden estar sometidos.

Uno de los factores fundamentales en termometría es la realización de la medida de temperatura de forma adecuada. Para conseguir ese objetivo se ha de prestar especial atención a la ubicación del sensor, ya que aunque se invierta en instrumentación o en sensores de precisión nunca se podrá obtener un valor útil de temperatura en la zona de interés del proceso. Se ha de conseguir un buen contacto térmico, y por tanto una buena transferencia de calor, sin pérdidas en la vaina de protección, soportes o demás materiales que contemplen la sonda.

Hay cuatro principios fundamentales para conseguir realizar una medida correcta de la temperatura:

1. Se ha de intentar siempre favorecer la transferencia térmica entre el sensor y el medio a medir del mejor modo posible. Para realizar una medida de temperatura de un fluido, es preferible situar el sensor en la zona donde el flujo sea más rápido y si es posible en una corriente transversal: si el flujo es lento es beneficioso utilizar aletas externas. Otro factor a tener en cuenta es la profundidad de inmersión, que debe ser la correcta. Para efectuar la medida en un sólido, se recomienda insertar el sensor en su interior mediante un pequeño orificio y para facilitar la transferencia utilizar pastas conductoras térmicas. También se recomienda su uso para la realización de medidas superficiales.
2. Es necesario minimizar el flujo de calor que aparece entre el sensor y los conductores y/o soporte. Para conseguirlo se ha de intentar reducir los gradientes de temperatura alrededor del sensor, aumentando la profundidad de inmersión. Se pueden optimizar los resultados utilizando termopozos y soportes con una alta resistencia térmica axial, por ejemplo acero inoxidable. Es recomendable, tanto en termopares como en termorresistencias, utilizar conductores con sección pequeña y baja conductividad térmica.
3. Es importante recordar que la sola presencia del propio sensor puede afectar a la temperatura del medio a medir. Este fenómeno se presenta con frecuencia en las medidas de superficie, donde el sensor puede influir o modificar el proceso de transferencia de calor en la misma. La solución óptima consiste en reducir al mínimo posible las dimensiones del sensor, garantizar un buen contacto entre superficie y sensor con el menor esfuerzo mecánico posible y aportar un aislamiento adecuado para asegurar la transferencia térmica.
4. El fabricante de los sensores ha de tener especial precaución a la hora de seleccionar los materiales que intervienen en su construcción, ya que el coeficiente térmico debe ser compatible. Valores incompatibles pueden

ocasionar por ejemplo deformaciones en el sensor, provocando un cambio de resistencia con su correspondiente error en la medida.

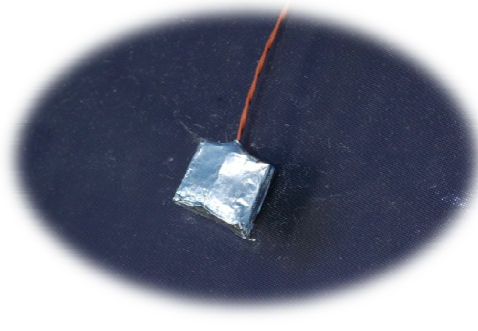
Para medir la temperatura de todos los puntos de la instalación, se ha optado por elegir termopares tipo T, contruidos a partir de hilo de termopar en el propio laboratorio, utilizando soldadura de microplasma, que consiste en una soldadura sin aporte de material en atmósfera inerte de argón y un 5% de hidrógeno. Este tipo de termopar está constituido por un cable de cobre y otro de cobre-níquel (llamado también Constantán) que se sueldan formando la cabeza del termopar y que permite medir en un rango comprendido entre los -25 a los 350°C. La repetitividad es excelente en el rango de -25°C a 200°C con una tolerancia de  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ . Es importante tener en cuenta la alta conductividad térmica del conductor de cobre.

En los puntos de medida donde ha resultado posible se ha optado por hacer un termopozo para que la temperatura fuera lo más similar a la temperatura del fluido. También se han instrumentado algunas superficies para lo cual se ha procedido al necesario aislamiento del sensor. Al objeto de reducir el tiempo de respuesta del termopar, se han empleado termopares sin envainar, tal y como se aprecia en la **Figura 4-22**. Los termopares fabricados en el laboratorio se han sometido a un cuidadoso e individualizado proceso de calibración por comparación con un patrón de referencia en baño termostático de temperatura controlada, como se describe más adelante en el presente capítulo.



**Figura 4-22: Termopar**

En este apartado, cabe destacar la colocación de tres termopares en el campo de captadores, cuya medida de temperatura ha resultado de gran utilidad para describir correctamente su comportamiento.



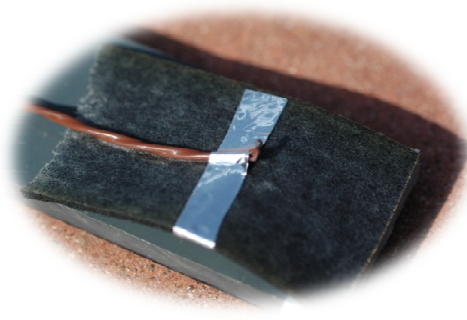
**Figura 4-23: Termopar situado en el cristal del captador**

El termopar situado sobre la superficie acristalada del captador, está apantallado y aislado para que su medida se vea afectada lo menos posible por la irradiancia solar y la temperatura ambiente, como puede verse en la **Figura 4-23** es de reducidas dimensiones para afectar lo menos posible a la temperatura superficial.



**Figura 4-24: Termopar situado en la caja del captador (parte trasera)**

En la parte trasera del captador, en la caja del mismo, se encuentra otro termopar que mide la temperatura exterior de dicha superficie, como puede ver se en la **Figura 4-24** este termopar se encuentra igualmente apantallado y aislado del exterior, aunque en este caso siempre estará a la sombra.



**Figura 4-25: Termopar situado en la cara posterior de la superficie absorbedora**

Realizando una abertura lateral al captador se introdujo un termopar que se adhirió a la placa absorbadora con una cinta adhesiva y aislante y que permite conocer la temperatura del punto medio de la misma. Posteriormente se llevó a cabo la labor de restaurar las condiciones de estanqueidad del captador en la medida posible, como puede verse en la **Figura 4-25**.

El resto de termopares situados en la instalación están en pozos térmicos en las tuberías que unen los elementos, salvo los dispuestos en las sondas que posee el propio acumulador térmico, que están en su interior y los que miden temperaturas de locales que están situados en los recintos en contacto con el aire.

### 4.5.2 Sensores de caudal

La instalación está dotada de tres caudalímetros electromagnéticos de la marca Yokogawa, modelo Adamag SE202ME fabricado por Yokogawa Electric Corporation, que miden el flujo que pasa por cada uno de los circuitos.



**Figura 4-26: Caudalímetro**

- Sufijo: DAE4SLS2A2H2
- Style: S1
- Size: 25mm
- Fluid Temperature: 40-130°C
- Current Output: 4-20mA
- Full Scale: 3,6m<sup>3</sup>/h
- Ambient Temperature: -20 -60°C
- Fluid Pressure -0,1-4MPa
- Meter factor: 0,8203
- Supply: 220-240V



### 4.5.3 Dataloggers

Para la recogida y transmisión de los datos al ordenador donde está instalado Labview se utilizan algunos de los canales de 3 dataloggers, dos de ellos son de la marca Yokogawa y un tercero Mobrey.



Marca Yokogawa Modelo DC100, fabricado por Yokogawa Electric Corporation

- Número de canales 30
- Intervalo de medida: 2 seg
- Rango de medida: 20mV-50V
- Termopares y termoresistencias
- Precisión en la medida  $\pm 0.05$  de la lectura +2 dígitos

**Figura 4-27: Datalogger Yokogawa**



Marca Mobrey Modelo 3595 1H fabricado por Mobrey Measurement GmbH

- Número de canales 18 analógicos y 2 digitales
- Voltaje  $\pm 12V$
- Corriente 0-20mA
- Error en la medición de termopares tipo T

**Figura 4-28: Datalogger Mobrey**

## 4.6 Periodo de recogida de datos y control

La instalación está regulada de forma que las bombas del circuito primario y del circuito de consumo arrancan a las 7h y se mantienen funcionando hasta las 22h a caudal constante.

La bomba del secundario arranca cuando la diferencia de temperaturas entre la sonda interior del acumulador térmico y la salida de captadores es superior a  $6^{\circ}C$  y se para cuando la diferencia es menor de  $2^{\circ}C$ , tal y como recomienda Duffie et al. 2006 (9).

El periodo de muestreo de toda la instalación es cada 2 segundos, al igual que la estación meteorológica y se graban los datos en un ordenador cada 10 minutos.



Los valores instantáneos de estos parámetros pueden consultarse on-line en las direcciones expuestas al comienzo de este capítulo, gracias al programa desarrollado expresamente para esta aplicación en Labview, las pantallas que ofrece son:

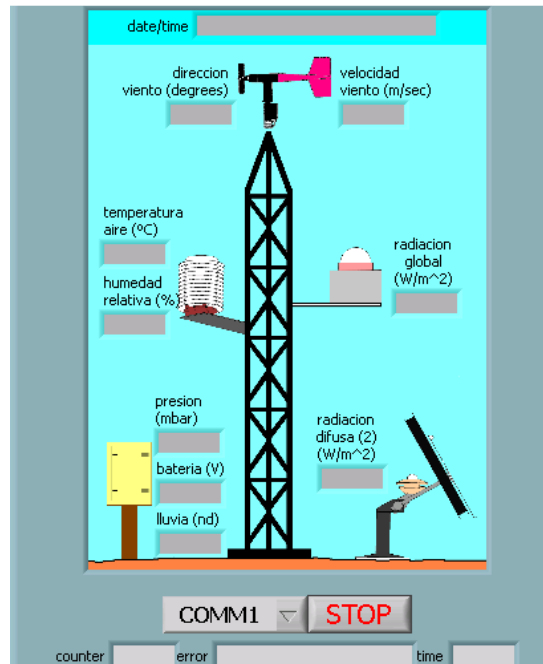


Figura 4-29: Imagen de la página web que ofrece los valores instantáneos de la estación meteorológica.

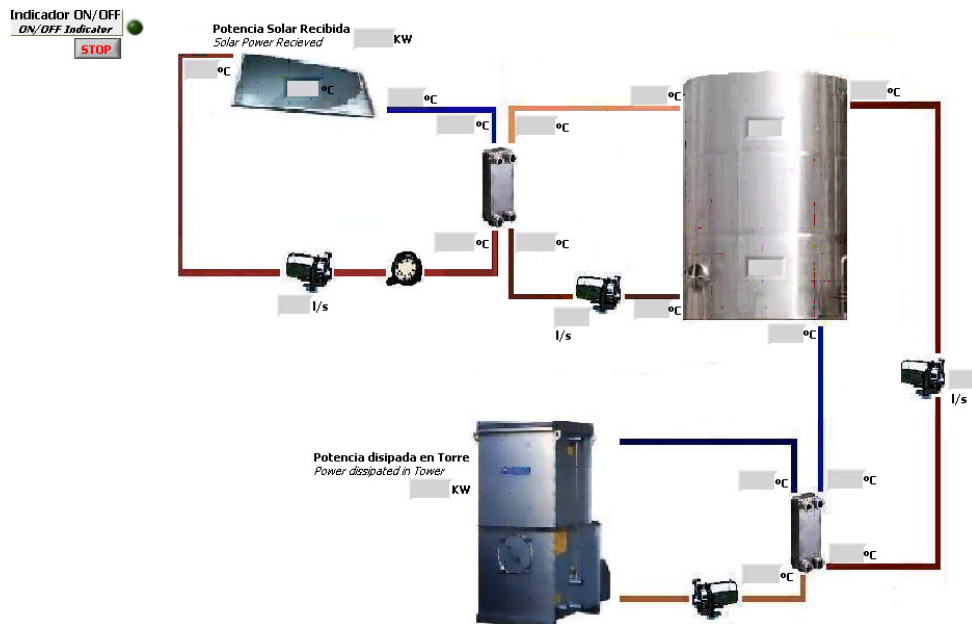


Figura 4-30: Imagen de la página web que ofrece los valores instantáneos de la instalación de ACS

## 4.7 Calibración

Los termopares de toda la instalación se han calibrado en un calibrador de temperatura industrial, de la marca Isotech, modelo Venus fabricado por la empresa Isothermal Technology Limited. El patrón utilizado para la calibración tiene una dispersión de  $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 4-31: Calibrador de termopares Isotech Venus**

Este calibrador trabaja en el rango de temperaturas de  $-55$  a  $140^{\circ}\text{C}$ . Como el sistema trabaja en un rango intermedio la calibración se ha realizado entre los  $10$  y los  $90^{\circ}\text{C}$ , para todos los termopares de la instalación.

Cabe destacar que el proceso de calibración se realiza cuando el termopar está ya conectado al datalogger y las medidas se obtienen del fichero que el programa de adquisición de datos graba en el ordenador. Como lo que se compara son los datos almacenados, ya en formato de temperatura, no sólo se evalúa la desviación del sensor sino la de toda la línea de medida.

En total se han calibrado los 31 termopares necesarios para tomar las diferentes medidas de temperatura de los propios componentes de la instalación y de las ubicaciones donde se encuentran.

Como ejemplo de calibración se mostrará la calibración de uno de ellos, el resto se calibran de forma semejante, **Figura 4-32**.

Después del ajuste por mínimos cuadrados de ambas series queda:

$$T_{\text{termopar}_{\text{corregida}}} = 1,006T_{\text{termopar}} - 0,29[^{\circ}\text{C}]$$

**Ecuación 4-1.**

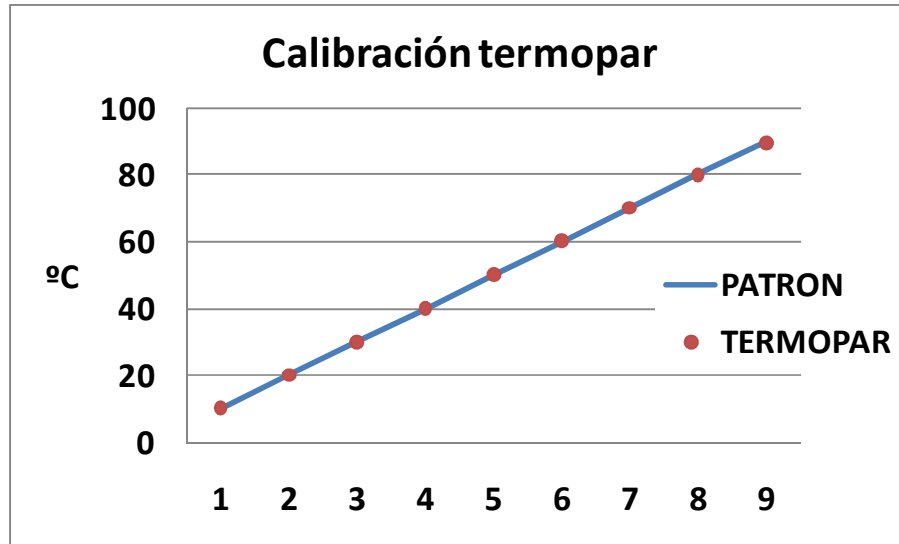


Figura 4-32: Calibración de un termopar

De igual manera se ha procedido con el resto de termopares de la instalación solar obteniéndose las diferentes curvas de calibración, recogidas en la **Tabla 4-2**.

A la hora de calcular la dispersión con un 95% de probabilidad, dado que la población resulta ser pequeña, se emplea el ajuste de la distribución de t-Student, con los datos de cada caso, para determinar los intervalos de confianza.

Temperatura	Curva calibración	Dispersión (95% de probabilidad)
<i>Captador</i>		
Cristal	$T_{\text{cristal}} = 0,988T + 0,345$	$\pm 0,29^{\circ}\text{C}$
Placa	$T_{\text{placa}} = T + 0,25$	$\pm 0,00047^{\circ}\text{C}$
Caja	$T_{\text{caja}} = 0,984T + 0,355$	$\pm 0,38^{\circ}\text{C}$
Entrada captadores	$T_{\text{inCO}} = 1,0138T - 0,5445$	$\pm 0,37^{\circ}\text{C}$
Salida captadores	$T_{\text{outCO}} = 0,998T + 0,2533$	$\pm 0,05^{\circ}\text{C}$
<i>Intercambiador</i>		
Entrada primario	$T_{\text{in icP}} = 0,981T + 1,126$	$\pm 0,43^{\circ}\text{C}$
Salida primario	$T_{\text{out icP}} = 0,992T + 0,127$	$\pm 0,18^{\circ}\text{C}$
Salida secundario	$T_{\text{out icS}} = 0,989T + 1,304$	$\pm 0,26^{\circ}\text{C}$
Entrada secundario	$T_{\text{in icS}} = 0,991T + 0,301$	$\pm 0,20^{\circ}\text{C}$
<i>Acumulador térmico</i>		
Entrada secundario	$T_{\text{TeS}} = 0,99T + 0,248$	$\pm 0,24^{\circ}\text{C}$
Salida secundario	$T_{\text{TSS}} = 0,998T + 0,1$	$\pm 0,05^{\circ}\text{C}$
Salida terciario	$T_{\text{TeT}} = 1,002T - 0,026$	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Entrada terciario	$T_{\text{TST}} = 1,002T + 0,021$	$\pm 0,04^{\circ}\text{C}$
Sonda superior	$T_{\text{sondaUP}} = 1,03T - 0,128$	$\pm 0,72^{\circ}\text{C}$
Sonda inferior	$T_{\text{sondaB}} = 0,996T + 0,558$	$\pm 0,10^{\circ}\text{C}$
<i>Intercambiador torre refrigeración</i>		
Entrada consumo	$T_{\text{ec}} = 1,12T - 2,865$	$\pm 2,85^{\circ}\text{C}$
Salida consumo	$T_{\text{sc}} = 1,077T - 1,82$	$\pm 1,82^{\circ}\text{C}$
Salida a torre	$T_{\text{sTO}} = 1,071T - 1,546$	$\pm 1,69^{\circ}\text{C}$

Entrada de torre	$T_{eTO}=1,057T-1,372$	$\pm 1,35^{\circ}\text{C}$
<i>Patinillo, chimeneas próximas y Local</i>		
Patinillo arriba	$T_{patinillo\_up}=1,045T-1,291$	$\pm 0,90^{\circ}\text{C}$
Patinillo abajo	$T_{patinillo\_d}=1,02T-0,398$	$\pm 0,39^{\circ}\text{C}$
Superficie chimenea	$T_{CHIM}=0,992T-0,064$	$\pm 0,21^{\circ}\text{C}$
Local	$T_{local}=1,006T-0,29$	$\pm 0,27^{\circ}\text{C}$

**Tabla 4-2: Calibración y dispersión inherente al proceso de calibración de los termopares de la instalación**

Se han calibrado los caudalímetros de forma manual, pesando la cantidad de fluido que proviene del circuito en un tiempo determinado, y comparándolo con la medida que ofrece el propio sensor. A partir de un ajuste por mínimos cuadrados se ha llegado a una expresión similar a la expuesta en la Ecuación 4-2

$$Q_{caudalímetro\textit{corregida}} = 0,913Q_{caudalímetro} + 0,013$$

**Ecuación 4-2**

Caudal	Curva calibración	Dispersión (95% de probabilidad)
Primario	$q_{COL} = 0,913Q + 0,013$	$\pm 0,02 \text{ l/s}$
Secundario	$q_{SEC} = 0,975Q + 2,282 \cdot 10^{-4}$	$\pm 0,00093 \text{ l/s}$
Terciario o consumo	$q_{ACS} = 1,28Q - 0,053$	$\pm 0,05 \text{ l/s}$

**Tabla 4-3: Calibración y dispersión inherente al proceso de calibración de los caudalímetros de la instalación**

## 4.8 Análisis de errores de medida

Una vez calibrada la instrumentación con la que van a realizarse las medidas se procederá al análisis de errores en las medidas experimentales de los aparatos de medida.

La incertidumbre se calculará como (10):

$$\sigma_T = \sqrt{\frac{\sigma_{patron}^2 + \sigma_{calibración}^2}{n_{pm}} + \sigma_{proceso\ de\ medida}^2}$$

**Ecuación 4-3**

Donde:

$\sigma_{patrón}$  es la incertidumbre propia del patrón

$\sigma_{\text{calibración}}$  es la incertidumbre propia del proceso de calibración

$\sigma_{\text{proceso de medida}}$  es la variación de la medida en el intervalo de medida.

$n_{pm}$  es el número de repeticiones del periodo de muestreo.

$n_{pm}$  (número de repeticiones) se calculará para cada uno de los datos teniendo en cuenta la suma la suma de las incertidumbres en cuadratura y la variación de la variable en el intervalo de medida. Como los datos se muestrean cada 2 segundos y se graban cada 10 minutos, se tendría un periodo de muestreo de 3000 puntos, aplicando la **Ecuación 4-3** haría que la incertidumbre fuese prácticamente la variación de la medida en ese intervalo. Para evaluar ese error se supondrá una variación lineal de las temperaturas entre los dos puntos medidos (cada 10 minutos) y se calculará un  $n_{pm}$  equivalente a efectos de replicación, para cada variable de la siguiente forma (si el valor es mayor de 3.000 se pondrá 3.000), (10):

$$n_{pm_i} = \frac{\sqrt{\sigma_{\text{patron}}^2 + \sigma_{\text{calibración}}^2}}{\sigma_{\text{proceso de medida}}} n_{pm}$$

**Ecuación 4-4**

La base de datos que se maneja tiene los datos de las variables tomados a lo largo de un año (2008) lo cual hace un total de datos por variable de 366 días (año bisiesto) por 144 datos/día que son 52.704 datos por variable.

Los cálculos relativos a la obtención de la incertidumbre en el proceso de medida se realizarán únicamente en un día representativo del año, dada la complejidad que supondría .efectuarlo para el año completo.

Siguiendo el mismo proceso como hasta ahora se procederá a calcular la dispersión de los datos experimentales:

Temperatura	$\sigma_{\text{patron}}$	$\sigma_{\text{calibración}}$	$\sigma_{\text{proceso}}$	$n_{pm_i}$	$\sigma$
<i>Captador</i>					
Cristal	±0,1°C	±0,135°C	±0,2561°C	1968	±0,257°C
Placa	±0,1°C	±0,0002°C	±0,4287°C	699,792	±0,429°C
Caja	±0,1°C	±0,177°C	±0,1554°C	3000	±0,158°C
Entrada captadores	±0,1°C	±0,184°C	±0,3150°C	1994	±0,317°C
Salida captadores	±0,1°C	±0,023°C	±0,3996°C	770,352	±0,400°C
<i>Intercambiador</i>					
Entrada primario	±0,1°C	±0,204°C	±0,3738°C	1823	±0,375°C
Salida primario	±0,1°C	±0,087°C	±0,3028°C	1313	±0,304°C
Salida secundario	±0,1°C	±0,121°C	±0,2811°C	1675	±0,282°C
Entrada secundario	±0,1°C	±0,094°C	±0,2290°C	1798	±0,230°C
<i>Acumulador térmico</i>					
Entrada secundario	±0,1°C	±0,111°C	±0,2878°C	1557	±0,289°C

Salida secundario	±0,1°C	±0,024°C	±0,2906°C	1062	±0,291°C
Salida terciario	±0,1°C	±0,016°C	±0,2166°C	1403	±0,217°C
Entrada terciario	±0,1°C	±0,016°C	±0,0848°C	3000	±0,086°C
Sonda superior	±0,1°C	±0,339°C	±0,2250°C	3000	±0,230°C
Sonda inferior	±0,1°C	±0,047°C	±0,2549°C	1300	±0,256°C
<i>Intercambiador torre refrigeración</i>					
Entrada consumo	±0,1°C	±1,342°C	±0,2931°C	3000	±0,345°C
Salida consumo	±0,1°C	±0,856°C	±0,0669°C	3000	±0,134°C
Salida a torre	±0,1°C	±0,792°C	±0,1989°C	3000	±0,226°C
Entrada de torre	±0,1°C	±0,635°C	±0,0604°C	3000	±0,106°C
<i>Patinillo, chimeneas próximas y Local</i>					
Patinillo arriba	±0,1°C	±0,384°C	±0,1885°C	3000	±0,196°C
Patinillo abajo	±0,1°C	±0,167°C	±0,1018°C	3000	±0,105°C
Superficie chimenea	±0,1°C	±0,105°C	±0,0329°C	3000	±0,038°C
Local	±0,1°C	±0,148°C	±0,0297°C	3000	±0,038°C

**Tabla 4-4: Incertidumbre en la medida de temperatura de la instalación**

En el caso de los caudalímetros al haberse medido manualmente tanto la masa como el tiempo en el que se recoge, se necesita calcular la propagación de errores debidos a ambas medidas experimentales de la siguiente forma, (10):

$$\dot{q} = \frac{m}{\rho t}$$

**Ecuación 4-5**

$$\sigma_{patron} = \sqrt{\left| \frac{\partial \dot{q}}{\partial m} \right|^2 \sigma_m^2 + \left| \frac{\partial \dot{q}}{\partial t} \right|^2 \sigma_t^2}$$

**Ecuación 4-6**

Siendo:

- m= masa medida
- t= tiempo de medida
- $\sigma_m$ = resolución de la báscula (0,01Kg)
- $\sigma_t$ = resolución del cronómetro (0,01s)

Una vez calculada la incertidumbre del patrón, como la de la calibración ya se conoce al calcular la **Tabla 4-3**, se puede conocer la incertidumbre total de esta medida, aplicando la **Ecuación 4-3**.

Caudal	$\sigma_{patron}$	$\sigma_{calibracion}$	$\sigma_{proceso}$	$\sigma$
<i>Caudalímetro</i>				
Primario	$\pm 3,918 \cdot 10^{-4}$ l/s	$\pm 0,01$ l/s	$\pm 2,151 \cdot 10^{-4}$ l/s	$\pm 1,369 \cdot 10^{-3}$ l/s
Secundario	$\pm 2,667 \cdot 10^{-4}$ l/s	$\pm 4,777 \cdot 10^{-3}$ l/s	$\pm 7,02 \cdot 10^{-3}$ l/s	$\pm 7,050 \cdot 10^{-3}$ l/s
Terciario	$\pm 1,719 \cdot 10^{-4}$ l/s	$\pm 0,02$ l/s	$\pm 7,302 \cdot 10^{-4}$ l/s	$\pm 2,799 \cdot 10^{-3}$ l/s

**Tabla 4-5: Incertidumbre en la medida de caudal de la instalación**

De igual forma se procede con las medidas procedentes de la estación meteorológica, en este caso no se ha llevado a cabo ningún tipo de calibración posterior a la que el fabricante realizó, por lo que se emplea la Ecuación 4-7

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sigma_{patron}^2}{n_{pm}} + \sigma_{proceso\ de\ medida}^2}$$

**Ecuación 4-7**

Los valores de la incertidumbre del patrón están obtenidos de la documentación proporcionada por Geónica S.L.

Variable	$\sigma_{patron}$	$\sigma_{proceso}$	$\sigma$
Irradiancia horizontal	$\pm 2,5$ W/m <sup>2</sup>	$\pm 5,753$ W/m <sup>2</sup>	$\pm 5,763$ W/m <sup>2</sup>
Irradiancia inclinada	$\pm 0,5$ W/m <sup>2</sup>	$\pm 7,105$ W/m <sup>2</sup>	$\pm 7,105$ W/m <sup>2</sup>
Temperatura	$\pm 0,1$ °C	$\pm 0,1333$ °C	$\pm 0,134$ °C
Velocidad viento	$\pm 0,3$ m/s	$\pm 0,1902$ m/s	$\pm 0,194$ m/s
Dirección viento	$\pm 3$ °	$\pm 9,564$ °	$\pm 9,573$ °
Humedad relativa	$\pm 5\%$	$\pm 0,321\%$	$\pm 0,748\%$
Presión atmosférica	$\pm 0,2$ mbar	$\pm 0,04446$ mbar	$\pm 0,052$ mbar

**Tabla 4-6: Incertidumbre en la medida de las variables de la estación meteorológica**

## 4.9 Propagación de errores

La propagación de errores en la instalación solar se va a calcular únicamente para las potencias de calor intercambiadas entre los elementos de la instalación: captadores, tuberías, intercambiador de calor y acumulador térmico. Igualmente por brevedad de cálculo se realizarán para un día.

Las ecuaciones de potencia son de la forma:

$$Q = \dot{q} \rho C_p (T_E - T_S)$$

**Ecuación 4-8**

Por lo que su incertidumbre se calculará en todos los casos como:

$$\sigma_{potencia} = \sqrt{\left| \frac{\partial Q}{\partial \dot{q}} \right|^2 \sigma_{\dot{q}}^2 + \left| \frac{\partial Q}{\partial T_E} \right|^2 \sigma_{T_E}^2 + \left| \frac{\partial Q}{\partial T_S} \right|^2 \sigma_{T_S}^2}$$

**Ecuación 4-9**

Salvo para la potencia incidente sobre los captadores que depende únicamente de la irradiancia en el plano inclinado:

$$P_{incidente} = G_{tilted} A_{co}$$

**Ecuación 4-10**

El rendimiento del captador se calculará a posteriori, ya que se necesita conocer primeramente las incertidumbres del calor útil y la potencia incidente.

$$\eta = \frac{Q_{util}}{P_{incidente}}$$

**Ecuación 4-11**

Las potencias para las que se ha realizado el cálculo son:

Potencias y rendimiento	Rango	$\sigma$
Captador: Potencia incidente	0-60.000 W	$\pm 17,8W$
Captador: Calor útil	0-80.640 W	$\pm 62,2W$
Captador: Rendimiento (horas centrales del día)	0-75 %	$\pm 3\%$
Pérdidas tubería subida	0-170 W	$\pm 6,65W$
Pérdidas tubería bajada	0-150 W	$\pm 5,38W$
Intercambiador: calor entrada	0-35.000 W	$\pm 58,89W$
Intercambiador: calor salida	0-35.000 W	$\pm 89,5W$
Acumulador térmico: calor entrada	0-35.000 W	$\pm 100,8W$
Acumulador térmico: calor salida	0-24.000 W	$\pm 138W$

**Tabla 4-7: Propagación de errores en las potencias**



## 4.10 Conclusiones

La instalación solar estudiada resulta ser representativa de las instalaciones de agua caliente sanitaria de calentamiento indirecto, con la salvedad de la temperatura de entrada al acumulador térmico que como se ha comprobado es un tanto más elevada. Se ha instrumentado de tal forma que se conocen las temperaturas y caudales de todos los componentes de la instalación, además de las variables necesarias para su funcionamiento y posterior análisis.

Tal y como se ha visto en los capítulos anteriores la mayoría de las bases de datos existentes utilizan datos meteorológicos tomados cada hora o interpolados de los obtenidos a partir de datos diarios a través de complicados ajustes, este hecho impide que el estudio se realice en modo transitorio aunque por temas de convergencia del proceso de simulación se utilicen intervalos de tiempo menores.

En el caso de la instalación solar estudiada se poseen datos reales experimentales de funcionamiento de la propia instalación y de las variables meteorológicas asociadas a su funcionamiento con un intervalo de tiempo de 10 minutos, esta medida proviene del promediado del periodo de muestreo de medidas tomadas cada 2 segundos, lo cual permite una comparación con valores instantáneos con los datos provenientes de la simulación, mejorando el ajuste. Se ha obtenido una base de datos anual con 52.704 datos para cada variable medida de la instalación y de la estación meteorológica, con la que calcularan las actuaciones de la instalación en modo transitorio.

Los parámetros más difíciles de medir son varios, por un lado respecto a la estación meteorológica la velocidad y dirección del viento, ya que el aparato de medida únicamente da el valor en una componente. Respecto a la propia instalación las medidas de las temperaturas en los elementos que conforman el propio captador ha necesitado la asunción de que las temperaturas son uniformes en las tres superficies: cristal, placa y caja, dado que se ha procurado modificar lo menos posible el comportamiento del captador. Otra dificultad que se ha encontrado a lo largo de la campaña de medida, ha sido conocer el estado del aislante de las tuberías que comunican los captadores con el intercambiador de calor, dado que la gran distancia que separa los componentes impide el reconocimiento ocular de las mismas y en la parte que sí se puede revisar se ha encontrado que parte del aislamiento se ha desprendido en una zona inaccesible.

Se ha necesitado instrumentar bien el patinillo para conocer el origen de los intercambios de calor puesto que además de discurrir las tuberías de esta instalación también discurren las chimeneas pertenecientes al equipo de calderas del edificio de la Universidad, lo cual provoca que en determinadas épocas del año se produzca un calentamiento de la zona superior del patinillo y por lo tanto la aparición de un flujo

convectivo. Por ello se ha instrumentado también las temperaturas del patinillo en su parte superior e inferior.

Con respecto al acumulador térmico, dadas las grandes dimensiones del mismo tanto su altura como su diámetro, conocer la distribución de temperaturas en su interior también ha resultado complicado, gracias a las dos sondas introducidas se ha podido describir su actuación de modo más preciso.

La instrumentación utilizada para la descripción del comportamiento de la instalación ha sido calibrada y analizado el cálculo de errores de medida.

### 4.11 Bibliografía

1. **UNE:94002.** *Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética.* s.l. : AENOR, 2005.
2. **BOE\_104.** *Resolución 1 de junio de 2001. Dirección General de Política Energética y Minas.* s.l. : 23161-23162, 2001.
3. **Viessmann.** Viessmann S.L. [En línea] 2009. <http://www.viessmann.es/>.
4. **Alfa\_Laval.** Alfa Laval . [En línea] 2009. <http://www.alfalaval.com/Pages/default.aspx>.
5. **Grundfos.** Grundfos Spain. [En línea] 2009. <http://www.grundfos.es/>.
6. **Lapesa.** Lapesa S. [En línea] 2009. <http://www.lapesa.es/>.
7. **Ibaiondo.** Ibaiondo S.A. [En línea] 2009. <http://www.ibaiondo.com/>.
8. **TC.** *Guía de termometría con termorresistencias y termopares.* Madrid : TC S.A, 2008. Guía.
9. **Duffie, J. A. y Beckman, W.A.** *Solar Engineering Thermal Processes.* USA : John Wiley and Sons, 2006.
10. **Rodríguez, P.A.** *Técnicas experimentales en Ingeniería Mecánica.* Madrid : Apuntes de asignatura , 2005. Programa de Doctorado en Ingeniería Mecánica y de Organización Industrial.

# 5 MODELIZACIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES Y EVALUACIÓN DE SU RENDIMIENTO

## CONTENIDO

5	MODELIZACIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES Y EVALUACIÓN DE SU RENDIMIENTO .....	189
5.1	Resumen.....	190
5.2	Introducción .....	190
5.3	Objetivos del capítulo .....	192
5.4	Aspectos relacionados con la obtención de la base de datos experimental. 192	
5.4.1	Determinación del caudal en los circuitos cuando no funcionan las bombas. 194	
5.5	Radiación absorbida por el captador solar .....	194
5.5.1	Cálculo de la irradiancia solar sobre un plano inclinado a 40º .....	194
5.5.2	Irradiancia absorbida por el captador. ....	200
5.5.3	Comprobación experimental del modelo de irradiancia.....	203
5.6	Modelo de captador solar.....	207
5.6.1	Determinación de la temperatura del cielo.....	210
5.6.2	Temperaturas en el captador.....	212
5.6.3	Esquema de resistencias térmicas y condensadores del captador.....	214
5.6.4	Modelización de pérdidas convectivas exteriores .....	217
5.6.5	Modelo de pérdidas convectivas en la cavidad interior del captador ...	228
5.6.6	Modelo de resistencia térmica de la placa absorbidora del captador..	229
5.6.7	Cálculo de las resistencias térmicas del captador .....	231
5.6.8	Cálculo del almacenamiento de energía en los componentes del captador 249	
5.6.9	Sistema de ecuaciones del modelo de captador.....	250
5.6.10	Validación experimental del modelo de captador .....	251
5.6.11	Integración diaria del calor útil .....	257

5.6.12	Rendimiento del captador solar .....	259
5.6.13	Reproducción de la curva de normalización .....	273
5.6.14	Influencia de los parámetros principales en el rendimiento .....	285
5.6.15	Estudio del efecto de la velocidad y dirección del viento en el rendimiento del captador solar.....	293
5.6.16	Días de lluvia.....	295
5.7	Conclusiones.....	298
5.8	Bibliografía .....	302

## 5.1 Resumen

En este capítulo de la tesis se realiza un estudio en profundidad de las prestaciones del campo de captadores planos existente en la UC3M en condiciones reales de funcionamiento. Para ello se ha aplicado la conservación de energía en todos los elementos que componen el captador para poder calcular las resistencias térmicas experimentalmente, gracias a la colocación de instrumentación adicional en la misma. Se ha elaborado un modelo de cielo y a partir de él la radiación absorbida por el captador. Se determina asimismo el rendimiento óptico del captador, diferente del nominal a causa del envejecimiento. Con toda esa información se ha realizado el modelo en régimen transitorio del captador, teniendo en cuenta las pérdidas de calor convectivo-conductivas y radiativas a las que está sometido el captador. Posteriormente se ha validado con los datos experimentales de la instalación ubicada en la UC3M determinándose el error cometido con la simulación.

Finalmente se han determinado los efectos sobre el rendimiento, de cada una de las variables contempladas en el análisis. Además se recupera la curva de normalización del captador a partir de la aplicación del modelo a las condiciones bajo las cuales se realiza el ensayo de la norma EN12975-2 (1).

## 5.2 Introducción

La descripción del comportamiento en régimen transitorio de los captadores resulta crucial a la hora de elaborar modelos que permitan el diseño de instalaciones solares. Es por ello por lo que en este punto en la tesis se decide realizar un estudio en profundidad de los distintos parámetros que influyen en la descripción del funcionamiento del captador solar ubicado en la Universidad Carlos III de Madrid a

partir de los datos experimentales medidos en la propia instalación. Previamente a la elaboración del modelo se ha realizado un estudio experimental de cada uno de los elementos, calculando tanto las resistencias térmicas como la distribución de los flujos de calor a partir de las temperaturas experimentales conocidas y las características físicas proporcionadas por el fabricante de cada elemento que conforma el captador.

En primer lugar se ha realizado un modelo que predice la irradiancia solar sobre el plano inclinado del captador a partir de la irradiancia sobre plano horizontal que se ha validado con la medida que ofrece el piranómetro con dicha inclinación. Para calcular la fracción de difusa se ha realizado un estudio de los modelos encontrados en la literatura (capítulo 3) eligiendo el que mejor describe los resultados experimentales, además se ha aplicado la corrección mensual a la fracción difusa propuesta por Vázquez et al. 1991 (2). Con respecto a las variables ambientales se han utilizado los datos de la propia estación meteorológica, menos para la temperatura del cielo que para calcularla se ha llevado a cabo una revisión bibliográfica en la que se han estudiado las diferentes correlaciones y se ha optado por aquella que mejor describe las condiciones de operación de la instalación estudiada.

Con respecto a la irradiancia que logra alcanzar al absorbedor del captador, cabe decir que es bastante menor que la que llegaría si el captador fuese nuevo debido al envejecimiento de la superficie acristalada y del propio absorbedor. Además se han tenido en cuenta los parámetros de la certificación del captador según el ensayo de la norma EN12975-2 (1) realizado en el instituto SPF. Los captadores se han modelado en régimen transitorio de forma que se han tenido en cuenta todos los elementos que lo conforman y las diferentes propiedades de cada uno de ellos, obteniéndose tanto el calor útil como las pérdidas de calor al exterior y el almacenamiento de energía en cada uno de ellos. Además se evalúa su rendimiento instantáneo a lo largo del día y la influencia de cada efecto sobre él.

Del estudio se han obtenido nuevas correlaciones para el cálculo de los coeficientes convectivos tanto para el exterior, como en el interior del captador. Dichas correlaciones se han comparado con las que existen en la literatura al respecto.

Finalmente los resultados del modelo se han validado experimentalmente realizando un estudio estadístico de los errores cometidos en el cálculo. Como comprobación del modelo además se ha recuperado la curva de normalización del captador aplicando las condiciones del ensayo.

### 5.3 Objetivos del capítulo

El objetivo principal de este capítulo es describir el modelo en régimen transitorio elaborado para el captador solar integrado en una instalación real en funcionamiento, en este caso obteniendo ACS, situada en la Universidad Carlos III de Madrid. En el modelado de los componentes no se ha tratado de repetir el ensayo de la norma EN12975 (1) para el captador, sino describir su comportamiento en una instalación que abastece de agua caliente sanitaria a un conjunto de viviendas. Con la simulación realizada se ha descrito el comportamiento instantáneo del captador solar con los datos meteorológicos propios de una estación en las proximidades, que serían los datos que un instalador o un usuario final podrían obtener en el mejor de los casos. Asimismo se pretende validar experimentalmente el modelo desarrollado.

En primer lugar se modelará la radiación solar que llega al captador solar, se realizará la descripción de la transferencia de calor de cada componente para posteriormente elaborar el modelo de captador aplicando la ecuación del primer principio a sus componentes en régimen transitorio teniendo en cuenta las inercias térmicas propias y las pérdidas de calor al exterior de cada uno de los elementos que lo componen.

Una vez validado el modelo experimentalmente se utilizará para predecir el rendimiento del captador en régimen transitorio, comparando los resultados tanto con los obtenidos experimentalmente como los predichos por la curva de normalización.

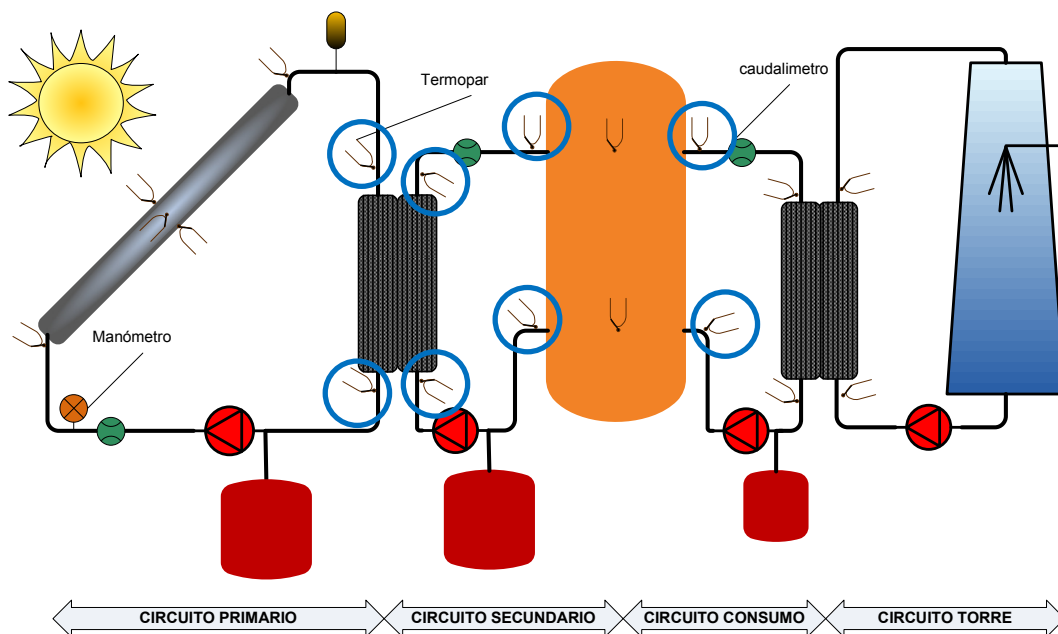
Adicionalmente se comprobará si el modelo desarrollado es capaz de describir la curva de normalización introduciendo los parámetros bajo los cuales se determina.

### 5.4 Aspectos relacionados con la obtención de la base de datos experimental

La base de datos empleada consiste en la medida de las variables recogidas en el Capítulo 4 de esta tesis a lo largo de un año, del 28 de febrero de 2008 al 27 de febrero de 2009, un total de 366 días. Tanto las variables de la estación meteorológica como las de la instalación solar tienen un periodo de muestreo de 2 segundos y un periodo de toma de datos cada 10 minutos. Los datos se almacenan en un fichero de texto que permite la fácil lectura desde cualquier entorno de programación. Cada fichero contiene 144 medidas de cada una de variables. Estos datos experimentales son sometidos a una posterior validación consecuencia de la aplicación del proceso de calibración.

Dado que se trata de una instalación experimental de la que se recogen datos las 24 horas del día los 366 días del año, está sujeta a todo tipo de problemas que afectan a su funcionamiento, tales como cortes de luz, pérdida de conexión entre los dataloggers de medida y el ordenador donde se almacenan los datos, además de los fallos propios de los equipos. Cabe comentar que a lo largo de los días estudiados en esta tesis se han sucedido diversos tipos de causas de pérdida de datos, siendo la más común los cortes de luz que han provocado pérdida de parte de los datos de la instalación a lo largo de un día, en esos casos, se ha optado por mantener el último dato medido durante ese periodo de tiempo, suponiendo la pérdida de algunas horas de un día. Para los cálculos no ha supuesto un gran problema como se podrá ver posteriormente.

Sin embargo, el 9 de enero de 2009 uno de los dataloggers se estropeó, no pudiéndose recuperar, lo que provocó la pérdida de una buena parte de las medidas de temperatura de los termopares de la instalación, en concreto: las entradas y salidas del intercambiador de calor y del acumulador térmico, medidas marcadas en la **Figura 5-1**. La pérdida de estas medidas durante 50 días del año se ha suplido calculando las temperaturas de esos puntos a partir de las medidas experimentales de temperatura más cercanas, mediante el uso de correlaciones obtenidas en los 316 días anteriores entre ambas temperaturas.



**Figura 5-1: Termopares de la instalación cuya medida se perdió desde el día 9 de enero al 27 de febrero de 2009.**

### 5.4.1 Determinación del caudal en los circuitos cuando no funcionan las bombas.

Tanto en el circuito primario, como en el secundario y el denominado de consumo se ha calculado el efecto termosifón que se produce cuando se apagan las bombas. Este efecto se debe al hecho de que no existen válvulas anti retorno en la instalación solar pudiéndose por tanto conocer las pérdidas que se producen por la noche en la instalación, debidas a los flujos que se establecen de forma natural en la misma.

A la hora de calcular dicho termosifón se han tenido en cuenta las pérdidas de carga en cada uno de los elementos que componen el circuito así como la diferencia de temperatura entre dos puntos del mismo circuito, en los momentos en los que las bombas están paradas y el caudal está fuera de los rangos de los caudalímetros, llegando a ser en ocasiones negativos.

## 5.5 Radiación absorbida por el captador solar

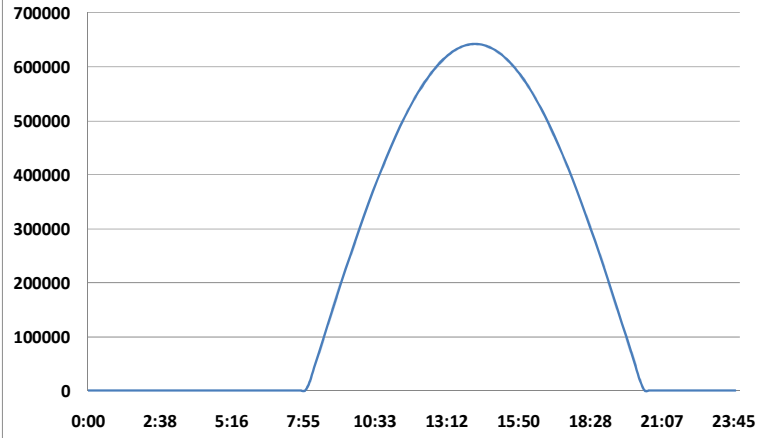
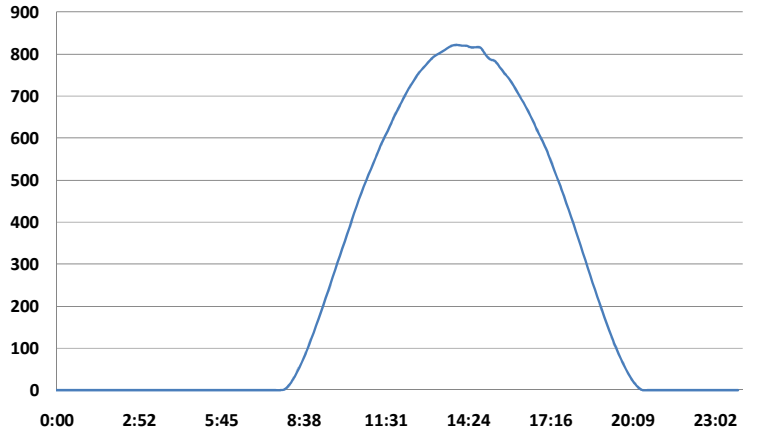
Normalmente se conoce la irradiancia solar sobre una superficie horizontal, por lo que se necesita conocer los mecanismos para calcular su valor en el plano inclinado del captador, aunque la irradiancia solar que llega al captador solar es diferente a la irradiancia sobre el plano inclinado por lo que será necesario aplicar los factores de corrección presentes en Duffie et al. 2006 (3), tales como los modificadores por ángulo de cada una de las componentes.

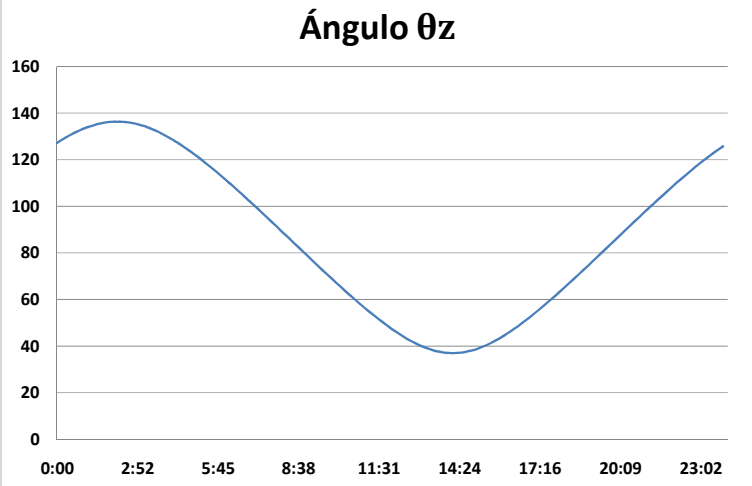
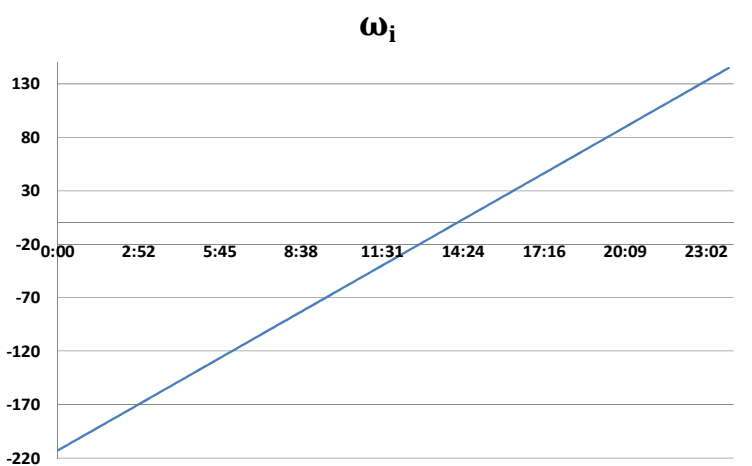
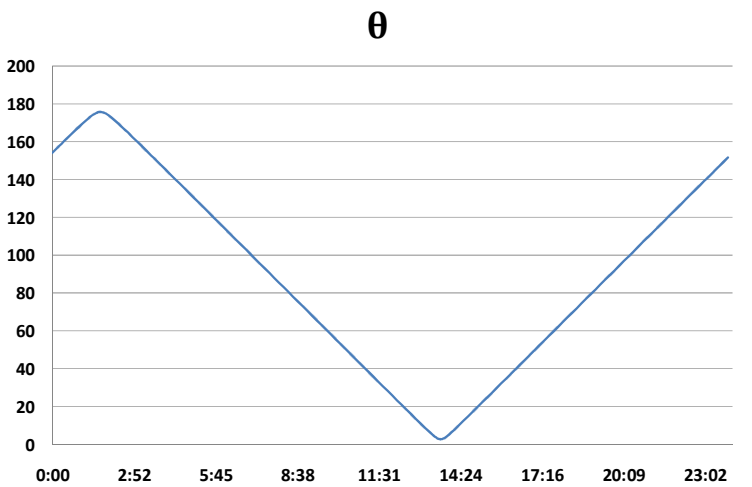
### 5.5.1 Cálculo de la irradiancia solar sobre un plano inclinado a 40°

Tal y como se describió en el Capítulo 3 la radiación solar se calcula teniendo en cuenta todos los parámetros presentes en la **Tabla 3-1** utilizando las ecuaciones presentes en dicha tabla se ha obtenido la radiación sobre el plano inclinado. Se muestran los resultados para el 14 de Septiembre de 2008.

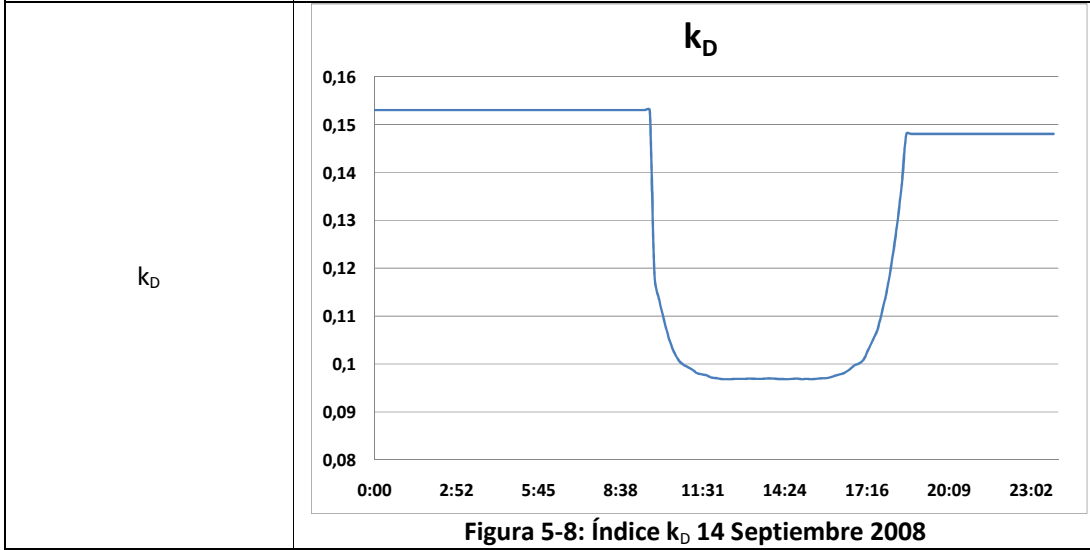
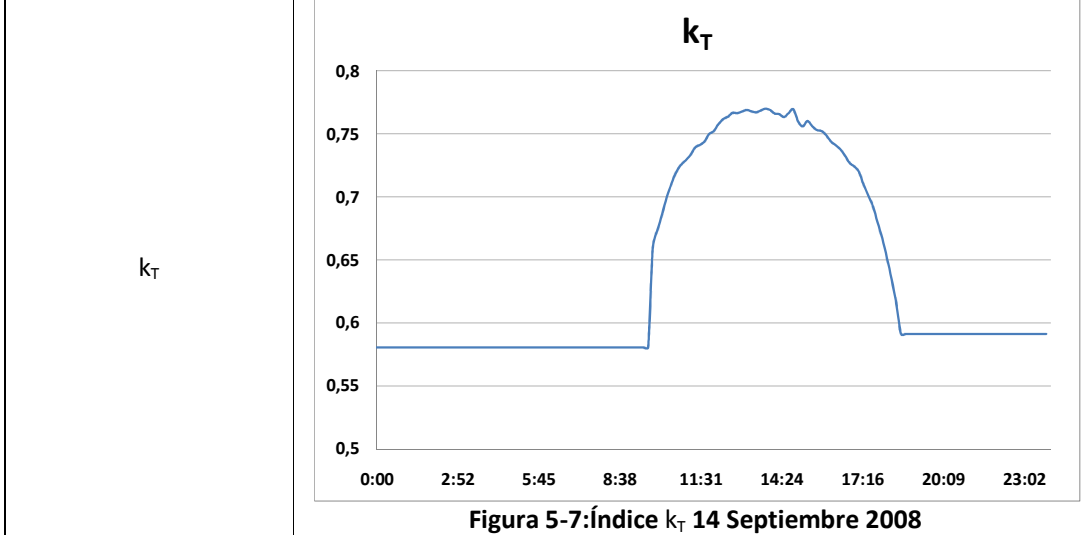
Parámetros necesarios para calcular la irradiancia solar en un plano inclinado 40° en Madrid el día 14 de Septiembre	
n	n=258 Ecuación 5-1
Horario estacional	Verano: UTC/GMT +2h Ecuación 5-2
Diferencia de longitud	$4[\text{min}/^\circ](3,75^\circ-0^\circ)= 15 \text{ min}$ Ecuación 5-3

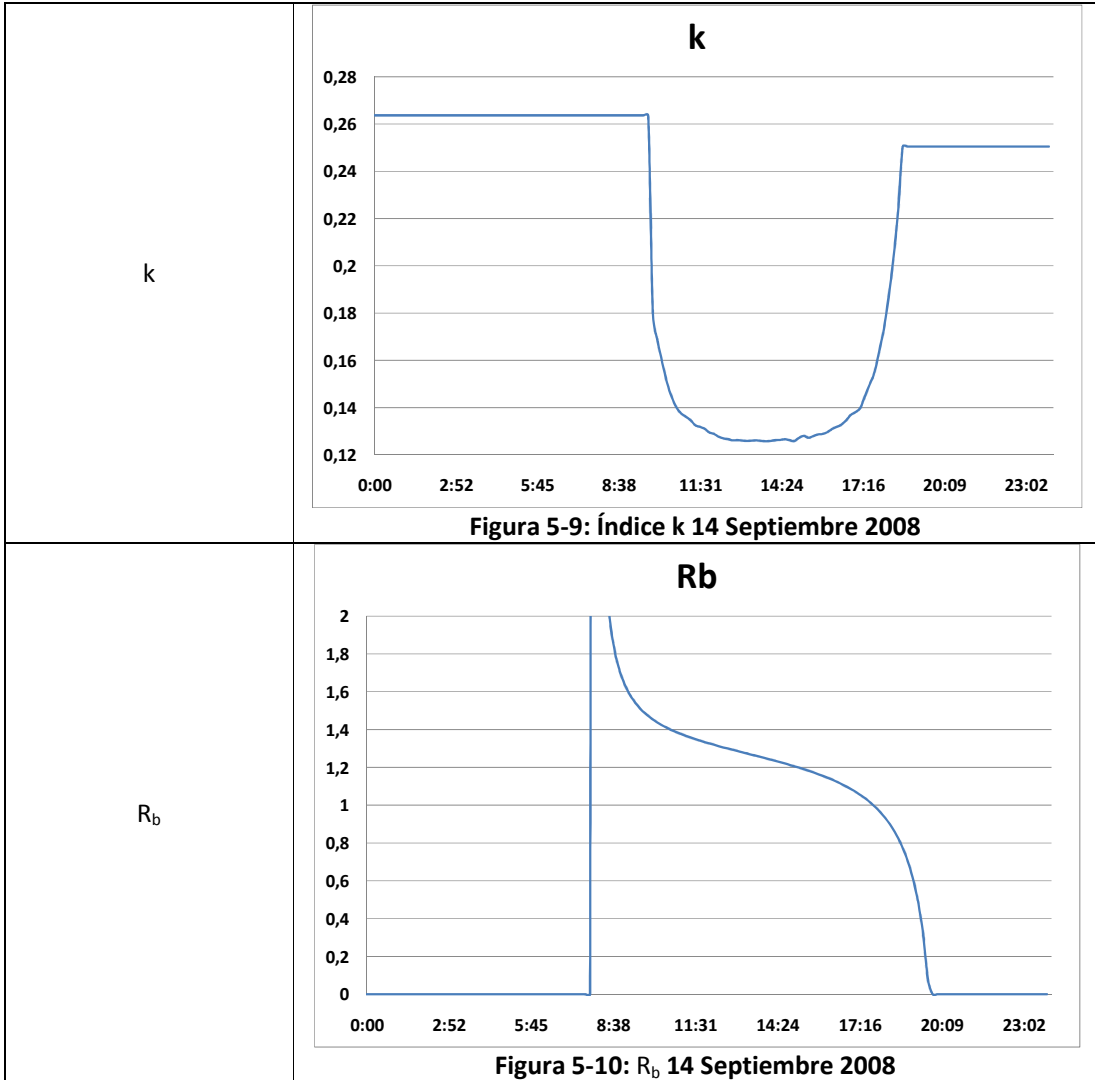


<p>Ecuación del tiempo</p>	$B = (258 - 1)[dia] \cdot \frac{360[^\circ]}{365[dia]} = 253,479$ <p>Ecuación 5-4</p> $E[min] = -4,642$ <p>Ecuación 5-5</p>
<p>Irradiancia extraterrestre (<math>G_0</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><b>Irradiación extraterrestre W/m<sup>2</sup></b></p>  <p style="text-align: center;"><b>Figura 5-2: Irradiancia extraterrestre 14 Septiembre 2008</b></p>
<p>Irradiancia global horizontal (<math>G_H</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><b>Irradiación horizontal W/m<sup>2</sup></b></p>  <p style="text-align: center;"><b>Figura 5-3: Irradiancia horizontal 14 Septiembre 2008</b></p>
<p>Latitud (<math>\phi</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><math>\phi = 40,31^\circ</math> Ecuación 5-6</p>
<p>Inclinación(<math>\beta</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><math>\beta = 40^\circ</math> Ecuación 5-7</p>
<p>Orientación (<math>\gamma</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><math>\gamma = -11^\circ</math> Ecuación 5-8</p>
<p>Constante solar (<math>G_{0n}</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><math>G_{0n} = 1,341 \frac{W}{m^2}</math> Ecuación 5-9</p>
<p>Declinación (<math>\delta</math>)</p>	<p style="text-align: center;"><math>\delta = 3,343^\circ</math> Ecuación 5-10</p>

<p>Angulo zenital solar(<math>\theta_z</math>)</p>	 <p style="text-align: center;"><b>Figura 5-4: Ángulo <math>\theta_z</math> 14 Septiembre 2008</b></p>
<p>Angulo horario (<math>\omega</math>)</p>	 <p style="text-align: center;"><b>Figura 5-5: Ángulo <math>\omega</math> 14 Septiembre 2008</b></p>
<p>Angulo de incidencia (<math>\theta</math>)</p>	 <p style="text-align: center;"><b>Figura 5-6: Ángulo <math>\theta</math> 14 Septiembre 2008</b></p>
<p>Salida sol (<math>\omega_{SRH}</math>)</p>	<p><math>\omega_{SRH} = -92,84^\circ</math> Ecuación 5-11</p>
<p>Puesta del sol (<math>\omega_{SSH}</math>)</p>	<p><math>\omega_{SSH} = 92,84^\circ</math> Ecuación 5-12</p>

Salida sol ( $\omega_{SRT}$ )	$\omega_{SRT}=-97,09^\circ$ Ecuación 5-13
Puesta del sol ( $\omega_{SST}$ )	$\omega_{SST}=83^\circ$ Ecuación 5-14
$\rho$	$\rho=0,2$ Ecuación 5-15





**Tabla 5-1: Valores de los parámetros necesarios para calcular la radiación en un plano inclinado a 40° en Madrid el día 14 de Septiembre 2008**

Cabe destacar en este momento que a la hora de calcular la fracción de difusa presente en la radiación solar, se ha tenido en cuenta la correlación minutaria descrita por Vázquez et al. 2004 (4) ya que una vez comprobadas todas las presentes en el Capítulo 3 resultó ser la que mejor se adaptaba al intervalo de tiempo empleado en las medidas. Además se ha tenido en cuenta la dispersión existente en la fracción de difusa utilizando el ajuste descrito en el artículo Vázquez et al. 1991 (2) que aparece en la **Figura 3.7**. La necesidad de realizar dicho ajuste se descubrió al intentar modelar la radiación sobre el plano inclinado en los días de otoño e invierno, se constató la necesidad de tener en cuenta que la constante de la curva de la **Ecuación 5-16**, Vázquez et al. 1991 (2) es diferente para cada mes del año, tal y como los autores ponen de manifiesto en su artículo, obteniéndose curvas de igual pendiente paralelas entre sí para cada mes, **Figura 3.7**:

$$k_T + k_D = cte$$

Ecuación 5-16

La **Ecuación 3.20**, una vez corregida queda:

$$k_D = \begin{cases} k_T & \text{si } k_T \leq 0,295 \\ (0,0642892 - 0,792431k_T + 13,4565k_T^2 - 37,4829k_T^3 + 37,3721k_T^4 \dots \\ \dots - 12,1976k_T^5)(0,56 + 0,02\delta) & \text{si } 0,295 < k_T \leq 0,95 \\ 0,32 & \text{si } k_T > 0,95 \end{cases}$$

Ecuación 5-17

El índice de claridad,  $k_T$ , también presenta dificultad en su cálculo puesto que en los momentos próximos al amanecer y al atardecer, salida y puesta del sol, la radiación extraterrestre se anula dando valores fuera de rango para  $k_T$ . Problema que se ha solucionado manteniendo en esos momentos el último valor dentro de rango hasta el siguiente amanecer.

Como puede verse en la **Figura 5-10** el valor de  $R_b$ , cociente entre el coseno del ángulo  $\theta$  y el coseno de  $\theta_z$  ofrece un valor casi constante a lo largo del día, pero sin embargo en el amanecer aparece un valor fuera de rango, esto es debido a que el plano del captador no está orientado al sur sino que posee una desviación hacia el este de  $11^\circ$  (aspecto éste que se ha tenido en cuenta en todos los cálculos y modelos) que provoca que el denominador sea próximo a cero cuando el numerador ya tiene un valor mayor. Esto puede comprobarse con los valores del ángulo de salida del sol en el plano horizontal y en el plano inclinado. Cabe destacar que este fenómeno no ocurre en todos los días del año, ya que el ángulo de salida del sol cambia a lo largo del año, en los meses de verano no se produce.

Una vez conocidos todos los parámetros que muestra la **Tabla 5-1** se puede calcular la irradiancia en el plano inclinado de los captadores, aplicando el modelo isotrópico que aparece en la **Ecuación 3.20** se obtiene:

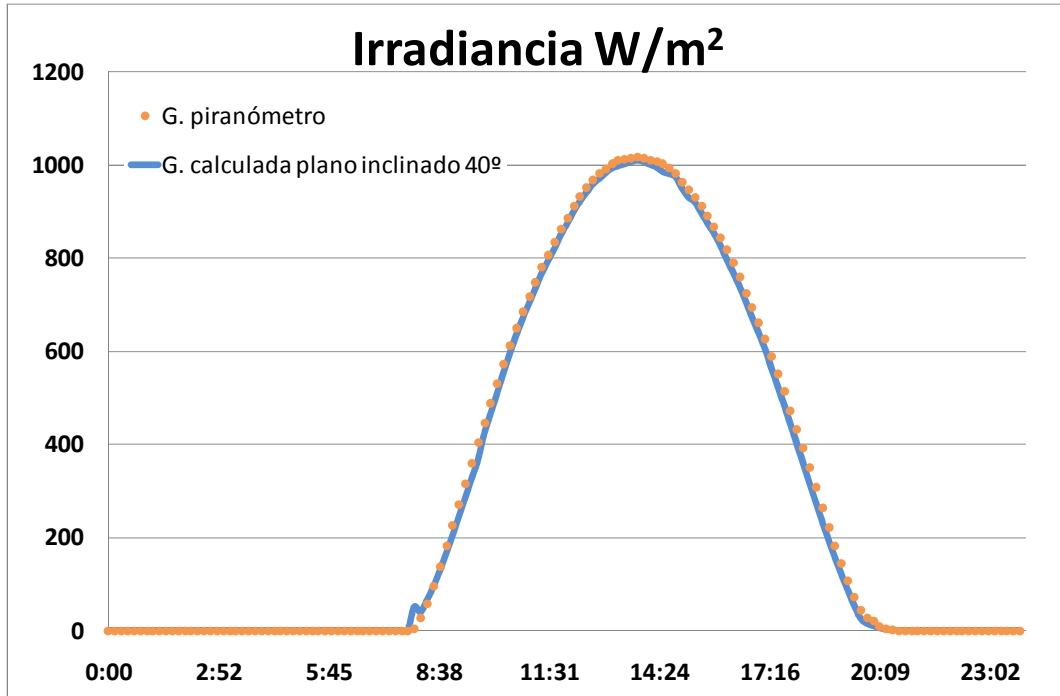


Figura 5-11: Irradiancia medida (G piranómetro) y calculada (G calculada plano inclinado) sobre un plano inclinado a 40° el 14 Septiembre 2008

### 5.5.2 Irradiancia absorbida por el captador.

La irradiación que absorbe el captador es menor que la irradiación calculada en el apartado anterior, ya que se ve afectada por los coeficientes de transmisividad ( $\tau$ ) del cristal que cubre la placa absorbidora y el coeficiente de absorción ( $\alpha$ ) del recubrimiento selectivo que posee dicha placa. Esto hará que de la irradiación incidente sobre el captador parte se transmita hacia el interior, parte se refleje al exterior y una pequeña parte se absorba por la propia superficie acristalada. Ambas propiedades se degradan con el tiempo, por lo que dichos coeficientes disminuyen su valor con el paso de los años, haciendo que la radiación absorbida por el captador vaya decreciendo con el envejecimiento del mismo.

Según la norma EN12975 (1):

$$\eta_o = (\tau\alpha)_e = K_\theta(\theta_B)(\tau\alpha)_{en} \rightarrow (\tau\alpha)_{en} = \frac{(\tau\alpha)_e}{K_\theta(\theta_B)}$$

Ecuación 5-18

Obteniéndose para el captador de la instalación bajo estudio, según el ensayo realizado por SPF que:

$$\eta_o = 0,85 \rightarrow (\tau\alpha)_{en} = \frac{(\tau\alpha)_e}{K_\theta(\theta_B)} = \frac{0,85}{0,91} = 0,93$$

Ecuación 5-19

El hecho de que el captador tenga una localización específica y unas dimensiones determinadas, hace que su campo de visión se vea limitado por lo que a pesar de que la radiación en el plano infinito con su misma inclinación tenga un valor, al captador únicamente le llegan parte de esos rayos solares. Se cuantificará mediante los modificadores del ángulo de incidencia para las distintas componentes de la radiación: directa, difusa y reflejada. Dichos modificadores del ángulo de incidencia aparecen en Duffie et al. 2006 (3) definidos de la siguiente forma:

A. Para la componente directa:

$$K_\theta(\theta_B) = 1 - B_{\theta_B} \left( \frac{1}{\cos \theta_B} - 1 \right)$$

Ecuación 5-20

Siendo:

- $\theta_B$ : el ángulo que forma la radiación sobre la superficie y la normal a dicha superficie.
- $B_{\theta_B}$ : la constante que se calcula del ensayo de normalización del captador. En el caso del ensayo EN12975 (1) dicho valor se calcula para  $50^\circ$ , y según el SPF se sabe que:

$$K_\theta(50^\circ) = 0,91$$

Ecuación 5-21

Despejando de la Ecuación 5-20 se obtiene un valor para

$$B_{\theta_B} = 0,162$$

Ecuación 5-22

B. Para la componente difusa:

$$K_\theta(\theta_D) = 1 - B_{\theta_D} \left( \frac{1}{\cos \theta_D} - 1 \right)$$

Ecuación 5-23

Siendo:

$$\theta_D = 59,7^\circ - 0,1388\beta + 0,001497\beta^2$$

Ecuación 5-24

$$B_{\theta_D} = 0,221$$

Ecuación 5-25

Valor proporcionado por el fabricante, ya que  $K_\theta(50^\circ) = 0,82$

C. Para la componente reflejada por el suelo:

$$K_{\theta}(\theta_G) = 1 - B_{\theta D} \left( \frac{1}{\cos \theta_G} - 1 \right)$$

Ecuación 5-26

Siendo:

- $\theta_G = 90^\circ - 0,5788\beta + 0,002693\beta^2$

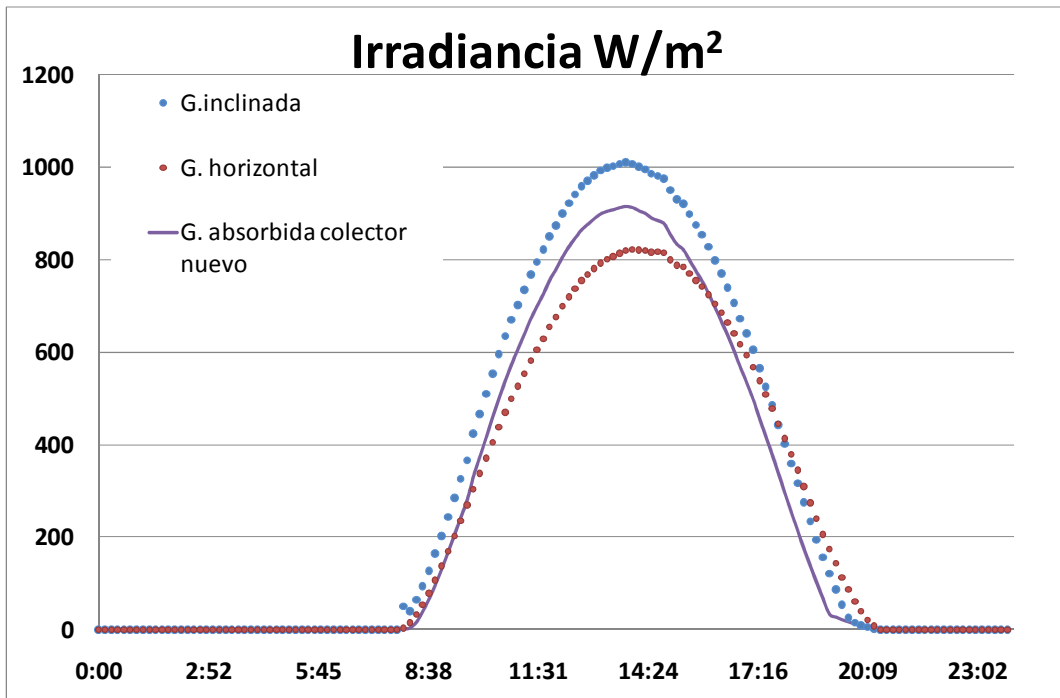
Ecuación 5-27

- La constante es la misma que para la componente difusa.

Una vez conocidos las modificaciones necesarias para calcular la radiación que absorbe el captador, según las indicaciones de Duffie et al. 2006 (3).

$$G_{CO} = \left( G_b R_b K_{\theta}(\theta_B) + G_d K_{\theta}(\theta_D) \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G_h \rho_g K_{\theta}(\theta_G) \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \right) (\tau \alpha)_{en}$$

Ecuación 5-28



**Figura 5-12: Comparación de la irradiancia sobre el plano horizontal, plano inclinado a 40° experimental y la absorbida por un captador nuevo el 14 Septiembre 2008**

En la **Figura 5-12** , se realiza una comparación de la irradiancia sobre el plano horizontal, la irradiancia sobre el plano inclinado a 40° y la irradiancia que absorbe el captador. Se puede observar como el hecho de que el captador no esté exactamente mirando al Sur,  $\gamma = -11^\circ$ , influye en que la irradiancia que llega al plano del captador por la tarde sea menor que la irradiancia en el plano horizontal, y por lo tanto el no tener en cuenta dicha desviación provocaría errores de cálculo muy importantes en esos



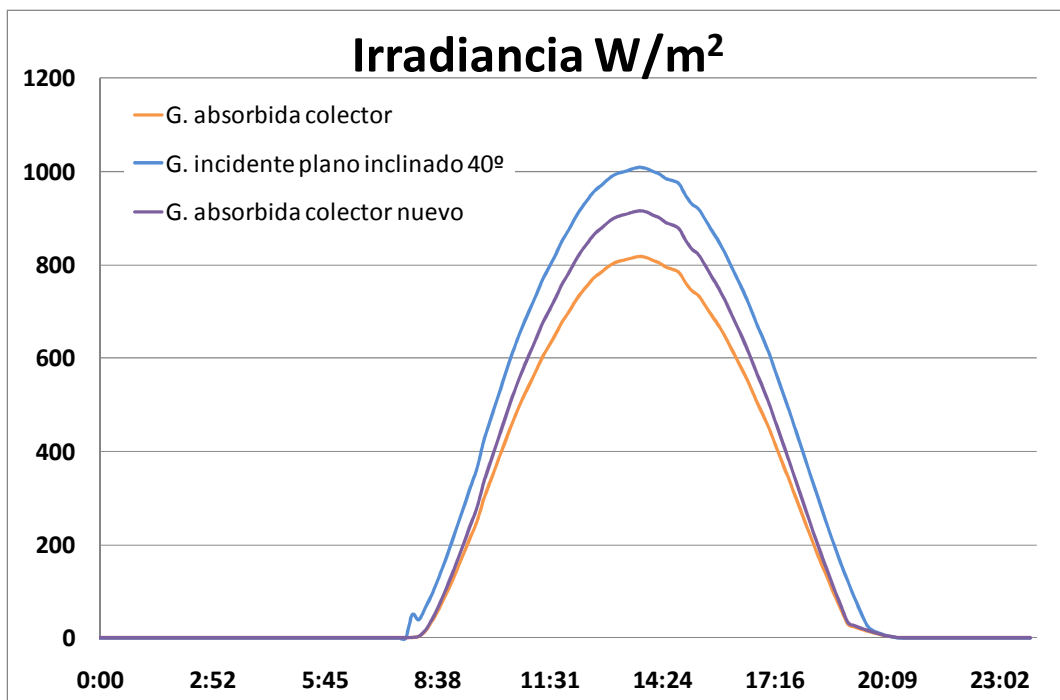
momentos del día. Su repercusión sobre la energía captada es no obstante poco significativa, al ser bajos los niveles de radiación solar disponible.

El campo de captadores que se va a simular tiene 9 años de antigüedad, por lo que las propiedades de transmisividad y absorptividad son menores. Después de un proceso iterativo de cálculo, se ha determinado que los valores son:

$$\eta_o = 0,76 \rightarrow (\tau\alpha)_{en} = \frac{(\tau\alpha)_e}{K_{\theta}(\theta_B)} = \frac{0,76}{0,91} = 0,83$$

Ecuación 5-29

Y como puede verse en la **Figura 5-13** disminuye bastante la cantidad de energía absorbida por la instalación solar y por tanto influirá notablemente en su rendimiento, como se verá a lo largo de esta tesis:



**Figura 5-13: Irradiación plano inclinado, irradiación absorbida por un captador nuevo, e irradiación absorbida por el captador de la instalación el 14 Septiembre 2008**

### 5.5.3 Comprobación experimental del modelo de irradiación.

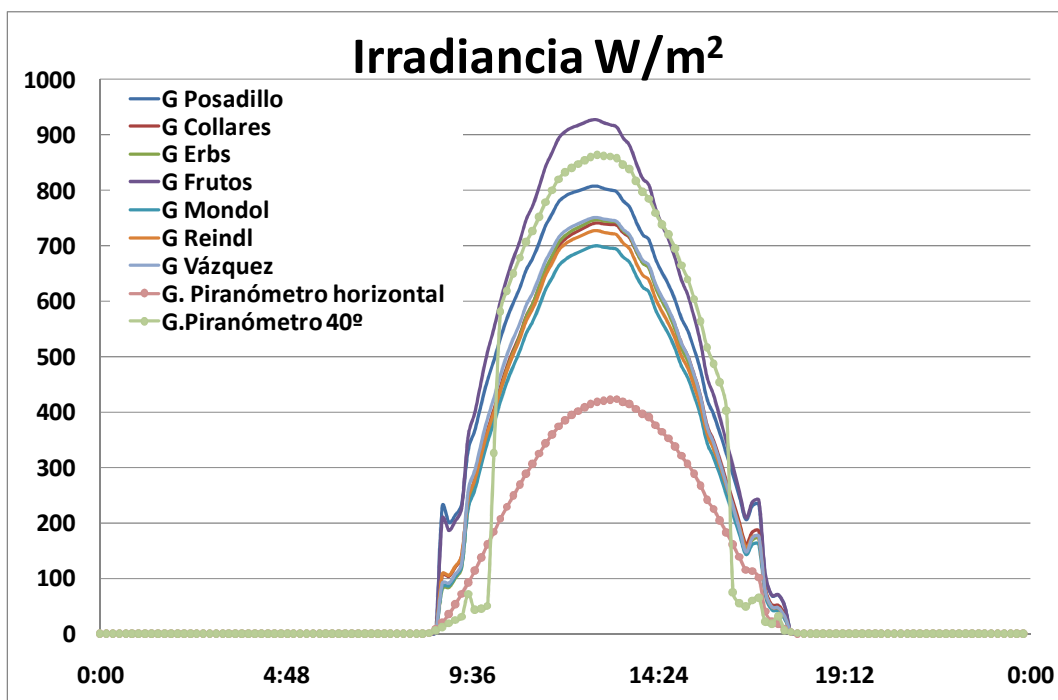
Experimentalmente se realizaron diversos tipos de medidas para poder posteriormente validar el modelo de irradiación solar. Al poseer la instalación dos piranómetros se comprobó que midiendo la irradiación global en el plano horizontal

ambos aparatos ofrecían los mismos valores de medidas, de esa forma se podría decir que no existe dispersión entre ambos, tal y como ofrece la **Figura 4-16**.

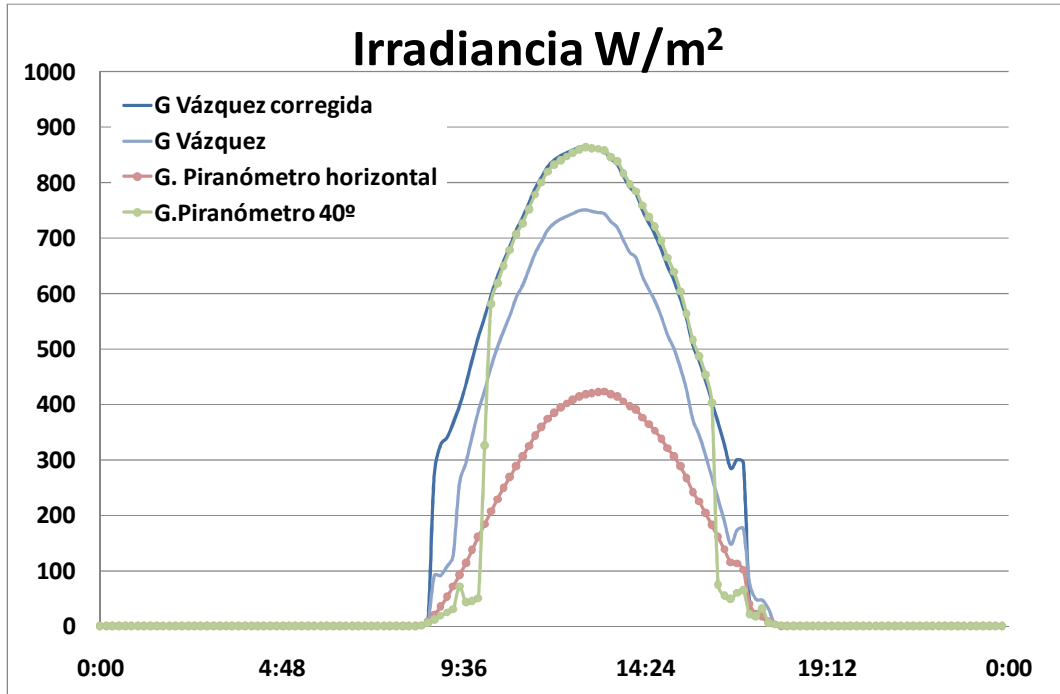
Cabe destacar también que el piranómetro que se colocará con la misma inclinación que los captadores está afectado por la mañana y la tarde por las sombras que produce una parte del edificio, sobre todo en los meses de invierno.

Durante los meses de primavera y verano se comprobó que tanto la correlación de Vázquez et al. 2004 (4) como el resto de correlaciones descritas en el Capítulo 3 dan un valor próximo y válido, sin embargo en los meses de otoño e invierno todas ellas se quedan por debajo del valor que experimentalmente da el piranómetro inclinado. Este hecho se puede ver en la **Figura 5-14** por ello se llevó a cabo la corrección por la diferente altitud del sol y consecuentemente la diferente masa de aire que deben atravesar los rayos solares para alcanzar la superficie del captador.

En la **Figura 5-14** se ha representado la irradiancia sobre el plano del captador según los modelos de los siguientes autores: Erbs et al. 1982 (5); Collares et al. 1979 (6); Reindl et al. 1990 (7); Mondol et al. 2008 (8); Frutos et al. 1985 (9)



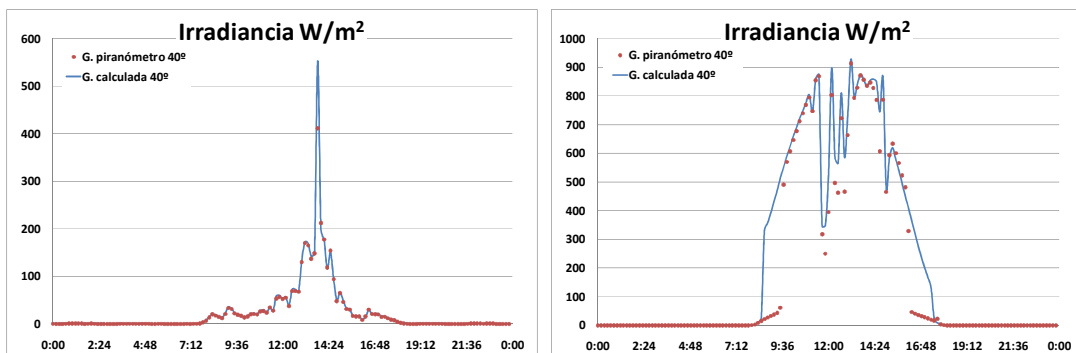
**Figura 5-14: Irradiancia en el plano inclinado calculada con las correlaciones presentes en el capítulo 2 para el día 26 de diciembre 2008.**

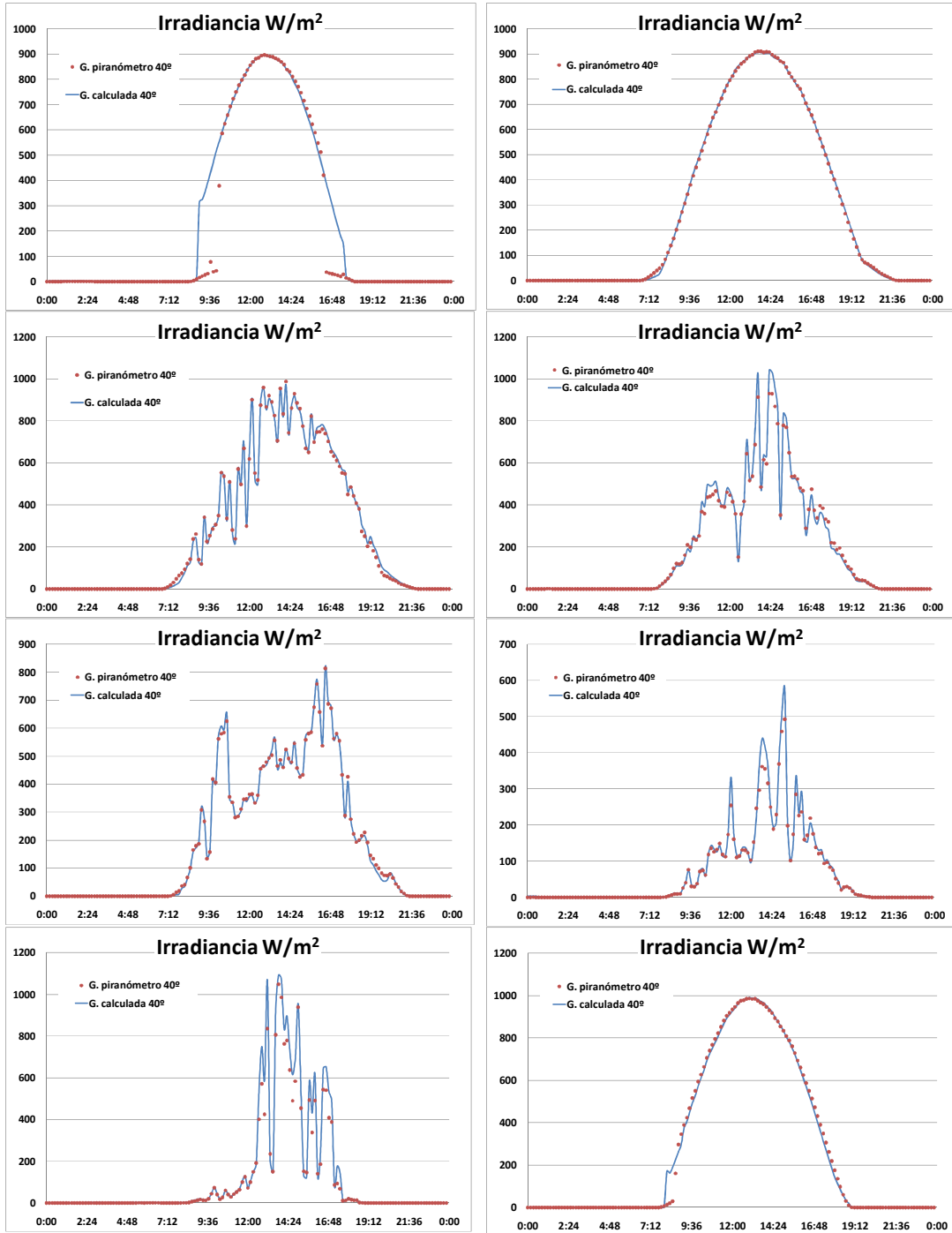


**Figura 5-15: Irradiancia en el plano inclinado calculada con la correlación y la correlación corregida para el día 26 de diciembre 2008.**

Sin embargo, aplicando la corrección, se puede ver como la irradiancia coincide plenamente con la irradiancia en el plano inclinado para ese mismo día **Figura 5-15**.

Como comprobación se mostrarán diferentes días, a lo largo del año, tanto soleados como nublados de modo que sea una muestra lo suficientemente explicativa para validar el modelo de irradiancia bajo diferentes condiciones climatológicas.





**Figura 5-16: Irradiancia en el plano inclinado calculada con la correlación irradiancia experimental para los días: A) 31 octubre 2008, B) 26 noviembre 2008, C) 4 enero 2009, D) 28 junio 2008, E) 8 julio 2008, F) 17 abril 2008, G) 14 agosto 2008, H) 28 septiembre 2008, I) 6 febrero 2009, J) 24 febrero 2009**

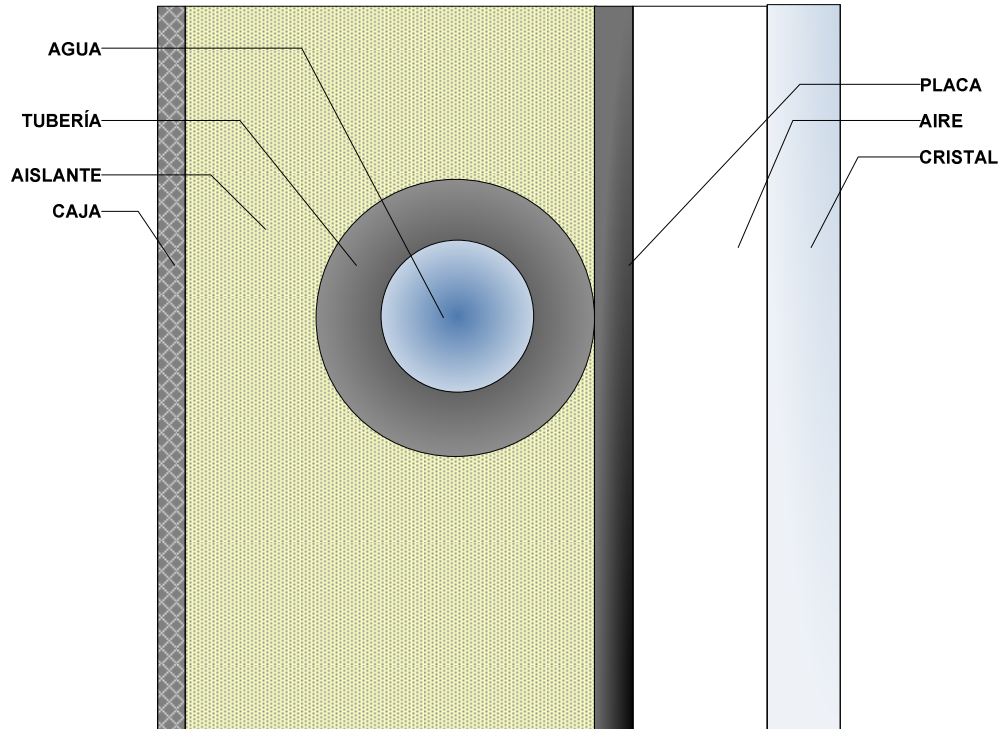
## 5.6 Modelo de captador solar

Muchos son los modelos existentes en la literatura que tratan de describir el comportamiento de un captador solar. La mayoría de ellos ya se han descrito en el capítulo 3 de esta tesis. Cabe recordar aquí que se dividen principalmente en los modelos que buscan recuperar la curva de normalización del captador solar y los que predicen las actuaciones del captador mediante estudios estacionarios o transitorios.

En la presente tesis se ha desarrollado un modelo transitorio de captador solar capaz de predecir el comportamiento del captador en condiciones reales de funcionamiento a partir de los datos de entrada necesarios permitiendo conocer el rendimiento instantáneo del mismo. De igual modo, si se introducen las mismas variables de entrada que las que se utilizaron para calcular la curva de normalización, el modelo es capaz de recuperar los valores de rendimiento predichos por dicha curva. La aportación del modelo es estudiar el efecto de cada tipo de pérdida sobre el rendimiento del captador.

Experimentalmente se mide el caudal total que recorre el campo de captadores, sin embargo para la descripción del modelo se necesita conocer el caudal que pasa por uno de ellos. Para la obtención de este valor se ha comprobado experimentalmente que el campo se encuentra equilibrado (i.e. por cada uno de los 20 captadores circula el mismo caudal, independientemente de la fila en la que se encuentra situado, y de su posición en la misma).

El modelo de captador parte de la aplicación de un balance de energía en régimen transitorio a todos y cada uno de sus componentes, descritos en la **Figura 5-17**:



**Figura 5-17: Captador solar: sección transversal**

La distribución de calor se realiza según la **Figura 5-18**. La irradiancia incidente sobre la placa se reparte en tres: la mayor parte se convierte en calor útil y el resto se reparte en pérdidas hacia el exterior por la parte delantera y trasera del captador y acumulación de energía en el interior del mismo, pudiéndose formular de la siguiente manera:

$$Q_{Radiación} = Q_{util} + Q_d + Q_{up} + mCp \frac{dT}{dt}$$

**Ecuación 5-30**

$$Q_{up} = Q_{rad} + Q_{cup}$$

**Ecuación 5-31**

Donde:

$Q_{Radiación}$ : calor procedente de la radiación solar absorbida por la placa del captador

$Q_{util}$ : calor que se aporta al agua que recorre el serpentín de tubos del captador

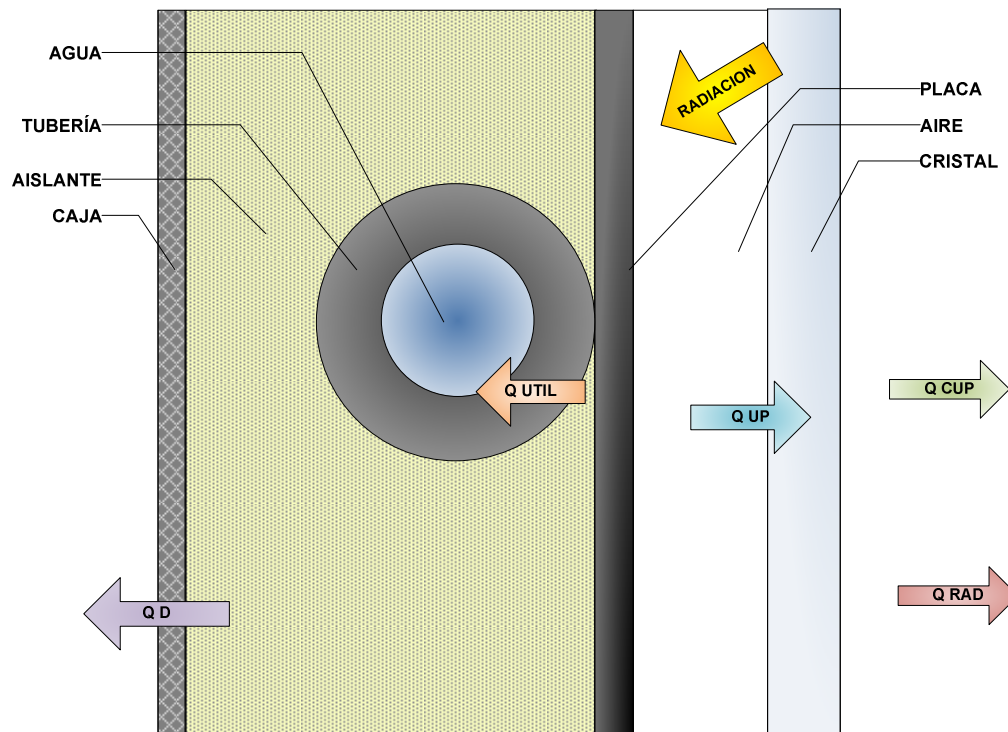
$Q_d$ : calor perdido por la parte trasera del captador

$Q_{up}$ : calor perdido por la parte delantera del captador. Se divide en:

$Q_{rad}$  : calor perdido por radiación al exterior.

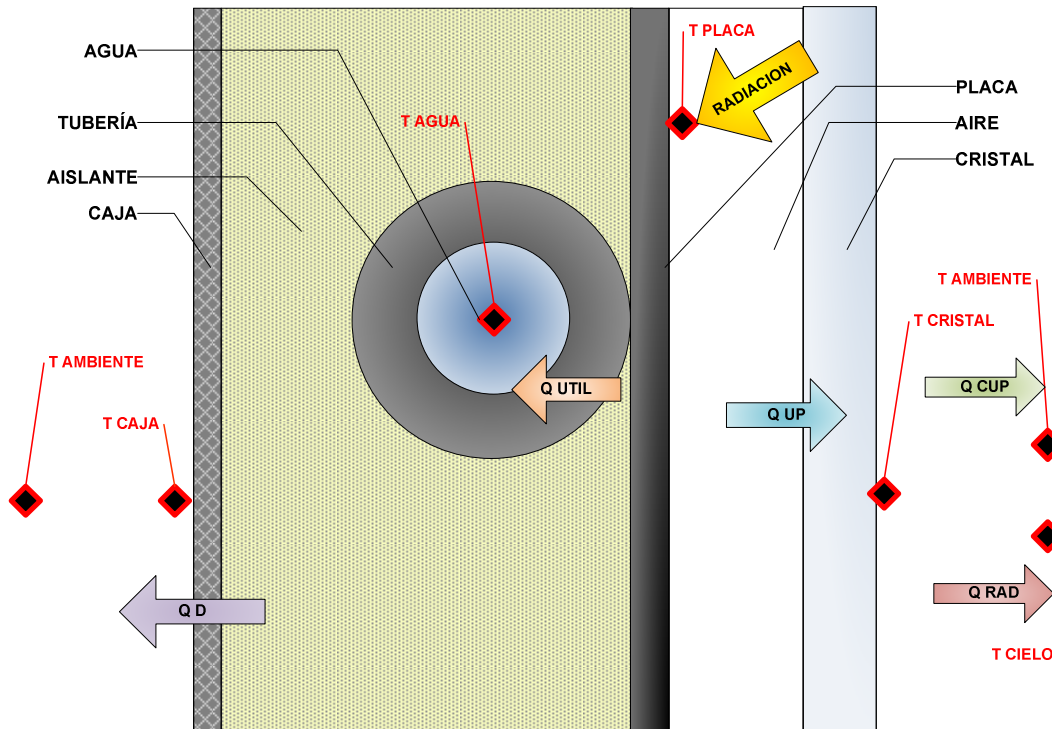
$Q_{cup}$ : calor perdido por convección al exterior

$mCp \frac{dT}{dt}$ : calor almacenado por los componentes del captador



**Figura 5-18: Captador solar: reparto de flujos de calor**

Una vez conocido cómo se reparte la energía en el captador, se procederá a describir cómo se va a plantear el sistema de ecuaciones que permitan su cálculo, para ello se utilizará la información de los termopares estratégicamente colocados en el captador y que permitirá conocer parte de las incógnitas del problema.



**Figura 5-19: Captador solar: reparto de flujos de calor y temperaturas**

Como puede verse en la **Figura 5-19** se necesita conocer la temperatura ambiente, la temperatura del cielo, la temperatura del cristal, la temperatura de la placa absorbente, la temperatura del agua y la temperatura de la caja.

La temperatura ambiente se mide mediante la estación meteorológica, las temperaturas de la parte trasera **Figura 4-24**, cristal **Figura 4-23** y placa absorbente **Figura 4-25** se miden mediante un termopar situado en el centro del captador solar y se supone que esa es su temperatura media a lo largo de toda la superficie.

La temperatura del agua se calcula como la media entre las temperaturas de entrada y salida del agua que recorre el captador, que también se miden en la instalación.

Por último quedaría determinar la temperatura del cielo. El valor de esta temperatura no se ha medido experimentalmente sino que se ha buscado en la bibliografía existente la correlación más adecuada.

### 5.6.1 Determinación de la temperatura del cielo

Existen modelos más o menos complicados (i.e. incorporando un número diferente de variables involucradas) que permiten calcular la temperatura del cielo a partir de



variables como la temperatura ambiente, el índice de claridad, la temperatura de bulbo húmedo y la presión de vapor.

Resumidos en la **Tabla 5-2** se encuentran los que se han consultado para este trabajo:

Autor	Ecuación	Referencia
Dreyfus 1960	$T_{\text{cielo}} = T_a$ Ecuación 5-32	(10)
Swinbank 1963	$T_{\text{cielo}} = 0,0552T_a^{1,5}$ Ecuación 5-33	(11)
Daguenet 1985	$T_{\text{cielo}}^4 = T_a^4(1 - 0,261e^{-7,77 \cdot 10^{-4}(T_a - 273)^2})$ Ecuación 5-34	(10)
Melchor 1982	$T_{\text{cielo}} = T_a(0,56 + 0,08P_v^{0,5})^{0,25}$ Ecuación 5-35	(12)
Daguenet, 1985	$T_{\text{cielo}} = T_a(0,55 + 3,82 \cdot 10^{-2}P_v^{0,5})^{0,25}$ Ecuación 5-36	(10)
Berdahl y Martin 1984	$T_{\text{cielo}} = T_a(0,711 + 1,0056 T_{dp} + 0,000073T_{dp}^2 + 0,013 \cos 15t)^{1/4}$ Ecuación 5-37	(13)
Eicker 2001	$T_{\text{cielo}} = T_a \left[ 0,8 + \frac{T_{dp} - 273}{250} \right]^{0,25}$ Ecuación 5-38	(14)
Fuentes 1987	$T_{\text{cielo}} = 0,037536T_a^{1,5} + 0,32T_a$ Ecuación 5-39	(14)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = 256 + 0,0164P_v$ Ecuación 5-40	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = 147 + 18,2 \ln(P_v)$ Ecuación 5-41	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = 291 - 51,6e^{(-P_v/1000)}$ Ecuación 5-42	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = -91 + 257P_v^{1/20}$ Ecuación 5-43	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = -29 + 0,0164T_a - 19,9K_T$ Ecuación 5-44	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = 154 + 17,7 \ln(P_v) - 9,93K_T$ Ecuación 5-45	(15)
Aubinet 1994	$T_{\text{cielo}} = 94 + 12,6 \ln(P_v) - 13K_T + 0,341T_a$ Ecuación 5-46	(15)

**Tabla 5-2: Correlaciones para la determinación de la temperatura del cielo**

Finalmente se optó por elegir la **Ecuación 5-46** ya que permite tener en cuenta la nubosidad de cada día, puesto que cuenta entre sus variables con la presión de vapor y el índice de claridad, además de la temperatura ambiente. Aparte de su capacidad para predecir la temperatura del cielo bajo condiciones climatológicas diferentes, un buen ajuste de las pérdidas radiativas de los captadores a los resultados experimentales, como se verá más adelante, corrobora la idoneidad de la elección realizada.

### 5.6.2 Temperaturas en el captador

En la bibliografía consultada se hallan modelos para predecir el comportamiento de los captadores basados en el conocimiento de las temperaturas del cristal del captador, Akhtar et al. 1999 (16), Akhtar et al. 2007 (17) y del resto de componentes, Kamminga 1985 (246). El seguimiento de dicha metodología de análisis, junto con la necesidad de conocer la distribución de los flujos de calor en ambas caras del captador, lleva a instrumentar el mismo como ya se ha expuesto en el capítulo 4.

Gracias a los termopares que se han instalado en las superficies más significativas del captador: placa, caja y cristal, es posible conocer la distribución de temperaturas en este elemento, aunque se trata únicamente de medidas puntuales, habría que dedicar trabajos futuros para establecer la variabilidad de dichas temperaturas en su superficie. A partir de estas temperaturas se calculan las temperaturas del resto de elementos como la media entre las superficies que lo rodean.

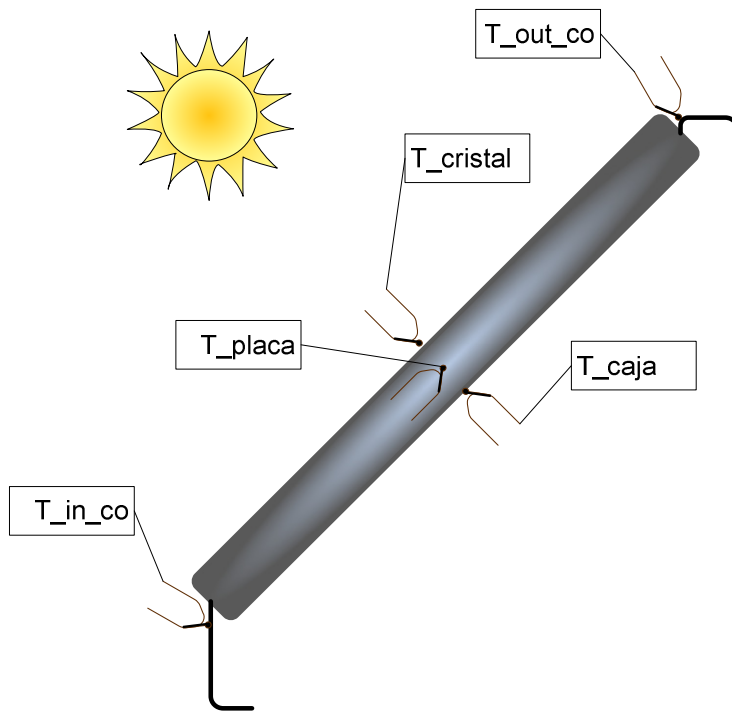


Figura 5-20: Captador solar: temperaturas experimentales

$$T_{aire} = \frac{T_{cristal} + T_{placa}}{2}$$

Ecuación 5-47

$$T_{aislante} = \frac{T_{placa} + T_{caja}}{2}$$

Ecuación 5-48

Se mide la temperatura del fluido que recorre el serpentín del captador entre la entrada y la salida del mismo, y se calcula la temperatura media de dicho fluido:

$$T_{agua} = \frac{T_{in\_co} + T_{out\_co}}{2}$$

Ecuación 5-49

La temperatura del tubo que forma el serpentín se supone igual a la de la placa ya que está soldado a ella y es del mismo material, la transferencia de calor en la placa absorbedora se verá más adelante en este capítulo.

Los dos tubos distribuidores en cada uno de los lados del captador se suponen a la temperatura de entrada y salida del fluido respectivamente.

Continuando con la descripción diaria del funcionamiento de la instalación se mostrarán dichas temperaturas para el día 14 de Septiembre 2008.

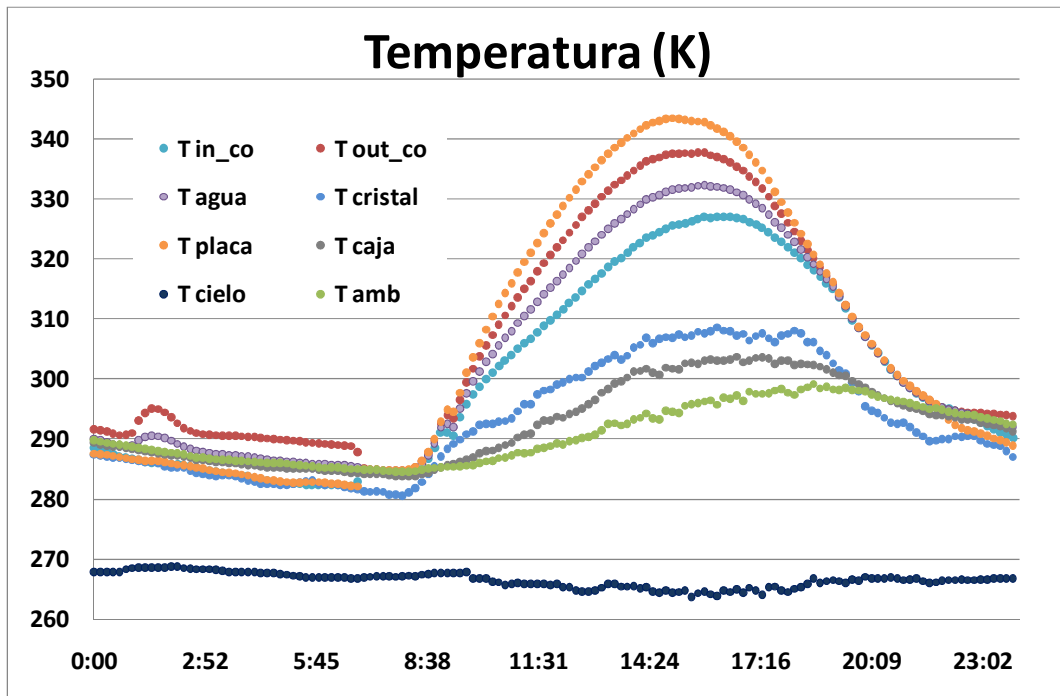


Figura 5-21: Temperaturas experimentalmente medidas en el captador, ambiente y cielo del día 14 de septiembre 2008

Tal y como puede verse en la **Figura 5-21**, la distribución de temperaturas en el captador se mantiene en todo momento por encima de la temperatura ambiente, por lo que las pérdidas por la parte posterior, denominada caja, y que en la mayoría de las modelizaciones presentes en la literatura y estudiadas en el capítulo 3, consideran nulas no lo son.

Otra asunción típica de los modelos presentes en la literatura es considerar que la placa absorbidora del captador se encuentra a la temperatura de salida del fluido en los captadores, algo que como se puede comprobar en la **Figura 5-21**, no es cierto tampoco. La temperatura de la placa es unos grados superior a la de salida del captador.

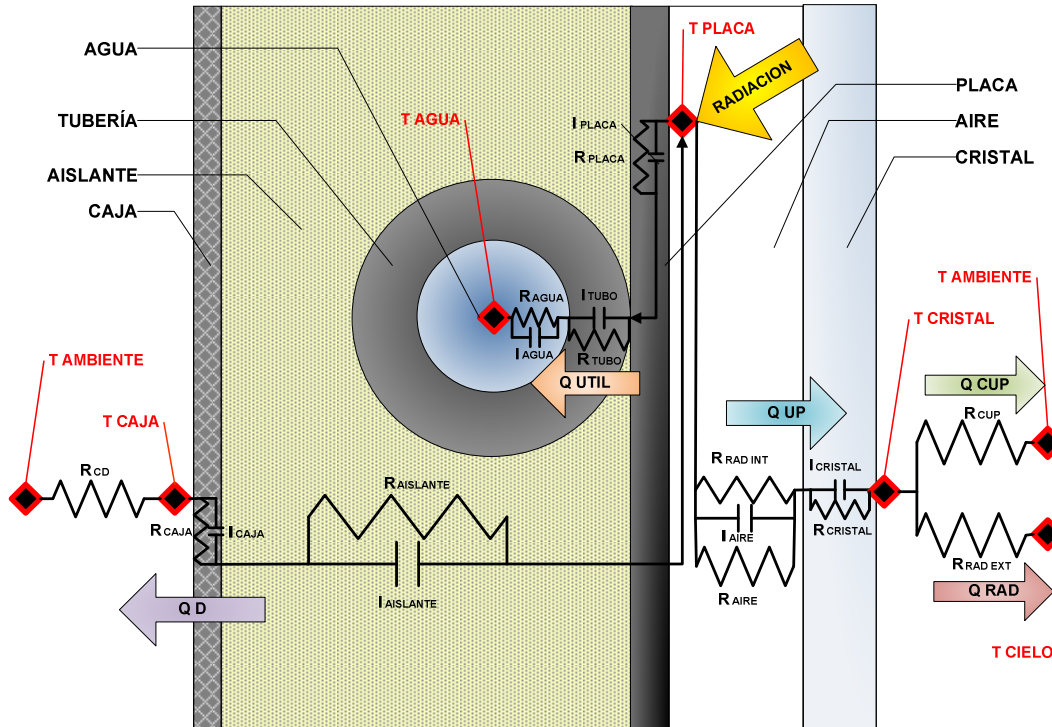
También se puede comprobar que la temperatura del cielo descrita por la **Ecuación 5-46** es muy inferior a la temperatura ambiente, para el día mostrado en la **Figura 5-21**.

La existencia de pérdidas por radiación hacia el exterior está justificada por el hecho de que la temperatura del cristal está por debajo de la temperatura ambiente en el momento en el que la irradiación alcanza valores pequeños y en la noche, como puede observarse en la **Figura 5-21**. Por lo tanto se considerarán dichas pérdidas en esa superficie tal y como se muestra en la **Figura 5-19**. Sin embargo, en la caja del captador no se tendrán en cuenta puesto que de existir son muy pequeñas dado que el intercambio de energía se produce entre dos temperaturas muy próximas: la temperatura de la caja y la temperatura ambiente, que en buena parte del día llegan a coincidir. Ello se debe a que el intercambio de radiación de esta superficie tiene lugar mayoritariamente con el suelo y paredes próximas, dado que la inclinación del captador respecto de la horizontal es de 40°.

### 5.6.3 Esquema de resistencias térmicas y condensadores del captador

El captador solar se ha simulado teniendo en cuenta el siguiente esquema de resistencias térmicas equivalentes, **Figura 5-22**.

El captador solar se puede describir como el conjunto de resistencias térmicas conductivas, convectivas y radiativas de la **Figura 5-22**, y el almacenamiento de calor en cada componente que integra el captador se describe mediante el condensador representado.



**Figura 5-22: Esquema del captador**

La energía de entrada es la irradiación que llega a la placa absorbente del captador y a partir de ahí se tienen tres ramas por las que fluye el calor: la rama de calor útil, compuesta por la resistencia térmica conductiva de la placa, la del tubo y la resistencia térmica convectiva de la propia agua que fluye por el captador. Las otras dos ramas son las pérdidas al exterior del captador. La rama de arriba está compuesta por la resistencia térmica convectiva de la capa de aire que separa la placa absorbente del cristal, conjuntamente con la resistencia térmica de radiación entre ambas superficies ya que existe un gradiente de temperaturas importante entre ellas, la resistencia térmica conductiva del cristal y las resistencias térmicas de convección y radiación con el exterior. La rama de pérdidas por la parte de atrás del captador está compuesta por las resistencias térmicas conductivas del aislante y de la caja además de la resistencia térmica de convección con el exterior. No se ha tenido en cuenta la resistencia térmica de radiación por la cara posterior del captador, ya que esta pérdida de calor resulta ser muy pequeña como se ha dicho ya.

Conocidas las temperaturas de los extremos de cada rama del circuito térmico se pueden calcular las resistencias térmicas y calores que recorren el captador experimentalmente a través del siguiente sistema de ecuaciones:

$$R_{aislante} Q_d = T_{placa} - T_{caja}$$

Ecuación 5-50

$$R_{cd} Q_d = T_{caja} - T_a$$

Ecuación 5-51

$$R_{interior} Q_{up} = T_{placa} - T_{cristal}$$

Ecuación 5-52

$$R_{cup} Q_{cup} = T_{cristal} - T_a$$

Ecuación 5-53

$$R_{rad\_Ext} Q_{rad} = T_{cristal} - T_{cielo}$$

Ecuación 5-54

$$Q_{up} = Q_{entrada} - Q_d - Q_{util} - INERCIA$$

Ecuación 5-55

$$Q_{entrada} = I_{co} A_{panel}$$

Ecuación 5-56

$$Q_{util} = \dot{q}_{co} \rho_{agua} C_p (T_{outco} - T_{inco})$$

Ecuación 5-57

$$Q_{cup} = Q_{up} - Q_{rad}$$

Ecuación 5-58

$$INERCIA = \sum_i m_i C_{pi} \frac{dT_i}{dt}$$

Ecuación 5-59

$$R_{rad\_Ext} = \frac{1}{\sigma \varepsilon_{IR\_cristal} A_{panel} (T_{cristal} + T_{cielo}) (T_{cristal}^2 + T_{cielo}^2)}$$

Ecuación 5-60

El sistema tiene 11 ecuaciones y 11 incógnitas.

$R_{aislante}$ : es conocida puesto que se conocen las dimensiones y el material del que está hecha. De todas formas se detallará su cálculo en el apartado correspondiente.

$R_{interior}$ : es el paralelo entre la resistencia térmica de convección y la de radiación en el interior del captador.

Una vez resuelto el sistema se conocen las resistencias térmicas, las pérdidas, el calor útil y la energía acumulada en el sistema.

#### 5.6.4 Modelización de pérdidas convectivas exteriores

El captador solar al estar expuesto a las condiciones meteorológicas existentes en su ubicación, presenta pérdidas convectivas debidas a la convección natural para velocidades de viento muy pequeñas o inexistentes y a la convección forzada cuando dicha velocidad alcanza un valor mayor.

Para determinar cuál de los dos modos es el dominante en cada caso se recurre normalmente al siguiente cociente:

$$\frac{Gr}{Re^2}$$

Ecuación 5-61

Si dicho cociente es mayor que la unidad la convección predominante es la forzada y en caso contrario imperaría la convección natural.

Sin embargo, calcular la resistencia térmica convectiva tanto en un caso como en el otro no resulta sencillo puesto que la placa se encuentra en una posición inclinada un determinado ángulo respecto de la horizontal. Ello supone que las ecuaciones típicas para dicho proceso, especialmente las de convección natural han de ser modificadas para tener en cuenta dicha inclinación.

##### 5.6.4.1 Pérdidas por convección forzada

Se ha consultado la bibliografía existente relacionada con el tema, encontrándose una gran variedad de correlaciones la mayoría de ellas empíricas procedentes de ensayos de placas planas, no necesariamente captadores solares, expuestas a corrientes de aire, unas veces ubicadas en el exterior y otras en el interior sometidas a convección forzada mediante el uso de un ventilador.

La mayor parte de ellas responden al tipo de ecuación como la mostrada en la Ecuación 5-62.

$$h_c = a + bV_v^n$$

**Ecuación 5-62**

A partir del estudio del coeficiente de convección de una placa vertical de dimensiones 0,5 m x 0,5 m por viento de captadores solares llevado a cabo por Jurges en 1924, y comentada en Sartori 2006 (19) en el que se obtiene una correlación lineal entre el coeficiente de convección y la velocidad del viento:

$$h_c = 5,7 + 3,8V_v$$

**Ecuación 5-63**

Esta ecuación se conoce en la literatura como la ecuación de McAdams, Mc Adams 1954 (20), ya que es el primer autor que la referencia, aunque no es el único.

Según Duffie et al. 2006 (3), no resulta razonable el uso de la Ecuación 5-63 en geometrías distintas de las propias con las que se obtuvo la correlación, sin embargo dicha correlación se ha utilizado para la descripción de las pérdidas en captadores muy frecuentemente.

Watmuff et al. 1977 (21) exponen que la Ecuación 5-63 incluye tanto las pérdidas por viento como las pérdidas radiativas de la placa, ellos proponen una ecuación similar pero con diferentes coeficientes;

$$h_c = 2,8 + 3,0V_v$$

**Ecuación 5-64**

En la que dicen que se ha eliminado la pérdida por radiación, por lo que naturalmente proporciona valores inferiores para el coeficiente de convección con respecto a la de Mc Adams 1954 (20).

Con este mismo tipo de ecuación aparecen en la bibliografía más ecuaciones:

Lunde 1980 (22) presenta una nueva variante:

$$h_c = 4,5 + 2,9V_v$$

**Ecuación 5-65**

Test et al. 1981 (23) realizan un ensayo empírico, con viento real sobre una placa de 1,22 x 0,81 m<sup>2</sup>, el viento lo miden a una altura de un metro por encima de la placa y con un ángulo de inclinación de 40º, con un coeficiente de correlación de 0,978:



$$h_c = (8,55 \pm 0,86) + (2,56 \pm 0,32)V_v$$

Ecuación 5-66

Para realizar este trabajo los autores exponen la placa a un simulador de viento natural, a diferencia de otros autores que utilizan túneles de viento que utilizan flujo paralelo a la superficie de la placa.

Kumar et al. 1997 (24) obtienen experimentalmente dos correlaciones diferentes de este mismo tipo, utilizando calentadores eléctricos que simulan la radiación solar y ventiladores industriales que simulan la velocidad del viento, la primera sobre una cocina solar tipo caja y la segunda sobre un captador integrado, ambos en posición horizontal:

$$h_c = 10,03 + 4,687V_v$$

Ecuación 5-67

$$h_c = 12,2 + 6,548V_v$$

Ecuación 5-68

Estos primeros trabajos no tienen en cuenta el ángulo de ataque del viento o en su defecto de la corriente de aire inducida, principalmente porque se deben a estudios realizados en un túnel de viento con una única componente paralela a la superficie del captador o placa.

Otros autores contemplan las variaciones debidas a la dirección del viento sobre la placa obteniendo una ecuación diferente para cada ángulo de ataque, entre ellos cabe destacar los trabajos realizados por:

Sparrow et al. 1979 (25) utilizan la analogía entre el coeficiente de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de masa por convección, estudiando la evaporación del naftaleno dentro de un túnel y sometido a distintas velocidades del viento y a varios ángulos de ataque. Llegan a la siguiente correlación:

$$h_c = 5,1V_v^{0,5}L^{-0,5}$$

Ecuación 5-69

En Sparrow et al. 1982 (26) se puede encontrar con más detalle el estudio realizado para conseguir dicha correlación.

Kind et al. 1983 (27) y Kind et al. 1985 (28) muestran un estudio realizado a escala en un túnel de viento atmosférico, en el primer artículo no ofrecen ninguna correlación propia, sin embargo ponen de manifiesto que la dirección del viento es importante a la hora de describir las pérdidas del captador. Cuando pasan los resultados obtenidos a la

escala real de los captadores los efectos de la dirección del viento se atenúan. Comentan que el viento que se mide a nivel de la superficie terrestre no tiene nada que ver con el viento a una altura de 10 m, lugar donde supuestamente estarán los captadores solares, ya que existen rachas de viento muy fuertes y remolinos que a nivel de la superficie no se producen. En el segundo artículo ofrecen una correlación que cambia con el ángulo de incidencia del viento:

$$h_c = r(4 + 2,9V_v)$$

**Ecuación 5-70**

Donde  $r$  varía con el ángulo de incidencia. Comparan los resultados obtenidos con su grupo de correlaciones con los obtenidos aplicando Mc Adams 1954 (20) Ecuación 5-63 y concluyen diciendo que las pérdidas que se obtienen de dicha ecuación son mucho mayores que las que sus correlaciones predicen.

Shakerin 1987 (29) para un tejado inclinado 40° encontró que el coeficiente de pérdidas convectivas es mayor que el predicho por Sparrow et al. 1979 (25)

Sharples et al. 1998 (30) miden con 9 termopares tipo T, emplazados a lo largo de la superficie de una placa de dimensiones 1,81 x 0,89 m<sup>2</sup> de emisividad y absorptividad conocidas de modo que conocen tanto la temperatura de la placa como la del ambiente que la rodea. Miden el viento, velocidad y dirección mediante un anemómetro a 1,5m de altura sobre dicho dispositivo. Aplicando un balance de energía en estado estacionario a la parte expuesta de la placa, cara superior, obtienen el valor de las pérdidas por convección. Agrupan los resultados según la dirección del viento clasificándolos en ocho grupos, obteniendo ocho correlaciones diferentes para el coeficiente de pérdidas. Posteriormente comparan algunos de sus resultados, para la dirección perpendicular y paralela a la superficie con otros estudios realizados en túneles de viento y concluyen que los resultados no son muy diferentes. Aportan la siguiente correlación:

$$h_c = 9,4V_v^{0,5}$$

**Ecuación 5-71**

Tien et al. 1979 (31) y Sparrow et al. 1977 (32) muestran estudios realizados sobre la difusividad del naftaleno en corrientes de aire. La intención es describir las líneas de contorno para el coeficiente de transferencia de masa y por consecuencia de calor para diferentes ángulos de cabeceo y viraje diferentes. Ponen de manifiesto la importancia que tienen los efectos tridimensionales de la corriente de aire sobre una placa concluyen diciendo que utilizar ecuaciones del tipo propuesto en la Ecuación 5-62 conllevan grandes errores.

Comentan que las pérdidas mayores se producen en el borde del captador, y que sería conveniente impedir que la corriente de aire alcanzase dicha superficie. En ese camino Gomes et al. 2004 (33) realizan un estudio experimental con un captador al que le han añadido una barrera contra el viento, el resultado es que cuando el viento incide en la dirección en la que se ha puesto dicha barrera las pérdidas son menores puesto que el aire no incide directamente sobre el captador, se forma una zona de recirculación de baja velocidad que lo protege. Sin embargo comentan que sería necesario conocer el resultado cuando se pusiesen barreras sobre todas las posibles direcciones del viento en una instalación solar real. El problema de estas barreras es que han de situarse de modo que no ofrezcan obstáculo a la radiación incidente sobre el captador.

Agarwal et al. 1981 (34) realizan un estudio teórico sobre las pérdidas de la parte superior de un captador solar teniendo en cuenta tanto la conducción como la radiación. Francey et al. 1985 (35) comprueban la viabilidad de dicha ecuación experimentalmente, concluyendo que la ecuación no predice bien las pérdidas por viento del captador ya que los resultados experimentales no se ajustan a la ecuación que atribuye las pérdidas a la diferencia de temperaturas entre la placa y el ambiente, y la contribución del viento se ve mermada además de no tener en cuenta la dirección del viento. Concluyen diciendo que se necesita una mayor investigación en el campo de las pérdidas por viento de un captador en condiciones de trabajo.

Sartori 2006 (19) pone de manifiesto que las correlaciones que se han descrito anteriormente son únicamente válidas para determinadas condiciones y geometrías por lo que comparándolas con las ecuaciones de convección forzada para una superficie plana horizontal con temperatura constante en su superficie, para flujo laminar la primera y para flujo turbulento la segunda, que aparecen en los principales libros de transferencia de calor como Schilinchting 2000 (36):

$$Nu = 0,664Re^{0,5}Pr^{1/3}$$

**Ecuación 5-72**

$$Nu = 0,0592Re^{4/5}Pr^{1/3}$$

**Ecuación 5-73**

Que pueden escribirse del mismo modo que las anteriores quedando respectivamente:

$$h_c = 3,83V_v^{0,5}L^{-0,5}$$

**Ecuación 5-74**

$$h_c = 5,74V_v^{0,8}L^{-0,2}$$

**Ecuación 5-75**

Si el viento pasa cerca de algún objeto antes de llegar al propio captador el flujo será principalmente turbulento, por tanto la ecuación más utilizada sería la Ecuación 5-75. Teóricamente el paso de laminar a turbulento se produce para una velocidad de 3m/s. Comparando algunas de las correlaciones anteriormente comentadas con los resultados que ofrecerían Ecuación 5-74 y Ecuación 5-75 para diferentes velocidades se puede comprobar que algunas se aproximan a la correlación turbulenta y otras a la laminar.

Con respecto a las correlaciones empíricas Sartori 2006 (19) comenta que además de necesitar una gran cantidad de datos para determinar el valor del coeficiente de convección también se debe mencionar que este tipo de ecuaciones son el resultado de la representación de datos instantáneos de procesos físicos de experimentos muy particulares, por lo tanto las características físicas de las instalaciones experimentales y los correspondientes errores experimentales junto con los parámetros atmosféricos no se pueden reproducir espontáneamente por otra investigación equivalente y por tanto estas formulaciones se encuentran ligadas y dependientes a las condiciones bajo las cuales se llevó a cabo el experimento.

Según Sartori 2006 (19) la mejor forma de describir el flujo en los captadores es aplicar directamente las ecuaciones para la placa plana.

Según Oliphant 1980 (37) no se puede utilizar este tipo de correlaciones de modo genérico para calcular las pérdidas por viento de una instalación solar, puesto que si la geometría es diferente o las características del viento muy distintas produciría grandes errores a la hora de describir las actuaciones del captador solar.

Otro de los inconvenientes que describe Oliphant 1980 (37) es que no se puede saber la velocidad que tiene el viento en la superficie del captador dado que ambas formas de medirlo a una altura superior a los captadores donde la corriente es libre y no presenta obstáculos provoca un valor de la velocidad del viento totalmente diferente a la verdadera velocidad en el captador solar. Sin embargo según Sartori 2006 (19) si se colocan anemómetros a lo largo de la superficie del captador se desvirtúa el valor de la velocidad del viento convirtiendo el flujo en turbulento al atravesar dichos anemómetros.

Esta indeterminación es de difícil solución por lo que en esta tesis se ha intentado estudiar la interacción de la meteorología local con un sistema en pleno funcionamiento, por lo que se ha sacrificado la posibilidad de describir el campo fluido en los captadores en beneficio de aportar un método de cálculo con las variables normalmente conocidas como es la velocidad del viento de una estación meteorológica cercana a la ubicación final de la instalación solar. Se buscarán correlaciones empíricas para relacionar el número de Nusselt sobre la superficie de los captadores con el número de Reynolds basado en la velocidad proporcionada por el

anemómetro próximo al campo de captadores. Los resultados se describen más adelante.

#### 5.6.4.2 Pérdidas por convección natural

Las pérdidas por convección natural en los captadores se producen a velocidades de viento muy bajas, prácticamente nulas, son pocos los momentos en los que dicho fenómeno ocurre, dado que al promediar el valor instantáneo cada 10 minutos el valor final suele ser no nulo. Sin embargo, se ha realizado una comparación de las correlaciones existentes en la bibliografía sobre la convección natural en placas inclinadas y se resumirán a continuación.

Existe un prototipo de ecuación, tal y como ocurre en el caso de la convección forzada, en este caso dependiente del número de Rayleigh, de la forma:

$$Nu = C Ra^n$$

Ecuación 5-76

Muchas de las correlaciones se obtienen experimentalmente con placas sumergidas en agua y sólo en algunos experimentos utilizan aire.

Lloyd et al. 1974 (38) dan los siguientes resultados para la placa horizontal plana con su superficie caliente, con una longitud característica calculada mediante la división del área entre el perímetro:

$$Nu = \begin{cases} 0,76Ra^{1/4}, & 10^4 < Ra < 10^7 \\ 0,15Ra^{1/3}, & 10^7 < Ra < 3 \cdot 10^{10} \end{cases}$$

Ecuación 5-77

Mc Adams 1954 (20) muestra resultados para una placa vertical tomando como longitud característica la longitud vertical de la placa:

$$Nu = \begin{cases} 0,59Ra^{1/4}, & 10^4 < Ra < 10^9 \\ 0,13Ra^{1/3}, & 10^9 < Ra < 10^{12} \end{cases}$$

Ecuación 5-78

Kitamura et al. 1995 (39) estudian el flujo que se desarrolla en una placa plana en posición horizontal y obtienen diferentes correlaciones para cada región, laminar, transición, turbulenta y desprendimiento, realizando técnicas de visualización muestran imágenes de cada una de ellas.

Lin 2001 (40) estudia la influencia que tiene el hecho de que la superficie esté inclinada un ángulo diferente de la horizontal, llega a la conclusión de que existe un aumento del valor crítico del número de Grashof conforme aumenta el ángulo de inclinación de la superficie. El flujo se vuelve más estable dado que se reduce la componente normal a la dirección de la gravedad.

Fujii et al. 1972 (41) estudian la convección natural sobre una placa con la superficie superior a temperatura superior al ambiente en distintas inclinaciones. El estudio es experimental obteniendo una serie de fotografías de los flujos que se desarrollan.

Como final plantea una correlación para la convección natural.

$$Nu = K(GrPr \cos \theta)^{1/4}$$

**Ecuación 5-79**

Donde K se puede obtener de la solución teórica de placa plana vertical.

Gryzagoridis et al. 1986 (42) muestran resultados empíricos obtenidos de ensayos con distintos ángulos de inclinación de la placa isoterma. Obtienen resultados tanto para la parte superior como para la parte inferior de la placa, siendo según los autores los mismos salvo un desplazamiento entre ellos. Si el ángulo que forma la placa con la vertical es menor de 75° se podría hacer el estudio de la convección natural como si se tratase de una placa vertical sin necesidad de modificar el número de Grashof con el coseno del ángulo. La correlación que presentan es:

$$Nu = 0,375Gr^{0,25}$$

**Ecuación 5-80**

Lloyd et al. 1972 (43) estudian la convección natural sobre superficies planas verticales, para ello estudian las reacciones químicas que se producen en un baño electrolítico. La deposición de iones de cobre debidas a reacciones electroquímicas producen un efecto de transferencia de masa que es el que se va a estudiar para distintos ángulos de inclinación, de esa forma obtienen correlaciones empíricas entre el número de Sherwood y el número de Rayleigh para diferentes ángulos de inclinación para los diferentes regímenes de funcionamiento: laminar, turbulento y la zona de transición entre ambos.

Fujii et al. 1972 (44) estudian la convección natural en una placa inclinada con un ángulo con la vertical entre 15° y 75°. Obtienen una correlación que depende de un número de Grashof crítico, que depende a su vez de la inclinación que presente la placa inclinada:

$$Nu = 0,14[(GrPr)^{1/3} - (Gr_c Pr)^{1/3}] + 0,56[Gr_c Pr \cos \beta]^{1/4}$$

Ecuación 5-81

Para un rango de  $15^\circ < \beta < 75^\circ$  y  $10^5 < GrPr \cos(\beta) < 10^{11}$

Vliet 1969 (45) estudia la convección natural en dos fluidos agua y aire, obteniendo diferentes correlaciones si se trata de un flujo laminar o turbulento y dependiendo del ángulo de inclinación de la placa:

POSICIÓN Y RÉGIMEN	CORRELACIÓN
Placa horizontal laminar	$Nu = 0,14(GrPr)^{\frac{1}{3}}$ Ecuación 5-82
Placa horizontal turbulento	$Nu = 0,23(GrPr)^{1/4}$ Ecuación 5-83
Placa vertical o inclinada laminar	$Nu = 0,6(GrPr)^{0,2}$ Ecuación 5-84
Placa vertical o inclinada turbulento	$Nu = 0,3(GrPr)^{0,24}$ Ecuación 5-85

**Tabla 5-3: Correlaciones de (45) para placas planas**

Dado que los estudios de Vliet 1969 (45) engloban el aire y el agua como medios en los cuales se produce la convección natural. Se va a utilizar la Ecuación 5-85 para la descripción de las pérdidas por convección natural de la superficie acristalada del captador, para la parte posterior del mismo se utilizará la correlación obtenida por Churchill et al. 1975 (46):

$$Nu = \left[ 0,825 + \frac{0,387Ra^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

Ecuación 5-86

#### 5.6.4.3 Un modelo completo de pérdidas por viento del captador.

En el libro de Eicker 2001, (14), aparece un modelo para el cálculo de las pérdidas por viento que tiene en cuenta tanto el coeficiente de convección natural como el de convección forzada, calculando un único coeficiente a partir de ambos, VDI 1994 (47):

$$Nu_{turb} = \frac{0,037Re^{0,8}Pr}{1 + 2,443Re^{-0,1} \left( Pr^{2/3} - 1 \right)}$$

Ecuación 5-87

$$h_{c\_free} = 1,78(T_{cristal} - T_a)$$

Ecuación 5-88

$$h_c = \sqrt[3]{h_{c\_turb}^3 + h_{c\_free}^3}$$

Ecuación 5-89

#### 5.6.4.4 Modelo de pérdidas desarrollado para estos captadores.

Para elaborar el modelo desarrollado en esta tesis se ha tenido en cuenta tanto la convección forzada como la convección natural según el valor obtenido de la Ecuación 5-61.

La convección forzada, fenómeno presente en la mayor parte de las medidas se describe teniendo en cuenta tanto la velocidad del viento como la dirección de dicha corriente de aire con respecto a la superficie de captadores.

Dada la geometría de la terraza donde se ubican los captadores solares las direcciones de viento posibles están comprendidas entre los ángulos: 56-200°, tomando el origen de ángulos en el oeste y los 90° en el sur, el resto de ángulos se ven obstruidos por una construcción más elevada que la propia terraza que alberga el cuarto de ascensores del edificio. Los datos experimentales al cálculo de las correlaciones empíricas de transferencia de calor se aplican únicamente para esos ángulos, al estar exentos de perturbaciones por edificios anejos.

Para describir las pérdidas de calor por convección forzada, dado que se conoce la dirección del viento gracias al anemómetro de la instalación solar se separan los datos provenientes del flujo únicamente paralelo al captador considerando los ángulos entre 170-190° y las provenientes del flujo estrictamente cruzado ángulos entre 80-100°, para cada una de las resistencias térmicas, tanto la superior como la inferior del captador. Posteriormente se compondrán ambas componentes permitiendo así el estudio de todo el rango de ángulos posibles de funcionamiento.

Dado que el valor de dicha resistencia térmica se ha obtenido de forma experimental tras la resolución del sistema de ecuaciones del apartado 5.6.3, resulta sencillo realizar el ajuste necesario para obtener las correlaciones en función de los números adimensionales presentes en la convección forzada, Re, Nu, Pr.

En el caso del número de Reynolds, a la hora de realizar su cálculo se distingue en qué dirección va el viento multiplicando por el valor absoluto del coseno del ángulo si es flujo paralelo o del seno del ángulo si es flujo cruzado, quedando:



$$Re_{PF} = \frac{\rho V |\cos \theta_V| L}{\mu}$$

**Ecuación 5-90**

$$Re_{CF} = \frac{\rho V |\sin \theta_V| H}{\mu}$$

**Ecuación 5-91**

Para cada una de las superficies se buscará una correlación distinta que se describirá en el apartado 5.5.7 del estilo:

$$Nu_{CF} = C Re_{CF}^m Pr^{1/3}$$

**Ecuación 5-92**

$$Nu_{PF} = C Re_{PF}^m Pr^{1/3}$$

**Ecuación 5-93**

A partir de las cuales se calcularán los diferentes coeficientes de convección forzada:

$$h_{CF} = \frac{Nu_{CF} k_{aire}}{H}$$

**Ecuación 5-94**

$$h_{PF} = \frac{Nu_{PF} k_{aire}}{L}$$

**Ecuación 5-95**

Para posteriormente combinarlas y obtener el valor global del coeficiente de convección:

$$h_F = \sqrt[4]{h_{CF}^4 + h_{PF}^4}$$

**Ecuación 5-96**

En el caso de la convección natural se calcula mediante la correlación de Vliet 1969 (45) para el cristal y la correlación de Churchill et al. 1975 (46) para la caja.

Obteniendo un coeficiente de convección:

$$h_N = \frac{Nu_{CN} k_{aire}}{H}$$

**Ecuación 5-97**

Dependiendo de cuál sea el efecto dominante se utilizará  $h_F$  o  $h_N$

### 5.6.5 Modelo de pérdidas convectivas en la cavidad interior del captador

El aire existente entre el cristal y la placa absorbidora se calienta y comienza a circular dentro de la cavidad, produciendo unas pérdidas de calor en la parte superior del captador. El hecho de que la cavidad se encuentre inclinada provoca que dicho movimiento sea más difícil de describir por lo que se ha buscado en la literatura modelos que hayan sido estudiados previamente para describir dicha convección.

El estudio más conocido es el realizado por Hollands et al. 1976 (48) y referido por Duffie et al. 2006 (3), proponen:

$$Nu = 1 + 1,44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1,8\beta)^{1,6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^* + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^*$$

Ecuación 5-98

Donde los términos con asterisco son nulos si el resultado de la operación del corchete es negativo.

Sin embargo buscando en la bibliografía sobre cavidades rectangulares inclinadas se encuentran algunos trabajos que merece la pena conocer.

Aounallah et al. 2007 (49) el estudio numérico que presentan los autores es ajustable a muchas aplicaciones ingenieriles entre ellas a los captadores solares. Parten de la base de que una de las paredes es ondulada, tal y como ocurre con algunos captadores solares. A la hora de describir la convección natural presente en la cavidad comentan que resulta necesario recurrir a una convección natural turbulenta dado que existen engrosamientos y adelgazamientos de las capas límites por las paredes. El estudio se realiza utilizando los códigos numéricos FLUENT y Code-Saturne, elaborado por los autores, ambos basados en volúmenes finitos. Los modelos basados en RANS presentan un ajuste peor a los datos experimentales. Dan una correlación para la cavidad ondulada:

$$Nu = 0,13Ra^{0,3}$$

Ecuación 5-99

Soong et al. 1996 (50) y Wang et al. 2006 (51) estudian las diferentes células convectivas que presentan las cavidades al inclinarlas un determinado ángulo, en el caso de Wang et al. 2006 (51) estudian diferentes configuraciones, calentando y enfriando una superficie, de modo que se ven las distintas formas que tiene el fluido interior, aire, de moverse y como existen discontinuidades en la capa límite en las

esquinas de la cavidad. Ambos artículos muestran esquemas de las distintas células convectivas para distintos números de Rayleigh y ángulo de inclinación.

Khoukhi et al. 2007 (52) aportan una nueva ecuación para la convección natural dentro del captador, ésta está basada en el número de Grashof y en el ángulo de inclinación de la cavidad.

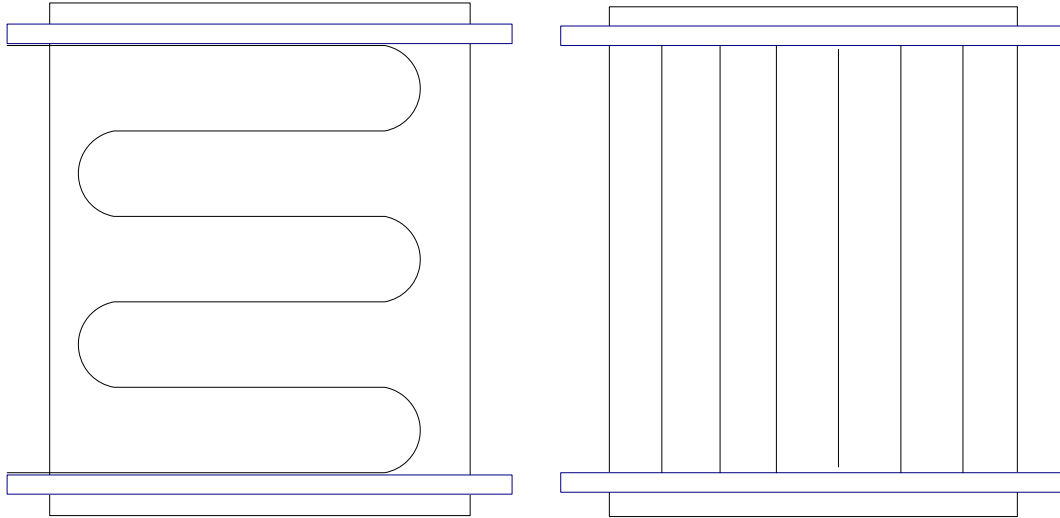
$$Nu = [0,06 - 0,017(\beta/90)]Gr^{1/3}$$

Ecuación 5-100

### 5.6.6 Modelo de resistencia térmica de la placa absorbadora del captador

Algunos autores, como Duffie et al. 2006 (3) y Eicker 2001 (14) proponen un modelo de aletas para el estudio de la resistencia térmica de la placa absorbadora, dicho estudio se basa en el hecho de que la distribución de los tubos en la parte posterior del absorbador es de tipo parrilla, tal y como muestra la **Figura 5-23**. En cuyo caso la temperatura a lo largo de la placa absorbadora permanece más o menos igual a lo largo de una línea perpendicular a los tubos, pudiéndose considerar que en el centro de las distancias entre tubos se tiene una condición de extremo adiabático.

Como puede verse en la configuración del serpentín, esa condición no puede alcanzarse en dicho punto, dado que la temperatura del fluido que discurre por el serpentín va cambiando según va avanzando por la tubería. La temperatura en la placa absorbadora va aumentando de abajo a arriba, siendo el punto más caliente la salida del serpentín y el punto más frío la entrada al mismo.



**Figura 5-23: Esquema de la distribución de tubos en un captador (serpentín y parrilla)**

Eisenmann et al. 2004 (53) afirman que la eficiencia del captador depende en gran medida de la distancia entre los tubos y del grosor de la placa, por lo que el modelo interno del captador debe depender de la geometría interna del mismo. En su estudio presentan unos gráficos a partir de los cuales se puede ver la relación entre los valores de la separación de los tubos y del espesor de la placa para obtener directamente el valor del factor de eficiencia.

Lund 1989 (54) muestra un estudio de la transferencia de calor en las dos direcciones de la placa absorbidora del captador solar. Utiliza para ello el método de NTU- $\epsilon$  y los factores de forma. El estudio es exhaustivo, llegando a dar las ecuaciones analíticas que rigen dicha transferencia de calor. Comparando las actuaciones de este tipo de configuración con la configuración de tubos paralelos concluye diciendo que el rendimiento es mayor, en contradicción con otros autores. Sin embargo concluye que no resulta sencilla la comparación de distintos tipos de captadores dado que cada fabricante de captadores utiliza distintos materiales, grosores y diámetro de tubos, por lo que en términos de eficiencia, es arriesgado comparar los resultados de distintas investigaciones.

Abdel-Khalik 1976 (55) estudia la variación de temperatura del fluido que recorre el serpentín del captador, para ello se basa en tres aspectos importantes, la distribución de temperatura en la placa y en el fluido, la ganancia de energía útil, y la evaluación del factor de pérdidas. Plantea un tipo de correlación para un serpentín con una vuelta y comenta que podría ser extensible a un número mayor de vueltas de serpentín con ligeras modificaciones.

Zhang et al. 1985 (56) basándose en el artículo de Abdel-Khalik 1976 (55) realizan el estudio para un número mayor de vueltas llegando a la conclusión de que los resultados obtenidos por Abdel-Khalik 1976 (55) no son válidos para un número de vueltas superior a 2. Utilizan un método matricial con un número de columnas y filas dependiente de las vueltas del serpentín en la placa absorbadora del captador.

Akgün 1988 (57). El autor estudia el coeficiente de pérdidas de la placa con serpentín, de nuevo aplicando los artículos de Abdel-Khalik 1976 (55) y Zhang et al. 1985 (56). Llega a la conclusión de que el primero está en lo cierto al afirmar que el factor de pérdidas de calor está en torno al 5%.

Matrawy et al. 1997 (58) realizan una simulación de tres tipos de captadores diferentes, uno con tubos paralelos, otro con serpentín y un tercero con dos placas separadas una distancia pequeña por la que se calienta el agua. Según los autores el resultado que se obtiene respecto al calor útil de mayor a menor sería: placas paralelas, serpentín y tubos paralelos. La temperatura mayor se alcanzaría en los tubos paralelos y la menor en las placas paralelas. El que presenta mayor rendimiento es el de placas paralelas y el que menor rendimiento es el de tubos paralelos. El serpentín en todos los casos queda como una solución intermedia entre ambas configuraciones.

En vista de las diferencias encontradas en la literatura y que los modelos no presentan una validación experimental, se ha optado por realizar un estudio más sencillo de la resistencia térmica de la placa en la superficie del captador, distinguiendo entre la zona de la placa que recorre el serpentín y la zona de la placa que recorren los tubos distribuidores. Éstos comunican con las tuberías exteriores al captador o con los demás captadores que pertenecen a la misma fila que el estudiado.

### 5.6.7 Cálculo de las resistencias térmicas del captador

Tal y como se ha descrito en la **Figura 5-22** el balance de energía del captador se puede representar como un esquema térmico formado por resistencias térmicas para calcular las pérdidas y por condensadores equivalentes para calcular la inercia térmica o acumulación de energía.

Para una mayor claridad a la hora de ver las resistencias térmicas se ha realizado únicamente el esquema de resistencias térmicas del captador, como muestra la **Figura 5-24**

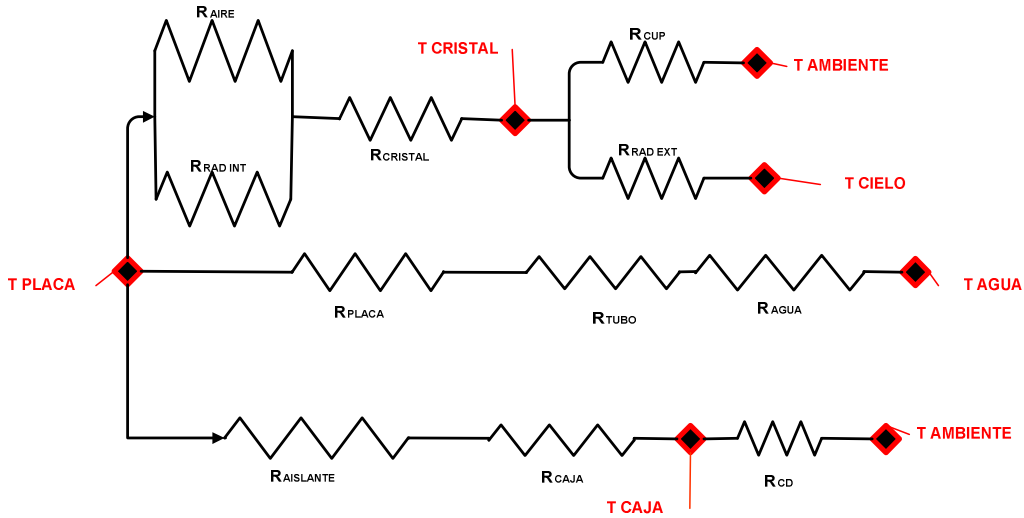


Figura 5-24: Esquema térmico del captador

5.6.7.1 Resistencia térmica conductiva del aislante térmico

El aislante que lleva el captador solar entre la placa y el fondo es fibra mineral. Las medidas realizadas han proporcionado un espesor de 0,05m, por lo que conociendo las dimensiones del captador y la conductividad de la fibra mineral se puede calcular fácilmente la resistencia térmica conductiva:

$$R_{ais} = \frac{e_{ais}}{k_{ais} A_{T\_panel}} = \frac{0,05[m]}{0,046 \left[ \frac{W}{mK} \right] 2,7[m^2]} = 0,378 \left[ \frac{K}{W} \right]$$

Ecuación 5-101

Esta resistencia térmica es la que fija la cantidad de calor que se pierde por la parte de atrás del captador solar.

5.6.7.2 Resistencia térmica conductiva de la superficie inferior de la caja del captador

La chapa que cierra el captador solar por su cara posterior está formada por aluminio con un espesor de 0,002m. Su resistencia térmica es conductiva, por lo que se calcula de igual manera:

$$R_{caja} = \frac{e_{caja}}{k_{caja} A_{T\_panel}} = \frac{0,002[m]}{237 \left[ \frac{W}{mK} \right] 2,7[m^2]} = 3,15 \cdot 10^{-6} \left[ \frac{K}{W} \right]$$

Ecuación 5-102

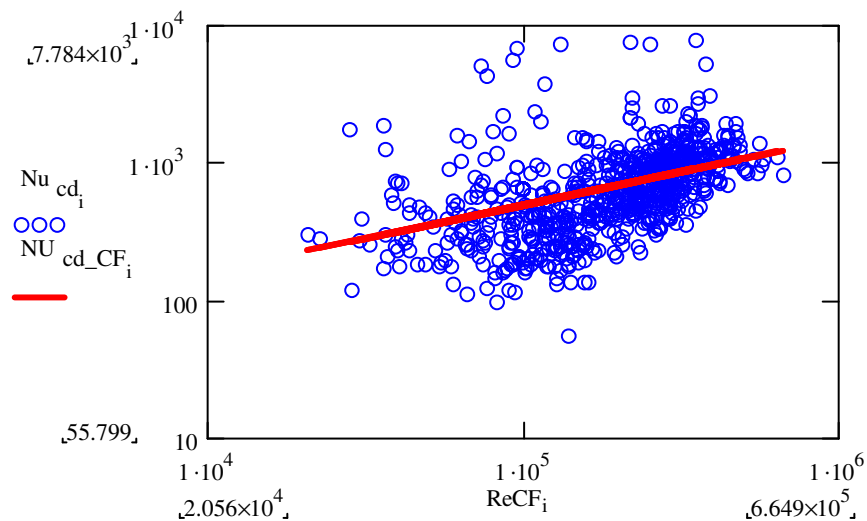
En una primera aproximación esta resistencia térmica es fácilmente despreciable puesto que es muy pequeña respecto a la resistencia térmica del aislante.

### 5.6.7.3 Resistencia térmica convectiva superficie inferior de la caja y el ambiente

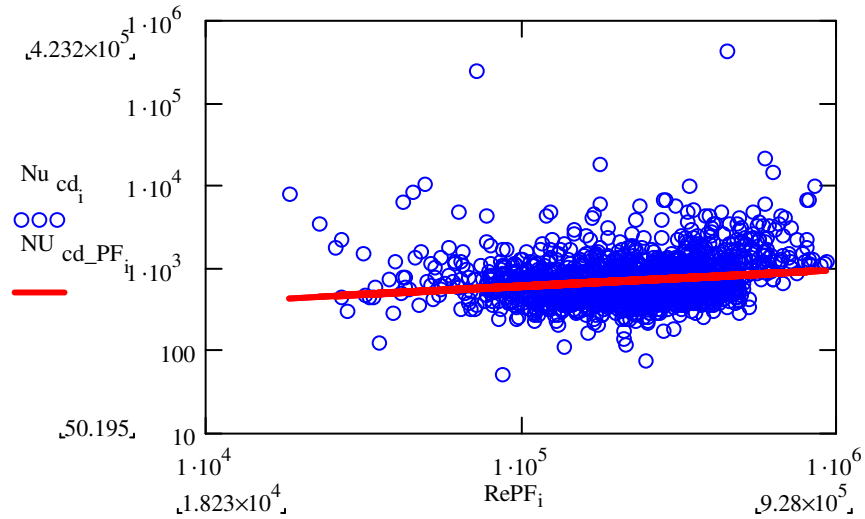
Para el cálculo de esta resistencia térmica se necesita discriminar entre la convección natural y la convección forzada

#### a) Convección forzada:

Separando, tal y como se ha comentado en el apartado 5.6.4.4 de este capítulo, la componente paralela y perpendicular a la superficie del captador de la velocidad del viento se calcula el valor del número de Nusselt de flujo paralelo y de flujo cruzado tal y como muestra la **Figura 5-25** y la **Figura 5-26**.



**Figura 5-25: Ajuste del número de Nusselt en función del número de Reynolds correspondiente a flujo cruzado para la superficie inferior de la caja del captador, calculado a partir de 914 datos.**



**Figura 5-26: Ajuste del número de Nusselt en función del número de Reynolds correspondiente al flujo paralelo para la superficie inferior de la caja del captador, calculado a partir de 1.692 datos.**

Los puntos representan los valores de Nusselt obtenidos experimentalmente a partir de la resolución del sistema de ecuaciones del apartado 5.6.3 y la línea roja responde al ajuste realizado que permitirá la obtención de la resistencia térmica en el modelo. Quedando las siguientes correlaciones para la parte de la caja del captador:

$$Nu_{d_{CF}} = 2,085 Re_{CF}^{0,484} Pr^{1/3}$$

Ecuación 5-103

$$Nu_{d_{PF}} = 71,21 Re_{PF}^{0,194} Pr^{1/3}$$

Ecuación 5-104

A partir de ellas se calculan las resistencias térmicas de convección forzada.

b) Convección natural:

Antes de nada hay que definir el número de Rayleigh para esta superficie:

$$Ra_D = \frac{g \sin 40^\circ \beta_D (T_{caja} - T_a) H_{panel}^3}{\nu_{aire} \alpha_{aire}}$$

Ecuación 5-105

$$\beta_D = \frac{2}{T_{caja} + T_a}$$

Ecuación 5-106



Para describir la convección natural en la superficie inferior de la caja del captador se empleará la correlación de Churchill et al. 1975 (46)

$$Nu_{d_N} = \left[ 0,825 + \frac{0,387 Ra_d^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0,492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right]^2$$

Ecuación 5-107

c) Cálculo de la resistencia térmica convectiva:

A partir de cada uno de los números de Nusselt descritos anteriormente se calcula el coeficiente de convección:

$$h_{d_{CF}} = \frac{Nu_{d_{CF}} k_{aire}}{H}$$

Ecuación 5-108

$$h_{d_{PF}} = \frac{Nu_{d_{PF}} k_{aire}}{L}$$

Ecuación 5-109

$$h_{d_F} = \sqrt[4]{h_{d_{CF}}^4 + h_{d_{PF}}^4}$$

Ecuación 5-110

$$h_{d_N} = \frac{Nu_{d_{CN}} k_{aire}}{H}$$

Ecuación 5-111

$$h_d = \begin{cases} h_{d_N}, & \frac{Gr}{Re^2} < 1 \\ h_{d_F}, & \frac{Gr}{Re^2} \geq 1 \end{cases}$$

Ecuación 5-112

$$R_{cd} = \frac{1}{h_d A_{T_{panel}}}$$

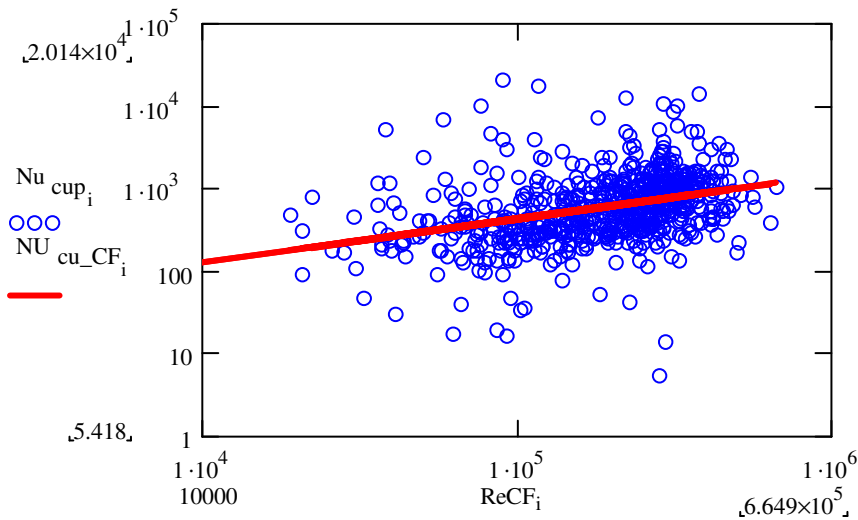
Ecuación 5-113

#### 5.6.7.4 Resistencia térmica convectiva entre superficie superior del captador (cristal) y el ambiente

Para el cálculo de esta resistencia térmica se necesita discriminar entre la convección natural y la convección forzada al igual que en el apartado 5.6.7.3

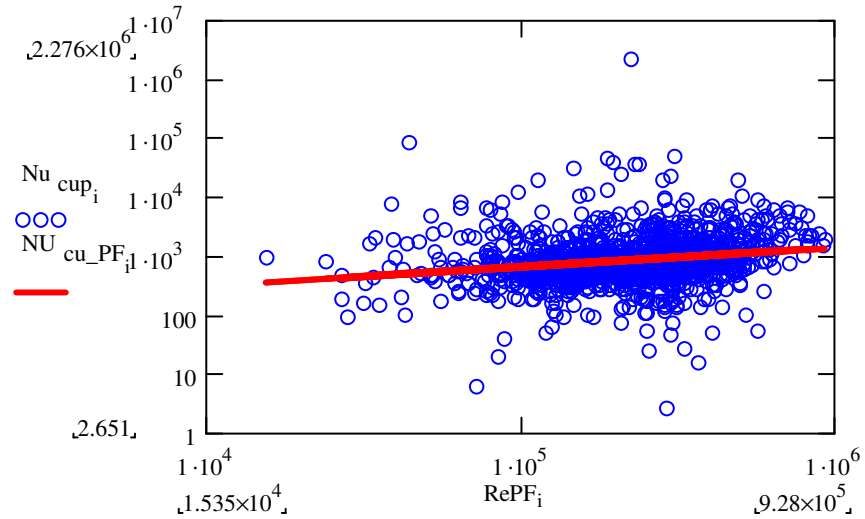
##### a) Convección forzada:

Tal y como se ha comentado en el apartado 5.6.4.4 de este capítulo, separando la componente paralela y perpendicular a la superficie del captador de la velocidad del viento, se calcula el valor del número de Nusselt de flujo paralelo y de flujo cruzado, tal y como muestra la **Figura 5-27** y la **Figura 5-28**



**Figura 5-27: Ajuste del Nusselt de flujo cruzado para el cristal, superficie superior del captador, calculado a partir de 674 datos**

Los puntos representan los valores de Nusselt obtenidos experimentalmente a partir de la resolución del sistema de ecuaciones del apartado 5.6.3 y la línea roja responde al ajuste realizado que permitirá la obtención de la resistencia térmica en el modelo.



**Figura 5-28: Ajuste del Nusselt de flujo paralelo para el cristal, superficie superior del captador calculado a partir de 1453 datos.**

Resultan las siguientes correlaciones para la parte de la caja del captador:

$$Nu_{up\_CF} = 1,109 Re_{CF}^{0,526} Pr^{1/3}$$

Ecuación 5-114

$$Nu_{up\_PF} = 17,258 Re_{PF}^{0,325} Pr^{1/3}$$

Ecuación 5-115

A partir de ellas se calculan las resistencias térmicas de convección forzada.

b) Convección natural:

Al igual que en la otra cara del captador, lo primero es definir el número de Rayleigh.

$$Ra_{UP} = \frac{g \sin 40^\circ \beta_{UP} (T_{cristal} - T_a) H_{panel}^3}{\nu_{aire} \alpha_{aire}}$$

Ecuación 5-116

$$\beta_{UP} = \frac{2}{T_{cristal} + T_a}$$

Ecuación 5-117

Para describir la convección natural en la caja del captador se empleará la correlación de Vliet 1969 (45)

$$Nu_{up_N} = 0,3Ra_{up}^{0,24}$$

Ecuación 5-118

d) Cálculo de la resistencia térmica convectiva:

A partir de cada uno de los números de Nusselt descritos anteriormente se calcula el coeficiente de convección:

$$h_{cup\_CF} = \frac{Nu_{up\_CF} k_{aire}}{H}$$

Ecuación 5-119

$$h_{cup\_PF} = \frac{Nu_{up\_PF} k_{aire}}{L}$$

Ecuación 5-120

$$h_{cup\_F} = \sqrt[4]{h_{cup\_CF}^4 + h_{cup\_PF}^4}$$

Ecuación 5-121

$$h_{cup\_N} = \frac{Nu_{up\_CN} k_{aire}}{H}$$

Ecuación 5-122

$$h_{cup} = \begin{cases} h_{cup\_N}, & \frac{Gr}{Re^2} < 1 \\ h_{cup\_F}, & \frac{Gr}{Re^2} \geq 1 \end{cases}$$

Ecuación 5-123

$$R_{cup} = \frac{1}{h_{cup} A_{T\_panel}}$$

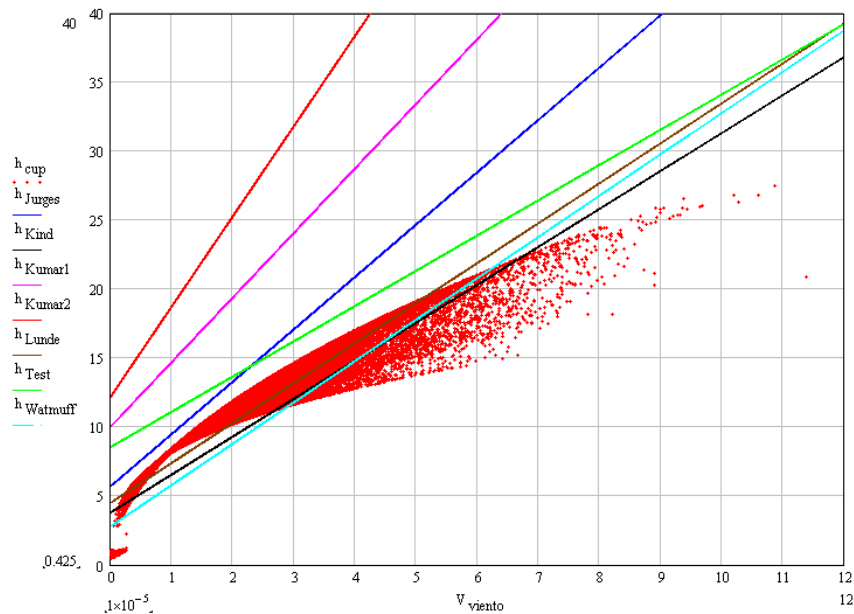
Ecuación 5-124

e) Comparación de la correlación obtenida con las presentes en la literatura:

Dado que las correlaciones utilizadas para describir la convección, tanto por la parte superior como en el inferior del captador, se han calculado a partir de los datos experimentales, merece la pena compararlas con las descritas en la literatura.

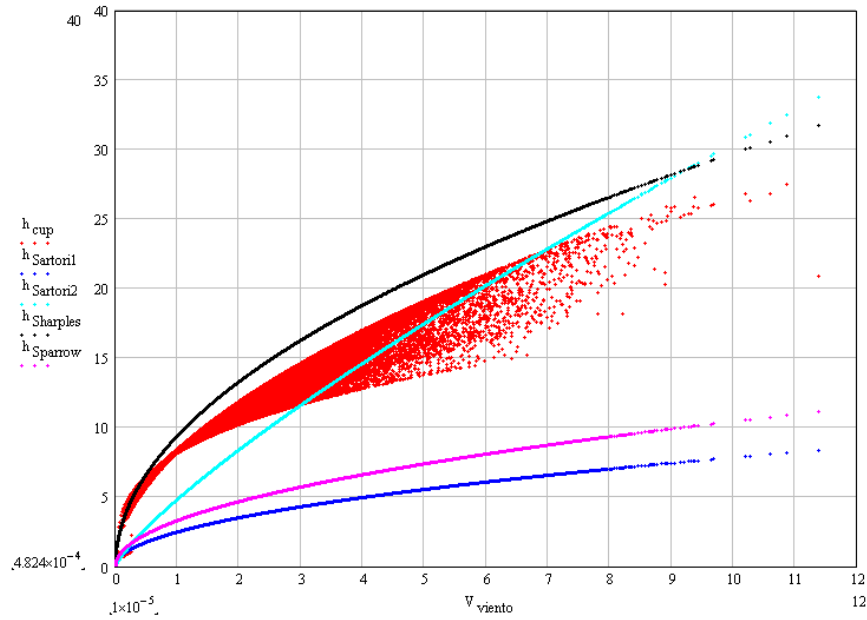
Se han comparado con el valor de  $h_{cup}$  los dos tipos de correlaciones existentes, las lineales y las potenciales.

Como puede observarse en la **Figura 5-29** en ningún caso se describe bien el comportamiento del captador. La mayoría de las correlaciones ofrecen un valor mayor del que realmente existe. Este hecho puede deberse a que los modelos suponen que todas las pérdidas del captador se concentran de la placa hacia el cristal, siendo nulas las pérdidas de la parte posterior del mismo.



**Figura 5-29: Comparación del coeficiente de convección exterior calculado con las correlaciones lineales de la literatura y la calculada experimentalmente.**

Si se realiza esta misma comparación con las correlaciones potenciales de la literatura, **Figura 5-30** se obtiene un ajuste más preciso en el que se distingue fácilmente entre el régimen laminar (Sparrow y Sartori) y el turbulento (Sartori y Sharples). En este último parece situarse la condición del flujo presente en el campo de captadores. La gran dispersión en los resultados experimentales indica que existen otros factores diferentes de la velocidad del viento, en función de los cuales la transferencia de calor cambia. Dichos factores son probablemente de carácter geométrico, tanto del campo de captadores como de su entorno, que modifica significativamente el perfil de velocidades que percibe el captador.



**Figura 5-30: Comparación del coeficiente de convección exterior calculado con las correlaciones potenciales de la literatura y la calculada experimentalmente.**

5.6.7.5 Resistencia térmica radiativa entre el cristal y el cielo

Las pérdidas por radiación hacia el exterior del captador dependen de la temperatura de la superficie que radia, en este caso la temperatura del cristal, y de la temperatura de la superficie que recibe dicha radiación, en este caso el cielo.

Con la aplicación directa de la ley de Stefan Boltzmann:

$$E = \sigma \epsilon T^4$$

Ecuación 5-125

$$R_{rad\_Ext} = \frac{1}{\sigma \epsilon_{IR\_cristal} A_{panel} (T_{cristal}^2 + T_{cielo}^2) (T_{cristal} + T_{cielo})}$$

Ecuación 5-126

Para conocer el valor de  $\epsilon_{IR\_cristal}$  se ha consultado la siguiente bibliografía:

Gardon 1956 (59) estudia la emisividad hemisférica de los materiales transparentes, en concreto de las láminas de cristal de distintos espesores y en un rango de temperaturas entre 0-1.200°C.

Fan et al. 1976 (60) estudian las aplicaciones solares típicas de los cristales, tanto para la producción de electricidad como el calentamiento de agua. Comentan que las propiedades ópticas de los vidrios que componen los captadores, cristal de bajo contenido en hierro, son muy diferentes de las propiedades que presentan los cristales de uso común empleados en la construcción. También da un orden de magnitud de las diferencias que presentan los diferentes recubrimientos con que están dotados los absorbedores de los captadores térmicos.

Por último, Mohelniková 2008 (61) muestra un método que permite la evaluación de las propiedades radiativas de los cristales. Como resultado obtiene los valores de distintos tipos de cristales que va calentando hasta una determinada temperatura. Una de las muestras es de bajo contenido en hierro y la calienta de 23 a 35°C. Para ella calcula una emisividad de 0,100.

Puesto que el cristal del captador pertenece al grupo de cristales bajos en hierro y el rango de temperaturas en las que va a trabajar no supera este rango se tomará que el valor de  $\varepsilon_{IR\_cristal} = 0,100$ .

#### 5.6.7.6 Resistencia térmica conductiva del cristal

El cristal presenta una resistencia térmica de conducción de valor:

$$R_{cristal} = \frac{e_{cristal}}{k_{cristal} A_{T\_panel}} = \frac{0,004[m]}{1,4 \left[ \frac{W}{mK} \right] 2,7[m^2]} = 1,058 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{K}{W} \right]$$

Ecuación 5-127

#### 5.6.7.7 Resistencia térmica radiativa entre el cristal y el absorbedor

El cristal del captador se considera como una cubierta particularmente útil para un captador solar, dado que absorbe la mayor parte de la radiación infrarroja emitida por la placa absorbidora. De hecho el vidrio es un material muy absorbedor para las longitudes de onda larga. Sin embargo, la asunción de que es totalmente opaco al infrarrojo no parece ser cierta, Khoukhi et al. 2007 (52).

Para el cálculo de esta resistencia térmica, se necesita conocer la emisividad, tanto de la placa como del cristal en el infrarrojo. La del cristal ya se obtuvo en el apartado anterior y la del absorbedor se puede obtener de Fan et al. 1976 (60), siendo de

$\epsilon_{IR\_abs} = 0,100$  ya que la placa absorbedora tiene un recubrimiento de óxido de titanio de alta efectividad, según el fabricante.

Una vez conocidos estos datos se obtiene la resistencia térmica de radiación entre el absorbedor y el cristal de la siguiente forma:

$$R_{rad\_Int} = \frac{\frac{1}{\epsilon_{IR\_cristal}} + \frac{1}{\epsilon_{IR\_abs}} - 1}{\sigma A_{panel} (T_{cristal}^2 + T_{abs}^2) (T_{cristal} + T_{abs})}$$

Ecuación 5-128

5.6.7.8 Resistencia térmica convectiva entre el cristal y el absorbedor

a) Cálculo de la resistencia:

Tal y como se describió en el apartado 5.6.5 la convección natural dentro de una cavidad inclinada es turbulenta, al menos cuando la temperatura de la superficie absorbedora es alta, como ocurre cuando el captador es iluminado por el sol. Para calcularla se representa el número de Nusselt obtenido experimentalmente frente al número de Rayleigh para calcular la correlación empírica para esta resistencia térmica.

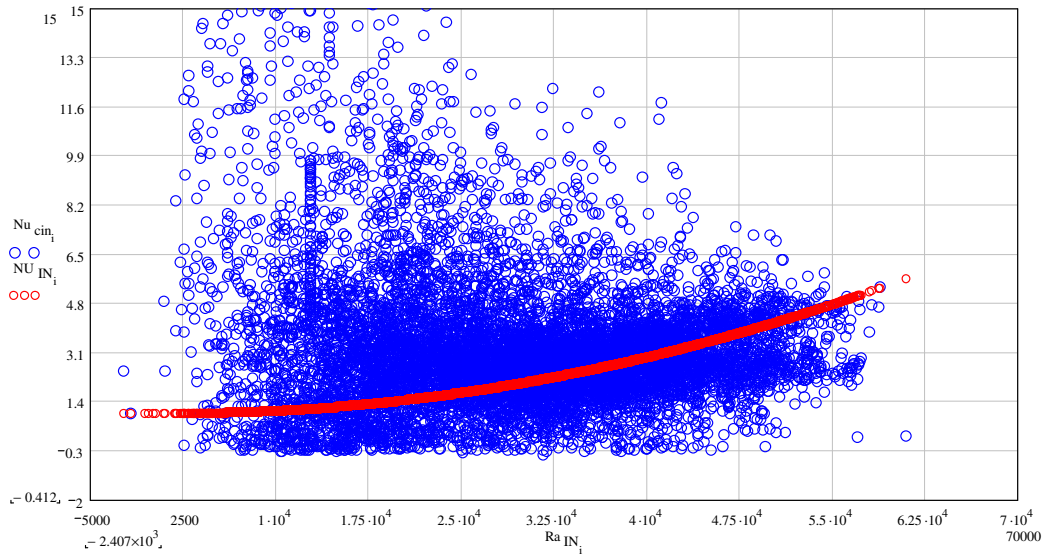


Figura 5-31: Ajuste del Nusselt del flujo generado en el interior del captador entre la superficie superior, cristal y la placa absorbedora, a partir de 9.817 datos



Aquí sí conviene aplicar este tratamiento en función de los resultados experimentales, dada la particular configuración de los captadores solares, con cambios locales de la temperatura de la superficie absorbadora (a causa del paso de los tubos de agua), su inclinación, y las posibles diferencias de espesor de la lámina de aire debido a las deformaciones de la placa absorbadora. La gran dispersión de los datos lo pone de manifiesto: hay otros factores que afectan a  $Nu$  aparte de  $Ra$  (i.e. la diferencia de temperaturas).

Este ajuste lleva a la siguiente correlación experimental, teniendo en cuenta dos aspectos importantes que se tienen en cuenta también en la correlación de Hollands et al. 1976 (48), comúnmente utilizada: si la convección natural es inexistente  $Nu \rightarrow 1$  correspondiendo a la conducción, y que el valor de Rayleigh crítico es 1.708.

$$Ra_{INT} = \frac{g \sin 40^\circ \beta_{INT} (T_{abs} - T_{cristal}) e_{aire}^3}{v_{aire} \alpha_{aire}}$$

Ecuación 5-129

$$\beta_{INT} = \frac{2}{T_{abs} + T_{cristal}}$$

Ecuación 5-130

$$Nu_{INT} = 1,333 \cdot 10^{-9} Ra_{INT}^2 - 4,553 \cdot 10^{-6} Ra_{INT} + 1,004$$

Ecuación 5-131

Una vez conocida la correlación, se procederá al cálculo de la resistencia térmica debida a la convección en el interior del captador.

$$h_{c\_INT} = \frac{Nu_{INT} K_{aire}}{e_{aire}}$$

Ecuación 5-132

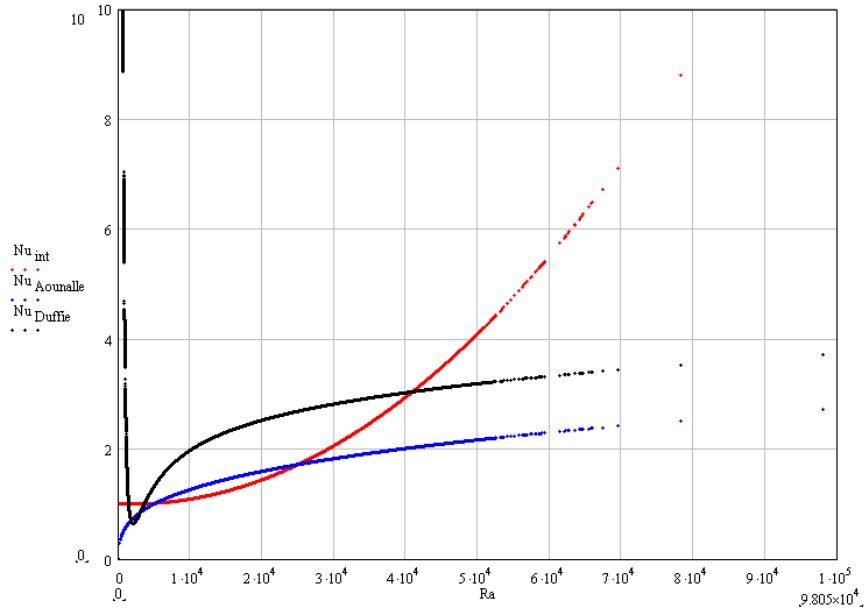
$$R_{c\_INT} = \frac{1}{h_{c\_INT} A_{T\_panel}}$$

Ecuación 5-133

b) Comparación de la correlación obtenida con las presentes en la literatura:

La convección interior aparece en la literatura como la correlación de un canal inclinado. Al contrario que en el caso de la convección exterior las correlaciones ofrecen el número de Nusselt, en lugar del coeficiente de convección directamente; por ello, se va a representar dicho valor en la **Figura 5-32**.

Tal y como puede verse en la **Figura 5-32** el comportamiento de la correlación calculada experimentalmente dista bastante del que predicen los demás autores, pudiéndose deber a la geometría que presenta un captador solar y los procesos que en él ocurren, radiación solar incidente, transferencia de calor por radiación y convección...



**Figura 5-32: Comparación número de Nusselt calculado con las correlaciones presentes en la literatura y la experimental.**

5.6.7.9 Resistencia térmica convectiva del agua en el serpentín

La resistencia térmica convectiva del agua dentro del serpentín que recorre la superficie del captador se calcula mediante la correlación de flujo interno de Dittus-Boelter (62):

$$Nu_{agua} = 0,023Re_{agua}^{4/5}Pr^{0,4}$$

**Ecuación 5-134**

Siendo

$$Re_{agua} = \frac{\rho V_{agua} D_{serpentin}}{\mu}$$

**Ecuación 5-135**

La **Ecuación 5-134** es válida bajo las siguientes condiciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_{agua} \geq 10000 \\ L/D_{serpentin} \geq 10 \end{array} \right.$$

#### 5.6.7.10 Resistencia térmica convectiva del agua en los tubos distribuidores

El captador, además de llevar el serpentín que recorre la mayor parte de la superficie del mismo, también contiene dos tubos de mayor diámetro en los extremos superior e inferior del captador. El primero de ellos, situado en la parte inferior del captador, se utiliza para recibir el fluido proveniente de la tubería de subida, pasar parte de esa agua al serpentín de ese captador y el resto hacerlo llegar al resto de captadores colocados en la misma fila que él. El otro tubo distribuidor, situado en la parte superior del captador, tiene la finalidad de recoger el agua ya calentada por los distintos serpentines y dirigirla a la tubería que lleva al resto de la instalación solar.

La resistencia térmica de estos tubos se calcula de igual forma a como se ha hecho para el serpentín, salvo el valor del diámetro, que lógicamente es mayor.

$$Nu_{agua} = 0,023 Re_{aguaD}^{4/5} Pr^{0,4}$$

Ecuación 5-136

$$Re_{aguaD} = \frac{\rho V_{aguaD} D_{distribuidor}}{\mu}$$

Ecuación 5-137

La Ecuación 5-136 es válida bajo las siguientes condiciones:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_{aguaD} \geq 10000 \\ L/D_{distribuidor} \geq 10 \end{array} \right.$$

#### 5.6.7.11 Resistencia térmica conductiva del serpentín

La resistencia térmica de conducción del tubo que forma el serpentín depende principalmente de los diámetros exterior e interior del tubo y de su longitud, además de las propiedades del material del que está compuesto. Se ha comprobado que el serpentín recorre la superficie de la placa absorbadora en 10 ocasiones, luego para

calcular su longitud, se compensará la longitud debida a los codos que presenta el tubo con el hecho de que los mismos no llegan hasta el final de la placa.

$$R_{serpentin} = \frac{\ln\left(D_{ext}/D_{int}\right)}{2\pi k_{cu} L_{serpentin}} = \frac{\ln\left(0,01[m]/0,008[m]\right)}{2\pi 401 \left[\frac{W}{mK}\right] 10\ 2,385[m]} = 3,71\ 10^{-6} \left[\frac{K}{W}\right]$$

Ecuación 5-138

#### 5.6.7.12 Resistencia térmica conductiva de los tubos distribuidores

De igual modo se calcula la resistencia térmica de uno de los tubos distribuidores de fluido:

$$R_{distribuidor} = \frac{\ln\left(D_{ext}/D_{int}\right)}{2\pi K_{cu} L_{distribuidor}} = \frac{\ln\left(0,024[m]/0,022[m]\right)}{2\pi 401 \left[\frac{W}{mK}\right] 2,385[m]} = 1,45\ 10^{-5} \left[\frac{K}{W}\right]$$

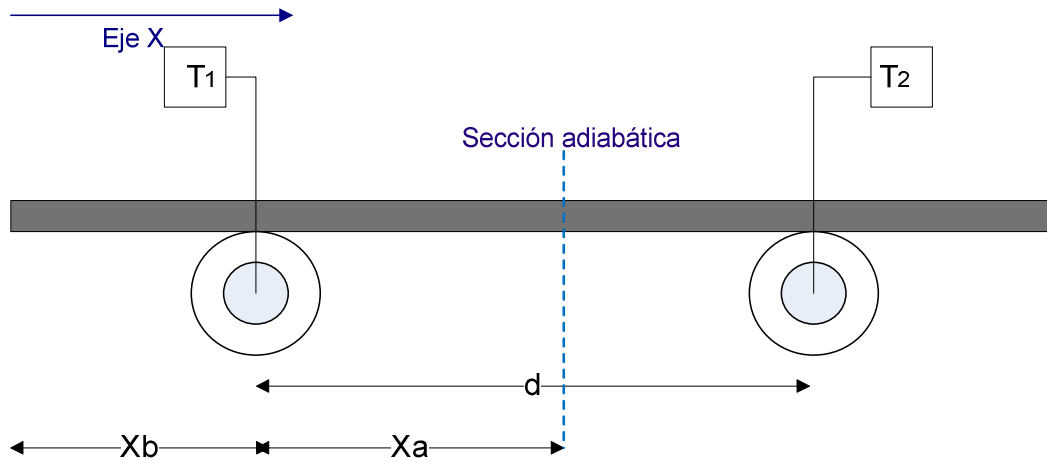
Ecuación 5-139

Esta resistencia térmica será la misma para el distribuidor de arriba como el de abajo del captador, por lo que tendrá que contabilizarse doblemente a la hora de calcular la resistencia térmica total de esta rama.

#### 5.6.7.13 Resistencia térmica de la placa del captador

Para calcular la resistencia térmica del captador se debe calcular primero dónde se encuentra el extremo adiabático entre dos de los tubos del serpentín. Se parte de una configuración como la siguiente: el serpentín tiene 10 tramos y existen además dos tubos distribuidores de flujo en la parte superior e inferior del captador; por lo tanto, se puede decir que la superficie de la placa se compone de 12 tramos iguales paralelos.

La condición de extremo adiabático se alcanzará en un punto distinto del centro de la distancia entre tubos debido a que la distribución de temperaturas no es la misma a lo largo de la superficie de la placa absorbadora.



**Figura 5-33: Esquema para el cálculo de la resistencia térmica de la placa absorbidora. Se presenta una sección de la misma en un plano perpendicular a la dirección de dos tubos del serpentín.**

Para calcular el lugar donde se alcanza dicho punto se parte de:

$$\frac{dq''(x)}{dx} = \frac{I_T \eta_0}{e_p}$$

Ecuación 5-140

$$q''(x) = -k_{cu} \frac{dT}{dx}$$

Ecuación 5-141

$$-k_{cu} \frac{d^2T}{dx^2} = \frac{I_T \eta_0}{e_p}$$

Ecuación 5-142

Integrando la Ecuación 5-142 y calculando las constantes mediante el uso de las siguientes condiciones de contorno:

$$T(0) = T_1$$

Ecuación 5-143

$$T(d) = T_2$$

Ecuación 5-144

Se obtiene la ley de variación de la temperatura en la dirección x:

$$T(x) = -\frac{I_T \eta_0}{2k_{cu} e_p} x^2 + \left[ \left( \frac{T_2 - T_1}{d} \right) + \left( \frac{I_T \eta_0 d}{2k_{cu} e_p} \right) \right] x + T_1$$

Ecuación 5-145

Para encontrar el lugar donde se encuentra el extremo adiabático se deriva y se iguala a cero obteniéndose los siguientes valores:

$$\frac{dT}{dx} = -\frac{I_T \eta_0}{k_{cu} e_p} x + \left[ \left( \frac{T_2 - T_1}{d} \right) + \left( \frac{I_T \eta_0 d}{2k_{cu} e_p} \right) \right] = 0$$

Ecuación 5-146

$$x = \frac{k_{cu} e_p}{I_T \eta_{OPT}} (T_2 - T_1) + \frac{d}{2}$$

Ecuación 5-147

$$x_a = 0,05m$$

Ecuación 5-148

$$x_b = 0,044m$$

Ecuación 5-149

Calculando la resistencia térmica de cada una de las aletas mediante la siguiente fórmula:

$$R_a = \frac{T_1 - T_a}{I_T \eta_0 x_a L} = 0,162K/W$$

Ecuación 5-150

$$R_b = \frac{T_a - T_1}{I_T \eta_0 x_b L} = 0,175K/W$$

Ecuación 5-151

$$R_{placa_T} = \left( \frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \right)^{-1} = 0,08K/W$$

Ecuación 5-152

Para el caso de la zona del tubo distribuidor, la resistencia térmica de la placa absorbidora que se usará es la de la Ecuación 5-152 en el caso de la zona del serpentín se realiza el paralelo de las 10 resistencias térmicas, obteniéndose:

$$R_{placa_{TS}} = 0,008K/W$$

Ecuación 5-153

Una vez calculadas todas las resistencias térmicas que se necesitan para el sistema de ecuaciones, se pasará a calcular la inercia térmica de todos los componentes del captador.

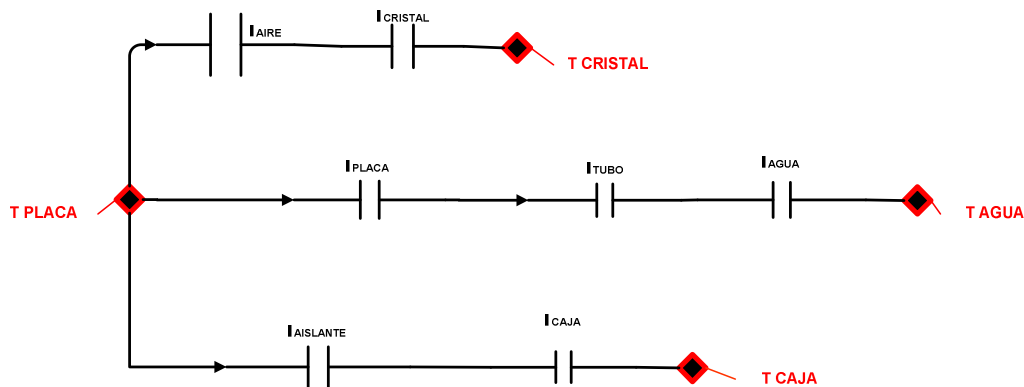
### 5.6.8 Cálculo del almacenamiento de energía en los componentes del captador

Este tipo de almacenamiento de energía se ha denominado inercia del captador. Para su cálculo se ha seguido el esquema representado en la **Figura 5-34**.

El cálculo de esta energía en los elementos en los cuales se mide experimentalmente la temperatura es directo, sin embargo en elementos para los cuales la temperatura es desconocida se ha supuesto que dicha propiedad toma el valor medio de los elementos vecinos.

$$INERCIA_j = V_j \rho_j C p_j \frac{dT_j}{dt}$$

Ecuación 5-154



**Figura 5-34: Esquema de inercias del captador.**

Siendo  $j$  el elemento sobre el cual se está calculando la energía almacenada, dado que se tienen datos tomados cada 10 minutos de la instalación se realiza la discretización en diferencias finitas para calcular la derivada que aparece en la Ecuación 5-154, utilizando el valor de la temperatura en el instante anterior y en el actual (Euler implícito). Tal y

como se han definido, los términos de INERCIA son valores instantáneos (expresados en W) de la energía que por unidad de tiempo se almacena en cada uno de ellos.

$$INERCIA_j = V_j \rho_j C p_j \frac{T_j^t - T_j^{t-1}}{t^t - t^{t-1}} = V_j \rho_j C p_j \frac{T_j^t - T_j^{t-1}}{\Delta t}$$

Ecuación 5-155

ELEMENTO	TEMPERATURA	INERCIA
Cristal	$T_{cristal}$	$V_{cristal} \rho_{cristal} C p_{cristal} \frac{T_{cristal}^t - T_{cristal}^{t-1}}{\Delta t}$
Aire	$T_{aire} = \frac{T_{cristal} + T_{placa}}{2}$	$V_{aire} \rho_{aire} C p_{aire} \frac{T_{aire}^t - T_{aire}^{t-1}}{\Delta t}$
Placa	$T_{placa}$	$V_{placa} \rho_{placa} C p_{placa} \frac{T_{placa}^t - T_{placa}^{t-1}}{\Delta t}$
Serpentín	$T_{placa}$	$V_{tubo} \rho_{tubo} C p_{tubo} \frac{T_{placa}^t - T_{placa}^{t-1}}{\Delta t}$
Distribuidor Entrada	$T_{placa}$	$V_{Dis} \rho_{Dis} C p_{Dis} \frac{T_{placa}^t - T_{placa}^{t-1}}{\Delta t}$
Distribuidor Salida	$T_{placa}$	$V_{Dis} \rho_{Dis} C p_{Dis} \frac{T_{placa}^t - T_{placa}^{t-1}}{\Delta t}$
Agua Serpentín	$T_{agua} = \frac{T_{inco} + T_{outco}}{2}$	$V_{agua\_s} \rho_{agua\_s} C p_{agua\_s} \frac{T_{agua}^t - T_{agua}^{t-1}}{\Delta t}$
Agua Dist. Ent.	$T_{inco}$	$V_{agua\_DE} \rho_{agua\_DE} C p_{agua\_DE} \frac{T_{inco}^t - T_{inco}^{t-1}}{\Delta t}$
Agua Dist. Sal.	$T_{outco}$	$V_{agua\_DS} \rho_{agua\_DS} C p_{agua\_DS} \frac{T_{outco}^t - T_{outco}^{t-1}}{\Delta t}$
Aislante	$T_{ais} = \frac{T_{placa} + T_{caja}}{2}$	$V_{ais} \rho_{ais} C p_{ais} \frac{T_{ais}^t - T_{ais}^{t-1}}{\Delta t}$
Caja	$T_{caja}$	$V_{caja} \rho_{caja} C p_{caja} \frac{T_{caja}^t - T_{caja}^{t-1}}{\Delta t}$

Tabla 5-4: Cálculo de la inercia de los componentes del captador

### 5.6.9 Sistema de ecuaciones del modelo de captador

Una vez detalladas todas las variables que aparecen en el sistema de ecuaciones del captador, descrito con anterioridad en el apartado 5.6.3, se resolverá utilizando diferencias finitas. Dicho sistema consta de 141 ecuaciones, 151 variables con 52.704 puntos de cálculo correspondientes a instantes diferentes del año completo.

Dada la complejidad del problema se optó por la utilización de un software específico para la resolución de sistemas de ecuaciones, eligiendo el programa EES (Engineering Equation Solver) de S. A. Klein 1992-2009 que permite la resolución de sistemas de



ecuaciones en diferencias finitas mediante los métodos de Euler y de Crank-Nicholson. Se eligió el método de Euler primeramente en su forma explícita, pero se encontraron problemas de convergencia de la solución, por lo que se cambió al método de Crank-Nicholson con diferencias centradas; sin embargo la solución presentaba un rizado atípico.

Definitivamente se optó por utilizar el método de Euler implícito que al ser incondicionalmente estable ofrecía una solución adecuada al sistema de ecuaciones.

### **5.6.10 Validación experimental del modelo de captador**

Para validar los resultados obtenidos por el programa desarrollado en EES se presentará para varios tipos de día la comparación entre los datos experimentales de temperatura y los flujos de calor calculados a partir de los datos experimentales en el captador, frente a los resultados obtenidos numéricamente.

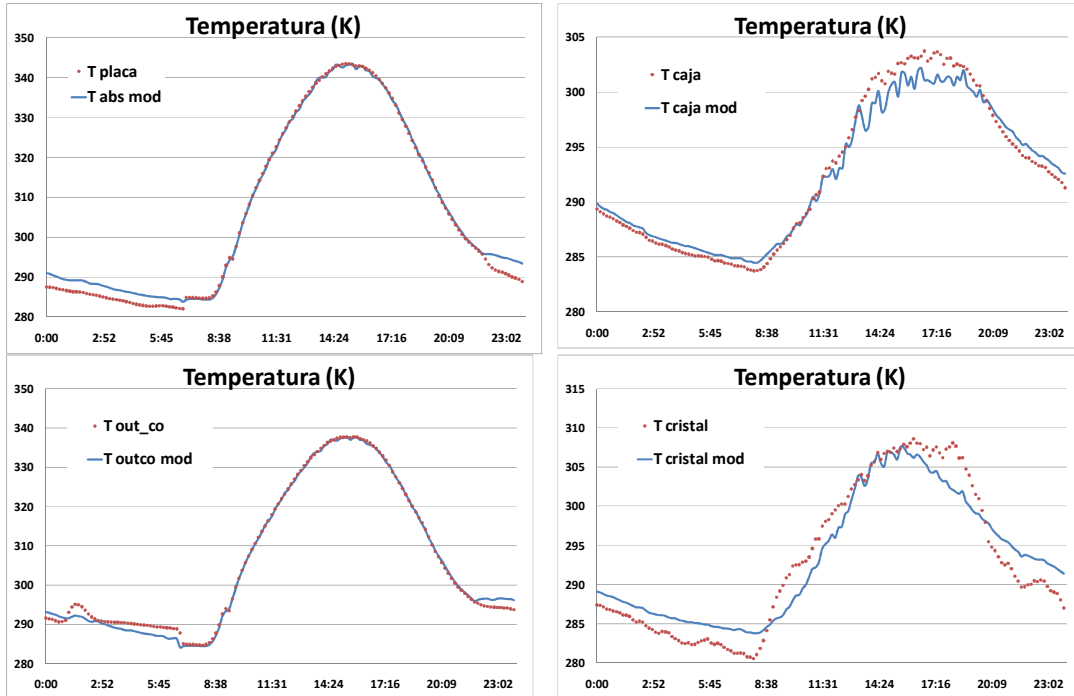
Al igual que en el caso de la radiación solar se muestra en particular el día 14 de Septiembre de 2008. Además se mostrarán días nublados y soleados de las distintas épocas del año para comprobar que el modelo funciona adecuadamente durante todo el año.

#### *5.6.10.1 Validación en temperaturas*

Las temperaturas medidas en el captador son:

- Temperatura de la placa absorbedora
- Temperatura de la superficie superior del captador: cristal
- Temperatura de la superficie inferior de la caja del captador: caja
- Temperatura de salida del fluido
- Temperatura de entrada del fluido

Dado que la temperatura de entrada del fluido al captador es dato en el caso del modelo, no se realizará la comparación.



**Figura 5-35: A) Temperatura de la placa absorbedor. B) Temperatura de la caja. C) Temperatura de salida del agua. D) Temperatura del cristal. Datos de 14 de Septiembre 2008.**

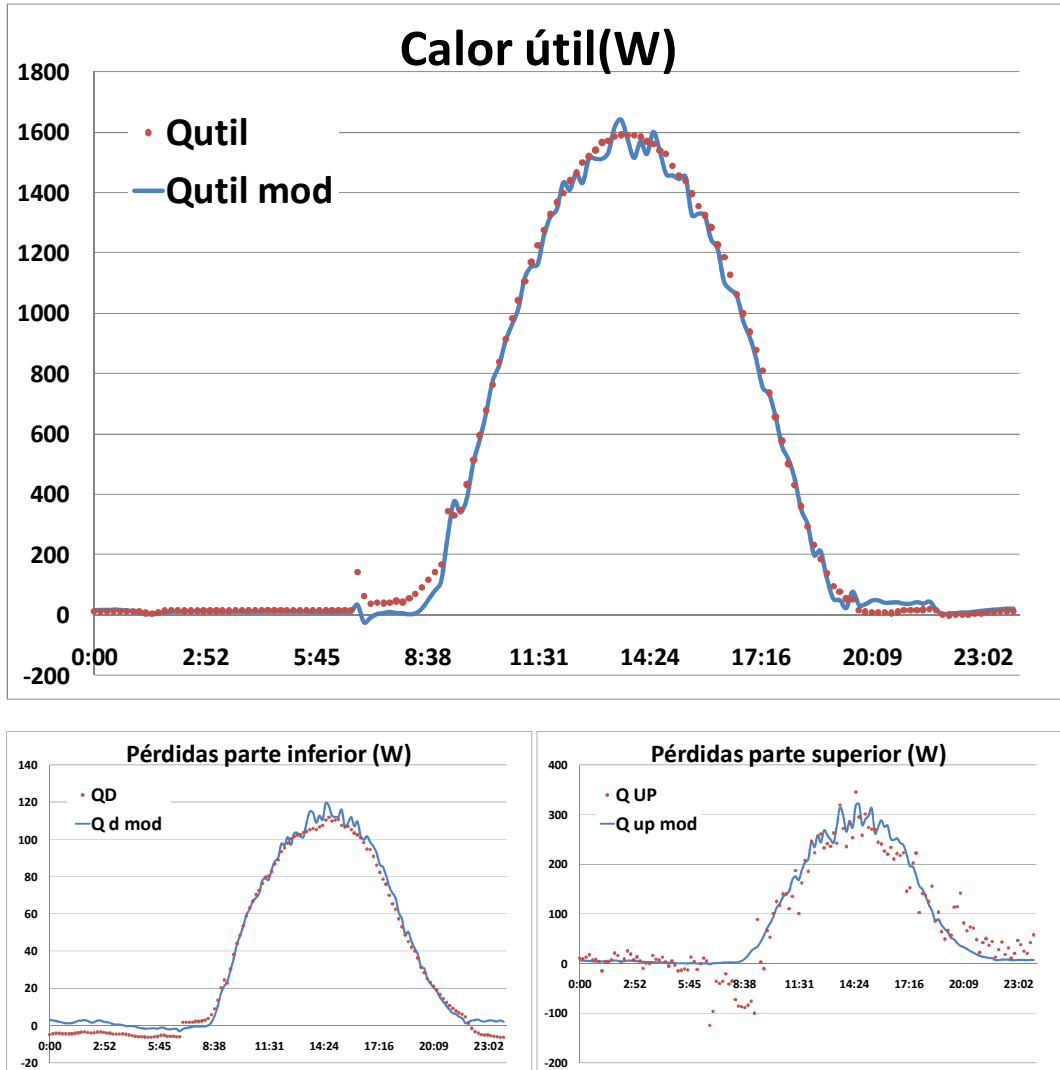
Como puede verse en la **Figura 5-35** tanto la temperatura de la placa absorbidora como la temperatura de salida del agua del captador coinciden la mayor parte del tiempo. Sin embargo la temperatura de la caja y la temperatura del cristal presentan diferencias entre el modelo y la medida experimentalmente. Estas diferencias son atribuibles al hecho de que la parte superior del captador de cálculo más complejo, dado que existen numerosas resistencias térmicas difíciles de modelar, dando lugar a resultados de una mayor dispersión.

#### 5.6.10.2 Validación en energía

De igual forma se pueden comparar los valores obtenidos del cálculo del calor útil y las pérdidas por la parte superior e inferior del captador a partir de los resultados experimentales y aquellos resultados del modelo.

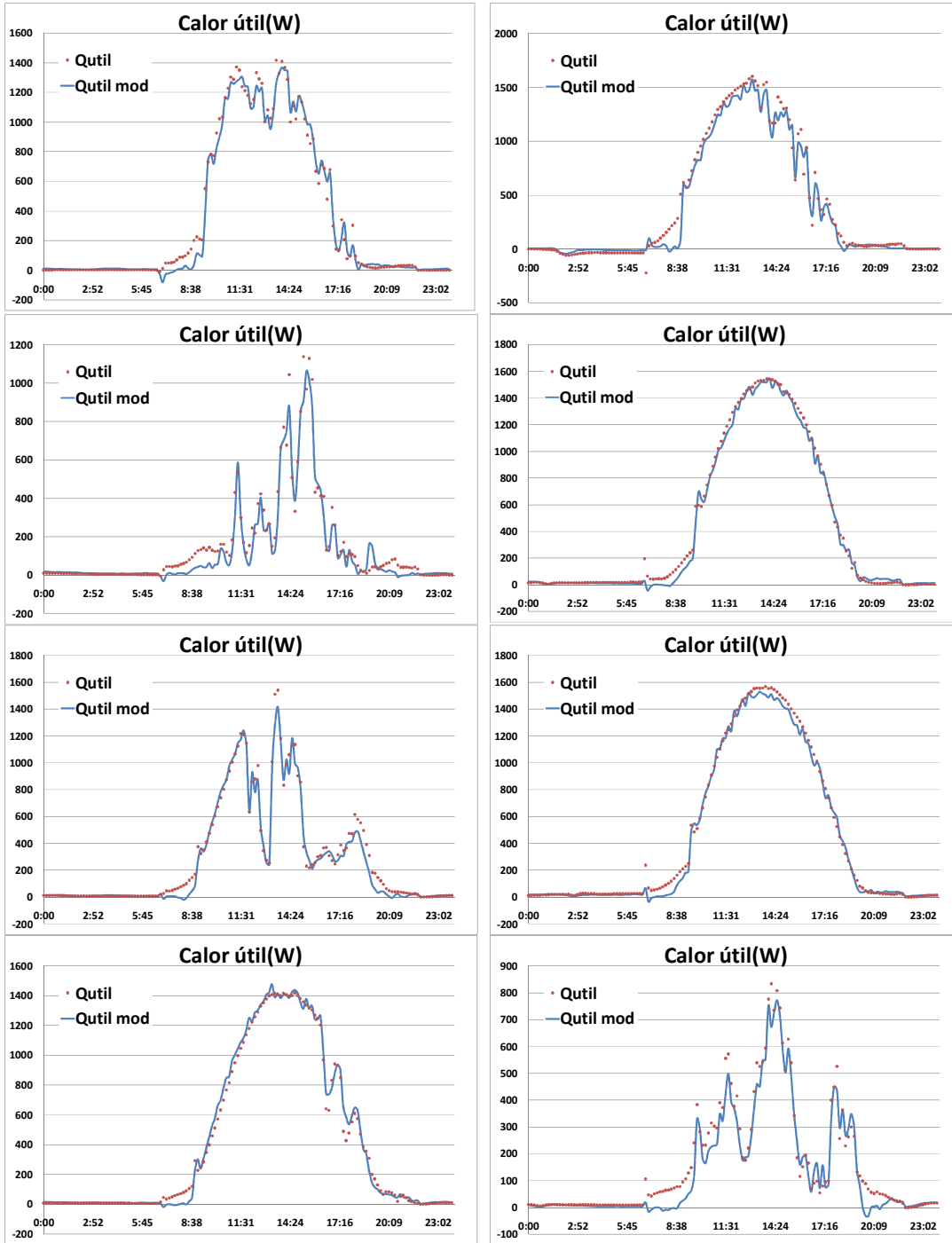
Como se puede observar en la **Figura 5-36** el calor útil coincide plenamente con el valor experimental, al igual que las pérdidas por la parte inferior del captador, mientras que las pérdidas por la parte superior del captador presenta una variación mayor con respecto a los datos experimentales.

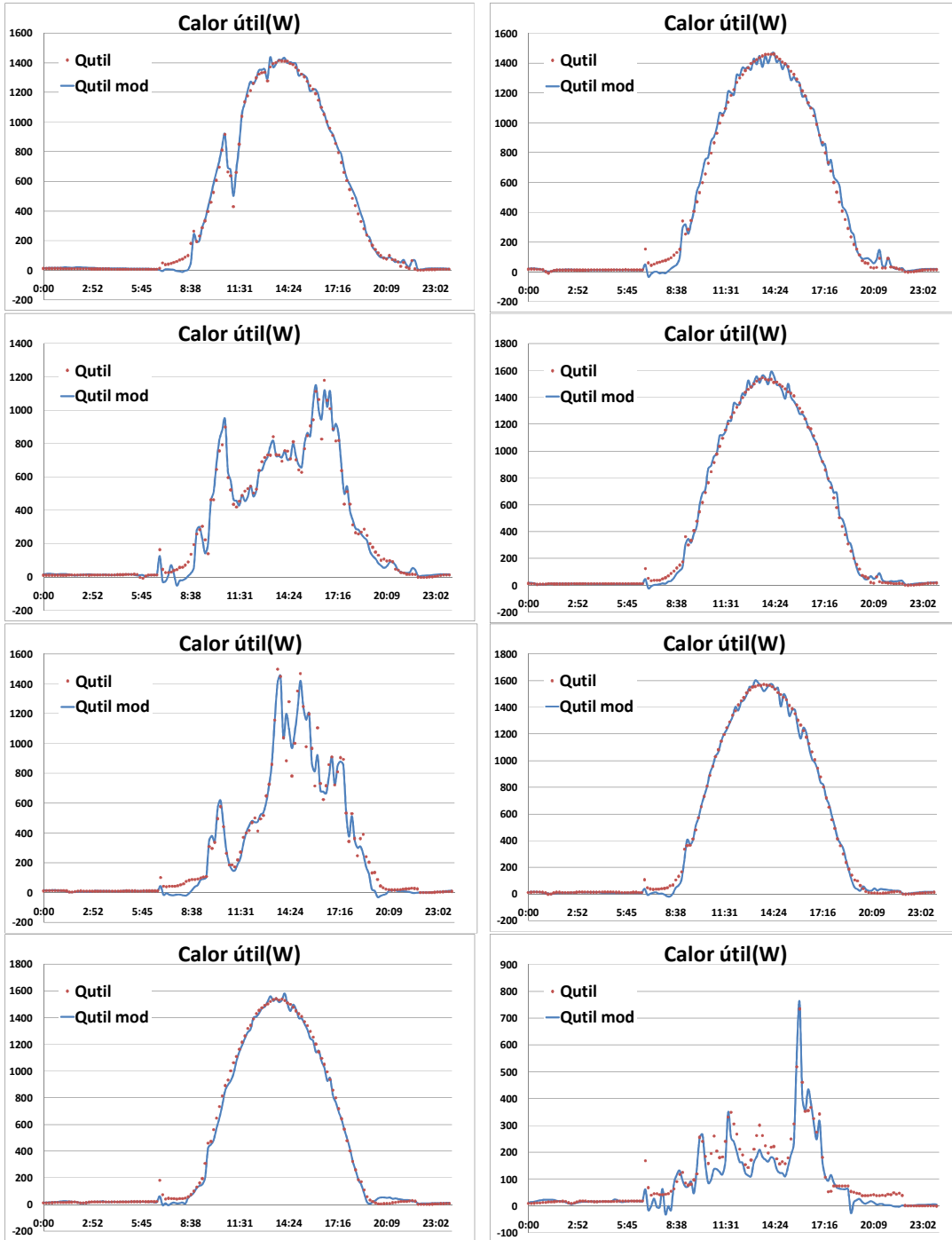
Cabe aclarar aquí que los flujos de calor no se encuentran instrumentados en esta instalación solar; su valor experimental se obtiene como resultado de resolver el sistema de ecuaciones comentado en el apartado 5.6.3 de la presente tesis, usando los valores de temperatura medidos experimentalmente.

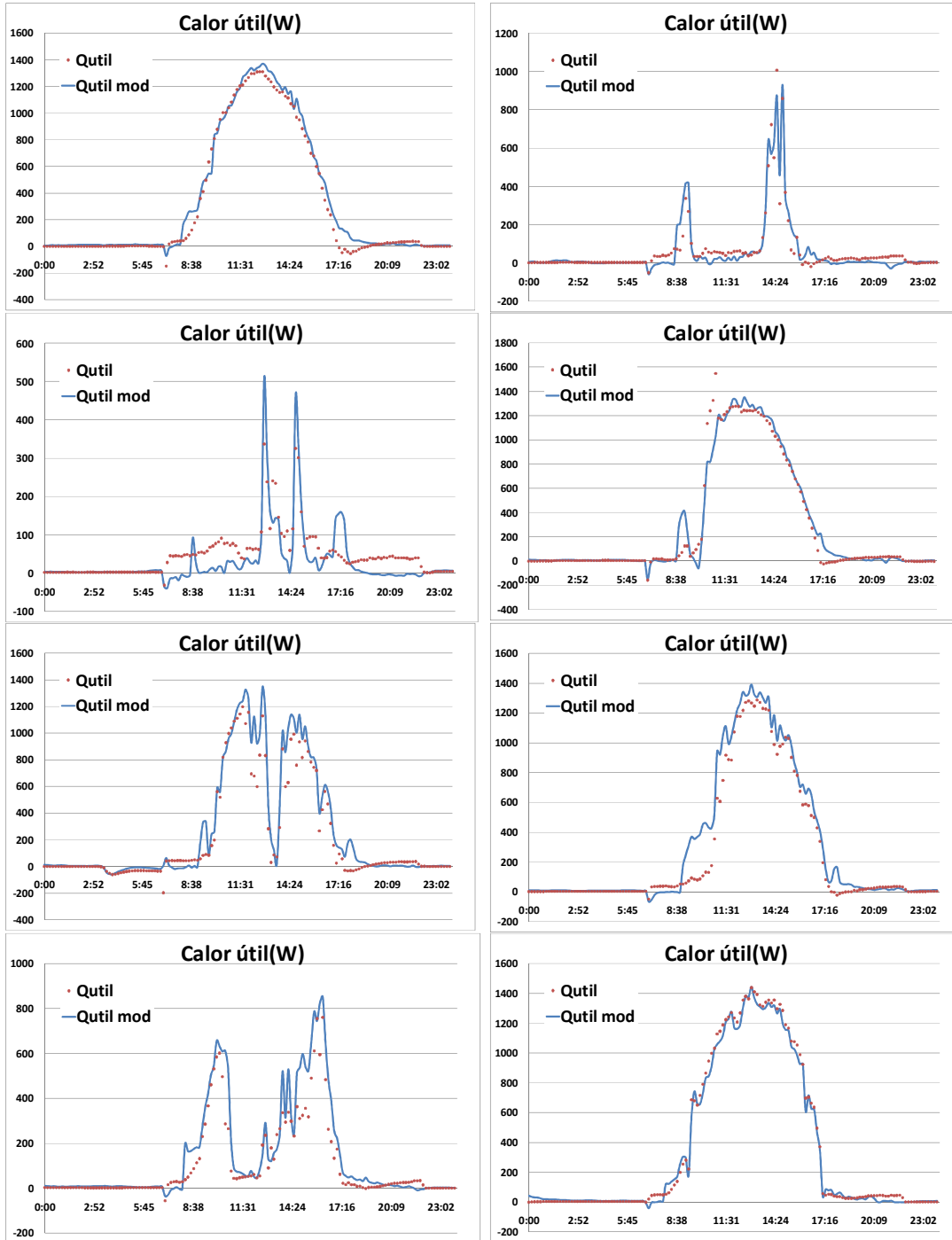


**Figura 5-36: Reparto de energía en el captador A) Calor útil. B) Pérdidas parte inferior. C) Pérdidas parte superior. Datos de 14 de Septiembre 2008.**

De igual forma se puede comprobar la descripción del resto de días del año estudiado, tanto en temperatura como en energía. Por brevedad se mostrará únicamente el calor útil de algunos días.







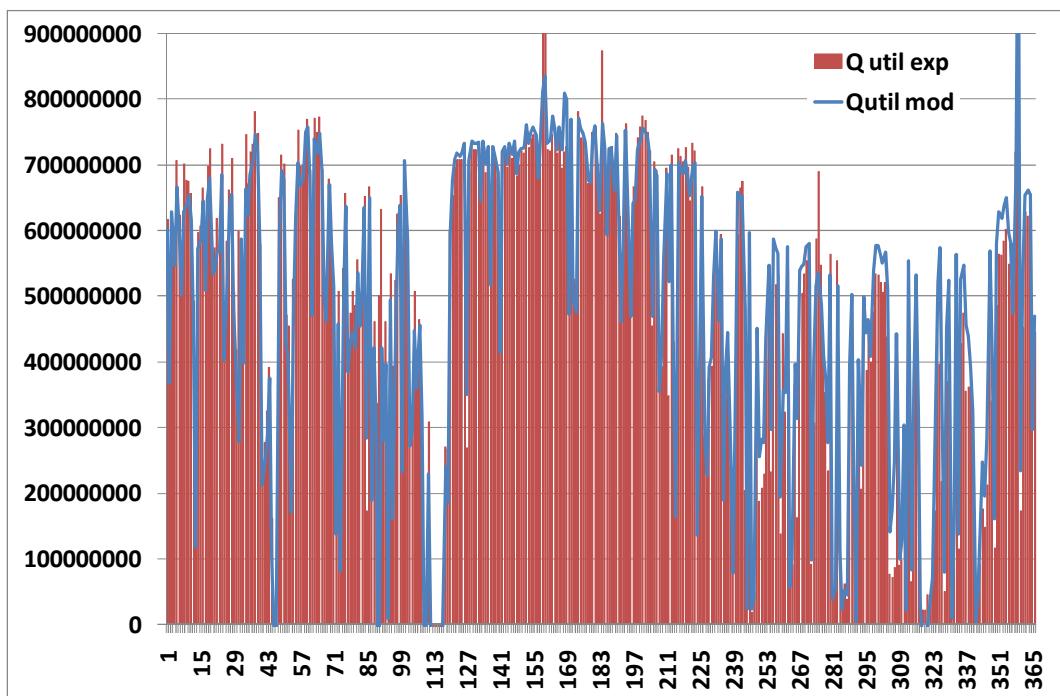
**Figura 5-37: Calor útil A) 12 marzo 2008 B) 25 marzo 2008 C) 07 abril 2008 D) 05 abril 2008 E) 04 mayo 2008 F) 01 mayo 2008 G) 30 junio 2008 H) 05 junio 2008 I) 19 julio 2008 J) 07 julio 2008 K) 14 agosto 2008 L) 15 agosto 2008 M) 05 septiembre 2008 N) 07 septiembre 2008 Ñ) 06 octubre 2008 O) 07 octubre 2008 P) 14 noviembre 2008 Q) 24 noviembre 2008 R) 08 diciembre 2008 S) 16 diciembre 2008 T) 20 enero 2009 U) 16 enero 2009 V) 20 febrero 2009 W) 27 febrero 2008.**

En la **Figura 5-37** se puede contemplar los resultados experimentales y los ofrecidos por el modelo de 24 días diferentes, dos días de cada uno de los meses del año, siendo cada uno de ellos nublado y el otro soleado, con el objeto de dar una idea de la potencia de la simulación, la cual es capaz de resolver con fidelidad el comportamiento del captador solar.

### 5.6.11 Integración diaria del calor útil

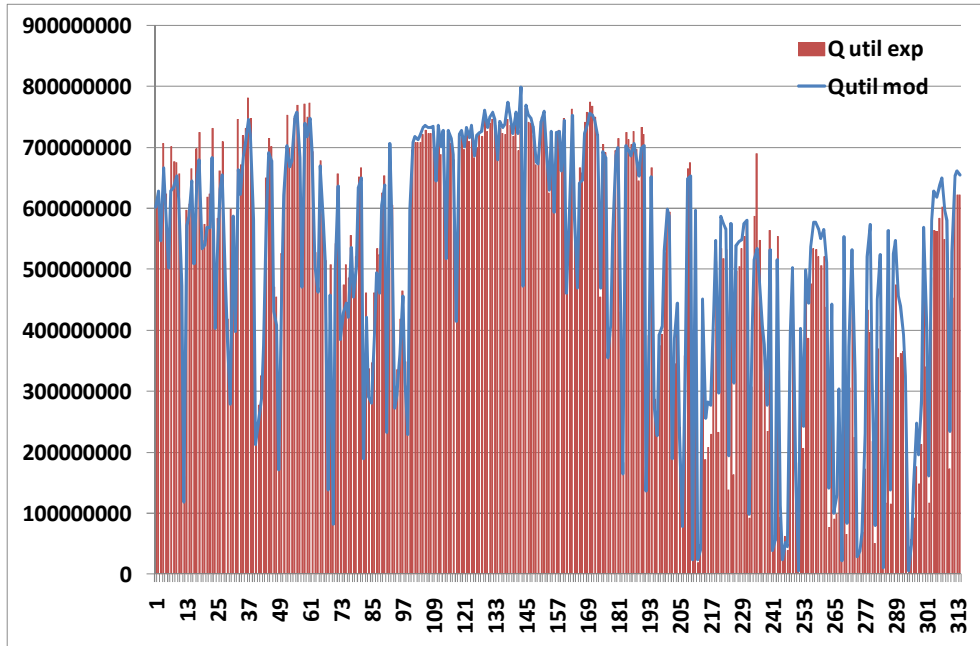
Si el calor útil resultante de cada día se integra a lo largo de las horas de sol de cada uno de ellos se obtiene, respectivamente, la potencia útil diaria experimental y la predicha por el modelo de captador solar utilizado en esta tesis. El resultado se muestra en la **Figura 5-38**. Como puede verse, las diferencias entre ambos resultados son mínimas.

Merece la pena resaltar que estos son los datos de todos los días del año; sin embargo, no todos los días se tienen datos completos de la instalación; en algunos de ellos se han perdido datos por causas ajenas a la investigación, como mantenimientos, cortes de luz, etc.



**Figura 5-38:** Comparación de calor útil diario experimental con el predicho por el modelo a lo largo del año.

Dado que los datos incompletos pueden dar lugar a errores inexistentes en el modelo, se han eliminado del cálculo, quedando la **Figura 5-39**, donde se han suprimido únicamente 51 días de los 366 que tiene ese año. Con ese total de 315 días se va a realizar el cálculo del error cometido con el modelo.



**Figura 5-39: Comparación de calor útil diario experimental con el predicho por el modelo. Días válidos.**

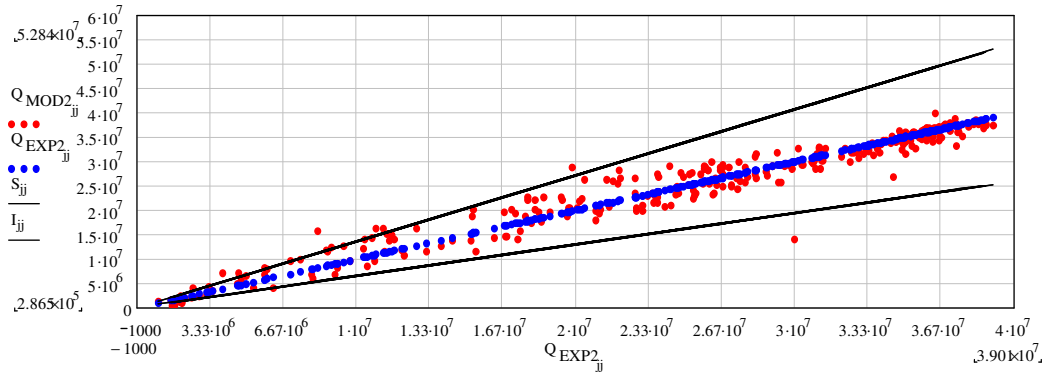
Para calcular el error relativo entre modelo y exponencial se define la Ecuación 5-156.

$$ERROR = \frac{Q_{MOD} - Q_{EXP}}{Q_{EXP}}$$

**Ecuación 5-156**

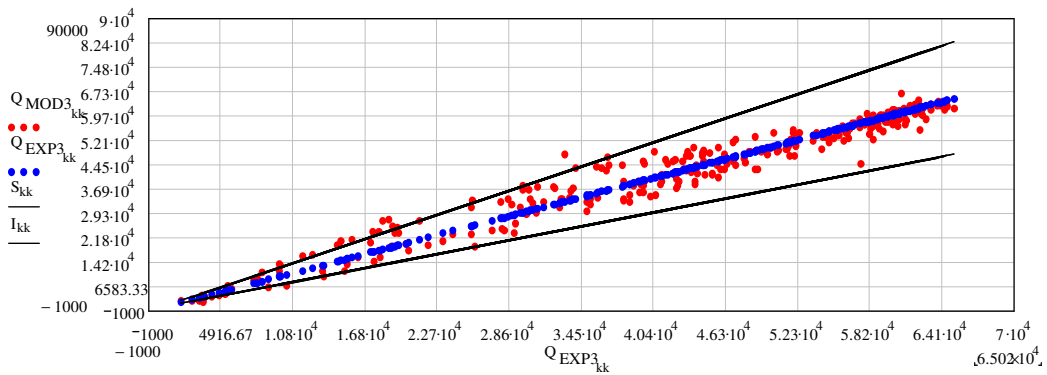
Definiendo una probabilidad del 95% de estar dentro de la distribución estadística, se calcula el intervalo de confianza, representado en la **Figura 5-40**.





**Figura 5-40: Error cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, con todos los datos**

A estos datos se les ha aplicado el criterio de Chauvenet de exclusión de datos, con lo que se han eliminado 8 puntos más, encontrándose un ajuste mejor, tal y como muestra la **Figura 5-41**.



**Figura 5-41: Error cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, después de aplicar el criterio de Chauvenet.**

Resultando finalmente que el error relativo medio es de 0,016 con una desviación estándar de 0,135.

### 5.6.12 Rendimiento del captador solar

A la hora de describir el rendimiento del captador solar, hay que referirse al capítulo 3 de esta tesis en el que se puso de manifiesto que todos los captadores solares están sujetos a una normativa de ensayos, cuya finalidad última es dar un valor para el rendimiento del captador. Típicamente el instituto certificador calcula una relación entre el rendimiento y la diferencia de temperaturas entre el fluido en el interior del captador y el ambiente, en forma de ecuación de segundo grado:

$$\eta = \eta_0 - a_1 \frac{T_m - T_a}{G} - a_2 G \left( \frac{T_m - T_a}{G} \right)^2$$

Ecuación 5-157

A esta definición de rendimiento del captador, se la denominará en adelante, rendimiento de la curva de normalización, que en el caso del captador bajo estudio tiene los siguientes parámetros, según el ensayo realizado por el instituto SPF.

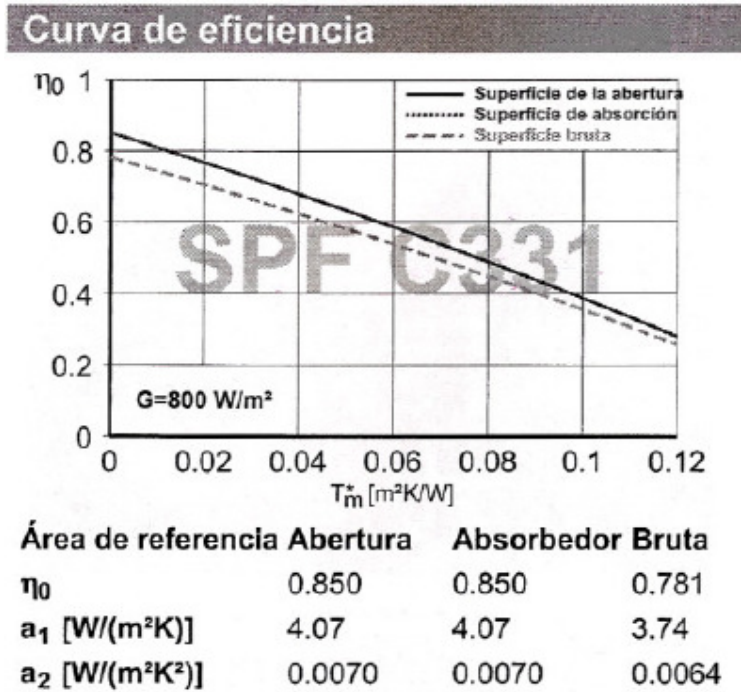
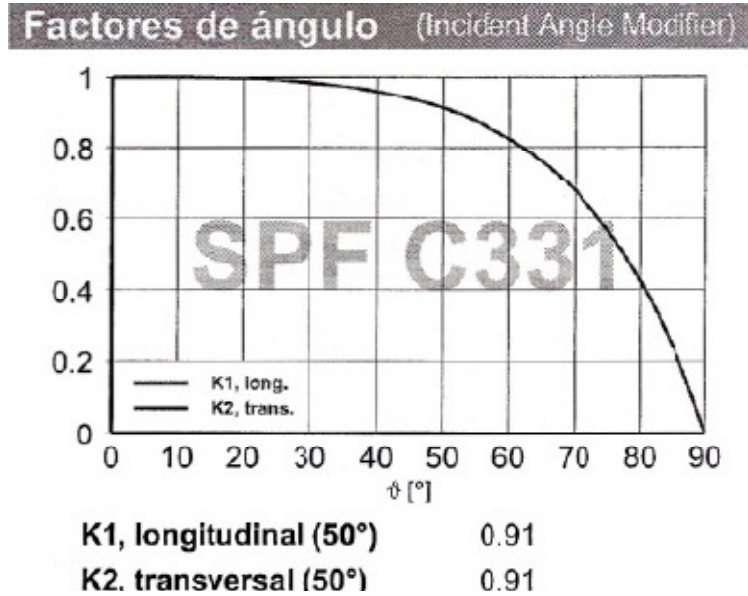


Figura 5-42: Parámetros del rendimiento del captador. Fuente SPF

Como puede verse, si se comparan con los de la Tabla 4-1 del capítulo 4 son diferentes. Se ha optado por tomar estos valores en lugar de los que ofrece el fabricante, dado que dicho estudio utiliza para su ensayo la norma EN12975 2006 (69) y ofrece también los modificadores del ángulo de incidencia del captador. Por lo tanto, se tomarán los valores de la Ecuación 5-157 y con referencia a la superficie de abertura del captador.

Con la ayuda de la información de los modificadores de ángulo de incidencia de la Figura 5-43 y la ecuación proveniente de Duffie et al. 2006 (3) se obtiene la siguiente relación que se aplicará a la radiación directa absorbida por el captador en cada instante.



**Figura 5-43: Modificadores ópticos del captador en función del ángulo de incidencia de la radiación solar. Fuente SPF**

$$K_{\theta}(\theta_B) = 1 - 0,162 \left( \frac{1}{\cos \theta_B} - 1 \right)$$

Ecuación 5-158

Según información telefónica del propio fabricante, el valor apropiado para la radiación difusa es:

$$K_{\theta}(50^{\circ})_D = 0,82$$

Ecuación 5-159

Por lo que aplicando, la **Ecuación 2-26** se obtiene la relación que se utilizará para la componente difusa de la radiación.

$$K_{\theta}(\theta_D) = 1 - 0,221 \left( \frac{1}{\cos \theta_D} - 1 \right)$$

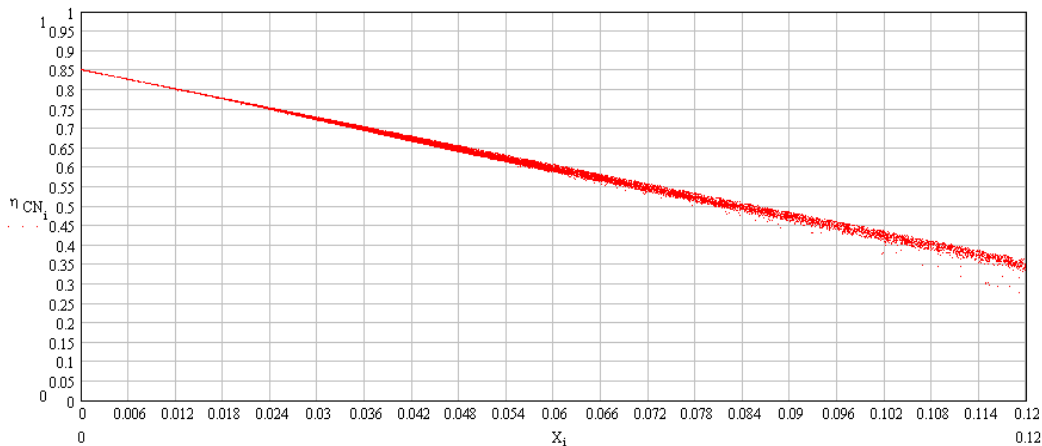
Ecuación 5-160

El mismo valor se utiliza para la componente reflejada por la tierra, pero calculando el ángulo con la **Ecuación 2-25**.

## 5.6.12.1 Rendimiento del captador según la curva de normalización

En la instalación solar se están determinando experimentalmente, tanto la temperatura de entrada como la de salida del fluido, además de la temperatura ambiente y la radiación sobre el plano horizontal. Como ya se ha visto en el apartado 5.5.1 de este capítulo, la radiación en el plano inclinado calculada mediante el modelo de radiación desarrollado coincide con el valor de la medida directamente con un piranómetro situado con la misma inclinación y dirección que los captadores, por lo que se puede utilizar para calcular el rendimiento del captador.

Aplicando la Ecuación 5-157, con las constantes señaladas en la **Figura 5-42** a las medidas experimentales de la instalación, se obtiene:



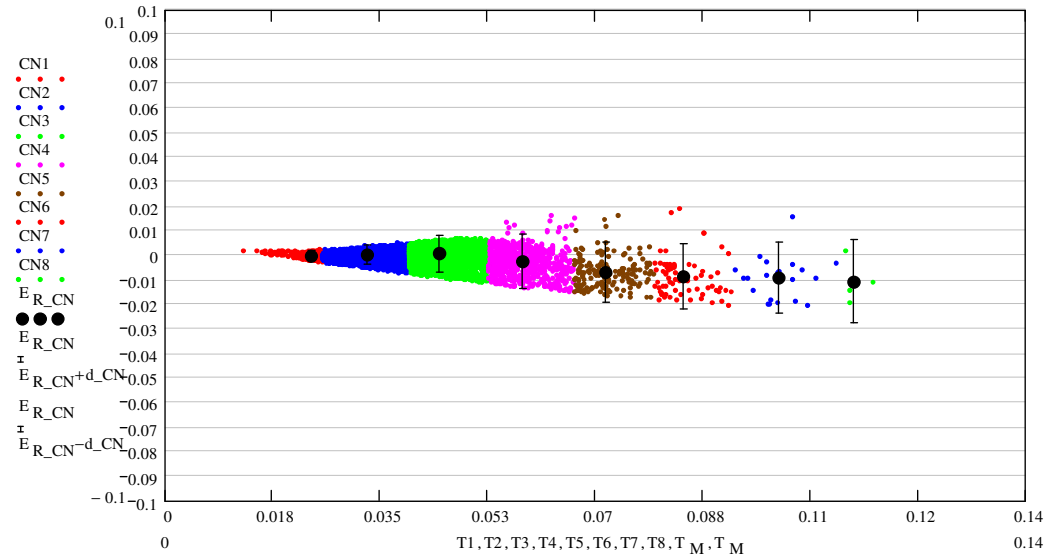
**Figura 5-44: Rendimiento del captador según la curva de normalización, siendo**

$$X = \frac{T_m - T_a}{G} \text{ [Km}^2\text{/W]} \text{ el parámetro en el eje horizontal}$$

Tal y como puede observarse en la **Figura 5-44** el rendimiento del captador que se espera encontrar predicho por la curva de normalización debe ser similar al representado. Aparece una pequeña dispersión atribuible a los errores en la medida del piranómetro y de los sensores de temperatura, y a la subsiguiente propagación de errores a los parámetros calculados a partir de dichas variables medidas, como la radiación incidente sobre el plano del captador aplicando el modelo de cielo p.e..

Se ha realizado un ajuste lineal de la **Figura 5-44**, a partir del cual se ha estudiado el error relativo que se comete al aplicar la curva de normalización a los datos experimentales. En la **Figura 5-45** se ha calculado el valor medio y su intervalo de confianza del 95% distribuido por intervalos, dado que de esa forma se puede conocer el error cometido conforme aumenta el parámetro X.

Cuando el parámetro X aumenta es debido a que la radiación disminuye, por lo que los errores son más relevantes, conviene recordar que la norma EN12975 (1) no debe aplicarse con irradiancia baja o ángulos de incidencia grandes.



**Figura 5-45: Error relativo cometido al calcular el rendimiento del captador a partir de la curva de normalización. Se muestran los intervalos de confianza del 95% para 8 intervalos de valores del parámetro de entrada en el eje x.**

Se obtienen los siguientes valores:

INTERVALO	PUNTOS	ERROR RELATIVO
0,013-0,120	9069	-0,01%±0,694%

INTERVALO	PUNTOS	ERROR RELATIVO
0,013-0,026	496	-0,012%±0,189%
0,026-0,040	4879	+0,027%±0,375%
0,040-0,053	2743	+0,059%±0,733%
0,053-0,067	683	-0,257%±1,111%
0,067-0,080	173	-0,690%±1,202%
0,080-0,093	70	-0,852%±1,323%
0,093-0,110	21	-0,921%±1,452%
0,110-0,120	4	-1,057%±1,689%

**Tabla 5-5: Error relativo cometido al calcular el rendimiento a partir de la curva de normalización. Con un intervalo de confianza del 95%**

Tal y como puede verse en la **Tabla 5-5** la mayor concentración de puntos se encuentra en los intervalos 2 y 3 obteniendo un error relativo pequeño y con una dispersión menor que si se tiene en cuenta el conjunto de los datos. A medida que aumenta el

valor del parámetro  $X$ , aumenta la dispersión en los resultados. Eso ocurre cuando la irradiación incidente es baja resultando con ello más relevantes los errores de los aparatos de medida, piranómetro y sensores de temperatura.

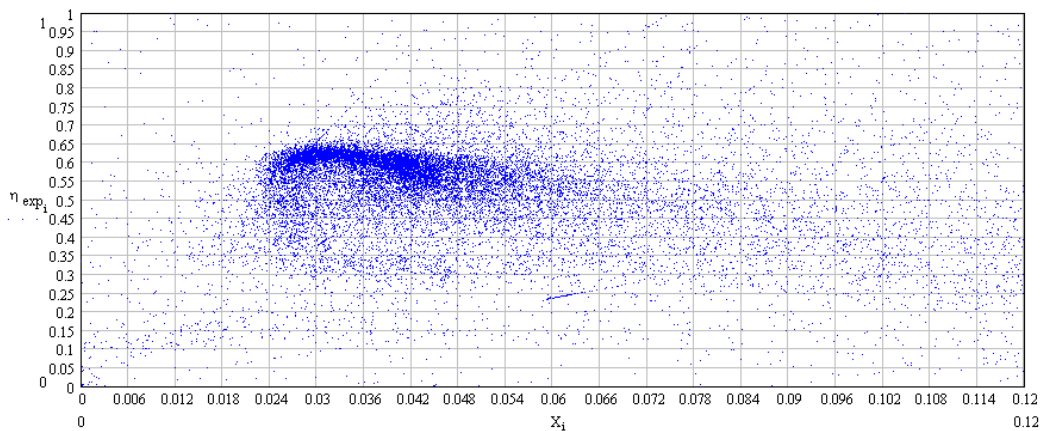
### 5.6.12.2 Rendimiento experimental del captador

Se puede definir el rendimiento del captador mediante el cociente entre el efecto producido, en este caso el calor aportado al agua que atraviesa el captador, y la energía aportada para producir ese efecto, que en este caso es la radiación solar incidente en el plano del captador por su área.

$$\eta_{EXP} = \frac{Q_{util}}{G_T A_{panel}} = \frac{\dot{q}_{co} \rho_{agua} C_p (T_{outco} - T_{inco})}{G_T A_{panel}}$$

Ecuación 5-161

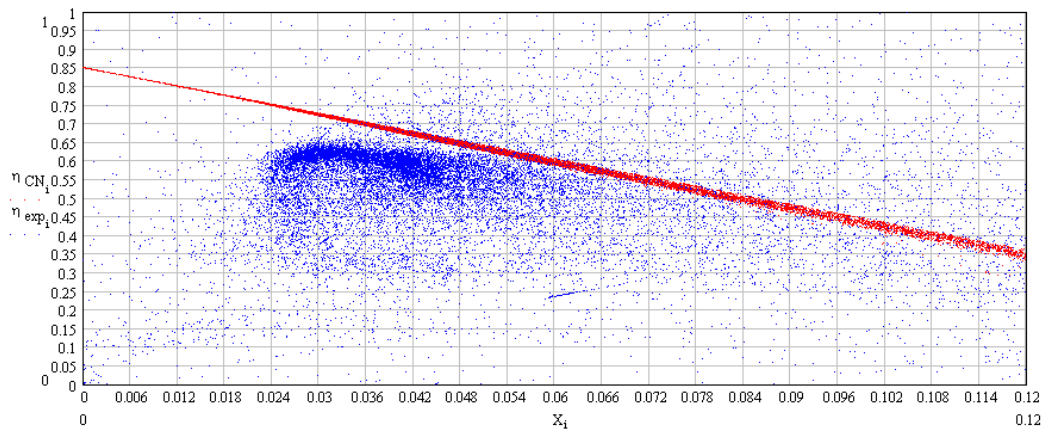
En la **Figura 5-46** se muestra el rendimiento experimental frente a la misma variable que el rendimiento de la curva de normalización,  $X = \frac{T_m - T_a}{G}$ . Puede observarse que su forma dista bastante de la recta que se obtiene para las mismas temperaturas y radiación solar aplicando la curva que ofrece el fabricante.



**Figura 5-46: Rendimiento experimental del captador**

Si se compara este rendimiento experimental con el rendimiento de la curva de normalización, tal y como puede verse en la **Figura 5-47**, se puede comprobar cómo en la mayoría de los casos la curva de normalización sobrepredice las actuaciones del captador, debido principalmente que en dicha curva no se tienen en cuenta muchos de los efectos a los que se ve sometido el captador.

El principal de ellos en este caso, al tratarse de una instalación de nueve años de antigüedad, se ha producido un envejecimiento de los materiales que conforman el captador, y por tanto de sus propiedades físicas, que no estaba presente en el momento de la realización de la curva de normalización. Otra causa importante es el ensuciamiento de la superficie que está expuesta a la intemperie. Además de que algunas de las condiciones específicas en las que se realiza el ensayo de captadores distan de las condiciones en las que trabaja el captador en el día a día (principalmente radiación incidente y su variación de energía temporal y velocidad del viento).



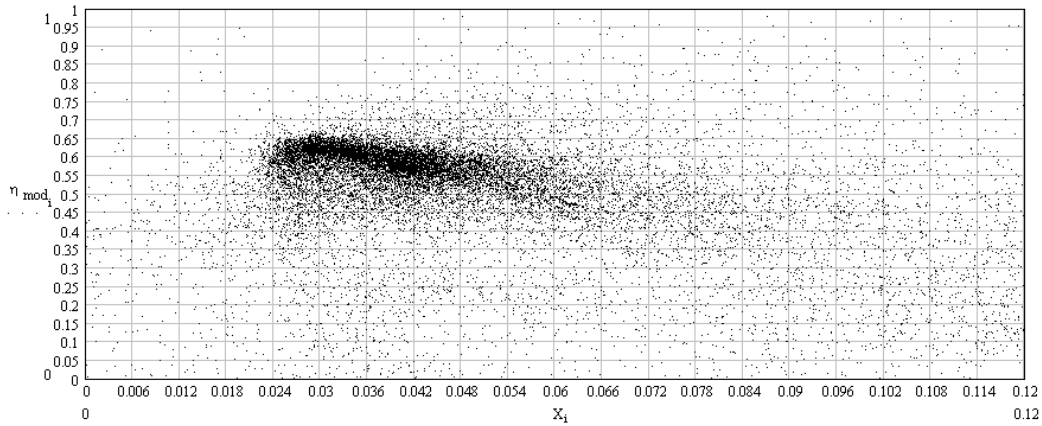
**Figura 5-47: Rendimiento experimental vs rendimiento de la curva de normalización del captador**

Este hecho sirvió como una de las motivaciones del modelo elaborado en esta tesis, en el que se tienen en cuenta las condiciones reales de funcionamiento del captador y la influencia de cada una de las variables en su rendimiento.

### 5.6.12.3 Rendimiento del captador según el modelo desarrollado

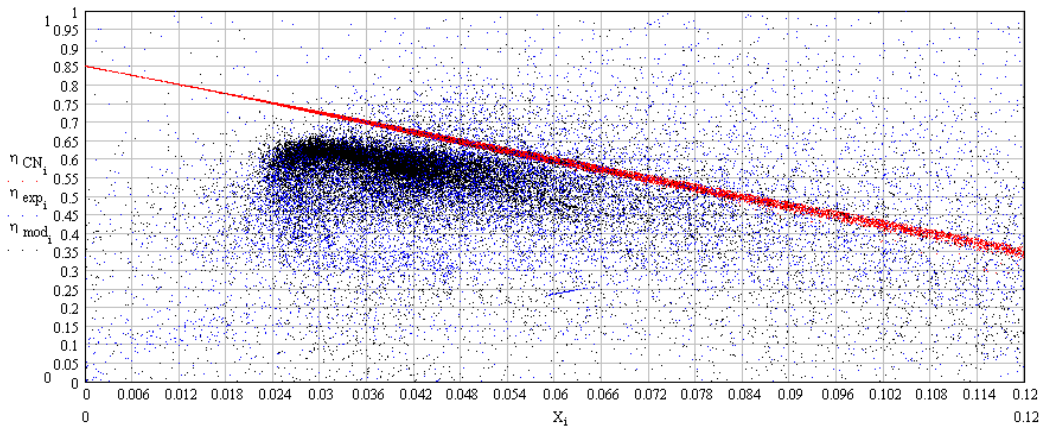
De la misma forma como se calculó el rendimiento experimental del captador, pero utilizando el calor útil obtenido a partir del modelo del captador, se ha calculado el rendimiento del modelo.

A simple vista se puede comprobar, **Figura 5-48**, que la apariencia del resultado es más similar a la obtenida mediante el cálculo experimental del rendimiento.



**Figura 5-48: Rendimiento del captador según el modelo**

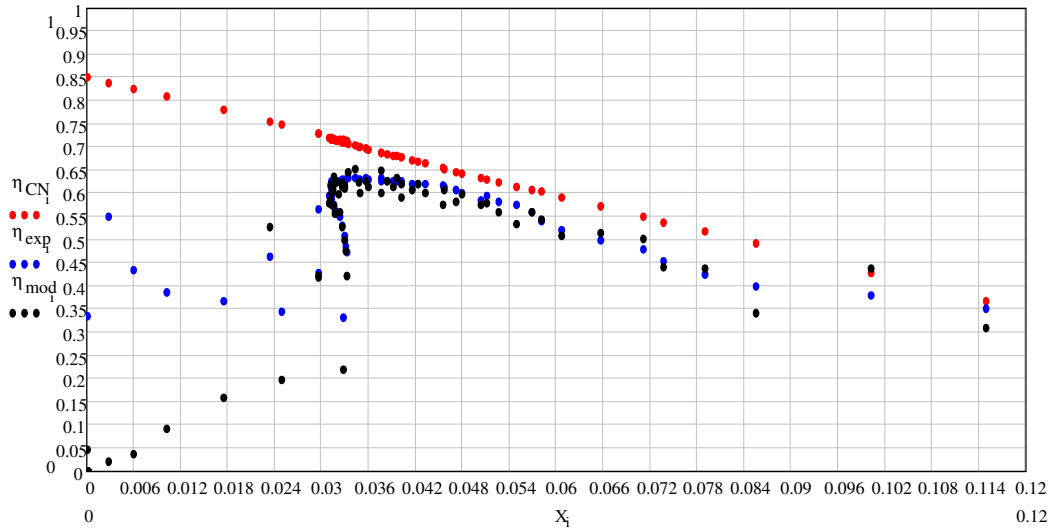
Si se comparan las tres formas de calcular el rendimiento del captador, **Figura 5-49**, se puede ver como el modelo sigue al experimental en gran medida, con algo más de dispersión.



**Figura 5-49: Cálculo del rendimiento del captador con la curva de normalización, experimental y mediante el modelo.**

En la **Figura 5-50** se puede observar como el rendimiento experimental presenta una curvatura debida al ángulo de incidencia de los rayos solares en la superficie del captador, en el caso de la curva de normalización no está presente dado que el ensayo se realiza para ángulos de incidencia próximos al mediodía.





**Figura 5-50: Cálculo del rendimiento del captador con la curva de normalización, experimental y mediante el modelo para el día 14 de septiembre 2008.**

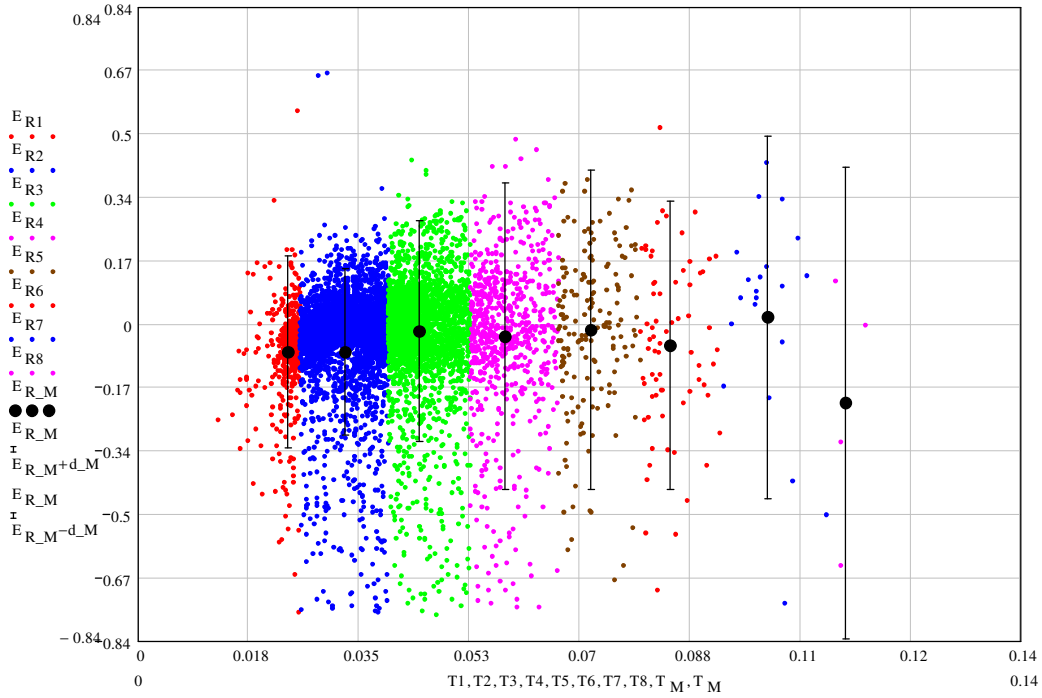
En este punto merece la pena calcular el error relativo entre el rendimiento calculado mediante el modelo y el rendimiento experimental, definiendo dicho error como:

$$error_{relativo} = \frac{\eta_{exp} - \eta_{mod}}{\eta_{exp}}$$

Ecuación 5-162

Este error se estudiará de igual modo a como se hizo con la curva de normalización, dividiendo en intervalos la variable del eje x, de modo que se conozcan los valores tanto del error como su dispersión en función de la irradiación incidente. Como se puede observar en la **Figura 5-51**, el comportamiento es el mismo, la dispersión aumenta conforme disminuye la irradiación, provocando que la comparación entre el rendimiento calculado con los datos experimentales y el rendimiento calculado a través del modelo difieran en cantidades más elevadas. Conviene tener presente que esos datos se corresponden con el comienzo y final del día, cuando el aporte energético de la instalación es despreciable.

En los apartados siguientes se da explicación a este comportamiento, mostrando algunas de las posibles causas.



**Figura 5-51: Error relativo del rendimiento calculado con el modelo frente al rendimiento experimental, con un intervalo de confianza del 95%.**

Se obtienen los siguientes valores:

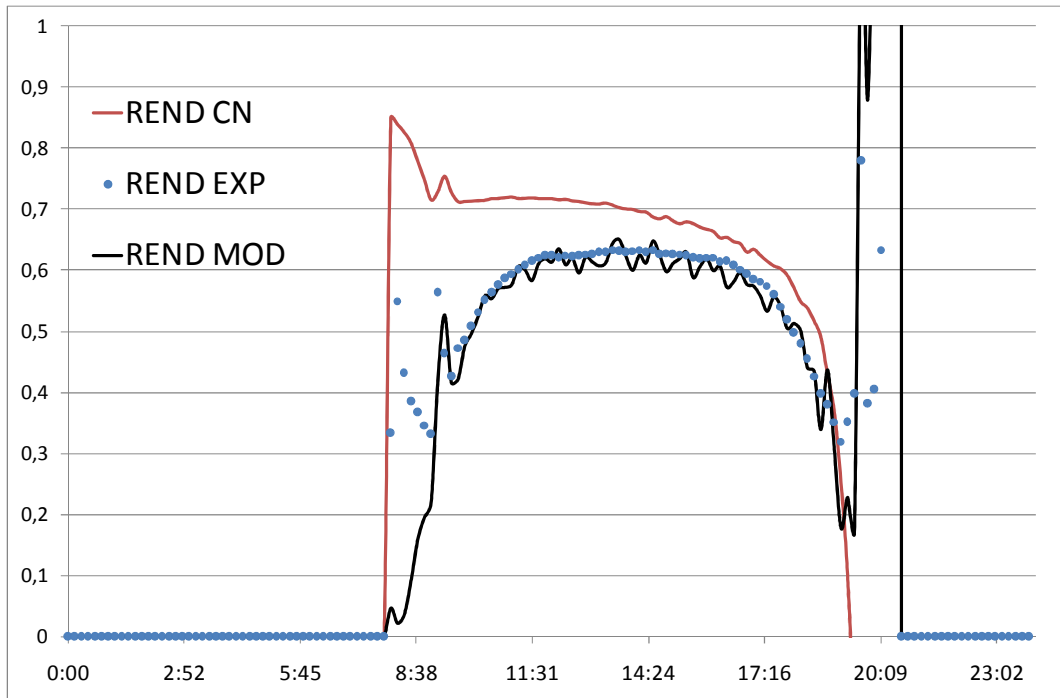
INTERVALO	PUNTOS	ERROR RELATIVO
0,013-0,120	9069	-2,46%±27,32%

INTERVALO	PUNTOS	ERROR RELATIVO
0,013-0,026	496	-7,28%±25,45%
0,026-0,040	4879	-2,17%±21,99%
0,040-0,053	2743	-1,87%±29,31%
0,053-0,067	683	-3,30%±40,73%
0,067-0,080	173	-1,60%±42,35%
0,080-0,093	70	-5,76%±38,19%
0,093-0,110	21	+1,79%±47,96%
0,110-0,120	4	-20,97%±62,55%

**Tabla 5-6: Error relativo cometido al calcular el rendimiento a partir del modelo frente al experimental. Con un intervalo de confianza del 95%.**

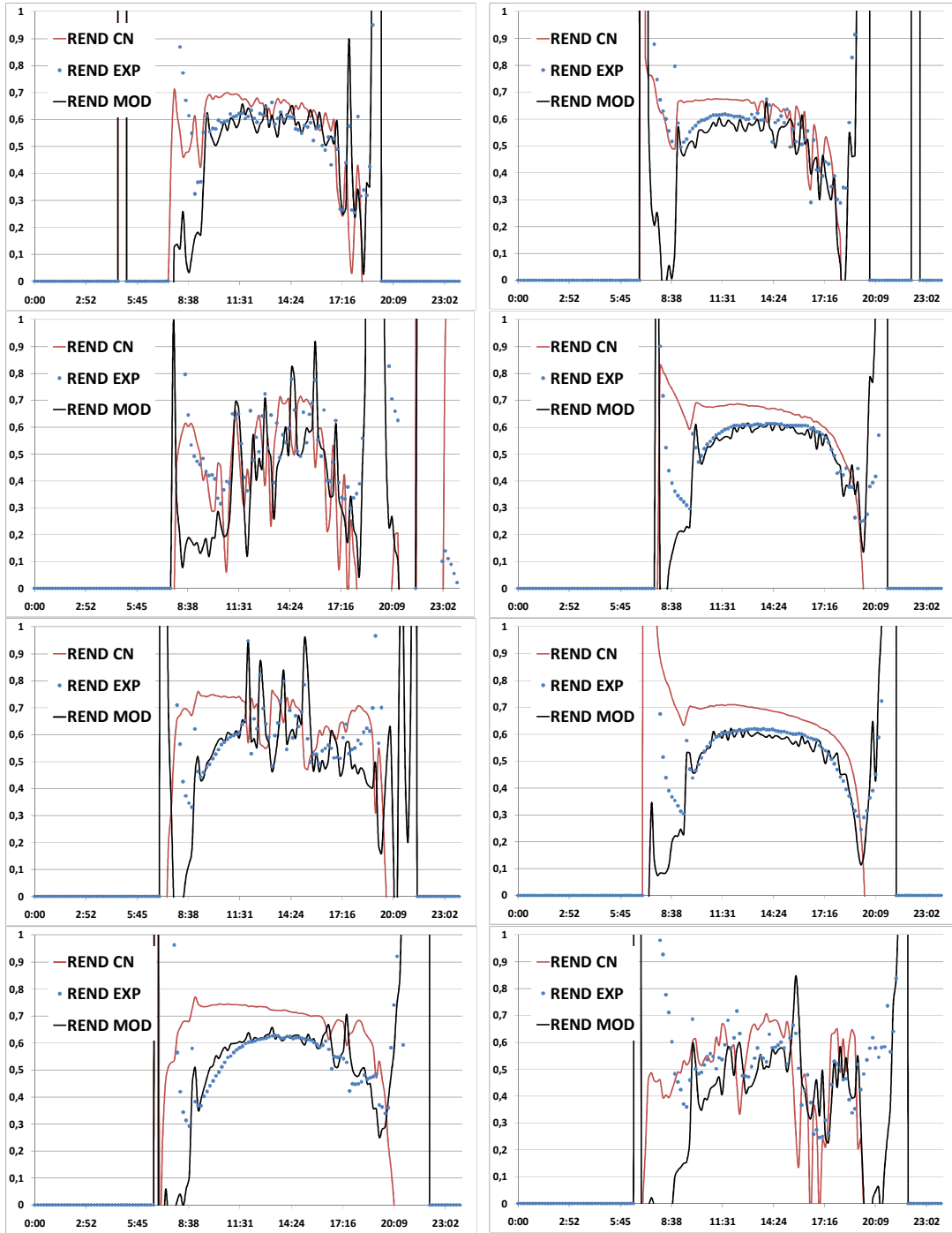
#### 5.6.12.4 Descripción instantánea del rendimiento diario de los captadores

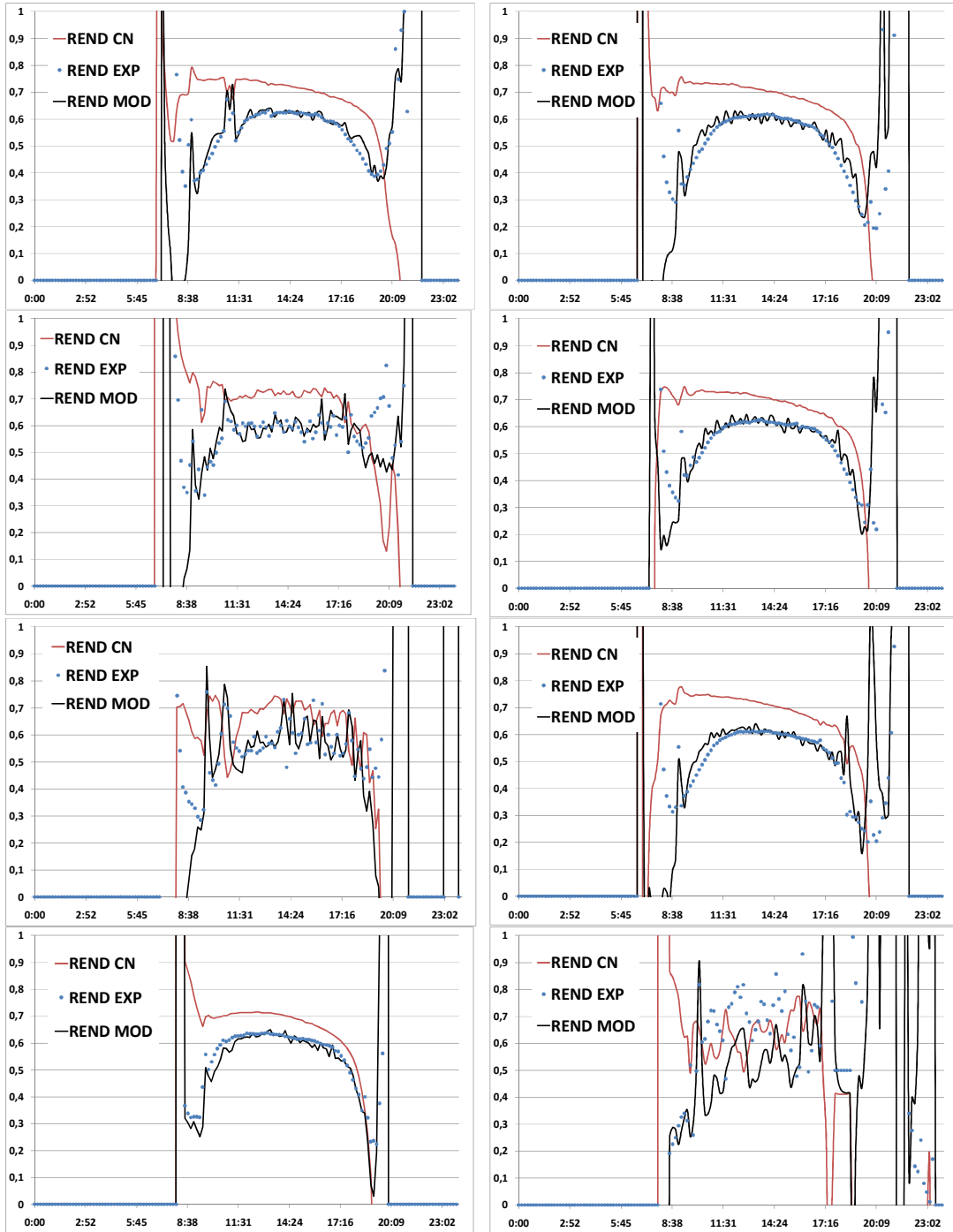
Además de estudiar en su conjunto el rendimiento del captador solar, se ha buscado que el modelo describa instantáneamente el rendimiento experimental del mismo, lográndose una alta semejanza entre ambos, en la **Figura 5-52** puede apreciarse como la curva de normalización ofrece un rendimiento superior al que posee el captador experimentalmente, y cómo el modelo se ajusta mejor a las medidas experimentales.

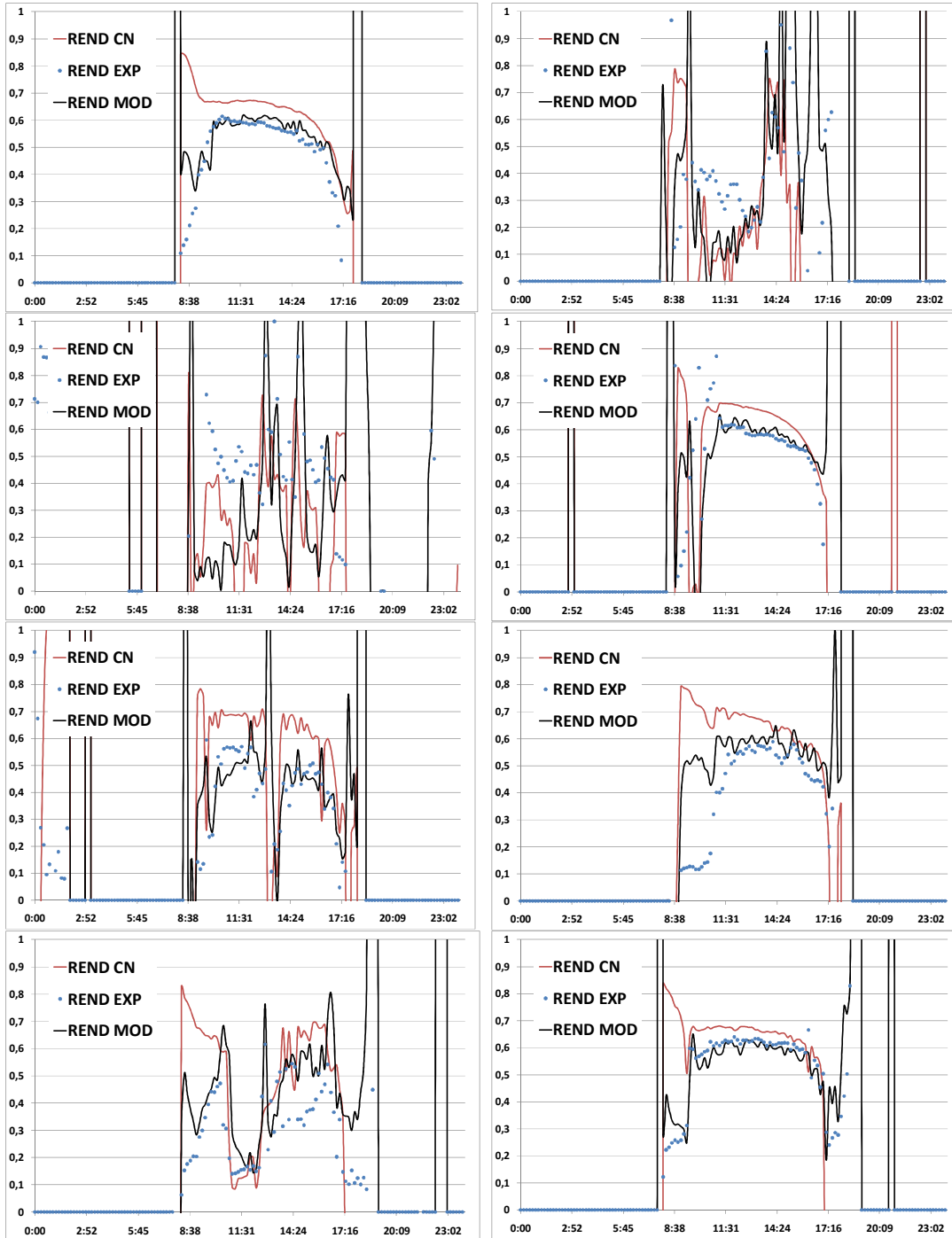


**Figura 5-52: Descripción diaria del rendimiento del captador, curva de normalización, experimental y modelo del día 14 de septiembre 2008.**

Al igual que se hizo con el calor útil, se va a repetir la serie de días del año para los que se calculó, representando en esta ocasión el rendimiento del captador. En la **Figura 5-53**, aparece el rendimiento del captador calculado de las tres formas descritas anteriormente. Cabe destacar que no todos los días se describe adecuadamente el rendimiento con el modelo, algunos días muy nublados presentan una descripción peor. Sin embargo, en todo caso siempre más ajustada a la experimental que la curva de normalización.







**Figura 5-53: Rendimiento A) 12 marzo 2008 B) 25 marzo 2008 C) 07 abril 2008 D) 05 abril 2008 E) 04 mayo 2008 F) 01 mayo 2008 G) 30 junio 2008 H) 05 junio 2008 I) 19 julio 2008 J) 07 julio 2008 K) 14 agosto 2008 L) 15 agosto 2008 M) 05 septiembre 2008 N) 07 septiembre 2008 Ñ) 06 octubre 2008 O) 07 octubre 2008 P) 14 noviembre 2008 Q) 24 noviembre 2008 R) 08 diciembre 2008 S) 16 diciembre 2008 T) 20 enero 2009 U) 16 enero 2009 V) 20 febrero 2009 W) 27 febrero 2008.**

### 5.6.13 Reproducción de la curva de normalización

Para probar su robustez, se ha llevado a cabo una aplicación del modelo del captador, que consiste en recuperar el valor de la curva de normalización aplicando las condiciones del ensayo que aparecen en la norma EN12975-2 2006 (1).

Para ello se ha seguido la siguiente metodología de modo secuencial:

1. Suprimir el envejecimiento del captador (i.e. restituir el valor del rendimiento óptico por el obtenido en el ensayo 0,85; en vez de los 0,76 del captador actual).
2. Sustituir el caudal de la instalación por  $0,02\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$ .
3. Imponer el valor del modificador del ángulo de incidencia de la componente directa a la unidad  $K_{\theta}(\theta_D)=1$ .
4. Imponer el valor del modificador del ángulo de incidencia de la componente difusa a la unidad  $K_{\theta}(\theta_D)=0,82$ .
5. Eliminar la acumulación de energía (INERCIA) en el captador:  $\frac{dE}{dt} = 0$ .
6. Sustituir las pérdidas por radiación al exterior por un valor constante de  $100\text{W/m}^2$ .
7. Imponer que la velocidad del viento sea de 3 m/s.
8. Dirección de la velocidad del viento paralela a la superficie del captador.

Todos estos parámetros se han ido añadiendo progresivamente de forma que al final se consigue tener todos los parámetros con los que se realiza la curva de normalización del captador según la normativa EN12975 2006 (1).

A continuación se muestra detalladamente el proceso seguido:

#### 5.6.13.1 Envejecimiento del captador

Son varios los trabajos que muestran los efectos de la exposición del captador a las inclemencias del clima y al uso, a lo largo de los años. Tal y como se ha comentado en esta tesis la instalación solar bajo estudio tiene nueve años de edad.

Rudnick et al. 1986 (63) estudian los efectos del envejecimiento de las instalaciones solares en Israel, en concreto los captadores solares con efecto termosifón y cómo afecta al funcionamiento de la instalación. Los autores estudian mediante inspección visual y técnicas infrarrojas captadores que están en funcionamiento y que tienen más de 3 años, encontrando que los que tienen más de 5 años presentan puntos de oxidación en la superficie absorbidora además de comprobar que el pegamento que

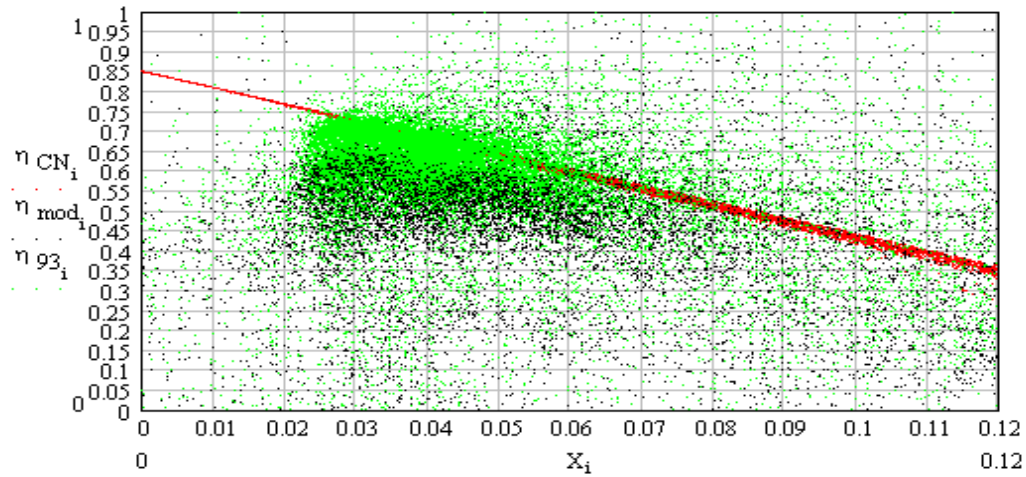
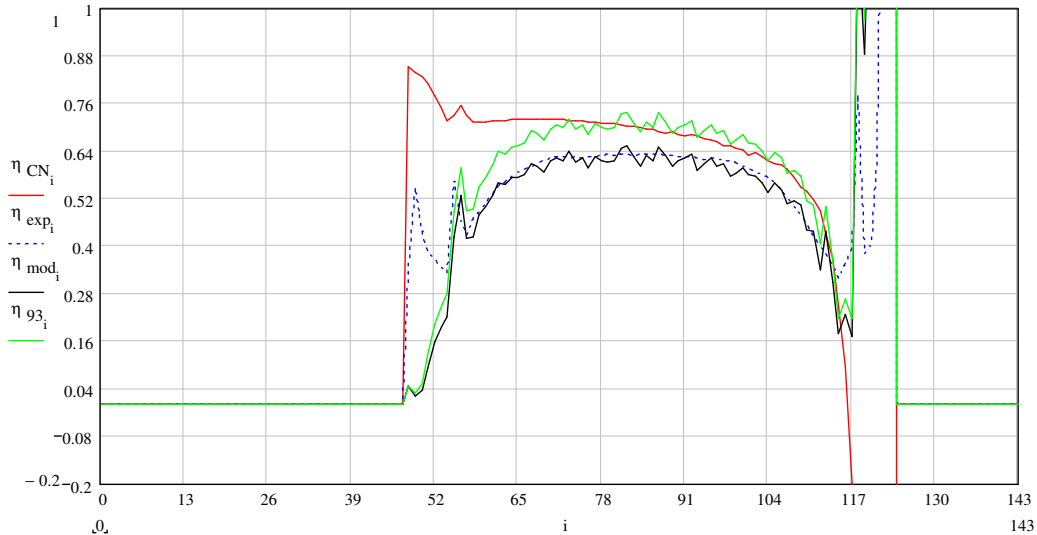
une el cristal con la caja del absorbedor se encuentra deteriorado en algunas zonas. Del estudio con infrarrojos realizado se concluye que en algunos captadores las tuberías aparecen obstruidas por la cal, por lo que el flujo no es uniforme o no pasa por todos los tubos; además de la existencia de separaciones entre los tubos y la placa absorbedora del captador. Realizan un ajuste del rendimiento experimental a una recta, tratando de emular la curva de normalización del captador nuevo y descubren que la ordenada en el origen o rendimiento óptico descende con los años, siendo la caída de rendimiento mayor entre los 6-7 años de antigüedad, al igual que un incremento de la pendiente de la recta, lo que equivale a un aumento de las pérdidas del captador hacia el medio ambiente en torno a los 3 años. Sin embargo, comentan que al no poseer los datos de la curva de normalización de estos captadores es difícil llegar a un resultado mejor, simplemente utilizan la comparación entre captadores del mismo modelo y con diferentes años de antigüedad.

Arkar et al. 1999 (64) presentan un estudio de las instalaciones solares de gran tamaño situadas en los hoteles de la antigua Yugoslavia, ahora Eslovenia. Comentan que sin un adecuado mantenimiento estas instalaciones suelen presentar grandes pérdidas debidas en su mayor parte al mal funcionamiento del captador solar.

Elemir et al. 2006 (65). Los autores estudian el efecto del ensuciamiento de la cubierta transparente del captador. El estudio se realiza para captadores fotovoltaicos pero es fácilmente reproducible para los captadores térmicos. Su conclusión más importante es el hecho de que el polvo depositado sobre la cubierta produce pérdidas en la transmisividad del cristal.

Si se restituye el valor de  $(\tau\alpha)_{en}$  del fabricante, a partir del cual se obtiene que el  $\eta_o = 0,85$  en lugar del obtenido a partir de los resultados experimentales del año 2008 y que ha sido de 0,76, se obtiene una nueva curva de rendimiento, tal y como muestra la **Figura 5-54**. Se puede comprobar cómo el rendimiento aumenta considerablemente, aunque todavía no se consigue la misma forma que presenta con la curva de normalización. En la **Figura 5-54** se muestra tanto la evolución instantánea del rendimiento como la representación para todo el año, tal y como se representa la curva de normalización.

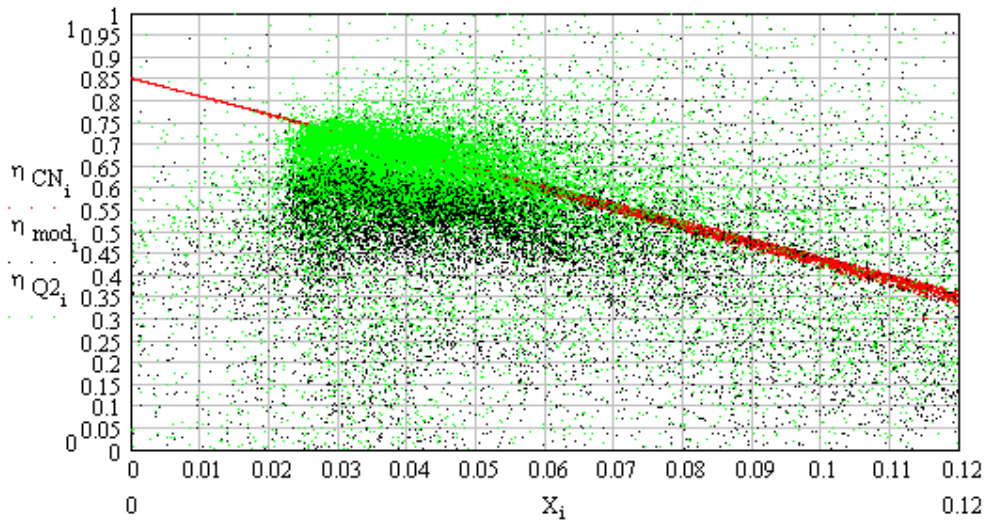
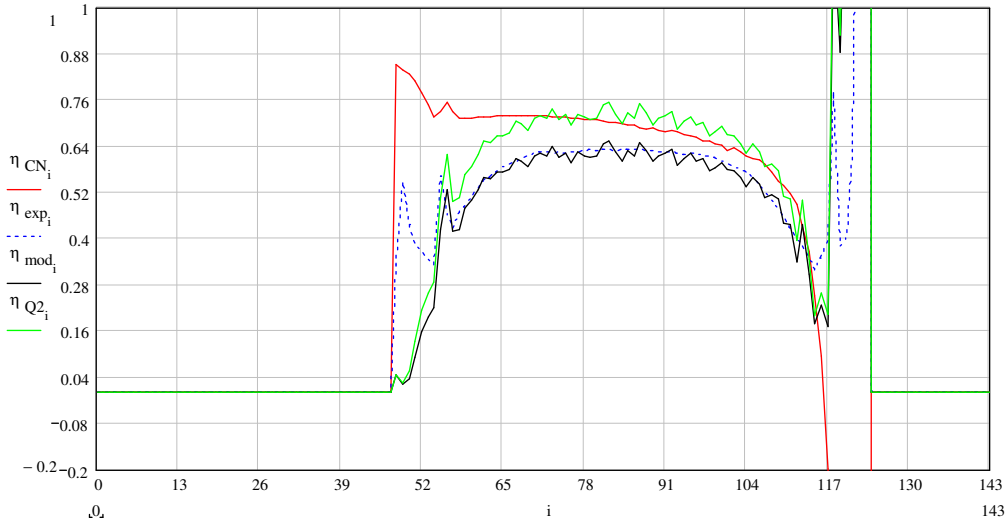




**Figura 5-54: Comparación del rendimiento obtenido con un captador de 9 años y con un captador nuevo A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos, rojo curva de normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

### 5.6.13.2 Caudal $0,02\text{kg}/\text{sm}^2$

Otro de los parámetros que fija la norma EN12975 2006 (1) para describir la curva de normalización es que el gasto másico por unidad de superficie sea de  $2\text{kg}/\text{s}\cdot\text{m}^2$ . En el caso de la instalación solar el caudal que recorre los paneles es la mitad de dicho valor. Por lo tanto un aumento en el caudal provocará un aumento del calor útil y por tanto un aumento en el rendimiento, sin embargo la temperatura a la salida del captador será menor, dado que la masa de agua a calentar será mayor.



**Figura 5-55: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau\alpha=0,93$  y  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ . A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

En la **Figura 5-55** se representa el rendimiento calculado a partir del obtenido en la **Figura 5-54**, al que se ha añadido el aumento de caudal circulando por el captador. De esa forma se puede observar cual es el efecto de cada uno de los parámetros que fija la norma europea.

5.6.13.3 Modificación del factor corrector por ángulo de incidencia de la componente directa

Según la norma el ensayo se realiza en las horas centrales del día en las que el ángulo de incidencia es muy pequeño, por lo que el factor corrector por ángulo de incidencia es la unidad, siendo mayor la radiación incidente en el captador. Se aprecia cómo en las horas centrales del día, la corrección es prácticamente completa, pero hay grandes discrepancias apenas la hipótesis aplicada deja de cumplirse en una magnitud significativa.

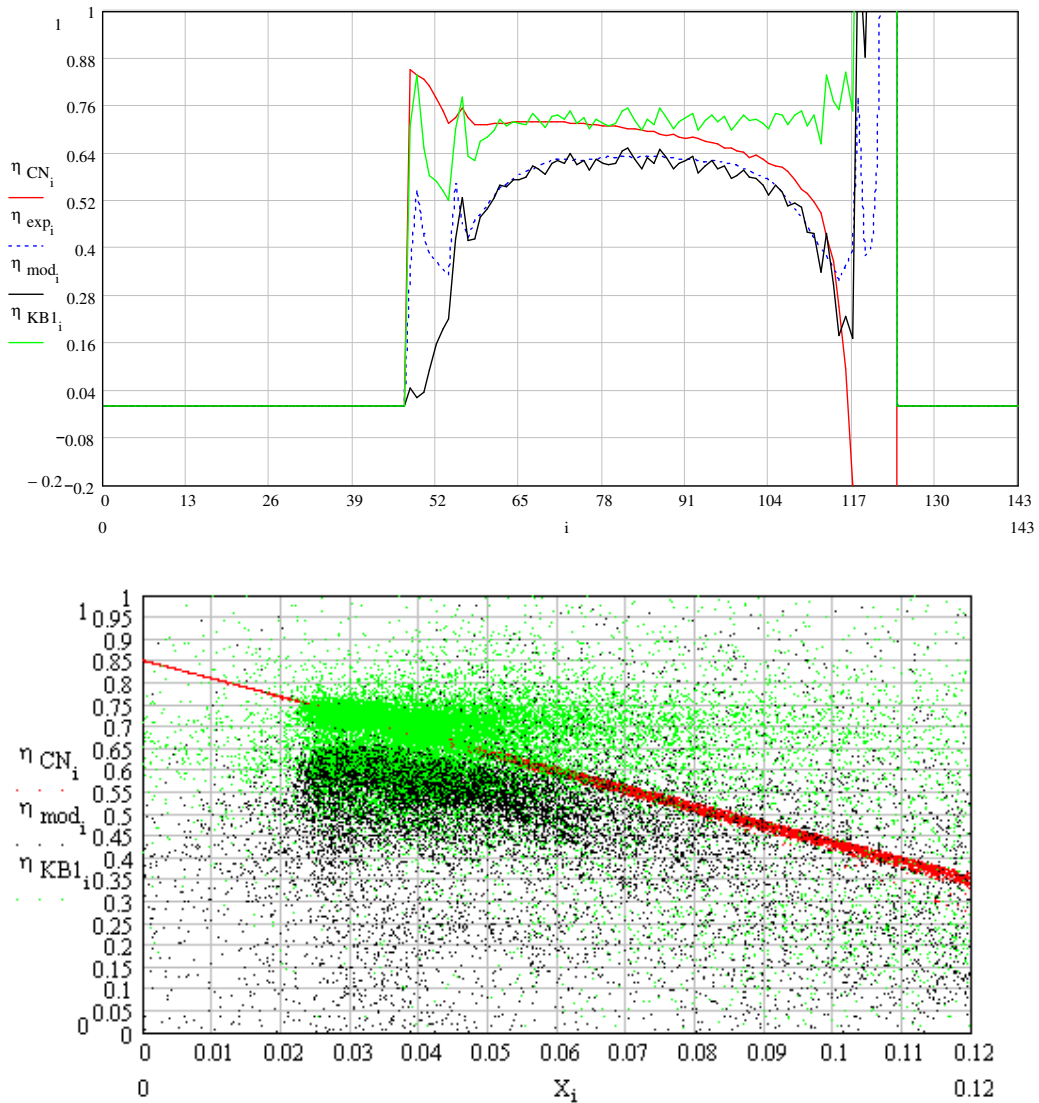
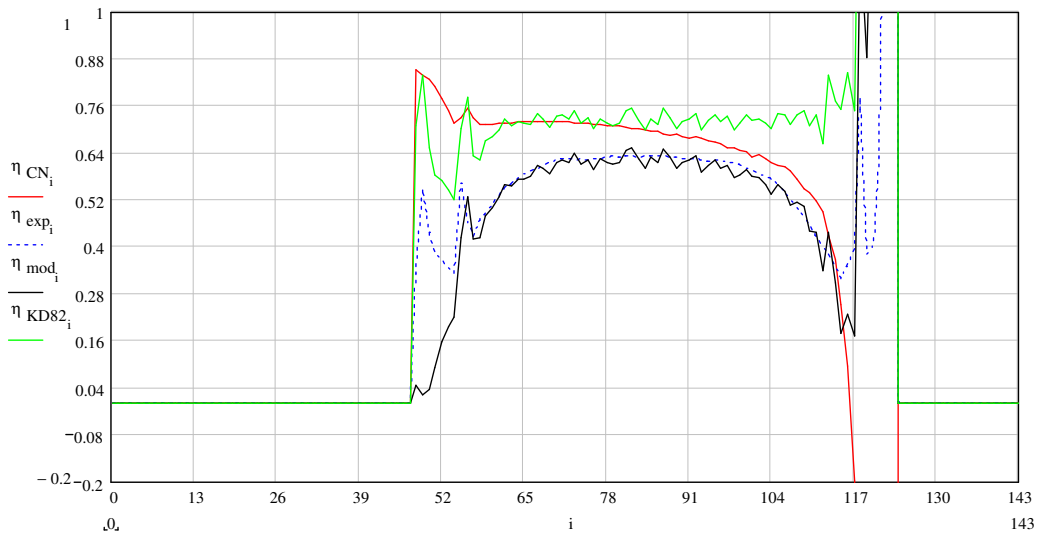


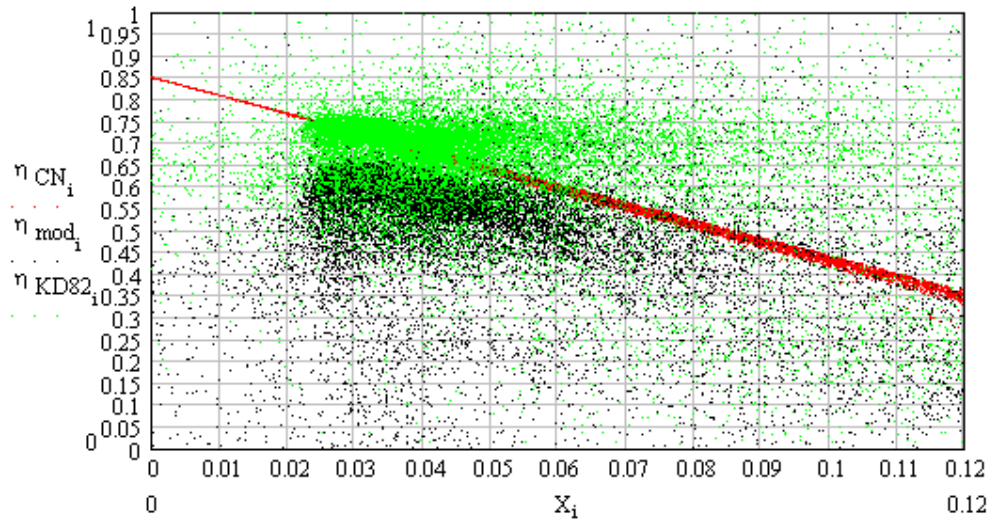
Figura 5-56: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau_a=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$  y  $K_b(\theta)=1$  A) descripción

horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.

#### 5.6.13.4 Modificador por ángulo de incidencia de la componente difusa

Para la componente difusa también se tiene en cuenta el ángulo de incidencia con un modificador de valor constante en torno a 0,85, proporcionando una componente de difusa en torno al 15%. Dado que el fabricante verbalmente comunicó que dicho valor es de 0,82, y eso supone una componente de radiación difusa en torno al 17%, se ha optado por mantener dicho valor constante a lo largo de la simulación.



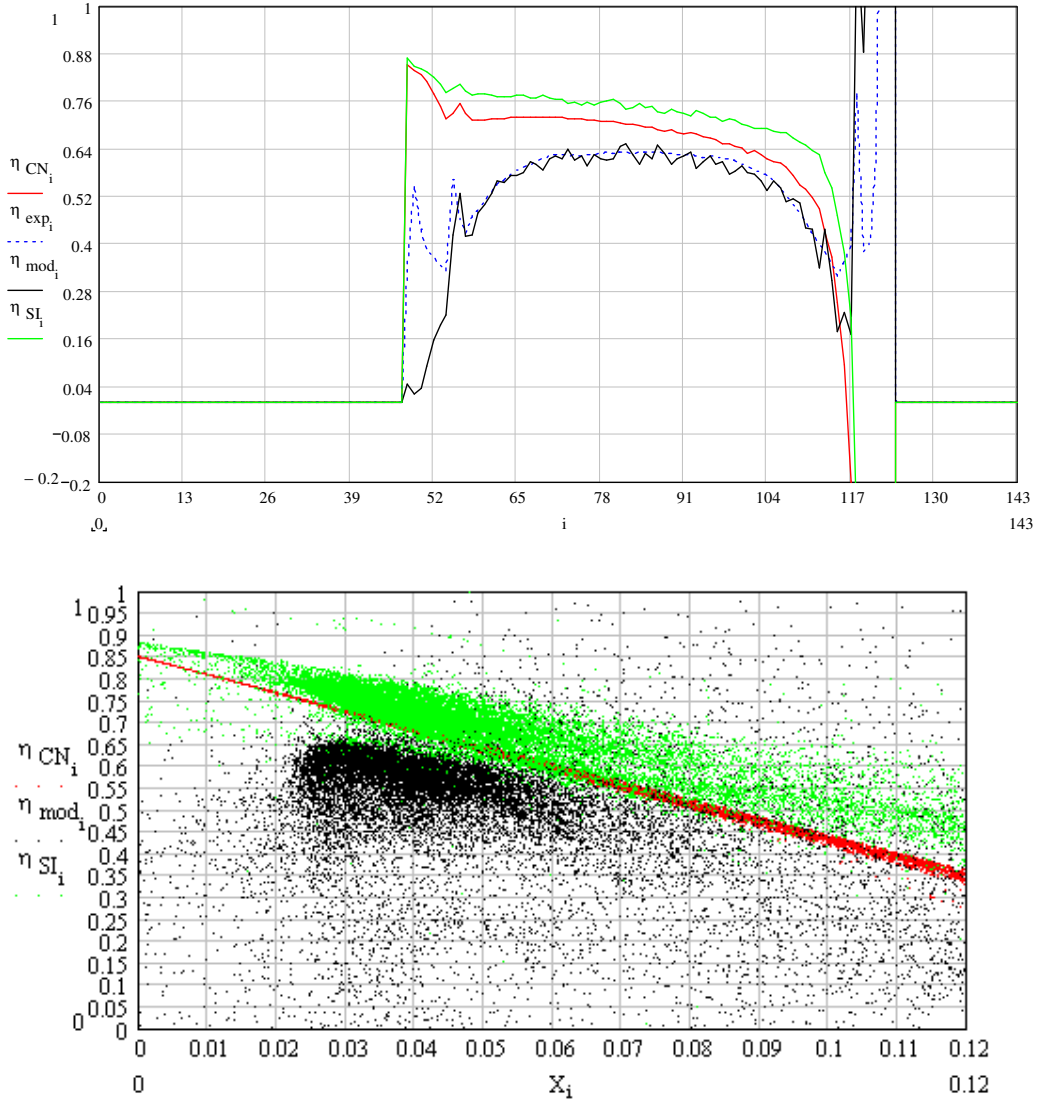


**Figura 5-57: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_b(\theta)=1$  y  $K_D(\theta)=0,82$  A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

Tal y como puede observarse en la **Figura 5-57**, el cambio en el rendimiento debido a este efecto es mínimo, por lo que no resulta significativo el variar el valor de  $K_D$ .

#### 5.6.13.5 Acumulación de energía o INERCIA

Según la norma EN12975 2006 (1), a pesar de que el ensayo se realiza en condiciones quasi-dinámicas, a la hora de representar la curva de rendimiento del captador, se suprime el término de acumulación de energía.



**Figura 5-58: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno con  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_B(\theta)=1$ ,  $K_D(\theta)=0,82$  y  $\frac{dE}{dt} = 0$  A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

El efecto de eliminar el almacenamiento de energía, por parte de los componentes del captador, produce un alineamiento del rendimiento mucho más similar a la curva de normalización aunque con mayor dispersión.

5.6.13.6 Pérdidas por radiación al exterior constantes

A la hora de realizar la curva de normalización del captador, bajo las condiciones del ensayo EN12975, la norma europea expone que los resultados debe suponerse que las pérdidas por radiación hacia el exterior del captador son constantes y de valor  $100\text{W/m}^2$ . Aplicando dicho valor al modelo se obtiene un aumento de las pérdidas por radiación muy superior al que predice el modelo.

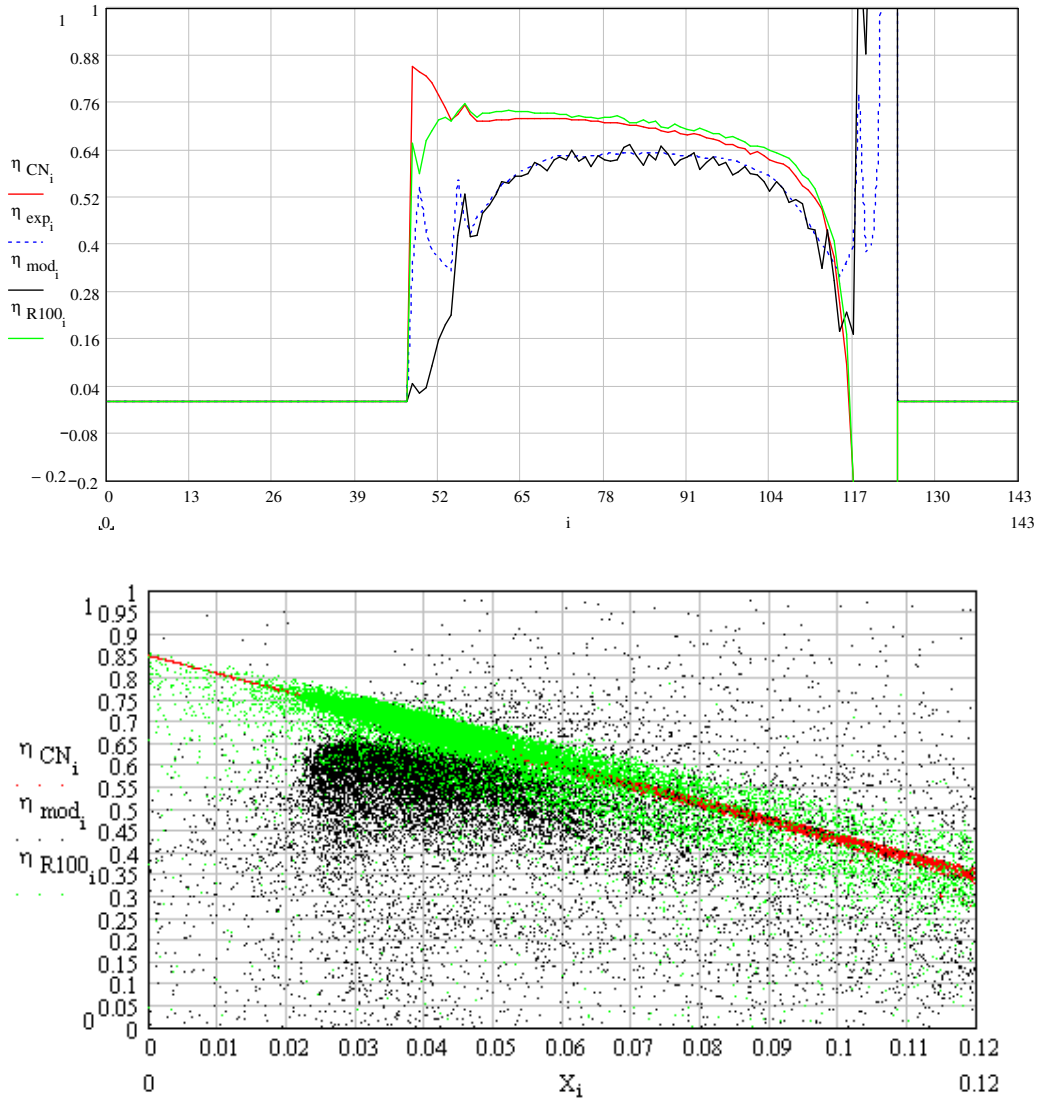


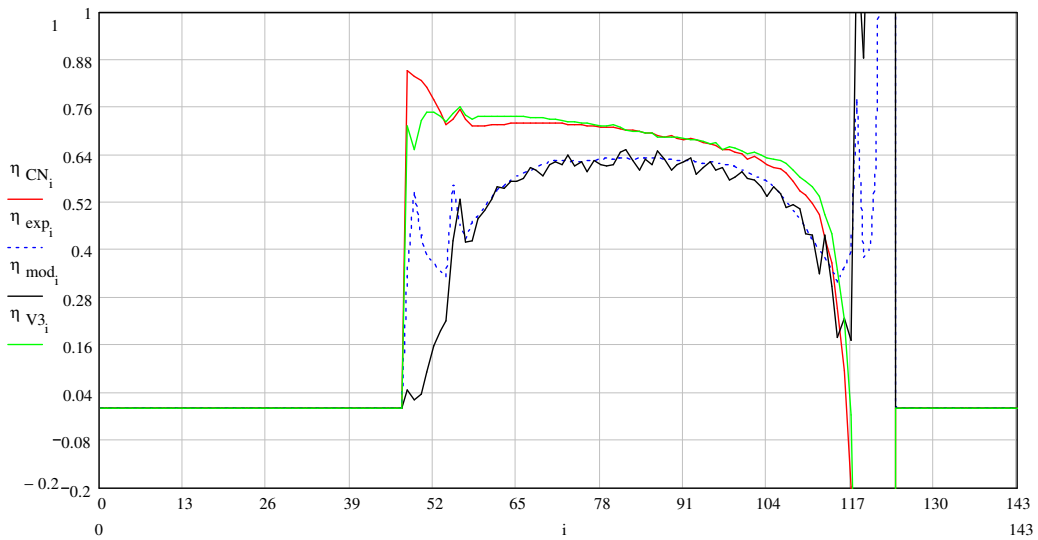
Figura 5-59: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno con  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_b(\theta)=1$ ,  $K_D(\theta)=0,82$ ,  $\frac{dE}{dt} = 0$  y  $P_{RAD}=100\text{W/m}^2$  A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.



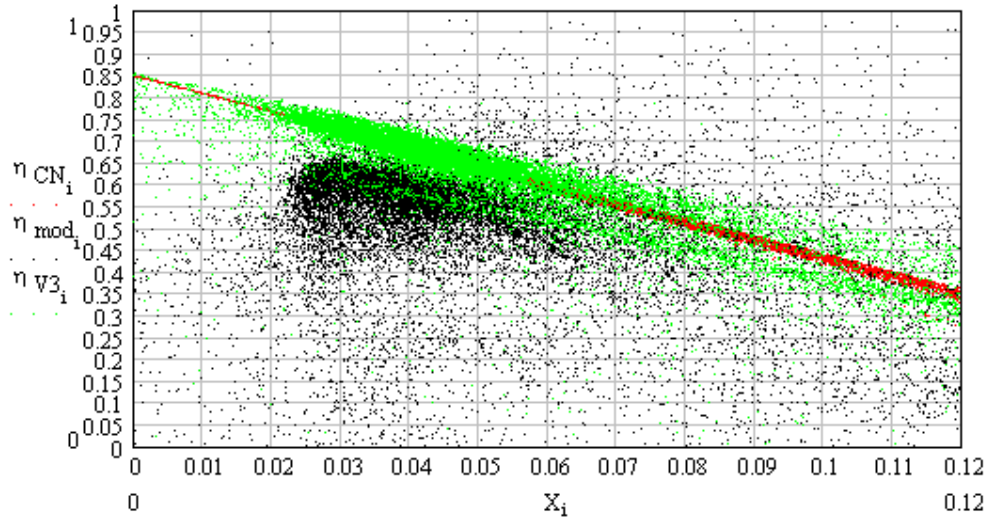
Tal y como puede verse en la **Figura 5-59**, el resultado es cada vez más parecido a la curva de normalización del captador. Este comportamiento es achacable a que se han reproducido las condiciones particulares en las cuales se realiza el ensayo de normalización, que son bien descritas por el modelo desarrollado cuando se particulariza para dichas condiciones de ensayo.

#### 5.6.13.7 Velocidad del viento 3m/s

El ensayo de la norma EN12975 2006 (1) se realiza con unas velocidades de viento entre 3-5m/s, sin embargo a la hora de calcular la curva de normalización se toma que el valor de la velocidad del viento es de 3m/s. Conviene resaltar que la magnitud de la corrección operada sobre los resultados de rendimiento del día mostrado (14 de septiembre de 2008), no puede tomarse como significativa a la hora de estimar la influencia de la velocidad del viento, ya que ello depende del valor de dicha variable en el día mostrado. En apartados posteriores se cuantifica dicha influencia, entre otras.





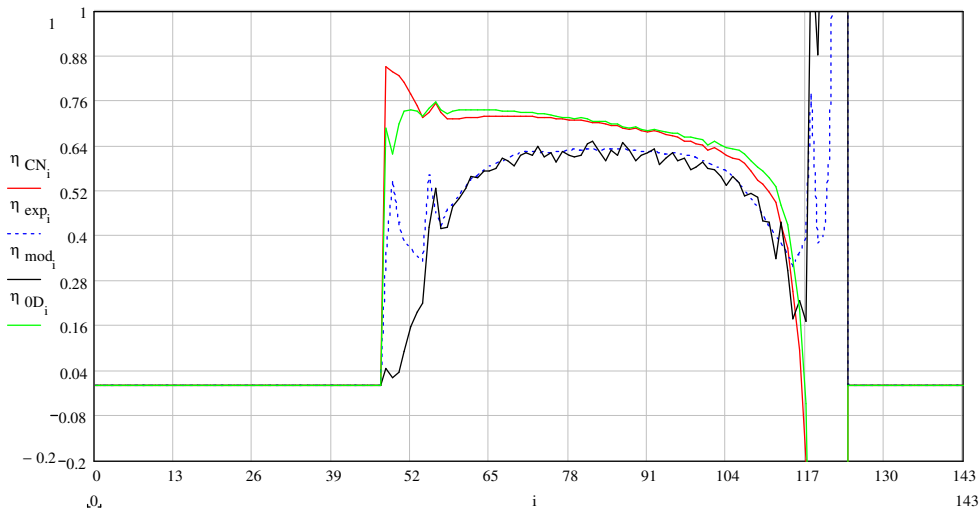


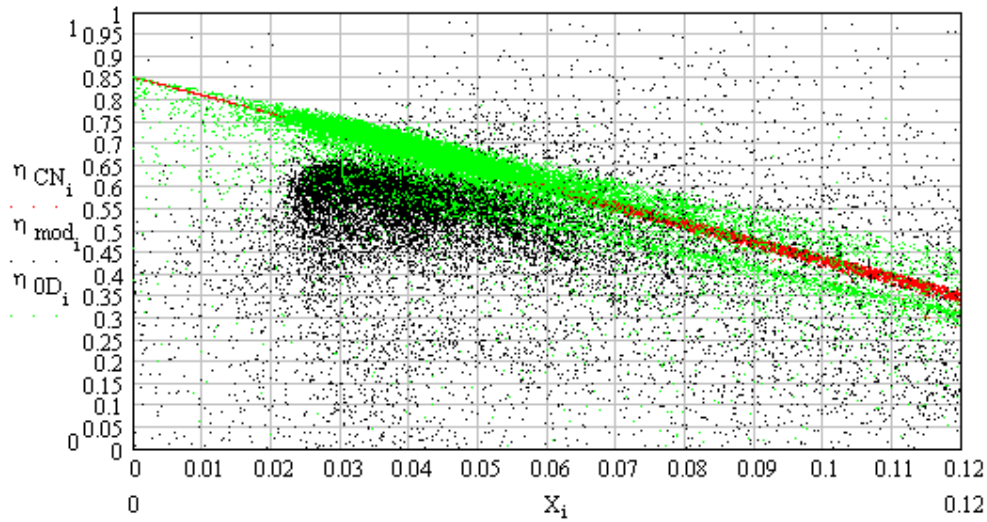
**Figura 5-60: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_B(\theta)=1$ ,  $K_D(\theta)=0,82$ ,  $\frac{dE}{dt} = 0$ ,  $P_{\text{RAD}}=100\text{W/m}^2$  y  $V_{\text{VIENTO}}=3\text{m/s}$ . A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

Tal y como se aprecia en la **Figura 5-60**, la recuperación de la curva de normalización es casi perfecta, aunque todavía queda una última condición que aplicar.

### 5.6.13.8 Dirección del viento paralela a la superficie del captador

Teniendo en cuenta que el ensayo se realiza con una velocidad paralela a la superficie del captador se realizará esta modificación en el modelo.

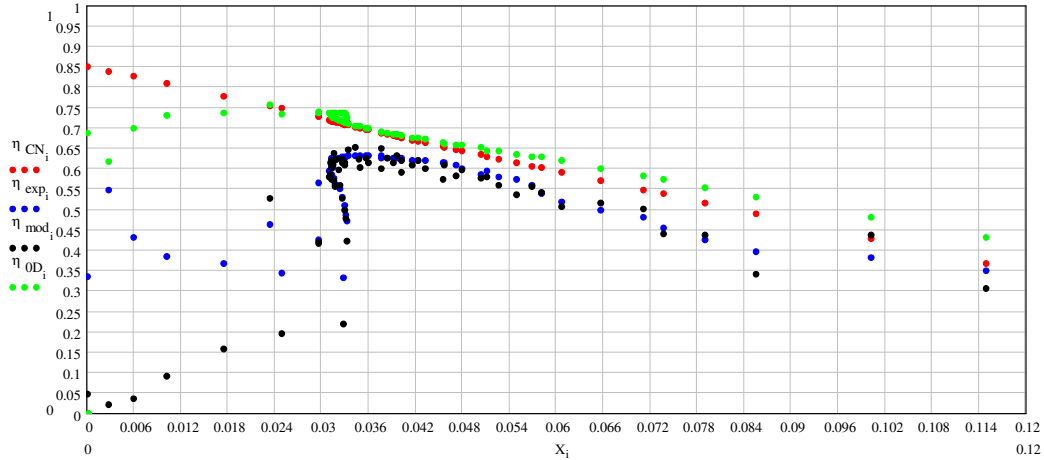




**Figura 5-61: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_B(\theta)=1$ ,  $K_D(\theta)=0,82$ ,  $\frac{dE}{dt} = 0$ ,  $P_{\text{RAD}}=100\text{W/m}^2$ ,  $V_{\text{VIENTO}}=3\text{m/s}$  y  $\theta_{\text{VIENTO}}=0^\circ$  A) descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. B) Conjunto de datos.**

El experimento llevado a cabo ha conseguido recuperar la curva de normalización a partir del modelo desarrollado en esta tesis para describir el rendimiento del captador trabajando en condiciones reales.

Si de la segunda gráfica que aparece en la **Figura 5-61**, se extraen únicamente los datos de un día, se observa, tal y como muestra la **Figura 5-63**, que el resultado del modelo, puntos verdes, coincide con la curva de normalización, puntos rojos, en las horas centrales del día (como queda claro en la **Figura 5-62 a**), difiriendo del rendimiento experimental, puntos azules, descrito mediante el modelo, puntos negros.



**Figura 5-63: Comparación del rendimiento obtenido con un captador operando en condiciones reales y uno que tiene  $\tau\alpha=0,93$ ,  $q=0,02\text{kg/sm}^2$ ,  $K_B(\theta)=1$ ,  $K_D(\theta)=0,82$ ,  $\frac{dE}{dt} = 0$ ,  $P_{RAD}=100\text{W/m}^2$ ,  $V_{VIENTO}=3\text{m/s}$  y  $\theta_{VIENTO} = 0^\circ$ , descripción horaria para el día 14 de septiembre 2008. Roja curva normalización, negro modelo y verde modelo modificado.**

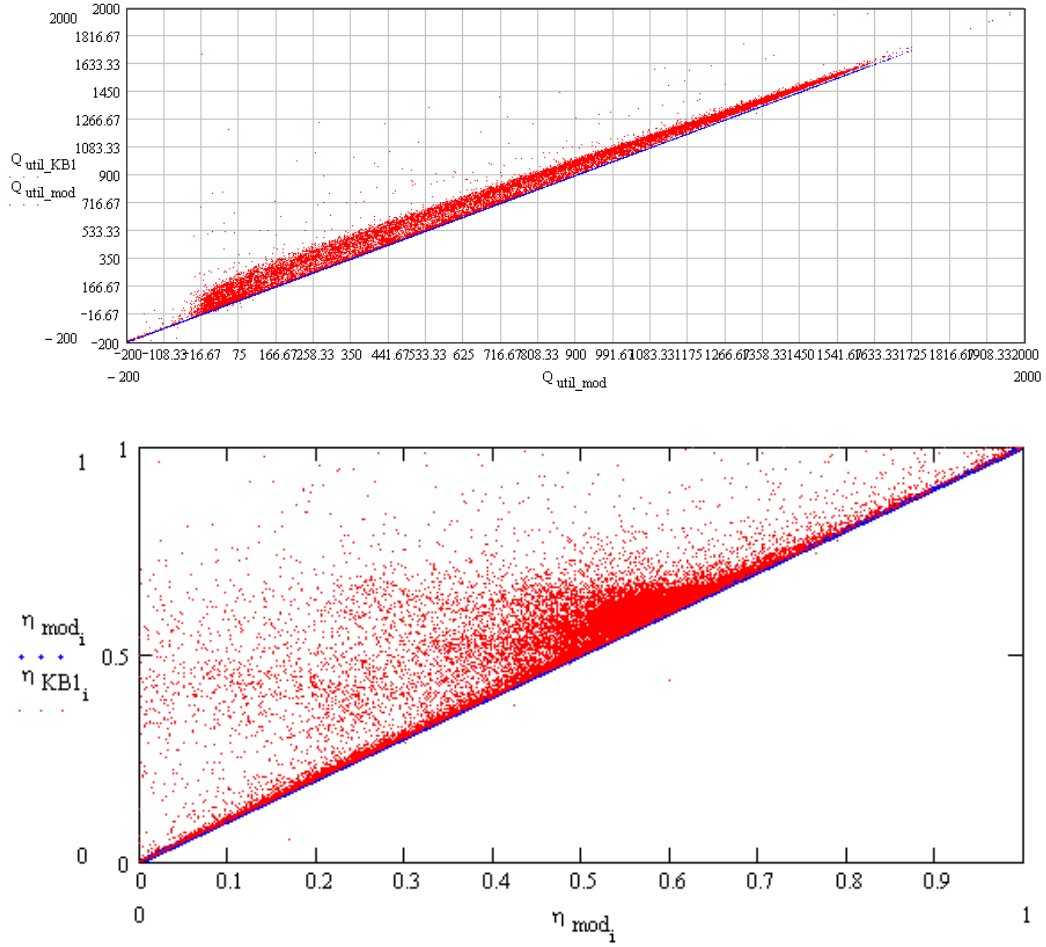
#### 5.6.14 Influencia de los parámetros principales en el rendimiento

A la vista de la influencia de algunas de las variables que fija la norma EN12975 2006 (1) para el cálculo del rendimiento se ha procedido a calcular la contribución de cada una de ellas.

Para ello se ha realizado el cálculo del calor útil y el rendimiento a partir del modelo y se ha comparado con el que se obtiene si se suprime una de las variables más significativas.

##### 5.6.14.1 Modificador por ángulo de incidencia de la componente directa de la radiación solar sobre el captador

Si no se tiene en cuenta que los rayos solares inciden sobre la superficie del captador con un ángulo diferente de la perpendicular a lo largo del día, se tiene que tanto el calor útil como el rendimiento es mayor que el que realmente se obtiene.

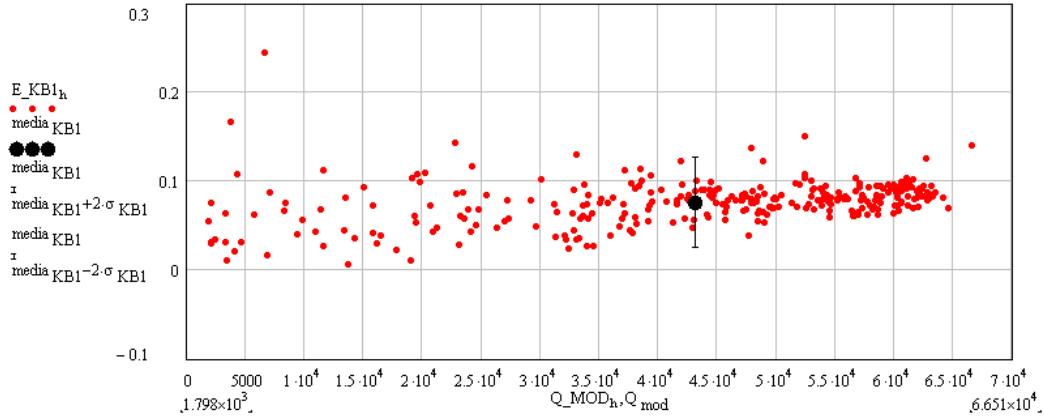


**Figura 5-64: Comparación entre el calor útil y el rendimiento del captador teniendo en cuenta el modificador del ángulo de incidencia o no teniéndolo en cuenta.**

Si se calcula el error cometido al no tenerlo en cuenta se obtiene:

$$\varepsilon_{KB1} = \frac{Q_{util\_KB1} - Q_{util\_mod}}{Q_{util\_mod}}$$

**Ecuación 5-163**

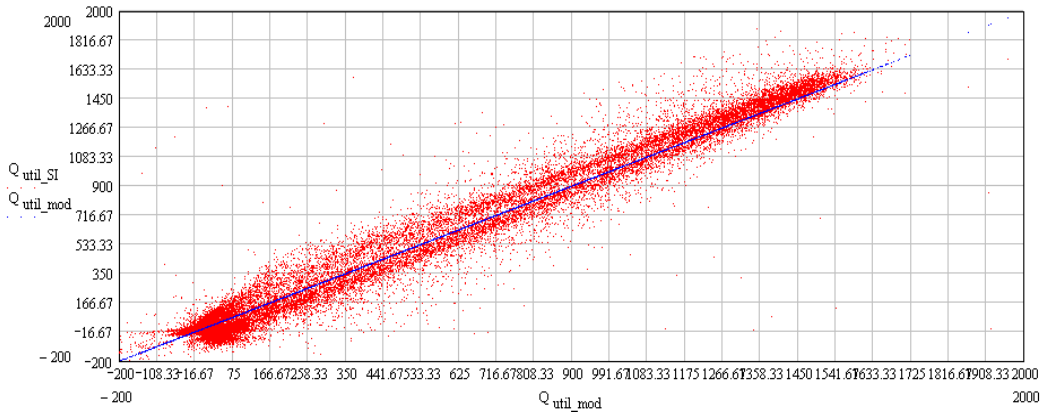


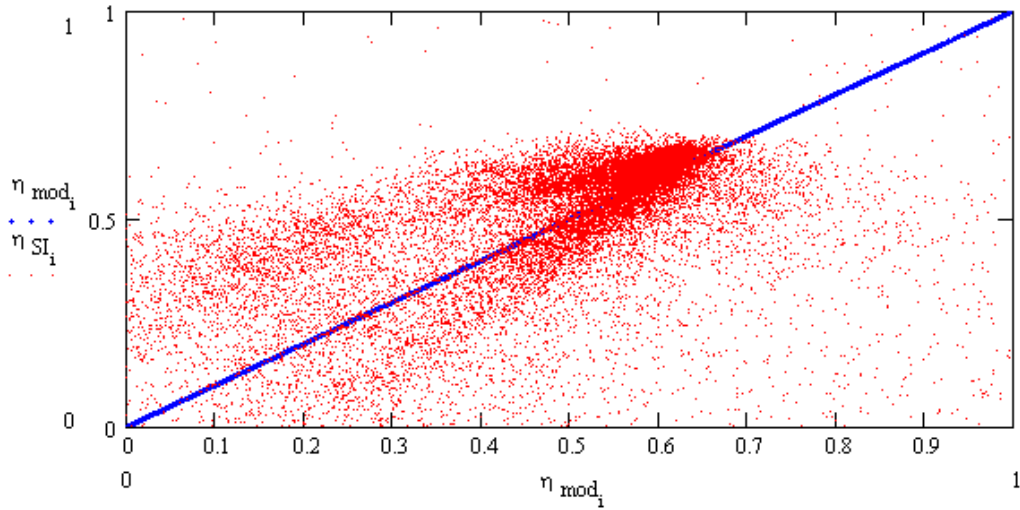
**Figura 5-65: Error relativo cometido al no contabilizar el modificador del ángulo de incidencia de la radiación solar directa.**

El valor medio del error relativo es tal y como puede verse en la figura del 7,6%.

5.6.14.2 Almacenamiento de energía en los componentes del captador

Si no se tiene en cuenta el término de almacenamiento de energía en el captador, es decir, lo que se ha denominado inercia del captador a lo largo de esta tesis, se comete también un error significativo.

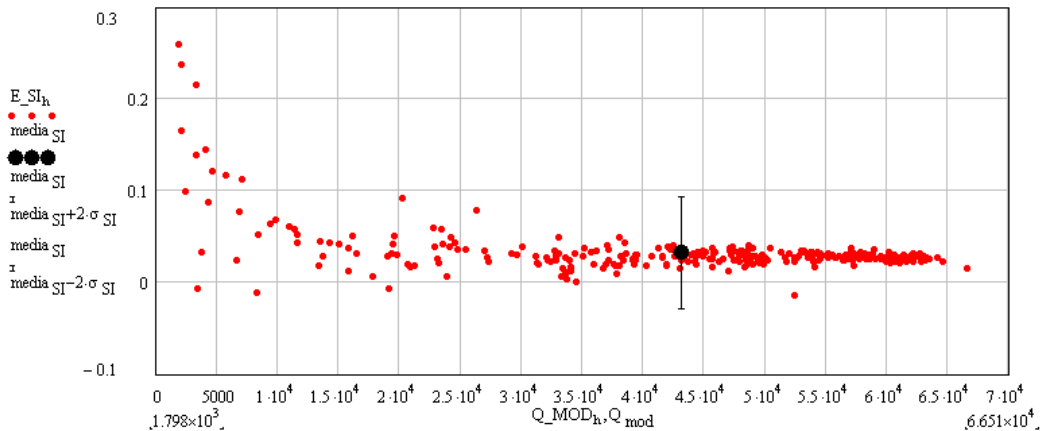




**Figura 5-66: Comparación entre el calor útil y el rendimiento del captador teniendo en cuenta el almacenamiento de energía o no teniéndolo en cuenta.**

Según se puede ver en la **Figura 5-66** el calor útil obtenido sufre una variación en los valores más bajos, correspondientes al comienzo y final del día. El rendimiento calculado sin contabilizar la inercia provoca un aumento respecto al rendimiento del modelo.

El valor medio del error relativo cometido es de 3,2%.



**Figura 5-67: Error relativo cometido al no contabilizar el almacenamiento de energía en el captador.**

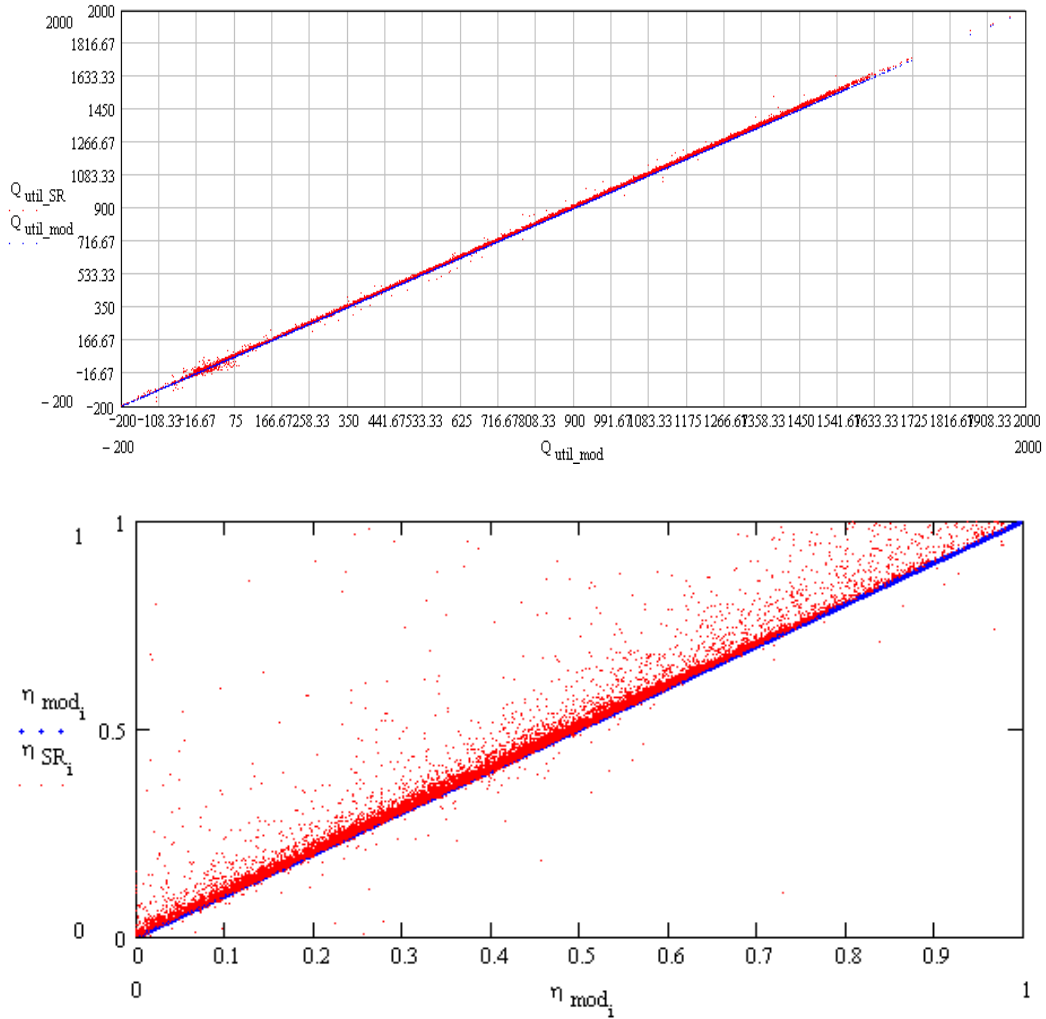
Para estimar el tiempo característico del captador se ha dividido el valor máximo de la inercia entre el valor máximo del calor útil.

$$\tau_{inercia} = \frac{INERCIA_{TOTAL}}{Q_{\acute{u}til}} \Delta t = \frac{170W}{1500W} 600s = 68s$$

Ecuación 5-164

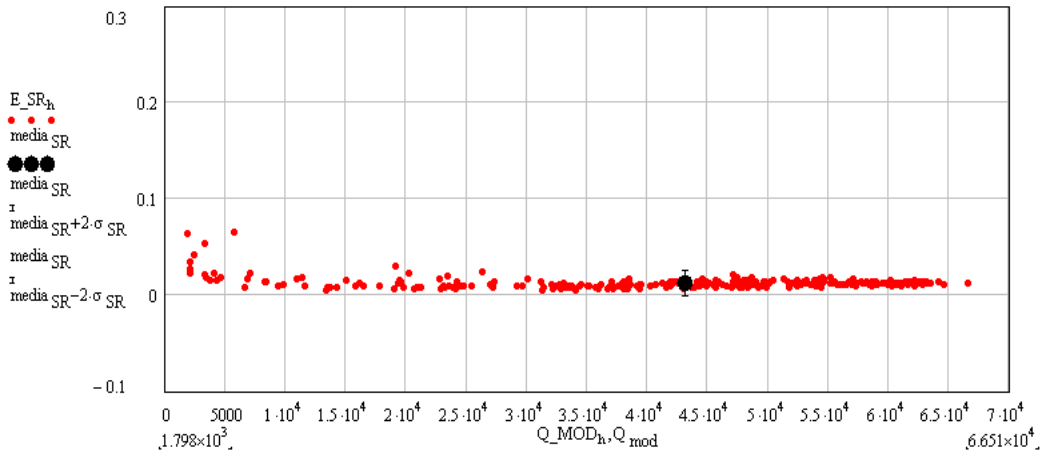
5.6.14.3 Pérdidas por radiación al exterior

El hecho de contabilizar las pérdidas por radiación al exterior del captador es poco significativo como puede apreciarse en la **Figura 5-68**.



**Figura 5-68:** Comparación entre el calor útil y el rendimiento del captador teniendo en cuenta las pérdidas por radiación al exterior o no teniéndolas en cuenta.

Como puede verse el valor, tanto del calor útil y en consecuencia del rendimiento, son muy similares, quizás un poco mayores. El error relativo cometido al no contabilizar esta pérdida es del 1,3%



**Figura 5-69: Error relativo cometido al no contabilizar las pérdidas por radiación al exterior del captador.**

5.6.14.4 Pérdidas por viento

Si no se tienen en cuenta las pérdidas por viento en el captador, se mayor el valor tanto del calor útil como del rendimiento del captador, tal y como puede verse en la **Figura 5-70**.

Si se calcula el error cometido al no contabilizar dichas pérdidas se encuentra una gran dispersión debida principalmente al hecho de que la velocidad del viento es siempre cambiante por lo que afectará más en los momentos en los que el viento tiene mucha velocidad y en mucha menor medida en los momentos en los que la velocidad del viento es muy pequeña, se puede apreciar en la **Figura 5-71**.

El valor del error relativo es del 15,6%, hasta ahora uno de los más altos de los estudiados.



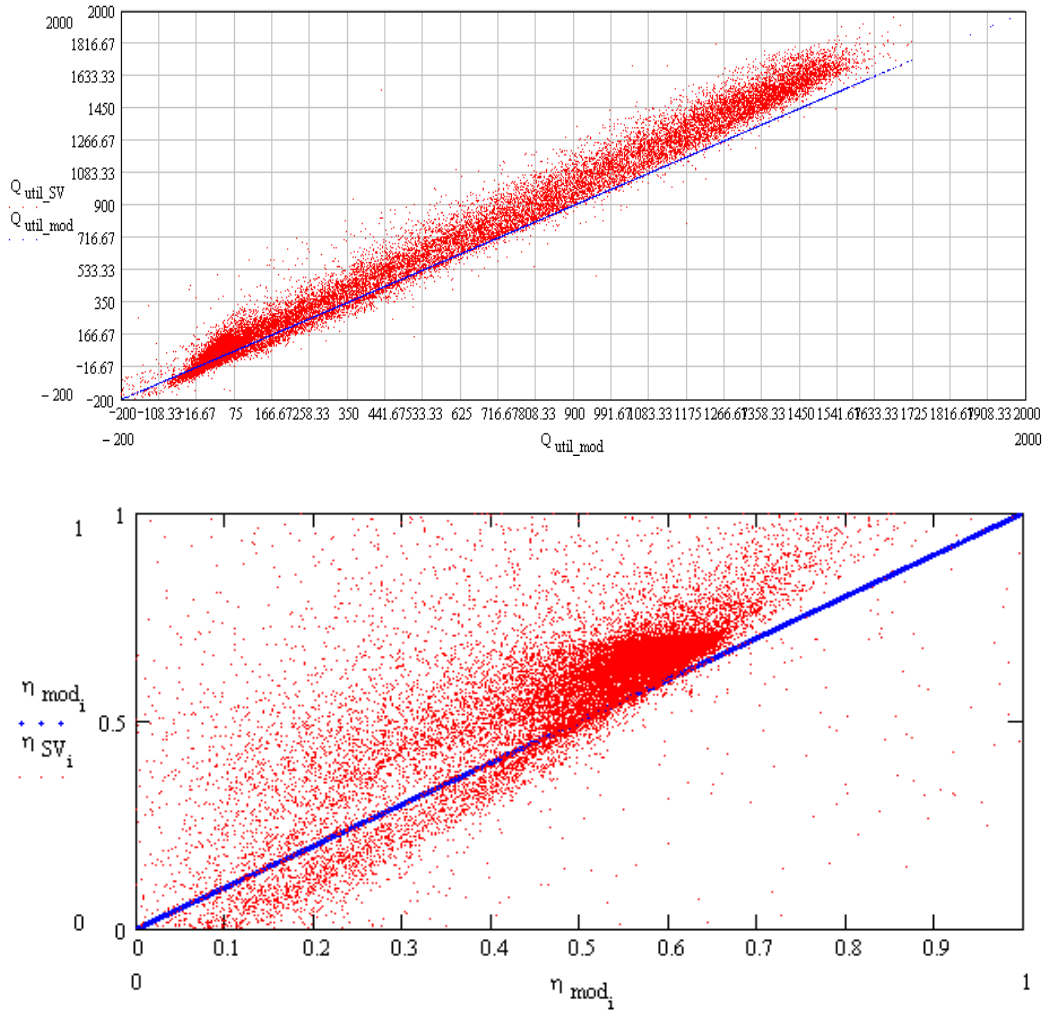


Figura 5-70: Comparación entre el calor útil y el rendimiento del captador teniendo en cuenta las pérdidas por viento o no teniéndolas en cuenta.

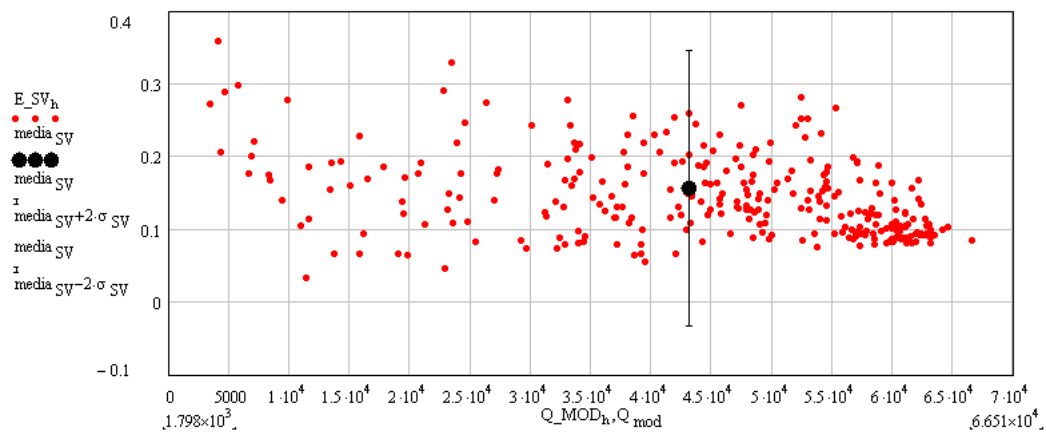
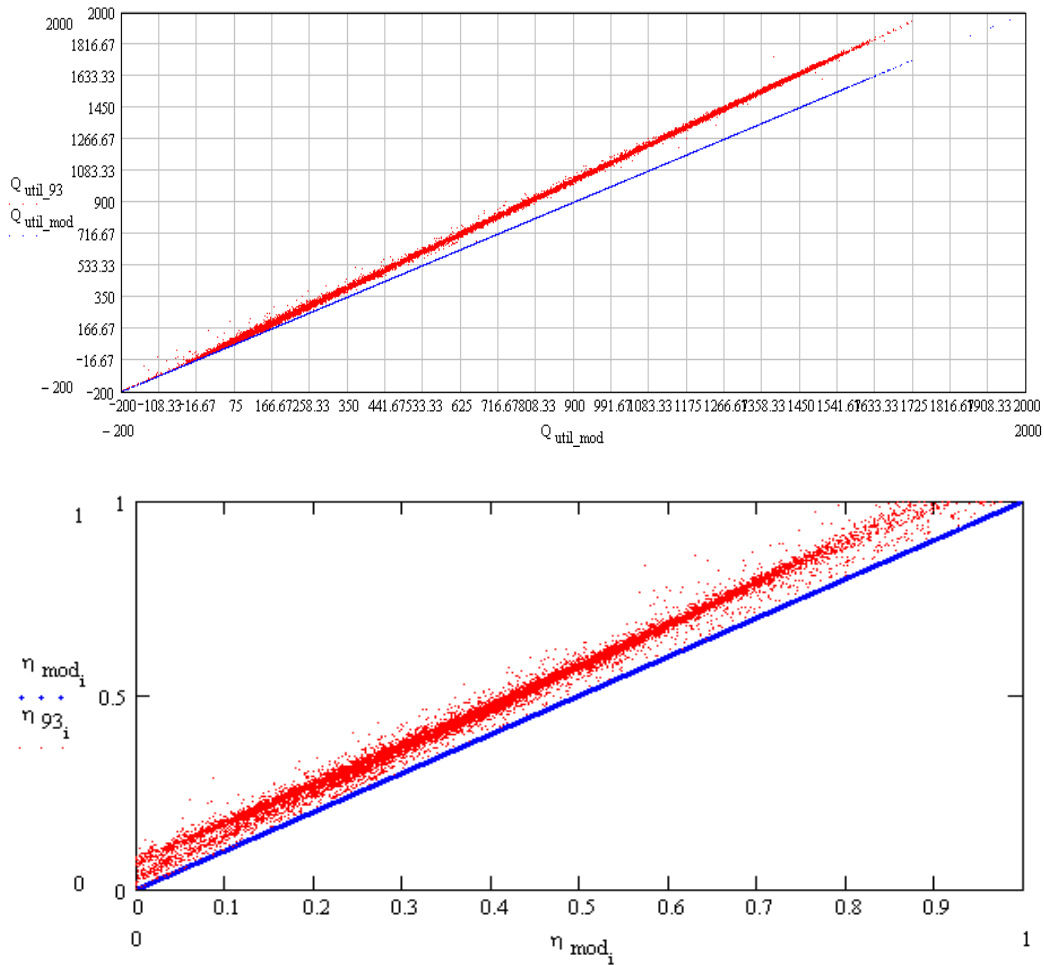


Figura 5-71: Error relativo cometido al no contabilizar las pérdidas por viento del captador.

5.6.14.5 *Envejecimiento del captador*

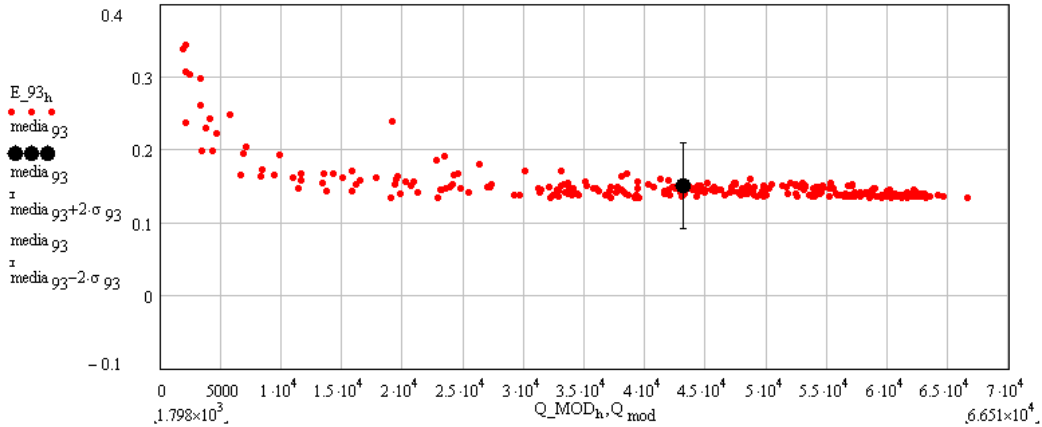
Tener en cuenta el envejecimiento del captador, tal y como ya se ha comentado supone utilizar las propiedades ópticas del captador nuevo en vez de las que posee en la actualidad, en este caso después de 9 años de funcionamiento continuado.

El estudio realizado muestra lo significativo que resulta este efecto en el funcionamiento del captador. A la hora de diseñar una instalación solar este efecto es poco influyente puesto que se instalan captadores nuevos, pero si se pretende dar un valor de rendimiento a medio o largo plazo se necesitará contabilizarlo para no sobrevalorar la energía aportada por la instalación solar a la aplicación para la que se destine.



**Figura 5-72: Comparación entre el calor útil y el rendimiento del captador nuevo y uno con 9 años de antigüedad.**

El error relativo cometido en este caso es del 15,0%



**Figura 5-73: Error relativo cometido al no contabilizar el envejecimiento del captador.**

A modo de resumen se han reunido los valores medios de cada efecto en la

EFEECTO	INFLUENCIA SOBRE EL CALOR ÚTIL
Pérdidas por viento	15,6%
Envejecimiento del captador	15,0%
Modificador ángulo de incidencia	7,6%
Acumulación de energía (inercia térmica)	3,2%
Pérdidas por radiación	1,3%

**Tabla 5-7: Influencia de cada efecto en la determinación del calor útil obtenido.**

**5.6.15 Estudio del efecto de la velocidad y dirección del viento en el rendimiento del captador solar.**

A partir del modelo desarrollado se puede estudiar cómo afecta al rendimiento del captador tanto la velocidad como la dirección del viento.

Para realizar este estudio de sensibilidad se ha impuesto un rango de velocidades entre 1-11m/s y un rango de ángulos de incidencia desde 90º-180º, siendo 90º flujo cruzado y 180º flujo paralelo puros.

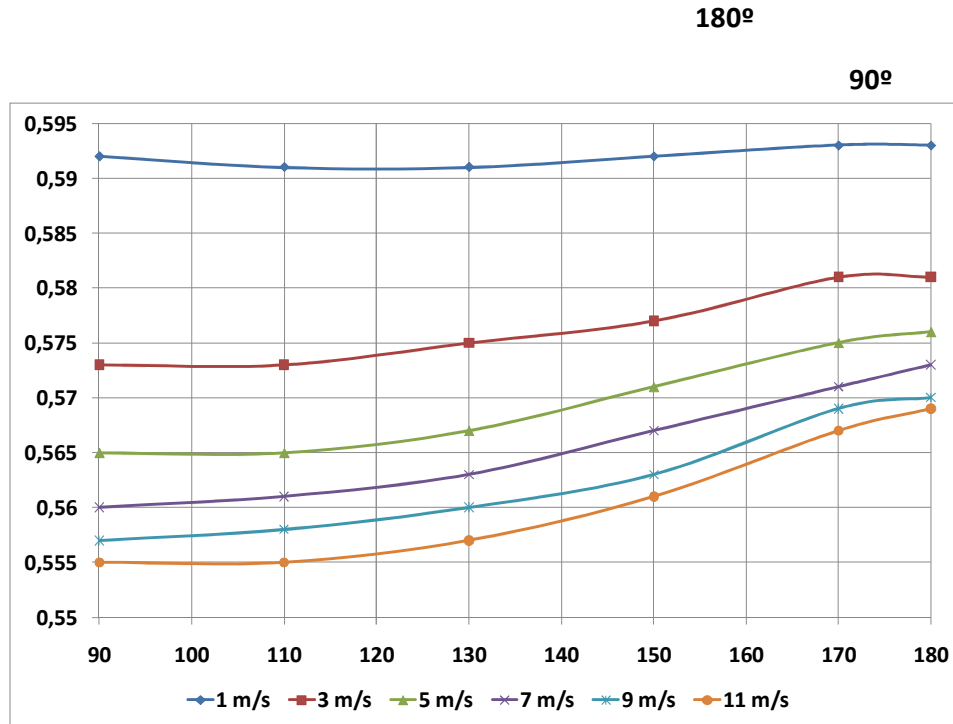
Se ha repetido el cálculo para cada una de las combinaciones posibles de ángulo y velocidad con un intervalo de 20º y 2m/s respectivamente.

A la hora de calcular el rendimiento medio en esas condiciones se ha optado por eliminar todos los días en los que las medidas no estaban completas y las horas entre la puesta y la salida del sol, dado que en esos momentos no hay radiación solar. También se han retirado los datos en los que la radiación solar es inferior a 300W/m<sup>2</sup> para evitar comportamientos anómalos por falta de radiación.

Una vez seleccionados los datos adecuados se ha calculado ese valor de rendimiento medio, tal y como queda recogido en la **Tabla 5-8**.

	ANGULO					
VELOCIDAD	90º	110º	130º	150º	170º	180º
1 m/s	0,592	0,591	0,591	0,592	0,593	0,593
3 m/s	0,573	0,573	0,575	0,577	0,581	0,581
5 m/s	0,565	0,565	0,567	0,571	0,575	0,576
7 m/s	0,56	0,561	0,563	0,567	0,571	0,573
9 m/s	0,557	0,558	0,56	0,563	0,569	0,57
11 m/s	0,555	0,555	0,557	0,561	0,567	0,569

**Tabla 5-8: Variación del rendimiento medio del captador con la velocidad y el ángulo de incidencia del viento.**



**Figura 5-74: Variación del rendimiento medio del captador con la velocidad y el ángulo de incidencia del viento**

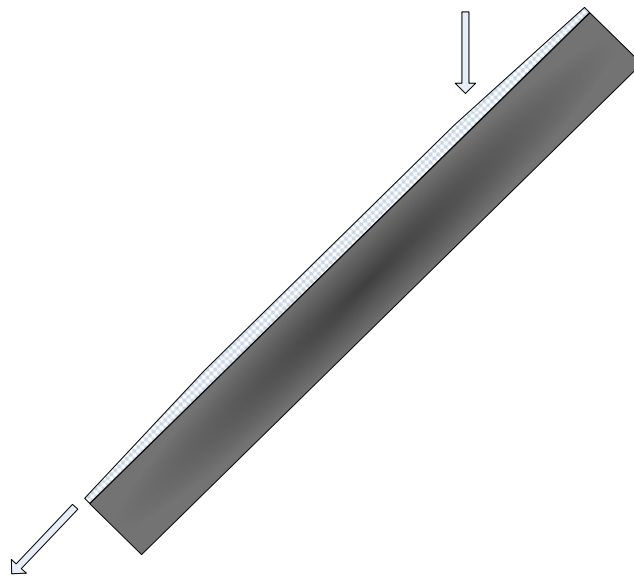
Si se representan estos resultados para cada velocidad, tal y como aparece en la **Figura 5-74**, se puede apreciar cómo el rendimiento disminuye con un aumento en la velocidad y cómo el ángulo de incidencia peor es el perpendicular a la superficie del captador.

Se produce un aumento en el rendimiento según la dirección de la velocidad se va haciendo paralela a la superficie de 0,01% por grado y de -0,22% por m/s según aumenta la velocidad del viento.

### 5.6.16 Días de lluvia

Se ha llevado a cabo un estudio posterior a la modelización del captador en el que se han estudiado los días de lluvia. Así se puede ver cómo afecta al calor útil del captador el hecho de tener que emplear parte en la evaporación de la película de agua que se crea en el cristal del captador.

Este estudio se ha llevado a cabo utilizando la analogía de la transferencia de calor y masa, dado que se conoce el valor del coeficiente de convección en el cristal del captador.



**Figura 5-75: Captador mojado por el agua de lluvia, película de agua que debe evaporar.**

Aplicando un balance de energía en la superficie mojada del captador se obtiene:

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{dm_w}{dt} h_{lv}$$

Ecuación 5-165

Donde:

$$\frac{dm_w}{dt} = h_m \Delta C_w A_{ref}$$

**Ecuación 5-166**

$$\Delta C_w = C_{w\_sat} - C_{w\_aire}$$

**Ecuación 5-167**

$$PV = mRgT \rightarrow \frac{m}{V} = C = \frac{P_w}{Rg_w T_{cristal}}$$

**Ecuación 5-168**

$$\Delta C_w = \frac{P_{w\_sat} - P_{w\_aire}}{Rg_w T_{cristal}} = \frac{P_{w\_sat}(1 - \varphi)}{Rg_w T_{cristal}}$$

**Ecuación 5-169**

Sustituyendo la Ecuación 5-169 y la Ecuación 5-166 en la Ecuación 5-165 se llega a:

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{P_{w\_sat}(1 - \varphi)h_m A_{ref}}{Rg_w T_{cristal}} h_{lv}$$

**Ecuación 5-170**

Aplicando la analogía de la transferencia de calor y masa, se calcula el número de Lewis:

$$\frac{h_{cup}}{h_m} = \rho_{aire} C_{p_{aire}} Le^{1-n}$$

**Ecuación 5-171**

Siendo:

$$Le = \frac{\alpha_{aire}}{D_{w\_aire}}$$

**Ecuación 5-172**

Por lo tanto, el calor que se necesita para evaporar la película de agua en el cristal responde a la siguiente relación:

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{P_{w\_sat}(1 - \varphi)h_{cup} A_{ref}}{\rho_{aire} C_{p_{aire}} Le^{1-n} Rg_w T_{cristal}} h_{lv}$$

**Ecuación 5-173**

De donde se puede calcular el área que se evapora por unidad de energía:

$$\hat{A}_{ref} = \frac{\rho_{aire} C_{p_{aire}} L e^{1-n} R g_w T_{cristal}}{P_{w_{sat}} (1 - \varphi) h_{cup} h_{lv}}$$

Ecuación 5-174

Para calcular el área mojada evaporada del cristal se puede aplicar:

$$A_{ev} = (Q_{util_{mod}} - Q_{util}) \hat{A}_{ref}$$

Ecuación 5-175

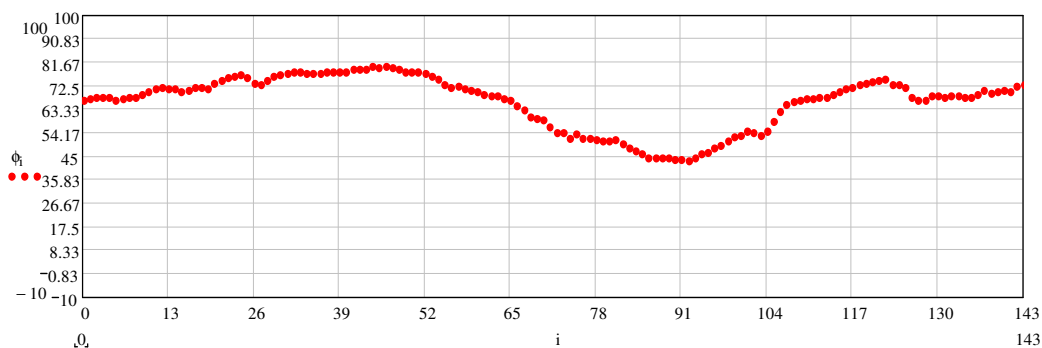
Si se supone una película de 0,5mm de grosor sobre el captador se puede calcular el calor evaporado como:

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{e \rho_w A_{panel} h_{lv}}{\frac{(\omega_{SS} - \omega_{SR})}{15^{\circ}/hr}}$$

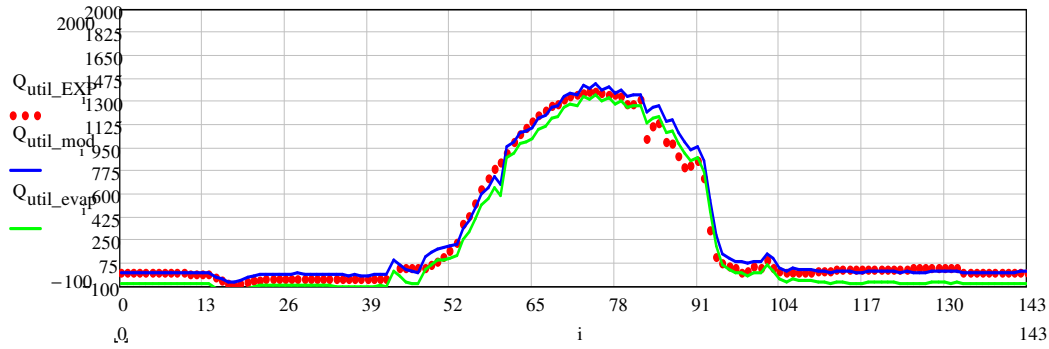
Ecuación 5-176

En los días en los que llueve si se resta esta cantidad a la que predice el modelo se puede observar como coincide con el calor experimental mientras hay superficie mojada.

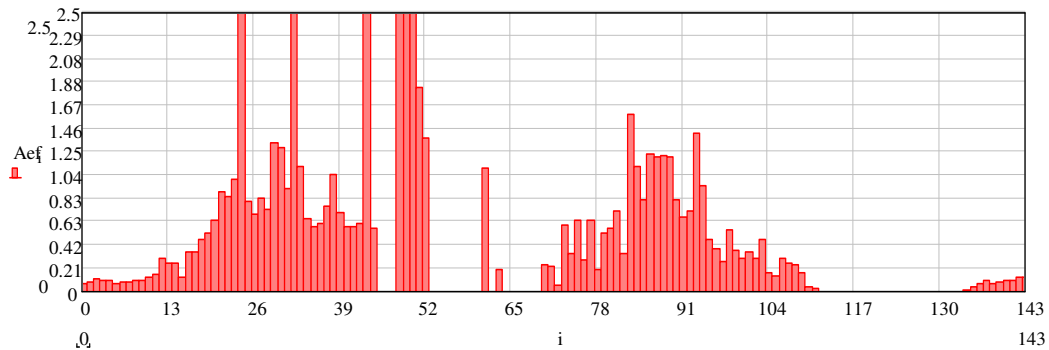
Siguiendo el comportamiento de un día en el que llueve por la tarde, 6 de noviembre de 2008, se obtiene que la humedad relativa es elevada, tanto por la noche como a partir de las 16h, **Figura 5-76**. El calor útil predicho por el modelo se ajusta al experimental salvo en las horas de la tarde como muestra la **Figura 5-77**.



**Figura 5-76: Humedad relativa del día 6 de noviembre 2008.**



**Figura 5-77: Calor útil experimental, calor útil predicho con el modelo con y sin evaporación para el día 6 de noviembre 2008**



**Figura 5-78: Superficie mojada aparente para el día 6 de noviembre 2008**

La superficie mojada aparente es la que aparece en la **Figura 5-78**, como puede observarse tiene valores inferiores al área total del captador y únicamente son positivos en los momentos en los que se produce la lluvia. La evaluación precisa de la evaporación de agua en la superficie de los captadores requiere un procedimiento de detección directa de la presencia de agua en la misma. Esta instrumentación no se ha implementado en la tesis.

## 5.7 Conclusiones

Las principales conclusiones de este capítulo de la tesis se pueden agrupar según los grandes bloques en los que se ha dividido el mismo.

Con respecto al modelo de irradiación solar:

- Se ha desarrollado un modelo de irradiación solar sobre el plano inclinado que describe de forma precisa la irradiación que incide sobre el plano del captador para todas las épocas del año. Los resultados se han validado



experimentalmente con un piranómetro orientado en la misma dirección que los captadores solares.

- Se han comparado los resultados del modelo con los que aparecen en la literatura y se ha comprobado que el resultado del modelo de irradiación ofrece mejores resultados que el resto. La especificidad aplicada a las diferentes variables inherentes al modelo, incluyendo su variabilidad diaria y estacional, ha permitido elevar dicho grado de aproximación a la realidad.
- Se ha calculado la irradiación que absorbe el captador, ya que difiere de la irradiación sobre el plano del captador, al verse afectada por los valores de la transmisividad y absorptividad del cristal y de la placa absorbedora del captador, además de los modificadores de ángulos tanto para la componente directa, como difusa y reflejada.
- Se ha puesto en evidencia que el envejecimiento del captador produce una disminución en la irradiación absorbida por el mismo y por consiguiente en su rendimiento.

Con respecto al modelo de captador solar:

- Se ha realizado y validado un modelo en régimen transitorio del captador solar, en el que se ha puesto de manifiesto que la descripción de las actuaciones del mismo en condiciones de funcionamiento real no es sencilla, dado que se deben tener en cuenta todos los diferentes fenómenos que intervienen.
- Se ha llevado a cabo una recopilación de correlaciones para la descripción de la temperatura equivalente del cielo a efectos de intercambio de radiación, dado que dicha temperatura es con la que el captador solar intercambia calor en sus pérdidas radiativas con el exterior. De ahí se ha elegido la correlación que mayor número de parámetros tiene en cuenta y que se ajusta mejor a las condiciones meteorológicas propias de la zona donde están ubicados los captadores.
- Se han medido las variables de funcionamiento del captador, el caudal que lo recorre, y las temperaturas de entrada y salida del captador. Ante la dificultad de describir el rendimiento del captador de forma precisa con esa información exclusivamente, se instalaron tres termopares más que dan la temperatura del cristal, de la caja y de la placa absorbedora, gracias a las cuales se ha podido calcular posteriormente, tanto las resistencias térmicas del captador como el reparto de energía.
- A partir de las temperaturas experimentales se realizó un esquema de resistencias térmicas, a partir del cual se calcularon tanto sus valores como el calor que las recorre.
- Dado que el estudio se realiza en régimen transitorio, se obtuvieron también del estudio el almacenamiento de energía en todos los componentes del

captador, factor sumamente importante para la correcta descripción del calor útil obtenido del sistema.

- Se ha realizado una revisión bibliográfica de los modelos de pérdidas por convección, tanto forzada como natural del captador, encontrándose que no existe ningún modelo que suponga pérdidas de calor por la parte inferior del captador de carácter convectivo, reduciéndose los estudios a calcular las pérdidas de la parte superior del mismo.
- De igual modo se ha llevado a cabo una revisión bibliográfica de los modelos de transferencia de calor por convección natural en cavidades inclinadas, encontrándose un reducido número de publicaciones aplicables.
- Tanto las correlaciones para la convección exterior como interior del captador encontradas en la literatura no resultaron plenamente adecuadas para la descripción de las resistencias térmicas calculadas experimentalmente a partir de las temperaturas, por lo que se llevó a cabo un ajuste de las mismas y se calcularon las correlaciones propias de la instalación, a través del captador instrumentado.
- Las correlaciones empíricas desarrolladas para las superficies exteriores, tanto la caja como el cristal, se calcularon teniendo en cuenta el ángulo que forma la corriente del viento con la superficie del captador. Esta opción implica una composición de ambos efectos para ángulos intermedios entre la corriente puramente paralela y puramente perpendicular a la superficie. En los casos de convección natural se aplicaron las propuestas de la bibliografía que mejores resultados ofrecieron al comparar con la realidad.
- Para la correlación de convección natural en el interior del captador solar se realizó igualmente un desarrollo empírico, obteniéndose una correlación que describe correctamente la resistencia térmica calculada con los datos experimentales.
- La resistencia térmica de la placa absorbidora se calculó de forma empírica, teniendo en cuenta que se trata de un serpentín y no de una parrilla de tubos paralelos. Ello implica que el extremo adiabático de la aleta se encuentra algo desplazado de la zona central entre tubos contiguos. Se distinguió entre la parte de la placa donde está el serpentín y la parte de la placa en la que se encuentran los tubos distribuidores.
- Las resistencias térmicas conductivas del resto de componentes se han calculado directamente. La única peculiaridad que presentan es la necesidad de conocer las dimensiones de las mismas.
- En el modelo desarrollado se han tenido en cuenta también los tubos distribuidores de fluido presentes en el captador, tanto para el cálculo de sus resistencias térmicas como en el cálculo de su almacenamiento de energía.

- El cálculo del almacenamiento de energía se ha realizado con éxito mediante la aplicación de la técnica de diferencias finitas, en concreto utilizando el método de Euler implícito, a la resolución de las ecuaciones de balance en el captador.
- Una vez resuelto el sistema de ecuaciones se ha validado experimentalmente tanto en temperaturas como en energía, comprobándose que los resultados obtenidos son satisfactorios para todos los días del año de los que se dispone información fiable y contrastada.
- Mediante la integración del calor útil obtenido experimentalmente y mediante la aplicación del modelo se ha realizado un cálculo de errores que muestra que en un intervalo de confianza del 95%, el calor útil del modelo presenta un error relativo medio del 0,16% con una desviación estándar del 27,0% para toda la población de datos disponibles del año completo.
- El rendimiento del captador se ha calculado experimentalmente, mediante la curva de normalización y alternativamente mediante el modelo desarrollado. Se ha encontrado que los resultados ofrecidos por la curva de normalización son más elevados que los reales, dado que las características del ensayo difieren de las condiciones reales de funcionamiento y además no tiene en cuenta la degradación de las superficies del captador con el envejecimiento de las mismas. Sin embargo el modelo desarrollado en la presente tesis responde perfectamente al perfil instantáneo del rendimiento experimental.
- Mediante la aplicación del modelo y reproduciendo las condiciones en las que se calcula la curva de normalización se ha logrado recuperar los valores de la curva de normalización para el rendimiento de los captadores.
- Se ha estudiado la influencia de cada uno de los factores implicados en el rendimiento y se ha encontrado que los más significativos son las pérdidas por viento, 15,6%, y el envejecimiento del captador, 15,0%. A continuación, y por orden de importancia, se sitúan el modificador por ángulo de incidencia 7,6%, la capacidad de almacenamiento de energía en el captador, 3,2%, y las pérdidas por radiación, 1,3%.
- Se ha realizado un estudio estadístico de la influencia de la velocidad y dirección del viento, encontrándose que según aumenta la velocidad y la dirección la cual forma un ángulo de incidencia se va haciendo más perpendicular el rendimiento disminuye.
- Se ha calculado el tiempo característico de la inercia del captador, observándose que su valor es pequeño en comparación con los pasos temporales que se manejan en las bases de datos habituales, incluso con el de la base de datos generada en el presente trabajo. Los efectos de inercia térmica en el captador afectan al rendimiento del mismo en un 3,2%.
- Se ha llevado a cabo un estudio a posteriori para calcular el efecto que tiene la película de agua que se forma con la lluvia en la superficie del captador,

encontrándose que evaporar dicha agua provoca una disminución del calor útil del captador.

- En la comparación de las correlaciones de convección forzada exterior desarrolladas en la presente tesis con las existentes en la bibliografía se ha podido comprobar que estas últimas sobrevaloran el coeficiente de convección tanto en las correlaciones lineales como las potenciales, siendo la más próxima la obtenida por Sharples 1998 (30).
- La correlación de convección natural interior en el panel, es significativamente diferente de las encontradas en la literatura.

## 5.8 Bibliografía

1. **UNE:EN-12975.** *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares.* Madrid : AENOR, 2006. Norma.
2. *The roles of scattering, absorption and air mass on the diffuse to global correlations.* **Vázquez, M., Ruiz, V. y Perez, R.** 1991, *Solar Energy* 47, págs. 181-188.
3. **Duffie, J. A. y Beckman, W.A.** *Solar Engineering Thermal Processes.* USA : John Wiley and Sons, 2006.
4. **Vázquez, M. y Santos, J.** Correlaciones minutarias, horarias y diarias de la radiación solar difusa a la radiación solar global en Vigo. [aut. libro] M. Vázquez y José F. Seara. *Libro de Actas del XII Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Energía Solar.* Vigo : Manuel Vázquez Vázquez y José F. Seara, 2004, págs. 1165-1170.
5. *Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly average global radiation.* **Erbs, D.G., Klein, S.A. y Duffie, J. A.** 1982, *Solar Energy* 28, págs. 293-302.
6. *The average distribution of solar radiation-correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values.* **Collares Pereira, M y Rabl, A.** 1979, *Solar Energy* 22, págs. 155-162.
7. *Diffuse fraction correlations.* **Reindl, D.T., Beckman, W.A. y Duffie, J.A.** 1990, *Solar Energy* 45, págs. 1-7.
8. *Solar radiation modelling for the simulation of photovoltaic systems.* **Mondol, J.D., Yohanis, Y.G. y Norton, B.** 2008, *Renewable Energy* 33, págs. 1109-1120.
9. *Correlations between the solar diffuse and global radiation for Madrid.* **Frutos, F, Ruiz, V. y Gutierrez, J.** 1985, *Revue Internationale D´Heliotechnique*, págs. 7-12.

10. *Sky temperature modelisation and applications in building simulation*. **Adelard, L., y otros.** 1998, *Renewable Energy* 15, págs. 418-430.
11. *Long wave radiation from clear skies*. **Swinbank, W.C.** 1963, *Quart. J. Roy. Meteorol. Soc.*,89, págs. 338-348.
12. *New formulae for the equivalent night sky emissivity*. **Melchor Centeno, V.** 1982, *Solar Energy* 28, págs. 489-498.
13. *Emissivity of clear skies*. **Berdahl, P. y Martin, M.** 1984, *Solar Energy* 32, págs. 663-664.
14. **Eicker, U.** *Solar Technologies for Buildings*. Stuttgart : John Wiley and Sons, 2001.
15. *Longwave sky radiation parametrizations*. **Aubinet, M.** 1994, *Solar Energy* 53, págs. 147-154.
16. *Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing*. **Akhtar, N. y Mullick, S.C.** 1999, *Solar Energy* 66, págs. 349-354.
17. *Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing*. **Akhtar, N. y Mullick, S.C.** 2007, *Energy* 32, págs. 1067-1074.
18. *The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions*. **Kamminga, W.** 1985, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28, págs. 433-440.
19. *Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces*. **Sartori, E.** 2006, *Solar Energy* 80, págs. 1063-1071.
20. **Mc Adams, W.C.** *Heat Transmission*. New York : McGraw Hill, 1954.
21. *Solar and wind induced external coefficients solar collectors*. **Watmuff, J.H., Charters, W.W.S. y Proctor, D.** 1977, *Comptes Rendus* 2, pág. 56.
22. **Lunde, P.J.** *Solar Thermal Engineering*. New York : John Wiley and Sons, 1980.
23. *Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural environment*. **Test, F.L., Lessmann, R.C. y Johary, A.** 1981, *Transactions of the ASME: Journal of Heat Transfer* 103, págs. 262-267.
24. *Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors*. **Kumar, S., y otros.** 1997, *Renewable Energy* 10, págs. 613-616.

25. *Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate.* **Sparrow, E.M., Ramsey, J.W. y Mass, E.A.** 1979, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer 101, págs. 199-204.
26. *Effect of leeward orientation, adiabatic framing surfaces, and eaves on solar-collector-related heat transfer coefficients.* **Sparrow, E.M., Nelson, J.S. y Tao, W.Q.** 1982, Solar Energy 29, págs. 33-41.
27. *Convective heat losses from flat-plate solar collectors in turbulent winds.* **Kind, R.J., Gladstone, D.H. y Moizer, A.D.** 1983, Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering 105, págs. 80-85.
28. *Wind-induced heat losses from solar collector arrays on flat-roofed buildings.* **Kind, R.J. y Kitaljevich, D.** 1985, Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering 107, págs. 335-342.
29. *Wind-related heat transfer coefficient for flat-plate solar collectors.* **Shakerin, S.** 1987, Transactions of the ASME. Journal of Solar Energy Engineering 109, págs. 31-39.
30. *Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector.* **Sharples, S. y Charlesworth, P.S.** 1998, Solar Energy 62, págs. 69-77.
31. *Local heat transfer and fluid flow characteristics for airflow oblique or normal to a square plate.* **Tien, K.K. y Sparrow, E.M.** 1979, International Journal of Heat and Mass Transfer 22, págs. 349-360.
32. *Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate- application to solar collectors.* **Sparrow, E.M. y Tien, K.K.** 1977, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer 99, págs. 507-512.
33. *Experimental study of energy loss in solar energy collectors with wind fences.* **Gomes, D.G. y Fico, N.G.C.R.** 2004, Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering 126, págs. 1101-1104.
34. *Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector.* **Agarwal, V.K. y Larson, D.C.** 1981, Solar Energy 27, págs. 69-77.
35. *Wind related heat losses of a flat plate collector.* **Francey, J.L.A. y Papaioannou, J.** 1985, Solar Energy 35, págs. 15-19.
36. **Schilinchting, H.** *Boundary Layer Theory.* New York : Springer, 2000.
37. *Measurement of wind speed distributions across a solar collector.* **Oliphant, M.V.** 1980, Solar Energy 24, págs. 403-405.

38. *Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms.* **Lloyd, J.R. y Moran, W.P.** 1974, Transactions of ASME Journal of Heat Transfer 96, págs. 443-451.
39. *Heat transfer and fluid flow of natural convection adjacent to upward-facing horizontal plates.* **Kitamura, K. y Kimura, F.** 1995, International Journal of Heat and Mass Transfer 38, págs. 3149-3159.
40. *Numerical study of formation of longitudinal vortices in natural convection flow over horizontal and inclined surfaces.* **Lin, M-H.** 2001, International Journal of Heat and Mass Transfer, 44, págs. 1759-1766.
41. *Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination.* **Fujii, T. y Imura, H.** 1972, International Journal of Heat and Mass Transfer 15, págs. 755-767.
42. *Natural convection from upper and lower surfaces of an inclined isothermal plate.* **Gryzagoridis, J. y Klingenberg, B.E.** 1986, International Communications of Heat Mass Transfer 13, págs. 163-169.
43. *Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces.* **Lloyd, J.R., Sparrow, E.M. y Eckert, E.R.G.** 1972, International Journal of Heat and Mass Transfer 15, págs. 457-473.
44. *Natural convection from a plate with arbitrary inclination.* **Fujii, T. y Imura, H.** 1972, International Journal of Heat and Mass Transfer 15, págs. 755-767.
45. *Natural convection local heat transfer on constant heat flux inclined surfaces.* **Vliet, G.C.** 1969, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer 91, págs. 511-516.
46. *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate.* **Churchill, S.W. y Chu, H.H.S.** 1975, International Journal of Heat and Mass Transfer 18, págs. 1323-1329.
47. **VDI.** *VDI Wärmeatlas.* Düsseldorf : VDI Publications, 1994.
48. *Free convection heat transfer across inclined air layers.* **Hollands, K.G.T., y otros.** 1976, Transactions of ASME Journal of Heat Transfer 98, págs. 189-193.
49. *Numerical investigation of turbulent natural convection in an inclined square cavity with a hot wavy wall.* **Aounallah, M, y otros.** 2007, International Journal of Heat and Mass Transfer 50, págs. 1683-1693.
50. *Numerical study on mode-transition of natural convection in differentially heated inclined enclosures.* **Soong, C.Y., y otros.** 1996, International Journal of Heat and Mass Transfer 39, págs. 2869-2882.

51. *Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to birectional temperature gradients.* **Wang, H. y Hamed, M.S.** 2006, International Journal of Thermal Sciences 45, págs. 782-795.
52. *Non-gray calculation of plate solar collector with low iron glazing taking into account the absorption and emission with a glass cover.* **Khoukhi, M, Maruyama, S. y Sakai, S.** 2007, Desalination 209, págs. 156-162.
53. *On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors.* **Eisenmann, W, Vajen, K y Achermann, H.** 2004, Solar Energy 76, págs. 381-387.
54. *General thermal analysis of serpentine-flow flat-plate solar collector absorbers.* **Lund, K. O.** 1989, Solar Energy 42, págs. 133-142.
55. *Heat removal factor for a flat-plate solar collector with a serpentine tube.* **Abdel-Khalik, S.I.** 1976, Solar Energy 18, págs. 59-64.
56. *Thermal performance of a serpentine absorber plate.* **Zhang, H.F. y Lavan, Z.** 1985, Solar Energy 34, págs. 175-177.
57. *Heat removal factor for a serpentine absorber plate.* **Akgün, M.A.** 1988, Solar Energy 41, págs. 109-111.
58. *Comparison study for three types of solar collectors for water heating.* **Matrawy, K.K. y Farkas, I.** 1997, Energy Conversion and Management 38, págs. 861-869.
59. *The Emissivity of Transparent Materials.* **Gardon, R.** 1956, Journal of The American Ceramic Society 39, págs. 278-287.
60. *Transparent heat mirrors for solar-energy applications.* **Fan, J.C.C. y Bachner, F.J.** 1976, Applied Optics 15, págs. 1012-1017.
61. *Method for evaluation of radiative properties of glass samples.* **Mohelniková, J.** 2008, Applied Thermal Engineering 28 , págs. 388-395.
62. **Winterton, R.H.S.** 1998, International Journal Heat Mass Transfer 41, pág. 809.
63. *A study of solar collector aging, installation and materials problems.* **Rudnick, A., y otros.** 1986, Solar Energy 39, págs. 227-240.
64. *Long-term operation experiences with large-scale solar systems in Slovenia.* **Arkar, C., Medved, S. y Novak, P.** 1999, Renewable Energy 16, págs. 669-672.
65. *Effect of dust on the transparent cover of solar collectors.* **Elemir, H.K., y otros.** 2006, Energy Conversion and Managemet 47, págs. 3192-3203.



66. **Klein, S.A.** EES Engineering Equation Solver. s.l. : F-Chart Software, 1992-2009.



# 6 MODELADO DEL RESTO DE COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN SOLAR Y EVALUACIÓN DE SUS ACTUACIONES

## CONTENIDO

6	MODELADO DEL RESTO DE COMPONENTES DE LA INSTALACIÓN SOLAR Y EVALUACIÓN DE SUS ACTUACIONES .....	309
6.1	Resumen.....	310
6.2	Descripción del ámbito de la simulación .....	310
6.3	Objetivos del capítulo .....	311
6.4	Modelo de intercambiador de calor.....	312
6.4.1	Variables medidas.....	312
6.4.2	Balance de energía en el intercambiador, método básico .....	314
6.4.3	Balance de energía en el intercambiador con pérdidas de calor y con acumulación de energía en su interior .....	317
6.4.4	Aplicación al intercambiador de calor de la instalación solar.....	321
6.4.5	Validación experimental .....	328
6.4.6	Integración diaria del flujo de calor.....	337
6.5	Modelo del acumulador térmico.....	340
6.5.1	Variables medidas.....	340
6.5.2	Modelo de acumulador térmico estratificado .....	343
6.5.3	Resultados del modelo .....	351
6.5.4	Validación experimental del modelo de acumulador con los datos anuales. 354	
6.5.5	Integración diaria.....	358
6.6	Modelo de tuberías del circuito primario .....	362
6.6.1	Variables medidas.....	363
6.6.2	Balance de energía en las tuberías.....	365
6.6.3	Determinación del modelo de pérdidas de las tuberías.....	366
6.6.4	Validación experimental .....	369

6.7	Modelo completo de la instalación solar.....	371
6.7.1	Resultados instantáneos .....	372
6.7.2	Resultados diarios.....	375
6.7.3	Resultados mensuales y anuales .....	377
6.7.4	Cálculos de errores del modelo completo .....	378
6.7.5	Pérdidas de carga vs pérdidas de calor.....	380
6.8	Conclusiones.....	381
6.9	Bibliografía .....	384

## 6.1 Resumen

El presente capítulo de la tesis presenta de forma ordenada todos los programas de simulación en régimen transitorio realizados para la descripción del comportamiento del intercambiador de calor, el acumulador térmico, tuberías de los circuitos y de la instalación solar bajo estudio completa. Todos los modelos son validados con las medidas experimentales recogidas en la base de datos propia de la instalación solar.

Se puede observar que los modelos tienen en cuenta tanto las pérdidas hacia el exterior como el régimen transitorio en el que trabaja la instalación solar a lo largo de cada uno de los días. Este hecho provoca que el grado de acuerdo entre los modelos y la realidad sea muy alto, pudiéndose encontrar una descripción detallada de las actuaciones de una instalación solar operando en condiciones reales.

Una vez comprobado que cada uno de los componentes está descrito correctamente se ha procedido al ensamblaje de todos los programas para crear un único modelo que describa completamente las actuaciones de la instalación solar partiendo de las variables ambientales conocidas, caudales de funcionamiento y temperatura del agua de entrada al acumulador térmico, que por motivos ecológicos difiere de la temperatura de red en algunos grados.

## 6.2 Descripción del ámbito de la simulación

El presente capítulo describe los modelos transitorios obtenidos para describir el comportamiento de los elementos presentes en la instalación salvo los captadores solares descritos en el capítulo 5 a partir de los datos experimentales medidos. Dichos modelos individuales sirven de base para posteriormente elaborar el modelo completo

de la instalación solar. Previamente a la elaboración de los modelos se ha realizado un estudio experimental de cada uno de los elementos, calculando tanto las resistencias térmicas como el reparto de calor a partir de las temperaturas experimentales conocidas, además de las características físicas proporcionadas por el fabricante de cada elemento.

Las tuberías que unen el campo de captadores con el intercambiador de calor se han modelado teniendo en cuenta las especiales características del patinillo donde se encuentran, ya que es compartido con las chimeneas de las calderas del edificio donde se encuentra situada la instalación solar, produciéndose un efecto de intercambio de energía entre ellas. Otra peculiaridad de esta parte de la instalación es el hecho de que el aislante, dada la antigüedad de la instalación, se ha desprendido de algunas zonas, no pudiéndose asegurar que la tubería esté aislada como previamente se había supuesto.

El intercambiador de calor es de placas, pero no se encuentra aislado térmicamente, por lo que resulta imprescindible calcular sus pérdidas al ambiente, además de continuar con el análisis transitorio que se aplica a todos los elementos de esta instalación. El modelo que se ha realizado está basado en la relación  $\epsilon$ -NTU, Incropera et al. 2002 (1), pero debe modificarse de tal manera que se contemple el calor instantáneo intercambiado entre los fluidos una vez contabilizadas las pérdidas y el almacenamiento de energía en los elementos que lo conforman.

El acumulador térmico está estratificado, ya que existe una diferencia significativa de temperaturas entre su base y su parte más alta, de modo que la descripción de su funcionamiento se basa en el desglose del volumen total en diferentes nodos que presentan una temperatura uniforme en toda la capa horizontal que representan. Se ha aplicado un modelo de 5 nodos puesto que era el que mejores resultados ofrecía, dada la geometría del acumulador térmico; sin embargo, se han probado modelos con más y menos nodos para ver su efecto.

Integrando el conjunto de modelos por separado se ha construido un programa de cálculo que permite describir instantáneamente las variaciones de la instalación solar completa, cuyos resultados globales serán analizados y comparados con los resultados experimentales adquiridos durante un año de operación de la instalación.

### 6.3 Objetivos del capítulo

En el modelado de los componentes no se ha tratado de repetir el ensayo de la norma ENV-12977 2002 (2), sino describir su comportamiento en una instalación que

abastece de agua caliente sanitaria a un conjunto de viviendas. Con la simulación realizada se ha descrito el comportamiento de cada uno de los componentes que la conforman con los datos meteorológicos propios de una estación en las proximidades, que serían los datos que un instalador o un usuario final podrían obtener en el mejor de los casos. Asimismo, se pretende validar experimentalmente los modelos desarrollados y conocer sus actuaciones.

En primer lugar se realizará un modelo de intercambiador de calor, que será un elemento clave, puesto que es el encargado de transferir el calor al acumulador térmico. A continuación se realiza un modelo de acumulador térmico multinodo que permite describir la estratificación presente en el mismo, proporcionando con ello un mejor pronóstico de las temperaturas de salida de los circuitos conectados a dicho acumulador. Para finalizar se modelarán las tuberías que unen los captadores con el intercambiador de calor y se describirá el tipo principal de pérdidas que presentan.

Manteniendo en la mente que el objetivo final es la descripción en modo transitorio de la instalación completa, se unificarán todos los modelos de los elementos de este capítulo y del anterior para formar un modelo global que permita realizar posteriores análisis de las actuaciones de la instalación.

Todos estos modelos están ajustados para describir los resultados experimentales de la instalación solar obtenidos a lo largo de un año.

## 6.4 Modelo de intercambiador de calor

El intercambiador de calor tiene la función de separar el fluido que circula por el campo de captadores del agua caliente sanitaria que se utilizará para usos domésticos, el hecho de separar el circuito primario del secundario es obligatorio según el CTE 2006, (3).

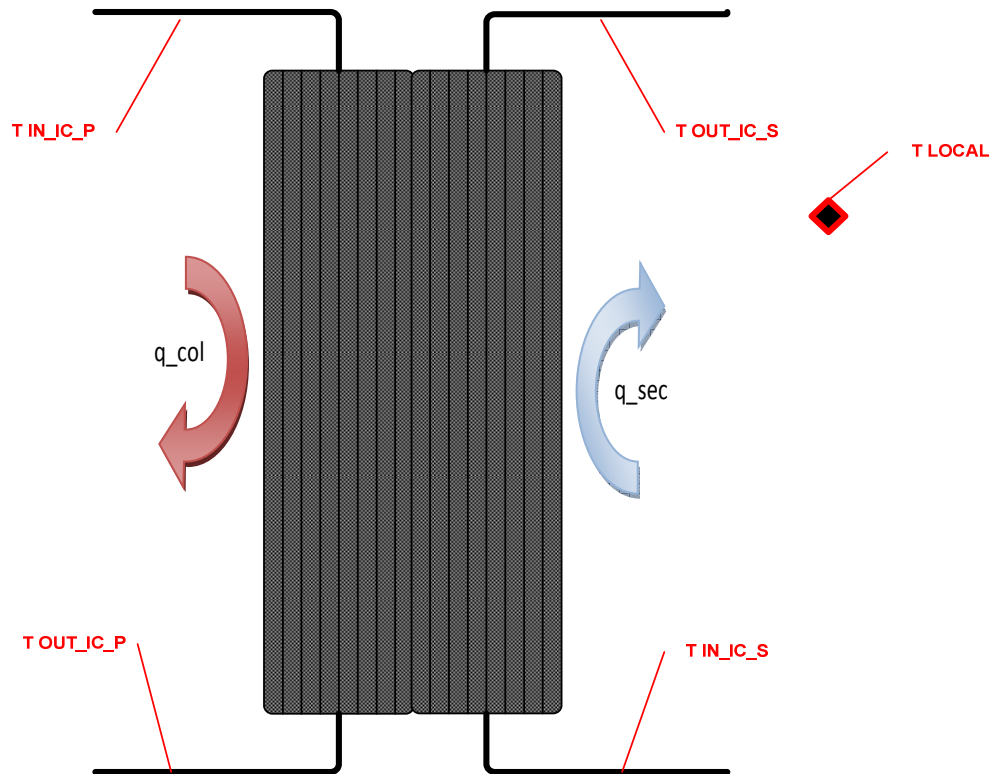
El intercambiador de calor, descrito en el capítulo 4, junto con el acumulador térmico están emplazados en la planta sótano del edificio en la sala de máquinas, **Figura 4-1** comparten ubicación con el equipo de aire acondicionado y calefacción general del edificio, además de parte de los componentes de otra instalación solar.

### 6.4.1 Variables medidas

Las variables experimentales que se necesitan para caracterizar el intercambiador de calor son:

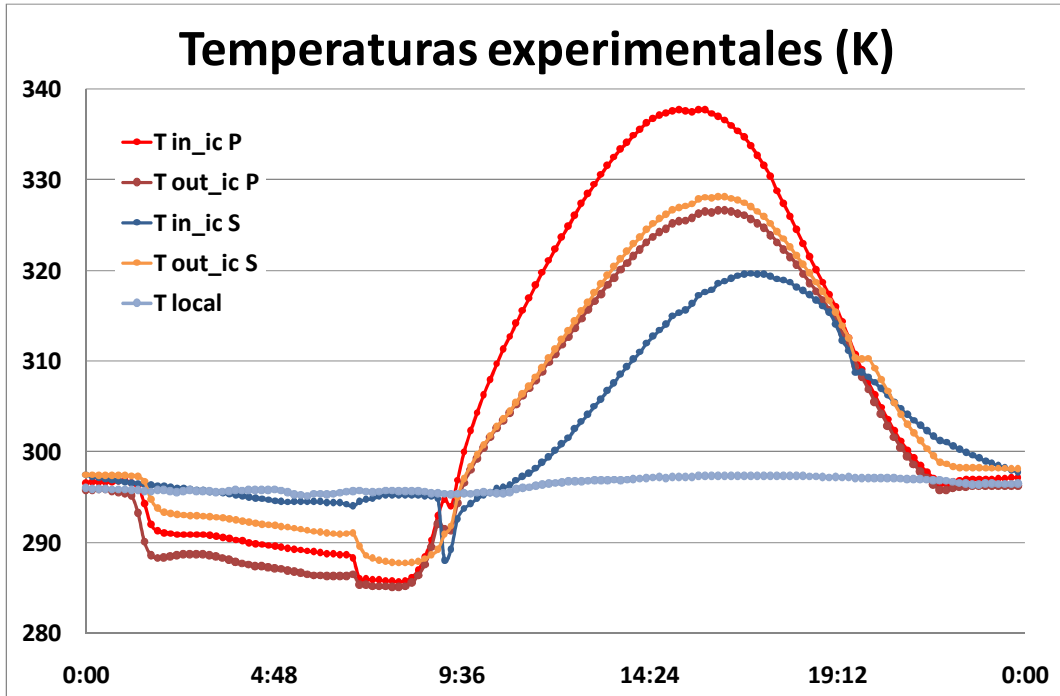
- las temperaturas de entrada a ambos lados del intercambiador.
- las temperaturas de salida a ambos lados del intercambiador.
- los caudales de los fluidos que lo atraviesan.

Además es necesario medir la temperatura del local en el que se encuentra, para conocer las pérdidas del intercambiador al exterior, junto con la geometría del mismo para poder determinar la energía almacenada dentro del mismo.



**Figura 6-1: Esquema de temperaturas y caudales del intercambiador de calor de placas que separa el circuito primario del secundario.**

Las temperaturas experimentales con las que trabaja el intercambiador de calor son las que aparecen marcadas en la **Figura 6-1**, y para un día presentan la variación diaria de la **Figura 6-2**. Los caudales son los mismos a ambos lados, pudiéndose considerar el intercambiador simétrico. Sin embargo, la bomba del circuito secundario está controlada mediante la diferencia de temperaturas entre la salida de captadores y la zona inferior del acumulador térmico por lo que sufrirá puestas en marcha y paradas a lo largo del día.



**Figura 6-2: Temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor y temperatura del local donde se encuentra para el día 14 de septiembre 2008.**

#### **6.4.2 Balance de energía en el intercambiador, método básico**

Siguiendo la metodología clásica de balance de energía en una sección del intercambiador de calor, como se realiza en Incropera et al. 2002 (1), se ha extendido la misma para considerar la influencia de los términos no estacionarios (i.e. acumulación de energía o inercia térmica) y las pérdidas de calor al ambiente. Estas últimas son particularmente significativas al hallarse el intercambiador de calor desprovisto de aislamiento térmico.

Se divide el intercambiador en sus lados caliente y frío y se realiza un balance de energía en ambos lados, así como en un volumen de control diferencial del intercambiador, donde se considera el calor intercambiado entre ambos flujos de la siguiente manera:



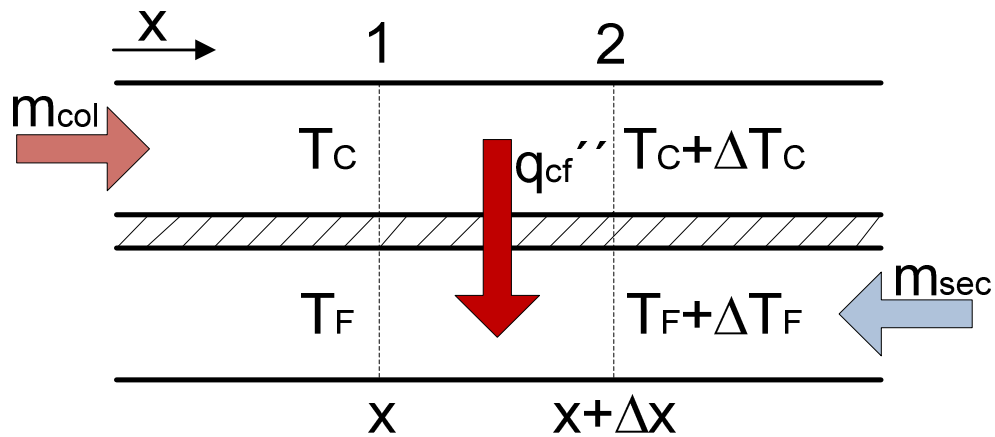


Figura 6-3: Esquema de flujos de calor y temperaturas en el intercambiador de calor.

- Lado caliente:

$$C_c = \dot{m}_c C_{lc}$$

Ecuación 6-1

$$C_c(T_c - (T_c + \Delta T_c)) = q_{cf}'' p \Delta x$$

Ecuación 6-2

$$\Delta T_c = -\frac{q_{cf}'' p \Delta x}{C_c}$$

Ecuación 6-3

- Lado frío:

$$C_f = \dot{m}_f C_{lf}$$

Ecuación 6-4

$$C_f((T_f + \Delta T_f) - T_f) = -q_{cf}'' p \Delta x$$

Ecuación 6-5

$$\Delta T_f = -\frac{q_{cf}'' p \Delta x}{C_f}$$

Ecuación 6-6

$$\delta = T_c - T_f$$

Ecuación 6-7

$$\Delta \delta = \Delta T_c - \Delta T_f$$

Ecuación 6-8

$$\Delta\delta = q_{cf}''p\Delta x \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)$$

**Ecuación 6-9**

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta\delta}{\Delta x} = q_{cf}''p \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)$$

**Ecuación 6-10**

$$\frac{d\delta}{dx} = UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \delta$$

**Ecuación 6-11**

$$\int_{\delta_1}^{\delta_2} \frac{d\delta}{\delta} = UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \int_0^L dx$$

**Ecuación 6-12**

$$\ln \frac{\delta_2}{\delta_1} = UA \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)$$

**Ecuación 6-13**

$$\delta_1 = T_{c,1} - T_{f,2}$$

**Ecuación 6-14**

$$\delta_2 = T_{c,2} - T_{f,1}$$

**Ecuación 6-15**

$$q_c = C_c(T_{c,1} - T_{c,2}) = q_{cf} = UA\delta_{lm}$$

**Ecuación 6-16**

$$q_f = C_f(T_{f,2} - T_{f,1}) = q_{cf} = UA\delta_{lm}$$

**Ecuación 6-17**

$$\frac{UA}{C_c} = \frac{(T_{c,1} - T_{c,2})}{\delta_{lm}}$$

**Ecuación 6-18**

$$\frac{UA}{C_f} = \frac{(T_{f,2} - T_{f,1})}{\delta_{lm}}$$

**Ecuación 6-19**

$$\ln \frac{\delta_2}{\delta_1} = \left( -\frac{(T_{c,1} - T_{c,2})}{\delta_{lm}} + \frac{(T_{f,2} - T_{f,1})}{\delta_{lm}} \right)$$

Ecuación 6-20

$$\delta_{lm} = \frac{(T_{c,2} - T_{f,1}) - (T_{c,1} - T_{f,2})}{\ln \frac{\delta_2}{\delta_1}} = \frac{\delta_2 - \delta_1}{\ln \frac{\delta_2}{\delta_1}}$$

Ecuación 6-21

Como puede observarse, en este planteamiento matemático la definición de la temperatura media logarítmica se realiza a través de las diferencias de temperatura entre la entrada y la salida del intercambiador de ambos fluidos.

### 6.4.3 Balance de energía en el intercambiador con pérdidas de calor y con acumulación de energía en su interior

#### 6.4.3.1 Definición de temperatura logarítmica media con pérdidas y acumulación

En este apartado se desarrollará la definición de la temperatura media logarítmica del intercambiador teniendo en cuenta que existe un flujo de calor al exterior, pérdidas al ambiente y una acumulación de energía en los propios elementos que conforman el intercambiador de calor.

Para ello de nuevo se divide dicho intercambiador en dos lados, el lado caliente y el lado frío, siendo el balance de energía el siguiente:

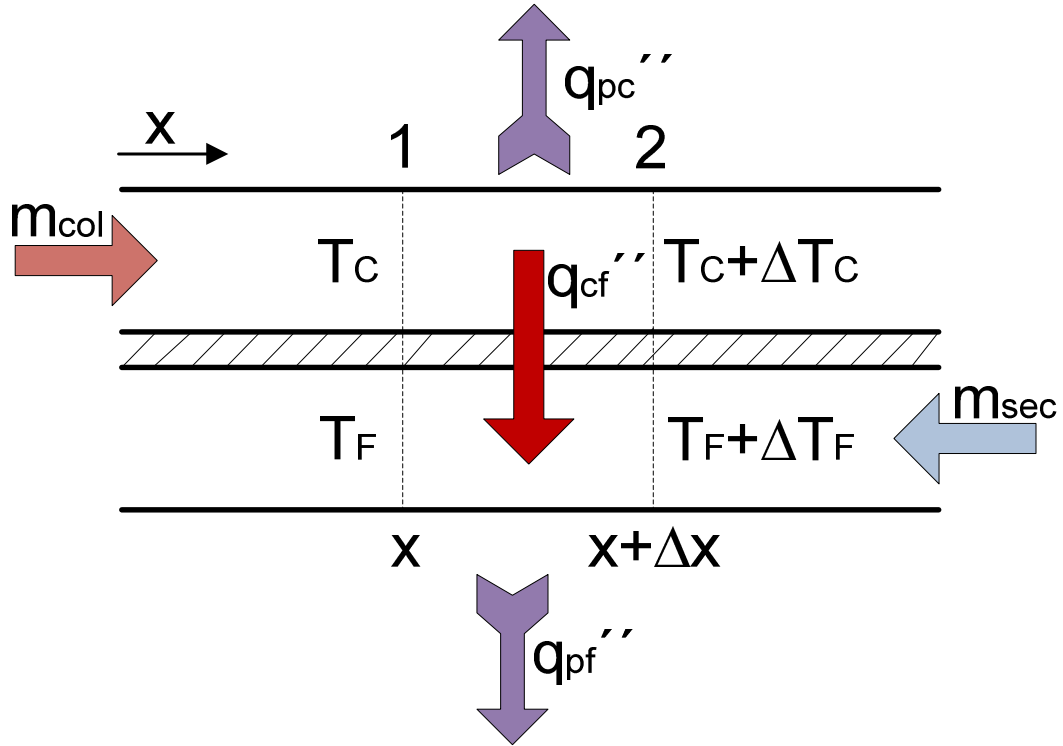


Figura 6-4: Esquema de flujos de calor y temperaturas en el intercambiador de calor.

- Lado caliente:

$$C_c(T_c - (T_c + \Delta T_c)) = q_{cf}'' p \Delta x + q_{pc}'' p_{pc} \Delta x + \Delta m_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt}$$

Ecuación 6-22

$$\Delta T_c = \frac{-1}{C_c} \left( q_{cf}'' p \Delta x + q_{pc}'' p_{pc} \Delta x + \Delta m_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} \right)$$

Ecuación 6-23

- Lado frío:

$$C_f \left( (T_f + \Delta T_f) - T_f \right) + q_{cf}'' p \Delta x = q_{pf}'' p_p \Delta x + \Delta m_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt}$$

Ecuación 6-24

$$\Delta T_f = \frac{-1}{C_f} \left( q_{cf}'' p \Delta x - q_{pf}'' p_p \Delta x - \Delta m_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt} \right)$$

Ecuación 6-25

$$\delta = T_c - T_f$$

Ecuación 6-26

$$\Delta\delta = \Delta T_c - \Delta T_f$$

Ecuación 6-27

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{\Delta\delta}{\Delta x} &= \frac{-1}{C_c} \left( q_{cf}'' p \Delta x + q_{pc}'' p_{pc} \Delta x + \Delta m_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} \right) \\ &+ \frac{1}{C_f} \left( q_{cf}'' p \Delta x - q_{pf}'' p_{pf} \Delta x - \Delta m_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt} \right) \end{aligned}$$

Ecuación 6-28

$$\frac{d\delta}{dx} = UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right) \delta - \frac{1}{C_c} q_{pc}'' P_{pc} - \frac{1}{C_c} dm_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} - \frac{1}{C_f} q_{pf}'' P_{pf} - \frac{1}{C_f} dm_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt}$$

Ecuación 6-29

$$\frac{\frac{d\delta}{dx}}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} = \delta - \frac{\left( \frac{1}{C_c} q_{pc}'' P_{pc} + \frac{1}{C_c} dm_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} \right)}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} - \frac{\left( \frac{1}{C_f} q_{pf}'' P_{pf} + \frac{1}{C_f} dm_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt} \right)}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)}$$

Ecuación 6-30

$$\frac{\left( \frac{1}{C_c} q_{pc}'' P_{pc} + \frac{1}{C_c} dm_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} \right)}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} = \delta_{PI_C}$$

Ecuación 6-31

$$\frac{\left( \frac{1}{C_f} q_{pf}'' P_{pf} + \frac{1}{C_f} dm_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt} \right)}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} = \delta_{PI_F}$$

Ecuación 6-32

$$\left( \frac{1}{C_c} q_{pc}'' P_{pc} + \frac{1}{C_c} dm_{sc} C_{sc} \frac{dT_c}{dt} \right) = q_{PI_C}$$

Ecuación 6-33

$$\left( \frac{1}{C_f} q_{pf}'' P_{pf} + \frac{1}{C_f} dm_{sf} C_{sf} \frac{dT_f}{dt} \right) = q_{PI_F}$$

Ecuación 6-34

$$\Theta = \delta - \delta_{PI_C} - \delta_{PI_F}$$

Ecuación 6-35

$$\frac{\frac{d\Theta}{dx}}{UP \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)} = \Theta$$

Ecuación 6-36

$$\int_{\Theta_1}^{\Theta_2} \frac{d\Theta}{\Theta} = \ln \frac{\Theta_2}{\Theta_1} = UA \left( -\frac{1}{C_c} + \frac{1}{C_f} \right)$$

Ecuación 6-37

Es de resaltar que en este caso, la diferencia media logarítmica de temperatura en el intercambiador de calor, ha de aplicarse sobre el parámetro  $\theta$ , definido en Ecuación 6-35.

#### 6.4.3.2 Aplicación de la metodología $\epsilon$ NTU a la predicción de las temperaturas de salida del intercambiador

- Se definen los parámetros necesarios para el cálculo:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

Ecuación 6-38

$$C_{min} = \min\{C_c, C_f\}$$

Ecuación 6-39

$$C_{max} = \max\{C_c, C_f\}$$

Ecuación 6-40

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Ecuación 6-41

- Se aplican las relaciones  $\epsilon$ -NTU:

Se trata de un intercambiador de calor en contracorriente. Para esta configuración las relaciones que se aplican para un intercambiador de calor sin pérdidas ni almacenamiento de energía son:

$$\varepsilon(NTU, C_r) = \begin{cases} \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r e^{-NTU(1-C_r)}}, & 0 \leq C_r < 1 \\ \frac{NTU}{1 + NTU}, & C_r = 1 \end{cases}$$

Ecuación 6-42

Definiendo el valor de la eficiencia en ambos casos:

- Para un intercambiador de calor sin pérdidas ni almacenamiento de calor:

$$\varepsilon_{spi} = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,1} - T_{c,2})}{C_{min}(T_{c,1} - T_{f,2})} = \frac{C_f(T_{f,2} - T_{f,1})}{C_{min}(T_{c,1} - T_{f,2})}$$

$$0 \leq \varepsilon_{spi} \leq 1$$

Ecuación 6-43

Siendo  $q$  el calor intercambiado entre ambas corrientes, y  $q_{max}$  el valor de  $q$  cuando el área del intercambiador de calor es infinita.

- Para un intercambiador con pérdidas y almacenamiento de calor:

$$\varepsilon_{pi} = \frac{q}{q_{max}} = \frac{C_c(T_{c,1} - T_{c,2}) - q_{PI_C}}{C_{min}(T_{c,1} - T_{f,2}) - (q_{PI_C} + q_{PI_F})} = \frac{C_f(T_{f,1} - T_{f,2}) - q_{PI_F}}{C_{min}(T_{c,1} - T_{f,2}) - (q_{PI_C} + q_{PI_F})}$$

Ecuación 6-44

Si se identifica ahora el valor de la eficiencia con las relaciones  $\varepsilon$ -NTU definidas anteriormente, y aplicadas sobre el calor neto instantáneo intercambiado ( $q_{cf}''$ ) se obtendrán dos ecuaciones para calcular las temperaturas de salida de ambos fluidos del intercambiador de calor.

#### 6.4.4 Aplicación al intercambiador de calor de la instalación solar

Dado que los dos circuitos que une el intercambiador de calor de la instalación solar están afectados por el efecto termosifón, cuando las bombas se detienen resulta necesario calcular el calor intercambiado por ambas corrientes, tanto en las condiciones de contraflujo como en las de flujo paralelo.

6.4.4.1 *Calor intercambiado calculado a partir de los datos del circuito primario*

Teniendo en cuenta que el flujo del primario puede cambiar de sentido se define.

$$q_{cfC} = \begin{cases} C_c(T_{in\_ic\_P} - T_{out\_ic\_P}) - q_{PC} - \frac{q_{P_{rad}}}{2} - INERCIA_P, & (T_{in\_ic\_P} - T_{out\_ic\_P}) \geq 0 \\ C_c(T_{out\_ic\_P} - T_{in\_ic\_P}) + q_{PC} + \frac{q_{P_{rad}}}{2} + INERCIA_P, & (T_{in\_ic\_P} - T_{out\_ic\_P}) \leq 0 \end{cases}$$

**Ecuación 6-45**

6.4.4.2 *Calor intercambiado calculado a partir de los datos del circuito secundario*

Teniendo en cuenta que el flujo del secundario puede cambiar de sentido se define.

$$q_{cfF} = \begin{cases} C_f(T_{out\_ic\_S} - T_{in\_ic\_S}) + q_{PF} + \frac{q_{P_{rad}}}{2} + INERCIA_S, & (T_{out\_ic\_S} - T_{in\_ic\_S}) \geq 0 \\ C_f(T_{in\_ic\_S} - T_{out\_ic\_S}) - q_{PF} - \frac{q_{P_{rad}}}{2} - INERCIA_S, & (T_{out\_ic\_S} - T_{in\_ic\_S}) \leq 0 \end{cases}$$

**Ecuación 6-46**

6.4.4.3 *Pérdidas de calor de cada corriente*

A la hora de calcular las pérdidas de calor se considera que todo el intercambiador de calor está a la temperatura media del fluido.

Las pérdidas de calor a las que se encuentra sometido el intercambiador de calor son tanto de tipo convectivo como de tipo radiativo; se estudiarán por separado.

Las pérdidas convectivas se calcularán considerando el intercambiador de calor como un único elemento cuyas superficies exteriores se encuentran a la temperatura media del agua que contiene, calculada a partir de los valores experimentales de las temperaturas de entrada de los flujos al intercambiador:

$$T_{agua\_IC} = \frac{T_{in\_ic\_P} + T_{in\_ic\_S}}{2}$$

**Ecuación 6-47**

Dicho elemento intercambia energía con el aire del local (cuarto de máquinas) donde se ubica, el cual está a una temperatura homogénea denominada  $T_{local}$ , variable medida experimentalmente.



Se define el número de Nusselt a partir del valor del número de Rayleigh para placa plana vertical, McAdams 1954 (4), tomando como longitud característica la altura de la placa de acero del intercambiador:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{agua\_IC} - T_{local})L^3}{\nu\alpha}$$

Ecuación 6-48

$$Nu = \begin{cases} 0,59Ra^{1/4}, & Ra \leq 10^9 \\ 0,1Ra^{1/3}, & Ra > 10^9 \end{cases}$$

Ecuación 6-49

$$h = \frac{Nuk_{local}}{L}$$

Ecuación 6-50

$$UA_{PC} = UA_{PF} = \frac{hA_P}{2}$$

Ecuación 6-51

Siendo el área de pérdidas la envolvente de todo el intercambiador de calor.

Las pérdidas por convección natural del intercambiador de calor para cada uno de los lados se calculan según las siguientes ecuaciones:

$$q_{PC} = UA_{PC}(T_{agua\_IC} - T_{local})$$

Ecuación 6-52

$$q_{PF} = UA_{PF}(T_{agua\_IC} - T_{local})$$

Ecuación 6-53

Las pérdidas debidas a la radiación se contabilizan como sigue:

$$q_{rad} = \varepsilon\sigma A_P(T_{agua\_IC}^4 - T_{local}^4)$$

Ecuación 6-54

Repartiéndose de igual forma entre la corriente fría y la caliente.

## 6.4.4.4 Almacenamiento de energía en el intercambiador de calor

Para definir el almacenamiento de energía en los elementos que conforman el intercambiador de calor se asignan al circuito primario la mitad de las placas que lo conforman y una de las masas de acero que le sirven tanto estructuralmente como de aislamiento del exterior, tal y como puede observarse en la **Tabla 6-1**.

ELEMENTO	INERCIA
Agua primario	$In_{agua\_P} = m_{agua\_P} C_{p_{agua\_P}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-55
Placas primario	$In_{placas} = \frac{m_{placas}}{2} C_{p_{placas}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-56
Acero primario	$In_{ac} = \frac{m_{ac}}{2} C_{p_{ac}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-57
Agua secundario	$In_{agua\_S} = m_{agua\_S} C_{p_{agua\_S}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-58
Placas secundario	$In_{placas} = \frac{m_{placas}}{2} C_{p_{placas}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-59
Acero secundario	$In_{ac} = \frac{m_{ac}}{2} C_{p_{ac}} \frac{T_{agua\_IC}^t - T_{agua\_IC}^{t-1}}{\Delta t}$ Ecuación 6-60

**Tabla 6-1: Cálculo de la inercia térmica del Intercambiador de calor**

6.4.4.5 Relaciones  $\varepsilon$ -NTU

Primeramente se calculan los parámetros necesarios para definir tanto la eficiencia como el número de unidades de calor transmitidas o NTU.

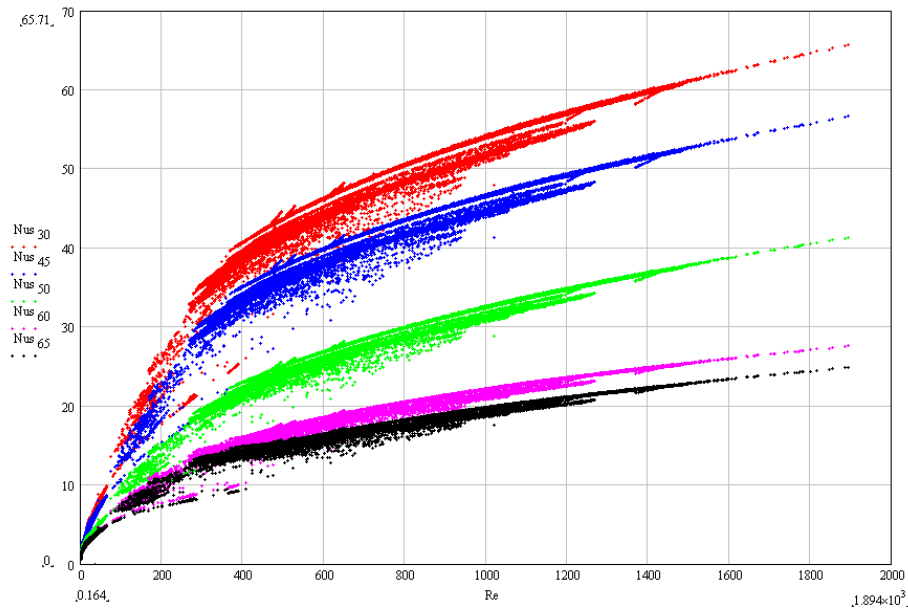
Cálculo de UA:

Para calcular el valor de UA del intercambiador se necesita conocer la geometría del mismo, descrita en el Capítulo 4, y a partir de los caudales de ambas corrientes calcular su número de Reynolds.

A la hora de analizar la correlación que más se ajusta a los datos experimentales del intercambiador, al consultar la bibliografía relativa al tema, se ha encontrado que la mayoría de ellas necesitan conocer el ángulo de Chevron que forman las corrugaciones

de la placa, dato del que no se dispone; aún poniéndose en contacto con el fabricante del intercambiador no supieron dar su valor. Ante la imposibilidad de desarmar el intercambiador para comprobar su valor, al hallarse la instalación permanentemente en marcha, se opta por probar las distintas correlaciones y comprobar cuál es la que ofrece un ajuste más preciso.

Se comparan las correlaciones de Kumar 1984, referenciadas en Bejan et al. 2003 (5) y se encuentra que según aumenta el ángulo de Chevron menor es el número de Nusselt que se obtiene. En la **Figura 6-5** se muestra el resultado de aplicar cada correlación al conjunto de datos experimentales disponibles para el año completo (i.e. para los caudales y temperaturas con los que ha trabajado la instalación). Como consecuencia del cambio en las temperaturas, se producen cambios en los valores de las propiedades de los fluidos de trabajo, dando lugar a importantes variaciones en el número de Reynolds para un mismo valor del caudal. La comparación se hace para condiciones de operación próximas al régimen estacionario, ya que así es como se obtienen, y está previsto que se apliquen estas correlaciones.



**Figura 6-5: Comparación de correlaciones del valor del número de Nusselt en función del número de Reynolds, para valores del ángulo de Chevron de 30° (roja) 45° (azul) 50° (verde) 60° (fucsia) y 65° (negra) (5).**

ANGULO DE CHEVRON	CORRELACIÓN KUMAR 1984
30°	$Nu = \begin{cases} 0,718Re^{0,349}Pr^{1/3}, & Re < 10 \\ 0,348Re^{0,663}Pr^{1/3}, & Re \geq 10 \end{cases}$ <p style="text-align: center;">Ecuación 6-61</p>

45°	$Nu = \begin{cases} 0,718Re^{0,349}Pr^{1/3}, & Re < 10 \\ 0,4Re^{0,598}Pr^{1/3}, & 10 \leq Re \leq 100 \\ 0,3Re^{0,663}Pr^{1/3}, & Re > 100 \end{cases}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-62</b></p>
50°	$Nu = \begin{cases} 0,63Re^{0,333}Pr^{1/3}, & Re < 20 \\ 0,291Re^{0,591}Pr^{1/3}, & 20 \leq Re \leq 300 \\ 0,13Re^{0,732}Pr^{1/3}, & Re > 300 \end{cases}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-63</b></p>
60°	$Nu = \begin{cases} 0,562Re^{0,326}Pr^{1/3}, & Re < 20 \\ 0,306Re^{0,529}Pr^{1/3}, & 20 \leq Re \leq 400 \\ 0,108Re^{0,703}Pr^{1/3}, & Re > 400 \end{cases}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-64</b></p>
65°	$Nu = \begin{cases} 0,562Re^{0,326}Pr^{1/3}, & Re < 20 \\ 0,331Re^{0,503}Pr^{1/3}, & 20 \leq Re \leq 500 \\ 0,087Re^{0,718}Pr^{1/3}, & Re > 500 \end{cases}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-65</b></p>

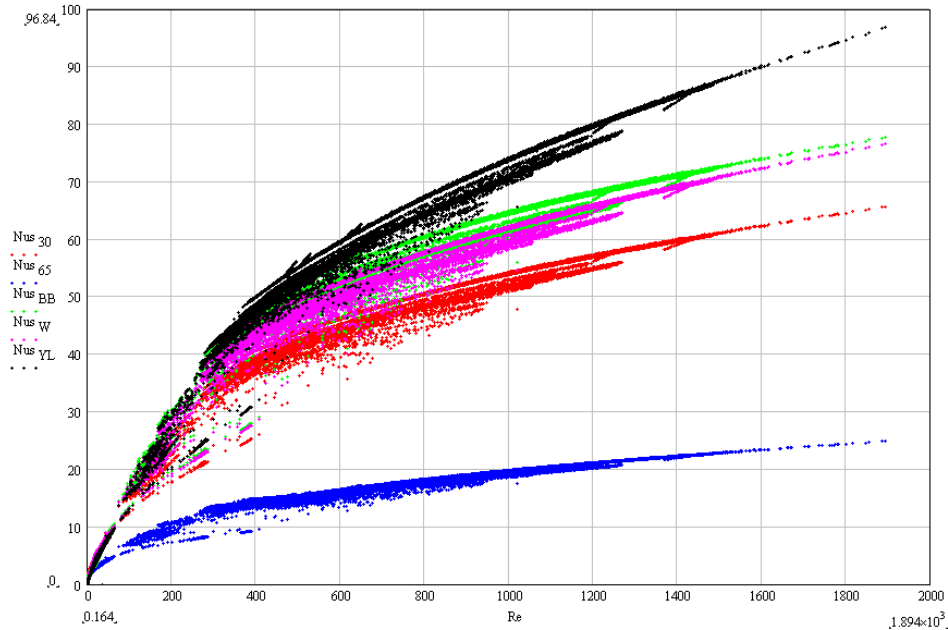
**Tabla 6-2: Correlaciones para Nusselt en función del ángulo de Chevron (5)**

Además se comparan los resultados que ofrecen estas correlaciones con las obtenidas por otros autores en la bibliografía: Yan Lin 1999, Bogaert et al. 1995 y Warnakulasuriya et al. 2008, todas ellas referenciadas en Gutiérrez 2009 (6). En Gutiérrez 2009 (6) se realiza un estudio detallado de este tema, considerando las diversas opciones relativas a geometrías, regímenes de flujos y propiedades de los fluidos.

AUTOR	CORRELACIÓN KUMAR 1984
Yan Lin 1999	$Nu = 0,2121Re^{0,78}Pr^{1/3}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-66</b></p>
Warnakulasuriya et al. 2008	$Nu = 0,292Re^{0,705}Pr^{0,35}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-67</b></p>
Bogaert et al. 1995	$Nu = \begin{cases} 0,4621Re^{0,437}Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & 0 < Re < 20 \\ 1,73Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & Re = 20 \\ 0,0875RePr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & 20 < Re < 50 \\ 4,4Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & Re = 50 \\ 0,4223Re^{0,6012}Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & 50 < Re < 80 \\ 5,95Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & Re = 80 \\ 0,2634721Re^{0,7152}Pr^{1/3}e^{\frac{1}{Pr+30}(\frac{6,4}{Pr})}, & 80 < Re \end{cases}$ <p style="text-align: center;"><b>Ecuación 6-68</b></p>

**Tabla 6-3: Correlaciones para Nusselt (6)**

Estas correlaciones ofrecen valores del número de Nusselt superiores a los obtenidos por Kumar 1984, tal y como puede observarse en la **Figura 6-6**



**Figura 6-6: Comparación correlaciones para el número de Nusselt como función del de Reynolds según Kumar 1984, para valores de 30° (roja) y 65° (azul), Bogaert et al. 1995 (verde) Warnakulasuriya et al. 2008 (fucsia) y Yan Lin 1999 (negra).**

A partir de los datos experimentales y tras probar varias de las correlaciones anteriormente comentadas se elige la correlación obtenida por Kumar 1984 para un valor de ángulo de Chevron de 65°:

$$Nu = \begin{cases} 0,562Re^{0,326}Pr^{1/3}, & Re < 20 \\ 0,331Re^{0,503}Pr^{1/3}, & 20 \leq Re \leq 500 \\ 0,087Re^{0,718}Pr^{1/3}, & Re > 500 \end{cases}$$

**Ecuación 6-69**

A partir del valor del número de Nusselt, se calculan las resistencias térmicas convectivas, tanto de la corriente fría, como de la corriente caliente del intercambiador, además de la resistencia conductiva de la placa que las separa:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_p A} + \frac{e}{k_{inox} A} + \frac{1}{h_s A}$$

**Ecuación 6-70**

Una vez conocido el valor de UA se puede calcular NTU aplicando la **Ecuación 6-38**

A continuación se definen las ecuaciones que definen el calor máximo intercambiable:

$$q_P = q_{PF} + q_{PC} + q_{P_{rad}}$$

Ecuación 6-71

$$INERCIA = In_{agua_P} + In_{agua_S} + 2In_{placa} + 2In_{ac}$$

Ecuación 6-72

$$q_{max} = \begin{cases} C_{min}(T_{in\_ic\_P} - T_{in\_ic\_S}) - q_P - INERCIA, & (C_c C_f) \geq 0 \\ C_{min}(T_{in\_ic\_P} - T_{out\_ic\_S}) + q_P + INERCIA, & (C_c C_f) \leq 0 \end{cases}$$

Ecuación 6-73

La eficiencia se calcula como:

$$\varepsilon = \frac{q_{cf_F}}{q_{max}} = \frac{q_{cf_C}}{q_{max}}$$

Ecuación 6-74

Además de las relaciones NTU descritas en la Ecuación 6-42 para contraflujo, se añade una para cuando los flujos sean paralelos, cosa que ocurre en algunos momentos de la noche cuando se establece el termosifón.

$$\varepsilon(NTU, C_r) = \frac{1 - e^{-NTU(1+C_r)}}{1 + C_r}$$

Ecuación 6-75

### 6.4.5 Validación experimental

Tomando como datos las dos temperaturas de entrada  $T_{in\_ic\_P}$  y  $T_{in\_ic\_S}$ , y aplicando el modelo al intercambiador de calor de la instalación solar se obtienen las dos temperaturas de salida  $T_{out\_ic\_P}$  y  $T_{out\_ic\_S}$  del modelo, su comparación con las temperaturas experimentales pueden verse en la **Figura 6-8** y **Figura 6-9**.



**Figura 6-7:** Imagen del intercambiador de calor, detalle de sus superficies extendidas.

Para obtener estos resultados ha sido necesario multiplicar por 0,66 al área de intercambio de calor. Este hecho se ha justificado dado que después de 9 años de funcionamiento, algunas partes de los canales se encuentran obstruidas. Este hecho podría ser corroborado por medición de la pérdida de carga en el intercambiador, funcionalidad de la que no se ha dispuesto en la instalación. El parámetro UA de pérdidas es 9 veces superior al contabilizado. Este valor se ha justificado también dado que tanto los pernos como los apoyos que tiene el intercambiador aumentan su superficie de intercambio, **Figura 6-7**. Es de esperar asimismo un aumento de  $h$ , al considerar que la geometría de dichas superficies difiere bastante de una superficie plana. Al igual que ocurre en aletas, no se puede desglosar la resistencia térmica convectiva de la conductiva, motivo por el cual se aplica una corrección conjunta en el parámetro UA de pérdidas. Esta corrección empírica se ha aplicado de manera constante para todos los resultados del periodo de tiempo considerado en el análisis, apreciándose una buena predicción de la temperatura de salida del intercambiador de calor, y de la potencia térmica intercambiada por el mismo.

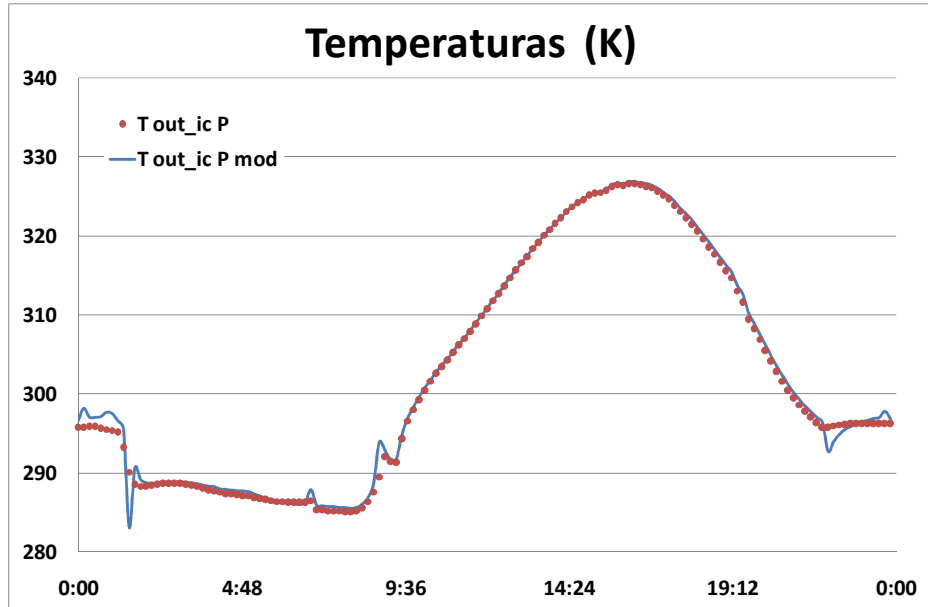


Figura 6-8: Temperatura de salida del primario en el intercambiador de calor para el día 14 de septiembre 2008.

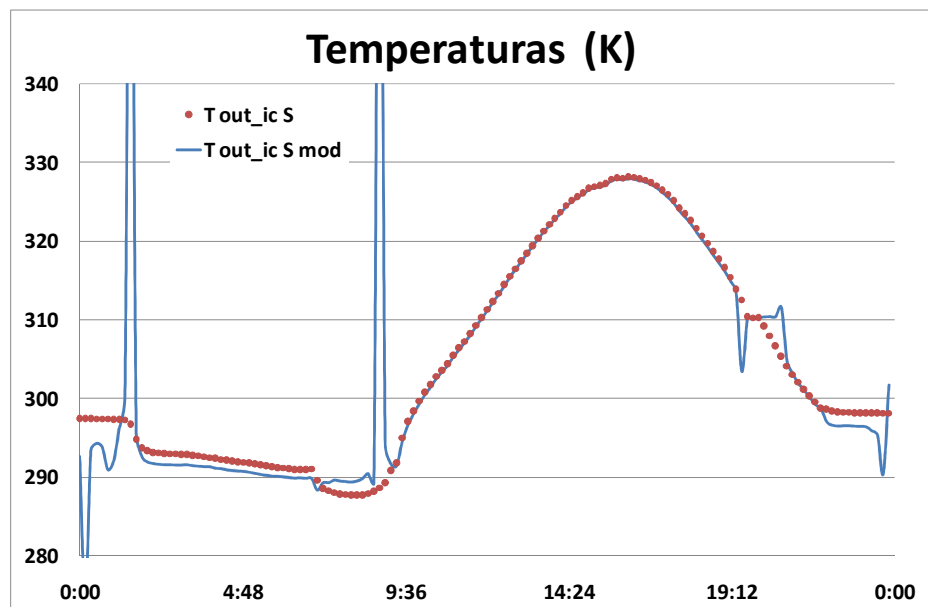
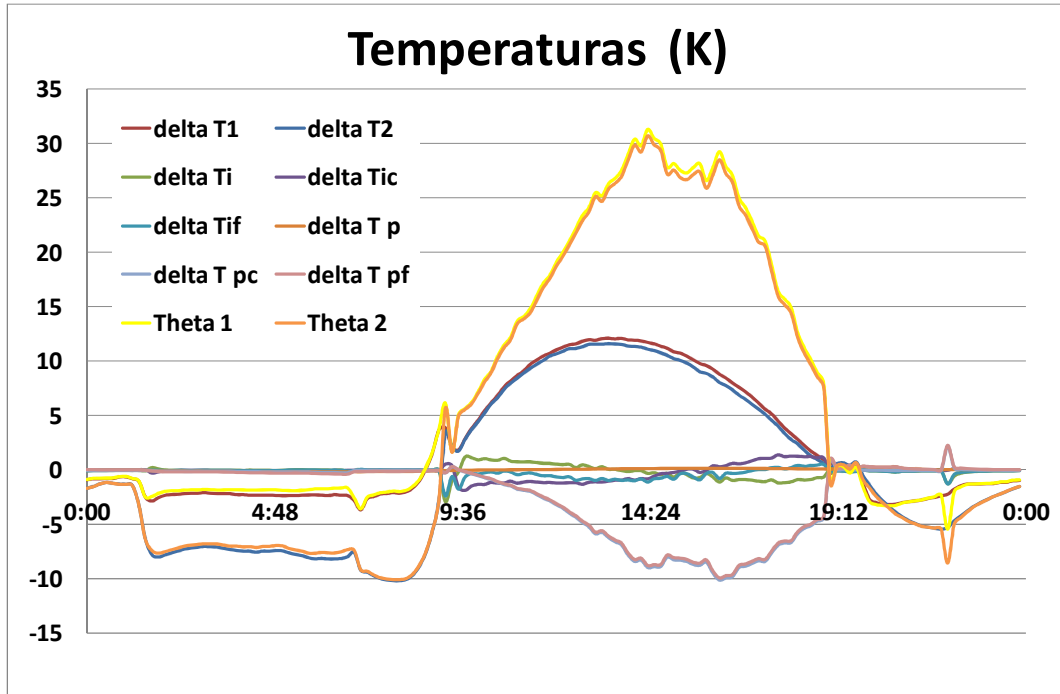


Figura 6-9: Temperatura de salida del secundario en el intercambiador de calor para el día 14 de septiembre 2008.

Tal y como se ha comentado en el apartado 6.4.3 el balance de energía realizado en el intercambiador de calor tiene en cuenta las pérdidas y la inercia térmica de los propios componentes del intercambiador. Dichos valores se muestran en la **Figura 6-10**.





**Figura 6-10:** Incrementos de temperatura en el intercambiador de calor y temperaturas de salida T1 y T2 para el primario y secundario respectivamente. Incrementos debidos a la inercia, (Ti, Tic y Tif: global, lado caliente y lado frío) y los debidos a las pérdidas (Tp, Tpc y Tpf: global, lado caliente y lado frío) para el día 14 de septiembre 2008.

La **Figura 6-11** muestra el balance de energía global realizado en el intercambiador de calor. En él se puede apreciar cómo el calor intercambiado entre las dos corrientes, la caliente y la fría (i.e. primario y secundario respectivamente), son las mismas independientemente del lado por el que se calculan. Puede apreciarse cómo el calor intercambiado no coincide ni con el calor cedido por la corriente del primario ( $Q_c \text{ mod}$ ) ni el absorbido por la corriente del secundario ( $Q_f \text{ mod}$ ). Las pérdidas de calor del intercambiador son pequeñas en comparación con el calor intercambiado, pero junto con la inercia térmica son las responsables de la diferencia entre el calor intercambiado y el calor cedido y absorbido. Aparece la contribución de la inercia térmica de los componentes, que puede verse como es muy pequeña en comparación con las pérdidas de energía del intercambiador.

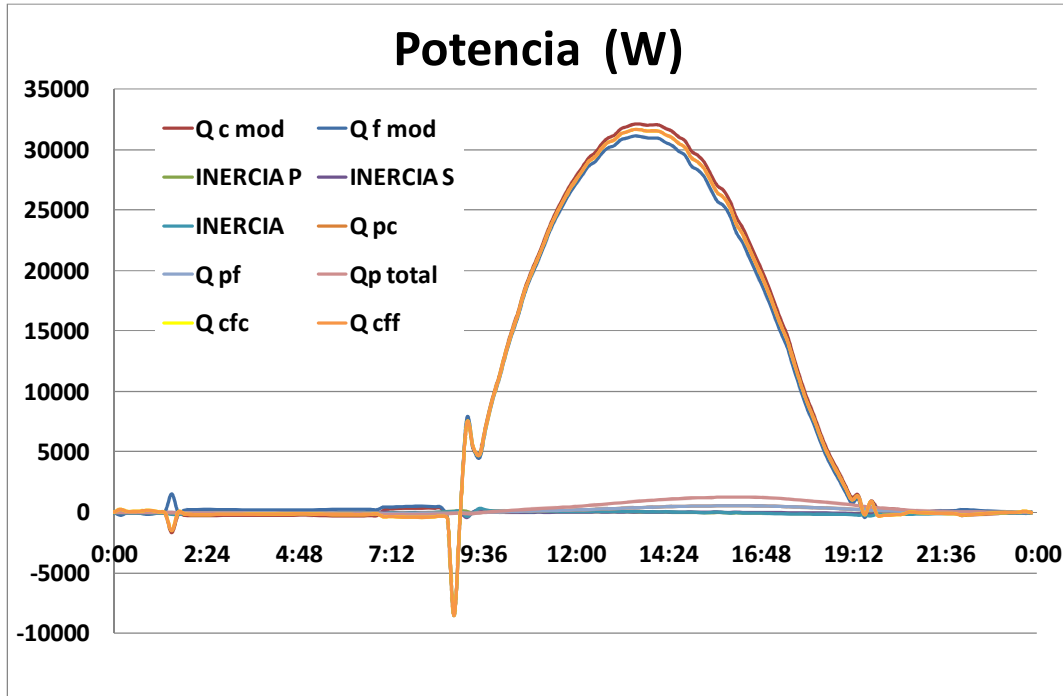
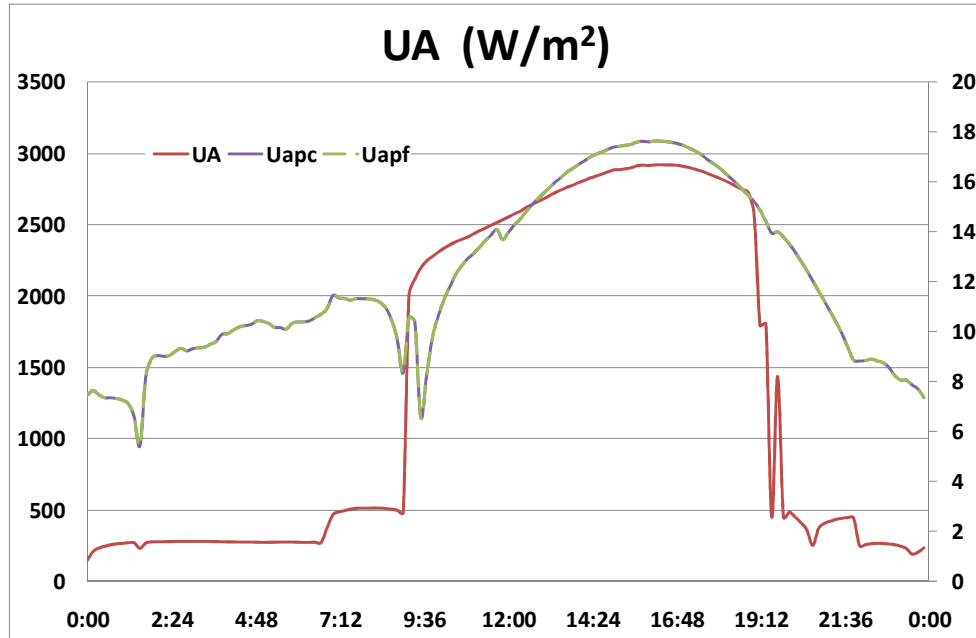


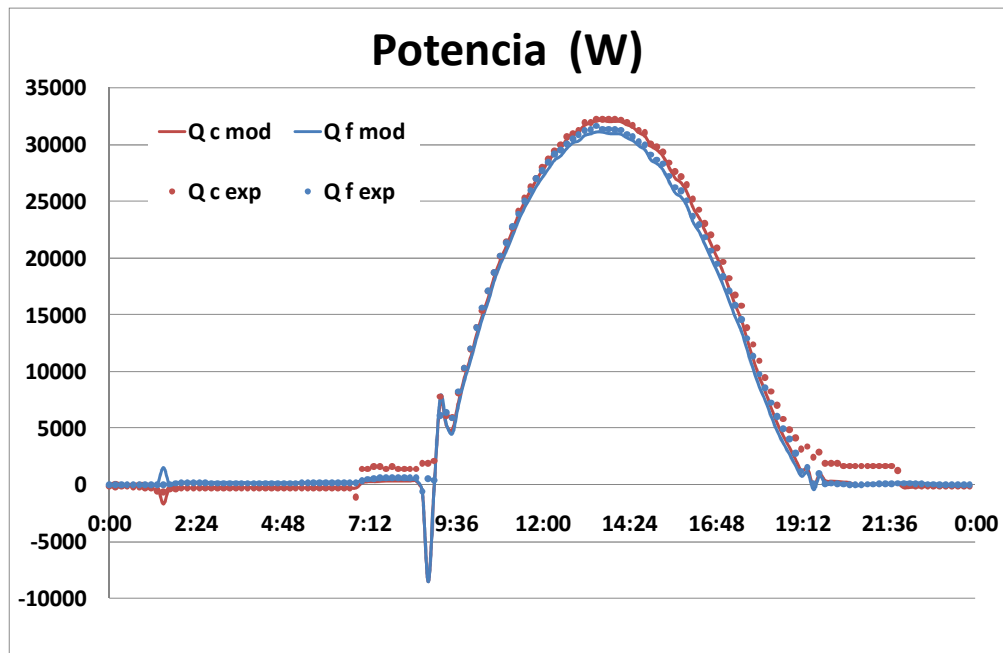
Figura 6-11: Flujos de calor presentes en el intercambiador.  $Q_c \text{ mod}$  es el calor cedido por la corriente del primario y  $Q_f \text{ mod}$  es el calor absorbido por la corriente del secundario;  $Q_{pc}$  y  $Q_{pf}$  son pérdidas del primario y secundario y  $Q_p$  es el total pérdidas totales. INERCIA P, INERCIA S corresponde al almacenamiento de energía en el primario y secundario y INERCIA corresponde al almacenamiento global de energía.  $Q_{cfc}$  y  $Q_{cff}$  se refieren al calor intercambiado entre las dos corrientes para el día 14 de septiembre 2008.

Otro parámetro interesante del intercambiador es el valor del coeficiente de transferencia de calor UA; se ha comparado con el valor del coeficiente de pérdidas obteniéndose la **Figura 6-12**:



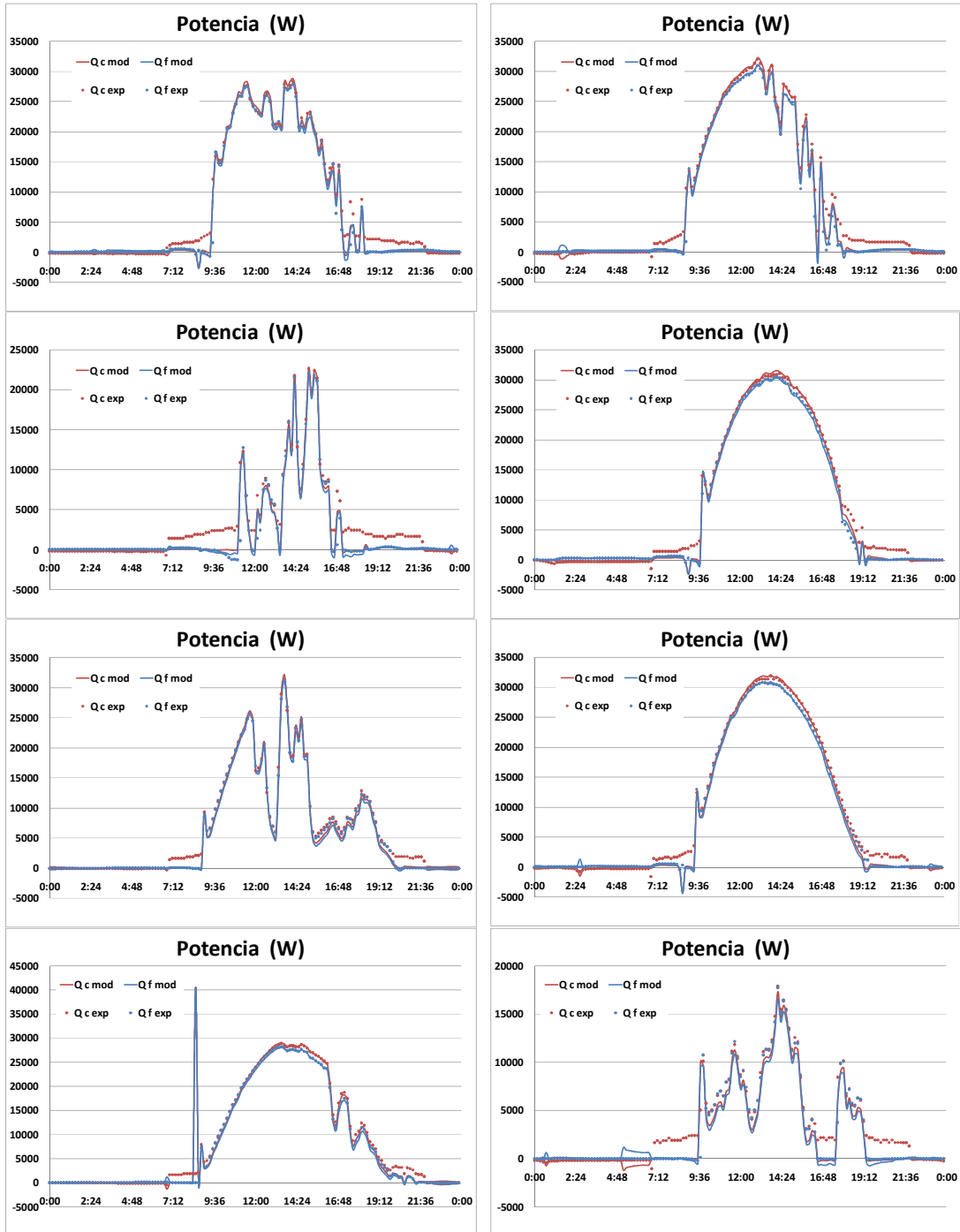
**Figura 6-12: UA del intercambiador (eje de ordenadas principal), UA de pérdidas lado caliente y frío (eje secundario).**

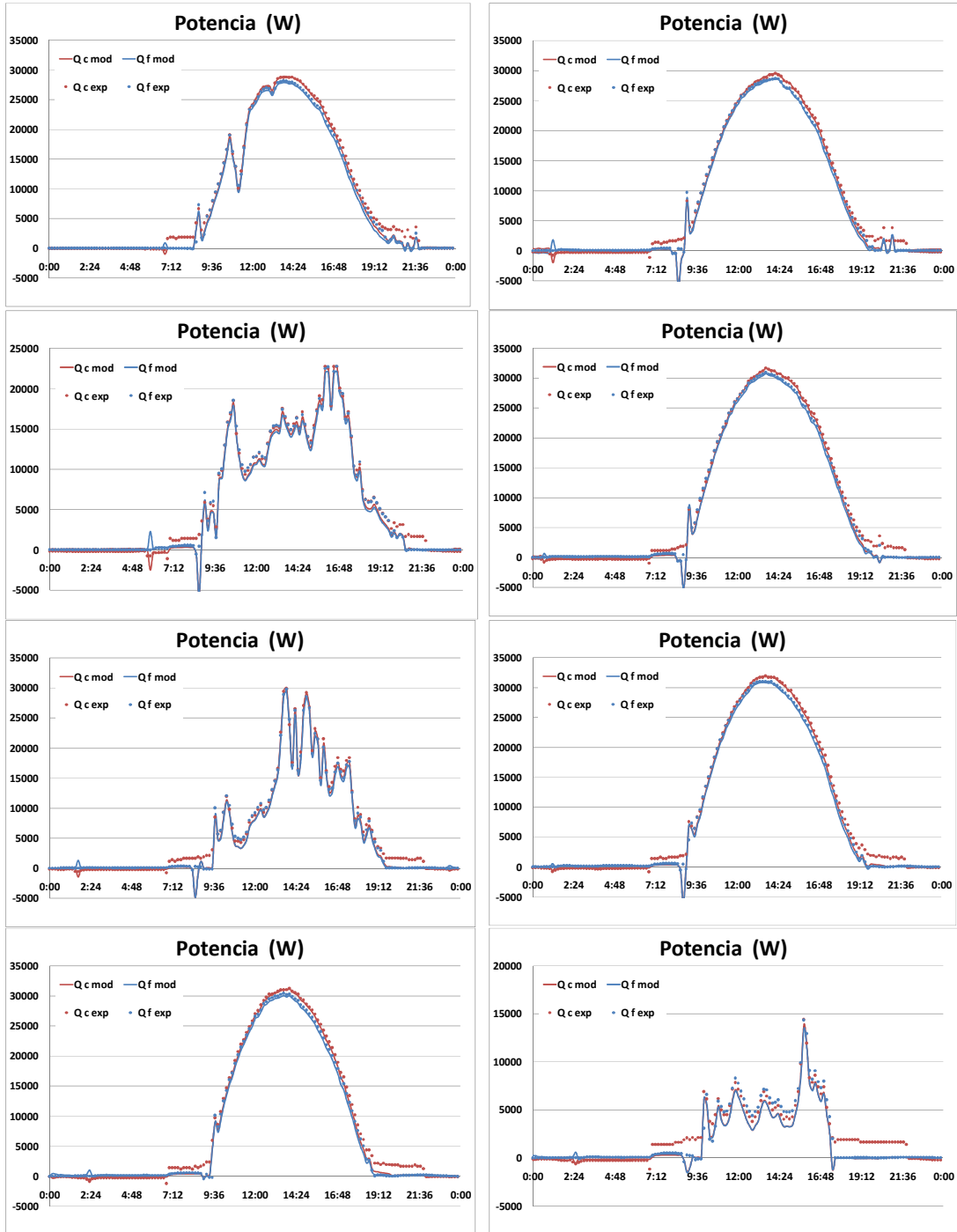
La comparación de los resultados experimentales con los que ofrece el modelo se realizará con los calores cedidos y absorbidos de las corrientes.

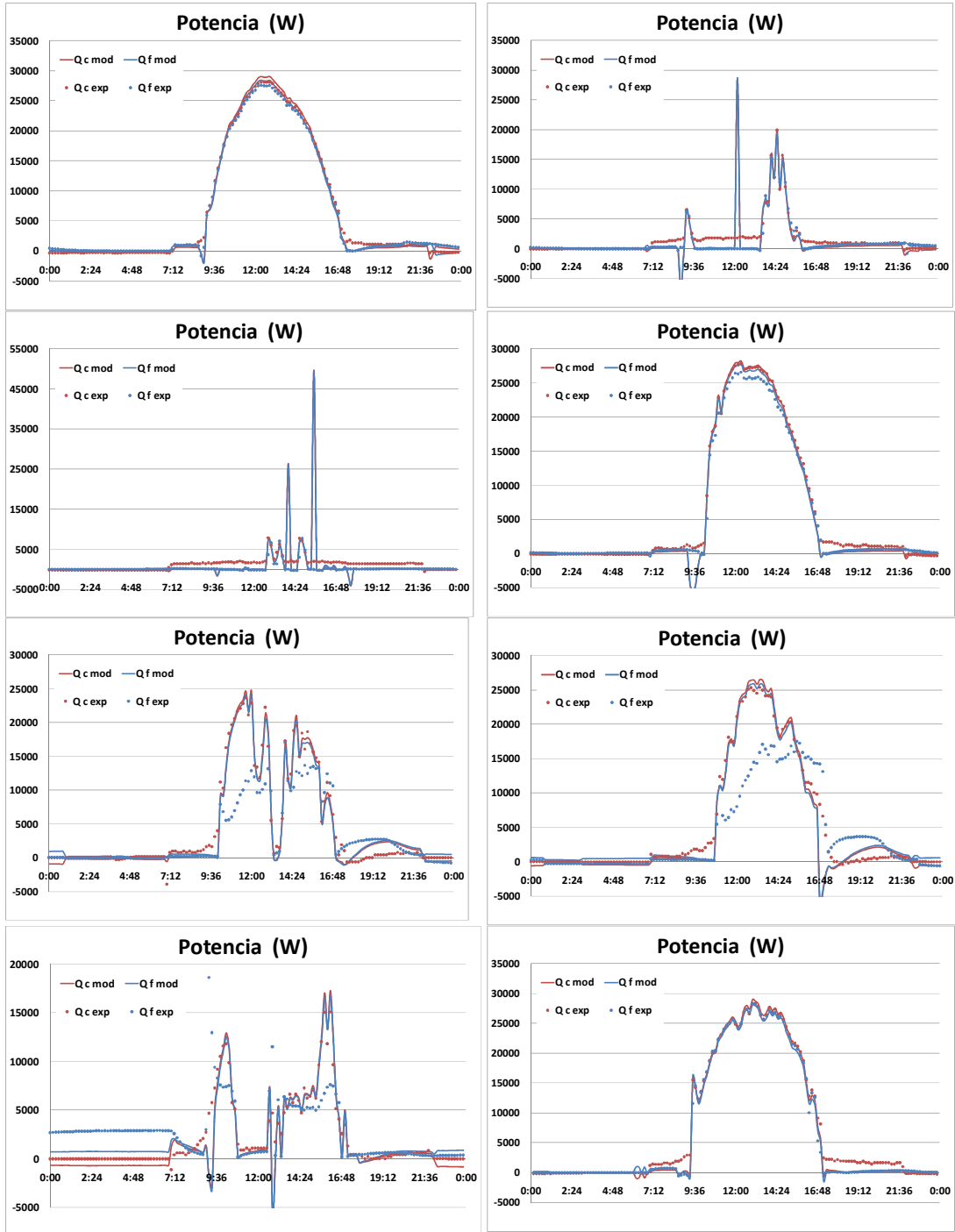


**Figura 6-13: Comparación entre los datos experimentales y el modelo de calor cedido por la corriente del primario y el calor absorbido por la corriente del secundario, para el día 14 de septiembre 2008.**

A continuación se mostrará la comparación de los valores de los calores cedidos y absorbidos para diferentes días del año:



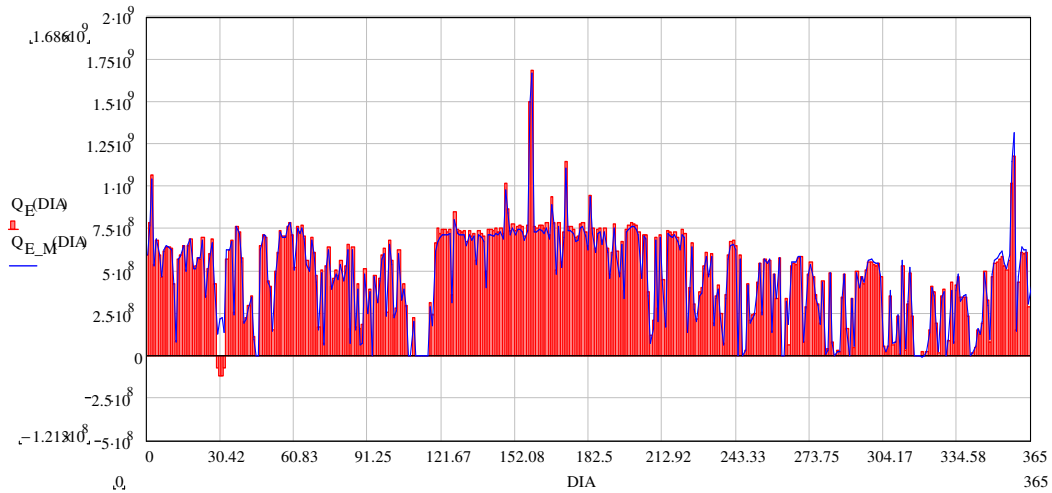




**Figura 6-14: Calor absorbido y cedido A) 12 marzo 2008 B) 25 marzo 2008 C) 07 abril 2008 D) 05 abril 2008 E) 04 mayo 2008 F) 01 mayo 2008 G) 30 junio 2008 H) 05 junio 2008 I) 19 julio 2008 J) 07 julio 2008 K) 14 agosto 2008 L) 15 agosto 2008 M) 05 septiembre 2008 N) 07 septiembre 2008 Ñ) 06 octubre 2008 O) 07 octubre 2008 P) 14 noviembre 2008 Q) 24 noviembre 2008 R) 08 diciembre 2008 S) 16 diciembre 2008 T) 20 enero 2009 U) 16 enero 2009 V) 20 febrero 2009 W) 27 febrero 2008.**

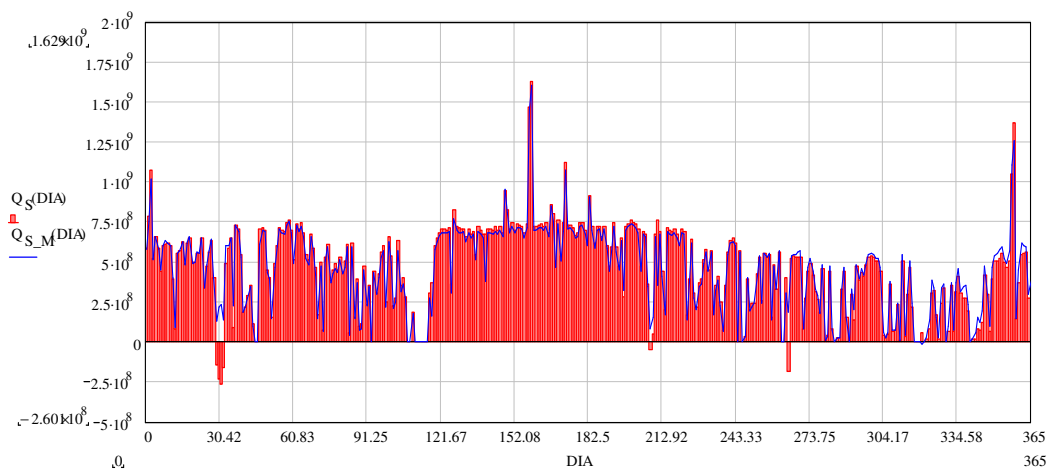
### 6.4.6 Integración diaria del flujo de calor

Si el calor cedido por la corriente del primario en el intercambiador resultante de cada día se integra a lo largo de las horas de funcionamiento de la bomba del secundario de cada uno de ellos, se calcula la energía diaria experimental y la predicha por el modelo del intercambiador de calor utilizado en esta tesis. El resultado se muestra en la **Figura 6-15**. Como puede verse, las diferencias entre ambos resultados son mínimas.



**Figura 6-15:** Comparación de calor cedido diario experimental con el predicho por el modelo.

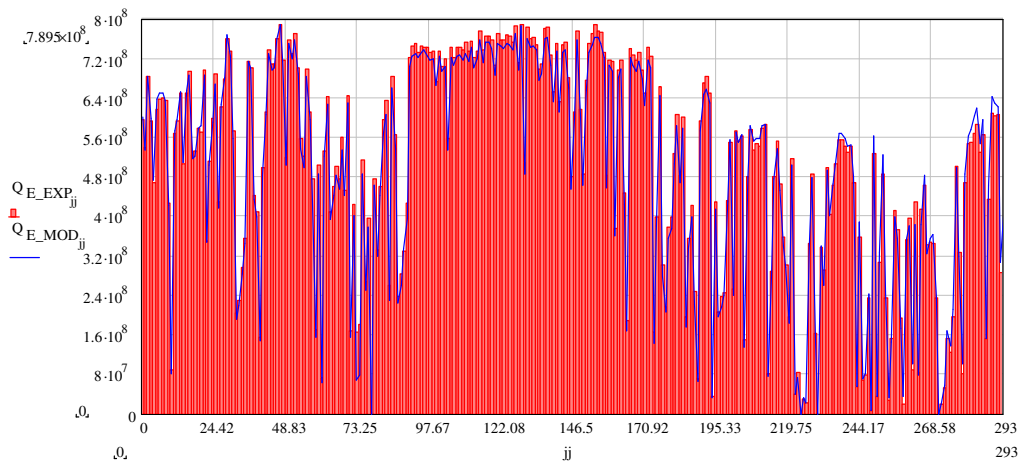
Realizando el mismo estudio con el calor absorbido por la corriente del secundario en el intercambiador de calor, se obtiene la **Figura 6-16**.



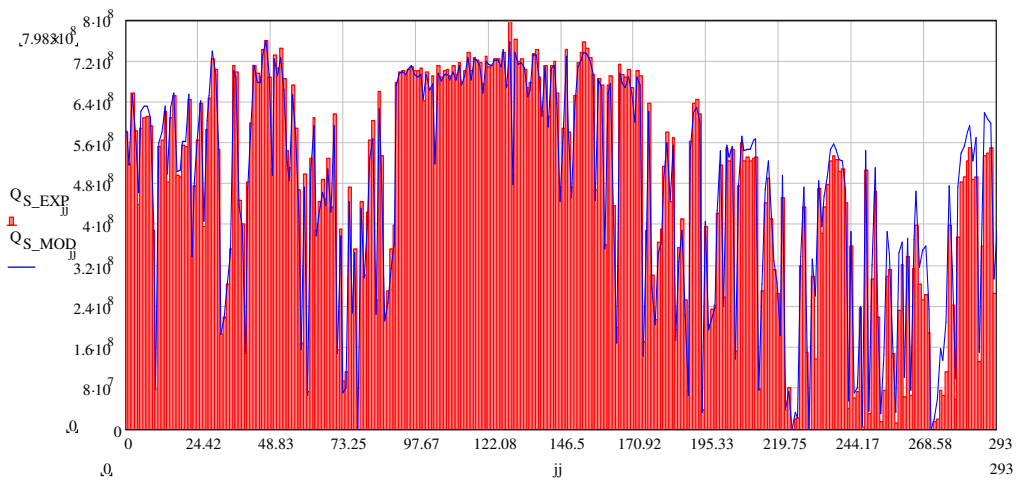
**Figura 6-16:** Comparación de calor absorbido diario experimental con el predicho por el modelo.

Merece la pena resaltar que éstos son los datos de todos los días del año; sin embargo, no todos los días se tienen datos completos de la instalación; en algunos de ellos se han perdido datos por causas ajenas a la investigación, mantenimientos, cortes de luz, etc..

Dado que los datos incompletos pueden dar lugar a errores inexistentes en el modelo, se han eliminado del cálculo, quedando la **Figura 6-17** y la **Figura 6-18**, donde se han suprimido únicamente 73 días de los 366 que tiene el año. Con ese total de 293 días se va a realizar el cálculo del error cometido con el modelo. Se han perdido más datos de esta parte del circuito dado que el datalogger se estropeó. Lo cual no quita generalidad al resultado, ya que hay abundante información de las actuaciones del mismo bajo diferentes condiciones de operación a lo largo del año.



**Figura 6-17: Comparación de calor cedido diario experimental con el predicho por el modelo. Días válidos.**

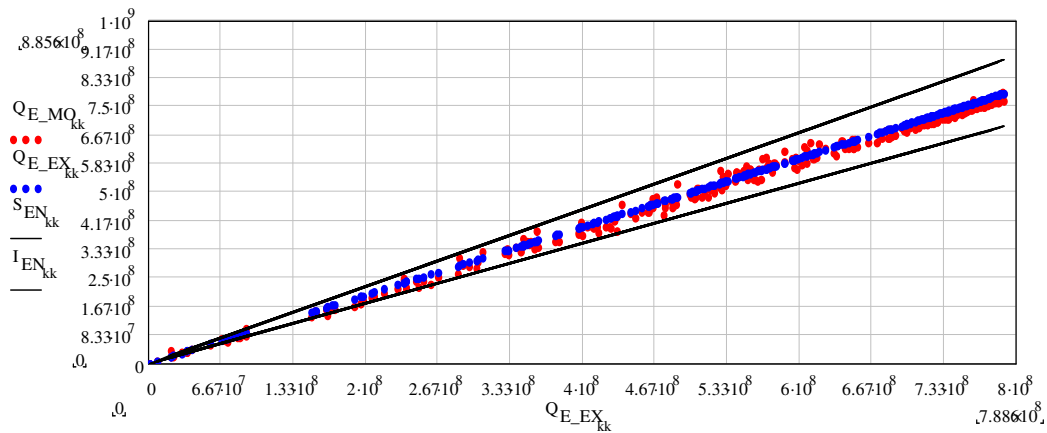


**Figura 6-18: Comparación de calor absorbido diario experimental con el predicho por el modelo. Días válidos.**

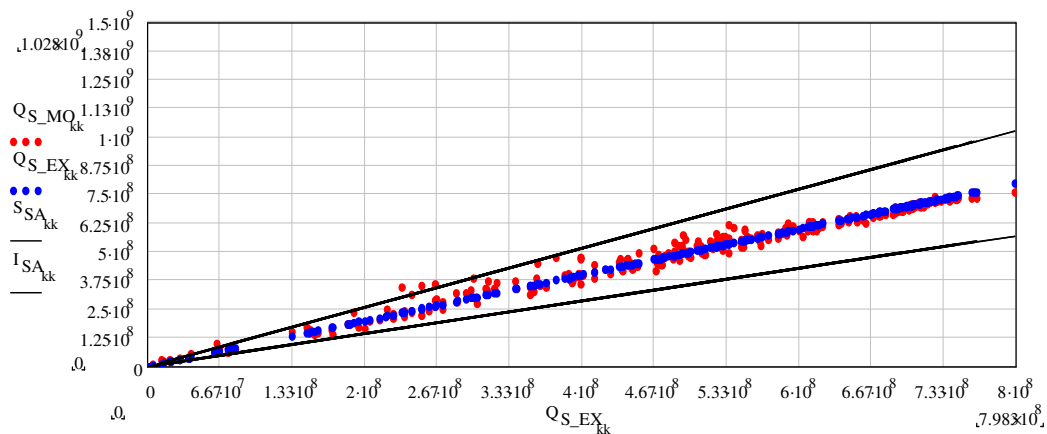


Para calcular el error relativo cometido entre los datos experimentales y el modelo se utiliza la misma relación que en el capítulo 5.

Definiendo una probabilidad del 95%, se calcula el intervalo de confianza, y aplicando a estos datos el criterio de Chauvenet, con lo que se han eliminado 82 puntos en total, se encuentra un ajuste mejor, tal y como muestra la **Figura 6-19** y la **Figura 6-20**



**Figura 6-19: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, para el calor cedido.**



**Figura 6-20: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, para el calor absorbido.**

Resulta finalmente que el error relativo medio es de -0,017 con una desviación estándar de 0,062 para el calor absorbido y un error relativo medio de 0,026 con una desviación estándar de 0,144 para el calor absorbido.

## 6.5 Modelo del acumulador térmico

El acumulador térmico descrito en el Capítulo 4, está localizado en la planta sótano del edificio, tiene un volumen de 3.000 litros, un radio de 1,59 m y una altura de 2m como se puede ver en la **Figura 4-8**. El agua calentada en el intercambiador se introduce por la parte superior del acumulador térmico y el agua destinada al consumo se obtiene también por la parte alta del acumulador térmico, favoreciendo la estratificación.

### 6.5.1 Variables medidas

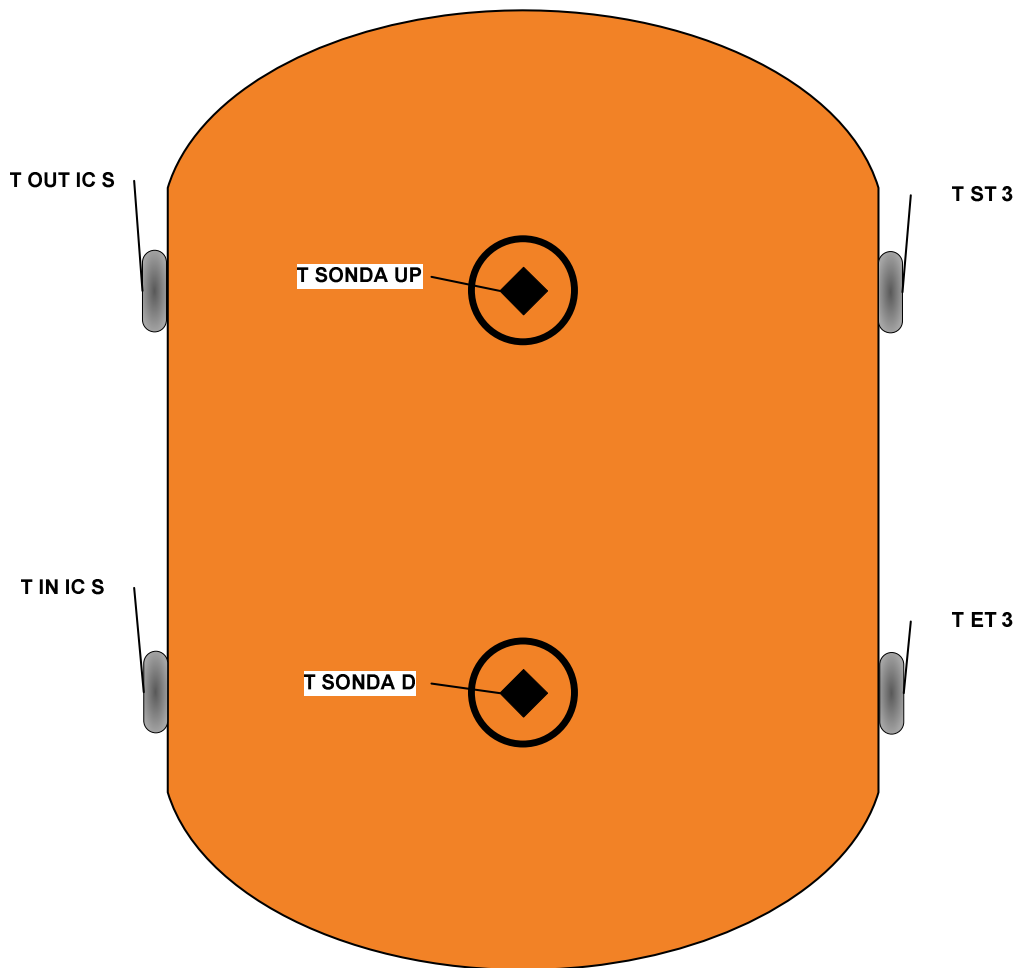
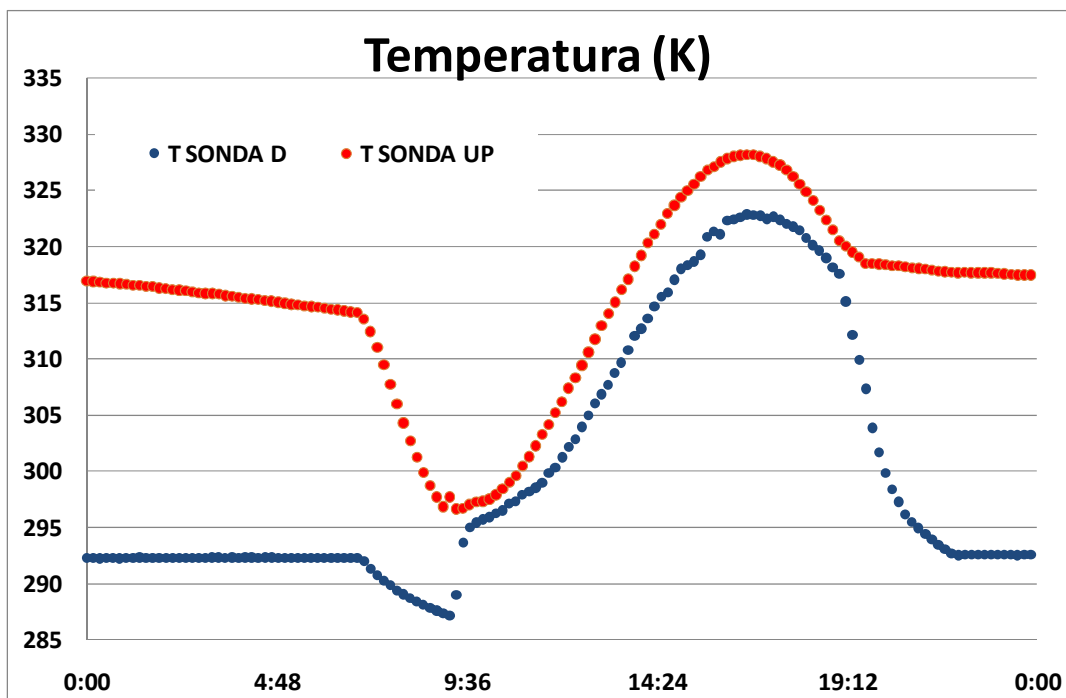


Figura 6-21: Esquema de temperaturas medidas en el acumulador térmico

El acumulador térmico está instrumentado. Tal y como se muestra en la **Figura 6-21** se conocen dos temperaturas en el interior del mismo y las cuatro temperaturas exteriores, además se cuenta con la temperatura del local, comentada en 6.4. Por otra parte, se cuenta con los caudales del secundario y del terciario.

Para un mejor conocimiento del comportamiento del acumulador térmico, se ha mantenido un caudal constante en el terciario (circuito que representa el consumo de ACS) de valor 0,012 l/s desde las 7 a las 22h del día, hora local.

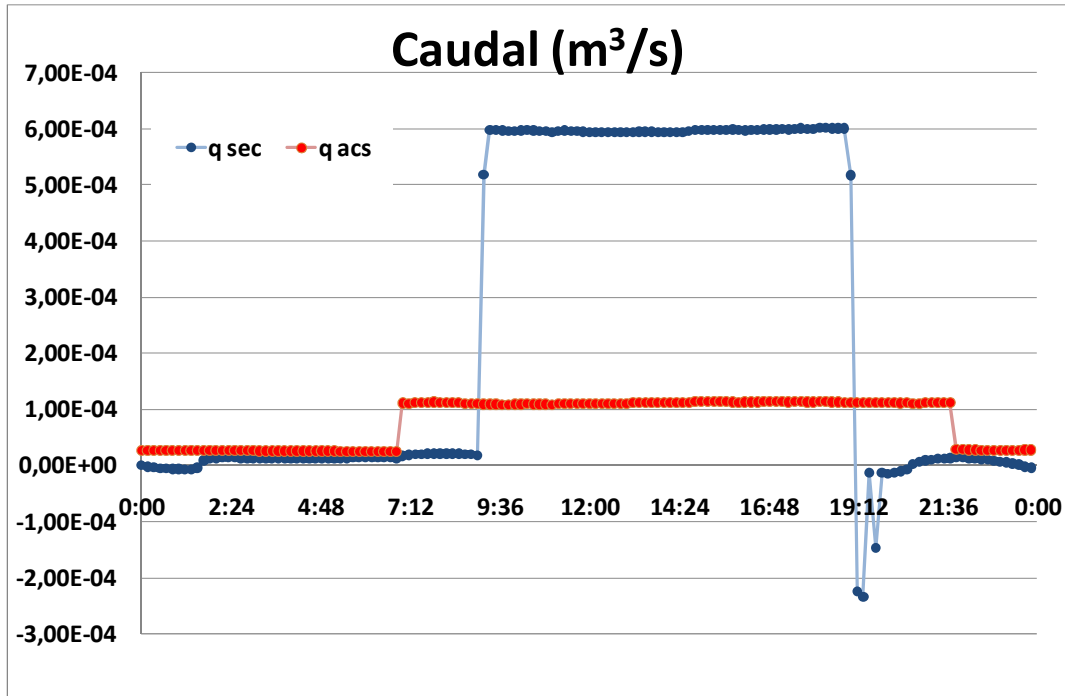
Dada la configuración de las entradas y salidas al acumulador térmico, y a partir de las medidas ofrecidas por los termopares colocados en el interior del acumulador térmico se ha podido comprobar la existencia de estratificación.



**Figura 6-22: Temperaturas interiores del acumulador térmico, para el 14 de septiembre 2008, véase Figura 6-21.**

En la **Figura 6-22** se puede observar cómo en el acumulador térmico no se rompe la estratificación en ningún momento del día. Además, el hecho de que la bomba del terciario arranque a las 7h de la mañana provoca un descenso de la temperatura y una proximidad en las temperaturas hasta que arranca la bomba del secundario, momento en el que se contrarresta dicho efecto. Por la tarde se puede apreciar que mientras la bomba del terciario sigue funcionando hasta las 22h, la del secundario se para antes de las 20h, produciéndose un enfriamiento rápido de la parte inferior del acumulador térmico.

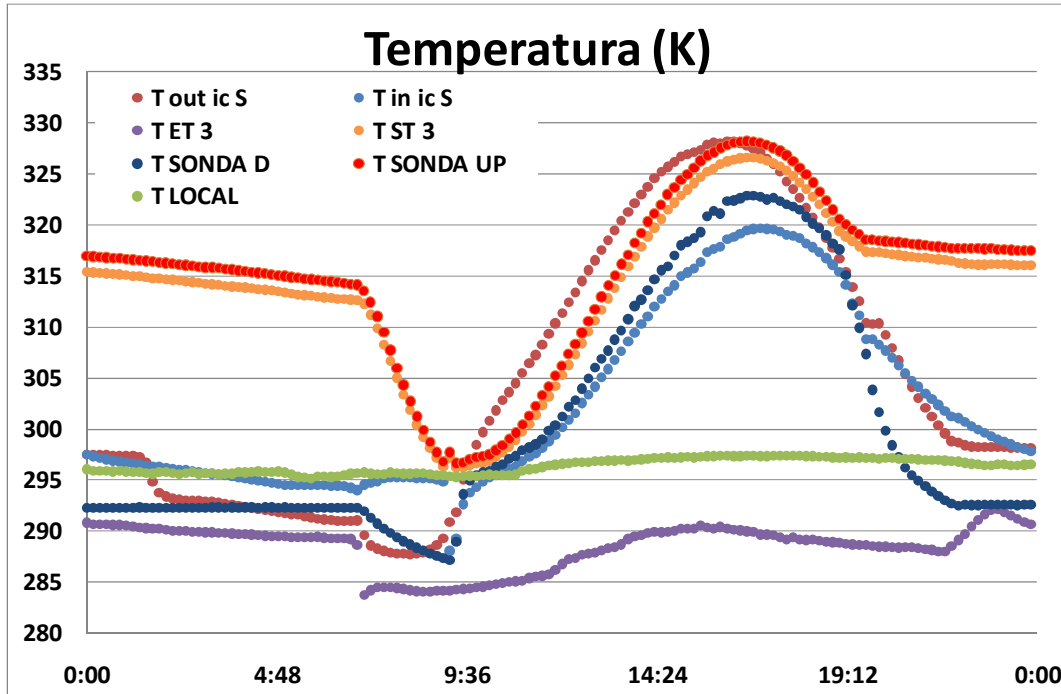
Estos fenómenos darán lugar a una modificación en la transferencia de calor entre las distintas capas de agua dentro del acumulador térmico atribuida al funcionamiento de las bombas.



**Figura 6-23: Caudales de entrada al acumulador térmico a lo largo de un día, 14 de septiembre 2008.**

La variación de los caudales a lo largo de las 24 h se muestra en la **Figura 6-23**. El caudal del circuito terciario es constante desde las 7 a las 22h cada día, sin embargo el caudal del secundario depende de la temperatura de salida del agua en los captadores y la temperatura del acumulador térmico. Debe ser  $T_{outco}$  superior en 6K a la temperatura del interior del acumulador térmico, para accionar la bomba y menor de 2K para parar la bomba y así no romper la estratificación del acumulador térmico.

La **Figura 6-24** muestra todas las temperaturas con las que trabaja el acumulador térmico, siendo la más alta la de entrada del secundario y notablemente más fría la de entrada del terciario. Dicho enfriamiento se lleva a cabo mediante un intercambiador de calor a través de la utilización de agua de una torre de refrigeración abierta donde se enfría hasta una temperatura próxima a la de bulbo húmedo.



**Figura 6-24: Temperatura en el interior del acumulador térmico, temperaturas de E/S y temperatura local. Valores medidos el día 14 de septiembre 2008**

### 6.5.2 Modelo de acumulador térmico estratificado

El modelo desarrollado para definir el comportamiento del acumulador térmico sigue la línea marcada por los modelos descritos en Duffie et al. 2006 (7) y en Eicker 2001 (8). En ellos se divide al acumulador térmico en varias zonas denominadas nodos. Se utiliza la técnica numérica de los volúmenes finitos para resolver las ecuaciones de balance de masa y energía en régimen transitorio en los nodos. A cada nodo se le asigna una temperatura homogénea de almacenamiento, aumentando su valor según se incrementa la altura a la que se encuentra.

#### 6.5.2.1 Descripción del modelo de nodos

En el caso del acumulador térmico bajo estudio se plantea la utilización de cinco nodos. Se comprobaron otras configuraciones con un número mayor, ocho nodos, y un número menor, tres nodos, en los que se confirmó que el resultado obtenido era menos exacto, en el caso de tres, o de igual exactitud que en el caso de ocho, aumentando considerablemente la complicación en el cálculo del modelo. El modelo

empleado al igual que en el resto de la instalación es el método de Euler en modo implícito.

La **Figura 6-25** muestra un esquema con la configuración de los cinco nodos que se va a emplear para su modelización, están numerados del 0 al 4. La entrada de agua caliente del secundario se produce en el nodo 1 al igual que la salida de agua caliente al terciario y la salida de agua enfriada al secundario y la entrada de agua fría del terciario se produce en el nodo 3. En los nodos 0 y 4 se producen procesos conductivos que modifican su temperatura pese a no haber flujos de entrada o salida en dichos elementos. En los nodos 1, 2 y 3 se concentran los movimientos convectivos del fluido dentro del acumulador térmico. Este componente requiere más que ningún otro, el análisis en régimen transitorio.

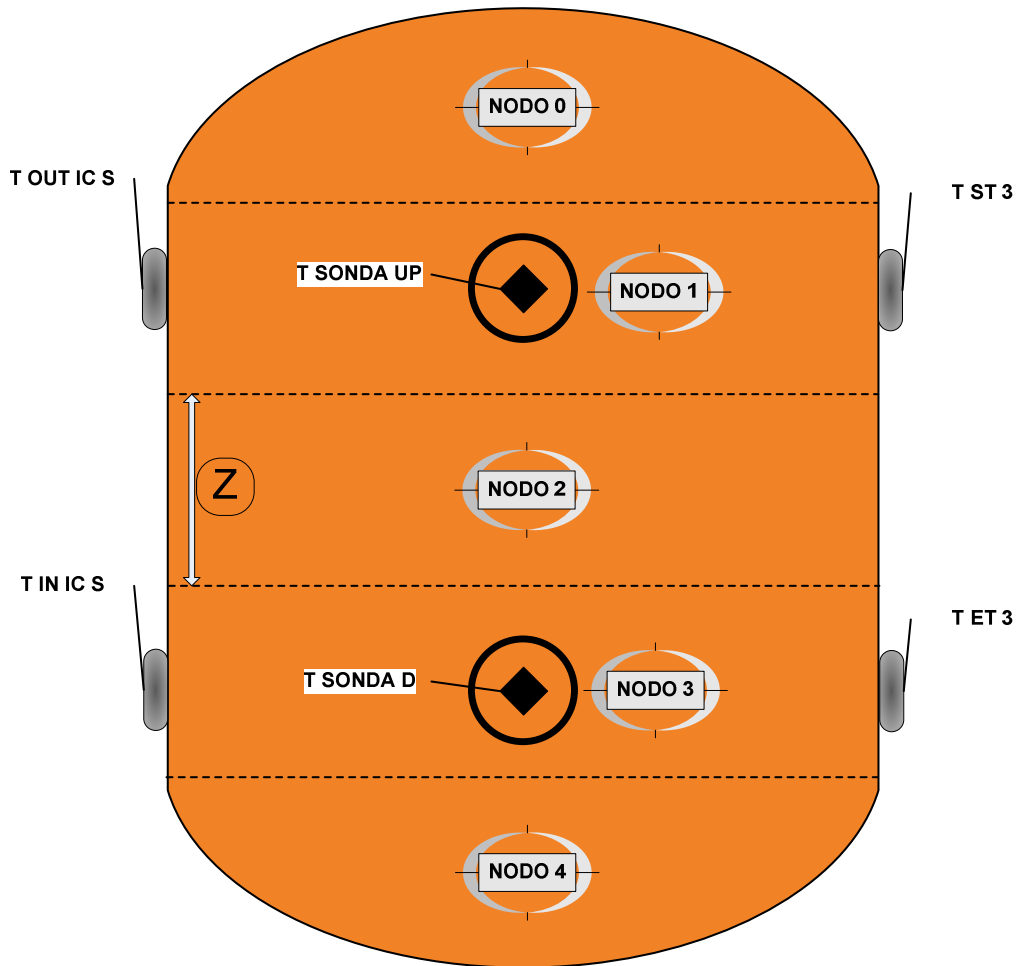
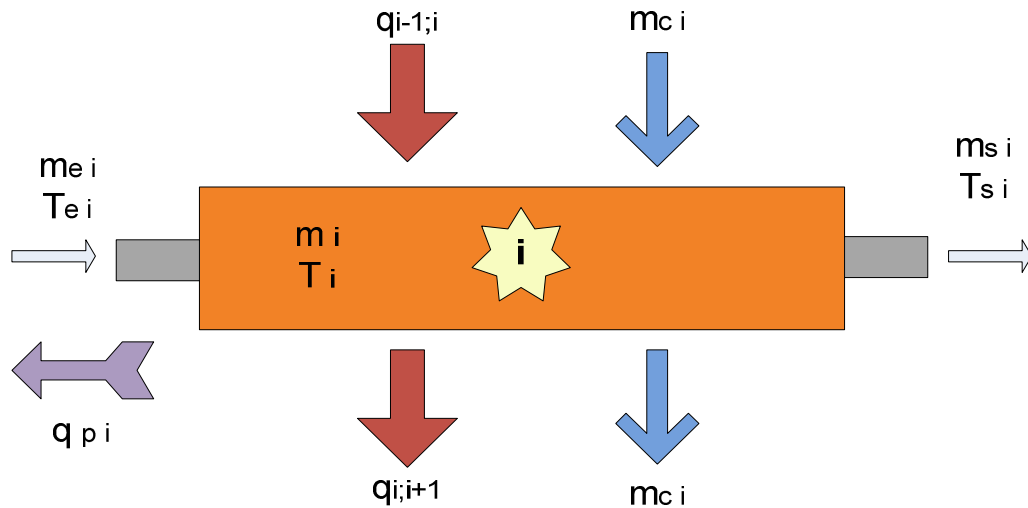


Figura 6-25: Acumulador térmico con los cinco nodos

## 6.5.2.2 Balance de energía para un nodo genérico

Si se aplica un balance de energía y de masa en régimen transitorio a un nodo genérico del acumulador térmico, tal y como se puede observar en la **Figura 6-26** se obtiene la **Ecuación 6-76**.



**Figura 6-26: Nodo genérico i del acumulador térmico.**

$$m_i C_p \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}_{e,i} C_p T_{e,i} - \dot{m}_{s,i} C_p T_{s,i} - q_{p,i} + (q_{i-1,i} - q_{i,i+1}) + \dot{m}_{c,i} C_p (T_{i-1} - T_i)$$

**Ecuación 6-76**

Donde:

- Las pérdidas de calor se calculan a partir del coeficiente UA del nodo y la diferencia de temperaturas entre ese nodo y la del ambiente del local donde está ubicado el acumulador, tal y como se describe en la **Ecuación 6-77**:

$$q_{p,i} = UA_i (T_i - T_{local})$$

**Ecuación 6-77**

La conducción a los nodos adyacentes se modela según la **Ecuación 6-78** y la **Ecuación 6-79**:

$$q_{i-1,i} = \frac{\pi D^2 \lambda}{4 Z} (T_{i-1} - T_i)$$

**Ecuación 6-78**

$$q_{i;i+1} = \frac{\pi D^2 \lambda}{4 Z} (T_i - T_{i+1})$$

Ecuación 6-79

- El flujo transversal de cada nodo debido a las corrientes de entrada y salida se contabiliza como siendo  $\lambda$  el coeficiente de conductividad térmica del agua que llena el acumulador:

$$\dot{m}_{ci} = \dot{m}_{sec} - \dot{m}_{acs}$$

Ecuación 6-80

### 6.5.2.3 Ecuación de cada nodo

Si se aplica a cada uno de los nodos la ecuación genérica, y dadas las peculiaridades de uno de ellos, se obtiene el siguiente conjunto de ecuaciones:

NODO 0:

$$m_{agua} \rho C_p \frac{T_0^t - T_0^{t-1}}{\Delta T} = -UA_0(T_0 - T_{local}) + \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \gamma_{01}}{4 Z} (T_1^t - T_0^t)$$

Ecuación 6-81

NODO 1:

$$m_{agua} \rho C_p \frac{T_1^t - T_1^{t-1}}{\Delta T} = \dot{q}_{sec} \rho C_p T_{outics}^t - \dot{q}_{acs} \rho C_p T_1^t - UA_1(T_1^t - T_{local}^t) - F_{masico1} - \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \beta_T}{4 Z} (T_1^t - T_2^t) - \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \gamma_{01}}{4 Z} (T_1^t - T_0^t)$$

Ecuación 6-82

NODO 2:

$$m_{agua} \rho C_p \frac{T_2^t - T_2^{t-1}}{\Delta T} = -UA_2(T_2^t - T_{local}^t) + F_{masico2} - \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \beta_T}{4 Z} (T_2^t - T_3^t) + \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \beta_T}{4 Z} (T_1^t - T_2^t)$$

Ecuación 6-83



**NODO 3:**

$$m_{agua}\rho C_p \frac{T_3^t - T_3^{t-1}}{\Delta T} = -\dot{q}_{sec}\rho C_p T_3^t + \dot{q}_{acs}\rho C_p T_{eT3}^t - UA_3(T_3^t - T_{local}^t) + F_{masico3} + \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \beta_T}{4 Z} (T_2^t - T_3^t) - \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \gamma_{34}}{4 Z} (T_3^t - T_4^t)$$

**Ecuación 6-84**

**NODO 4:**

$$m_{agua}\rho C_p \frac{T_4^t - T_4^{t-1}}{\Delta T} = -UA_4(T_4^t - T_{local}^t) + \frac{\pi D_{ais}^2 \lambda \gamma_{34}}{4 Z} (T_3^t - T_4^t)$$

**Ecuación 6-85**

Algunos de los términos más importantes se comentarán en los apartados siguientes.

#### 6.5.2.4 Cálculo de los flujos máxicos en el interior del acumulador térmico.

En el acumulador térmico aparecen movimientos internos inducidos por los caudales entrantes al mismo; por lo tanto, a la hora de describir su funcionamiento se debe tener en cuenta el sentido de dichos flujos a lo largo de las 24 h del día.

No todos los nodos presentarán un flujo máxico, tal y como puede observarse en el apartado 6.5.2.3.

F máxico	$\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs} \geq 0$	$\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs} < 0$
NODO1	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p T_1$ Ecuación 6-86	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p T_2$ Ecuación 6-87
NODO 2	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p (T_1 - T_2)$ Ecuación 6-88	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p (T_2 - T_s T_2)$ Ecuación 6-89
NODO3	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p T_2$ Ecuación 6-90	$(\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs})\rho C_p T_{inics}$ Ecuación 6-91

**Tabla 6-4: Flujos máxicos transversales en cada nodo**

Los nodos 0 y 4 no presentan ningún flujo máxico ya que las entradas y salidas de agua están por debajo o por encima de su frontera respectivamente.

#### 6.5.2.5 Factor $\beta_T$ .

En los nodos en los que hay flujo máxico, la conducción entre los nodos depende de la temperatura a la que entran los fluidos al acumulador térmico, favoreciéndose en el caso de que los caudales fríos produzcan un movimiento hacia abajo, disminuyendo la

temperatura de los elementos inferiores del acumulador térmico. Este hecho se ha contemplado mediante la multiplicación de la conductividad del agua  $\lambda$ , por un factor  $\beta_T$ , que tiene la siguiente forma:

$\beta_T$	$\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs} \geq 0$	$\dot{q}_{sec} - \dot{q}_{acs} < 0$
		$-70,5 [K^{-1}](T_{in,ic,S} - T_{eT3}) + 2611$ Ecuación 6-92

**Tabla 6-5: Factor  $\beta_T$**

Estos valores se han obtenido empíricamente después de realizar el ajuste de los resultados a las temperaturas experimentales con las que se cuentan del acumulador térmico. El rango de valores de  $\beta_T$  está entre -1.344 y 1.878 [].

#### 6.5.2.6 Factor $\gamma$ .

En los nodos en los que no existe flujo másico, la conducción se ve favorecida igualmente cuando la temperatura del nodo inferior en altura, caso del nodo 0, es superior a la propia temperatura de dicho nodo. En el caso del nodo 4 se produce este aumento cuando es el propio nodo el que tiene una temperatura superior a la del nodo superior en altura:

NODO 0:

$\gamma_{01}$	$T_1 > T_0$	$T_1 \leq T_0$
		500[] Ecuación 6-94

**Tabla 6-6: Factor  $\gamma_{01}$**

NODO 4:

$\gamma_{34}$	$T_4 > T_{sT2}$	$T_4 \leq T_{sT2}$
		500[] Ecuación 6-96

**Tabla 6-7: Factor  $\gamma_{34}$**

Estos valores se han obtenido después de realizar el ajuste de los resultados a las temperaturas experimentales con las que se cuentan del acumulador térmico.

#### 6.5.2.7 Cálculo de los coeficientes de pérdidas del acumulador térmico.

Antes de poder calcular un nodo es preciso conocer el coeficiente de pérdidas ( $UA_i$ ) de cada una de los nodos en los que se ha dividido, para ello se va a proceder al cálculo de

los mismos a partir de los datos experimentales de los que se dispone, es decir, las siguientes temperaturas:  $T_{sT3}$  (salida del circuito terciario),  $T_{in\_ic\_S}$  (salida del circuito secundario),  $T_{sondaUP}$  (temperatura de la sonda interior en la parte alta del acumulador térmico) y  $T_{sondaD}$  (temperatura de la sonda interior en la parte baja del acumulador térmico).

A partir de ellas se elabora el valor de la temperatura del agua contenida en cada uno de los nodos según la siguiente relación:

$$T_{agua\_0} = \frac{T_{sT3} + T_{sondaUP}}{2}$$

**Ecuación 6-98**

$$T_{agua\_1} = \frac{T_{sT3} + T_{sondaUP}}{2}$$

**Ecuación 6-99**

$$T_{agua\_2} = \frac{T_{sondaUP} + T_{sondaD}}{2}$$

**Ecuación 6-100**

$$T_{agua\_3} = \frac{T_{in\_ic\_S} + T_{sondaD}}{2}$$

**Ecuación 6-101**

$$T_{agua\_4} = \frac{T_{in\_ic\_S} + T_{sondaD}}{2}$$

**Ecuación 6-102**

A partir de ahí y con la temperatura del local se calculan las temperaturas de película para posteriormente calcular el número de Rayleigh, tanto para las superficies horizontales, como para las superficies verticales del acumulador térmico; únicamente los nodos 0 y 4 tendrán superficie horizontal de contacto con el exterior.

Para las superficies verticales se utilizará, para el cálculo del número de Nusselt, la correlación de Churchill et al. 1975 (9), que fue descrita en el Capítulo 5 al igual que la correlación para las superficies horizontales, correlación de Vliet 1969 (10). El cálculo de las resistencias térmicas queda recogido en la **Tabla 6-8**.

ELEMENTO	VERTICAL	NODOS	HORIZONTAL	NODOS
CONVECCIÓN EXTERIOR	$R_{cv} = \frac{1}{\pi D_{ais} Z h_{conv\_V}}$ Ecuación 6-103	0,1,2,3,4	$R_{cH} = \frac{1}{\pi h_{conv\_H} \frac{D_{ext}^2}{4}}$ Ecuación 6-104	0,4
AISLANTE	$R_{aisv} = \frac{\ln \frac{D_{ais}}{D_{ext}}}{2\pi k_{ur} Z}$ Ecuación 6-105	0,1,2,3,4	$R_{aisH} = \frac{e_{ais}}{\pi k_{ur} \frac{D_{ext}^2}{4}}$ Ecuación 6-106	0,4
PARED ACUMULADOR TÉRMICO	$R_{tanv} = \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2\pi k_{ac} Z}$ Ecuación 6-107	0,1,2,3,4	$R_{tanH} = \frac{e_{ac}}{\pi k_{ac} \frac{D_{int}^2}{4}}$ Ecuación 6-108	0,4

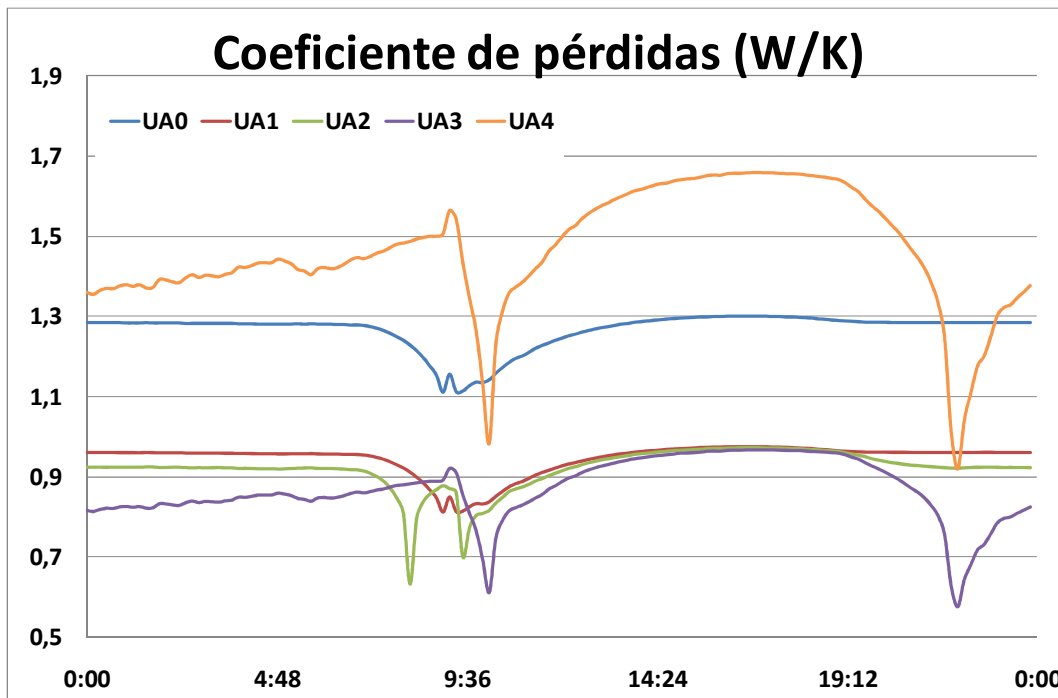
**Tabla 6-8: Resistencias térmicas para pérdidas convectivas y conductivas del acumulador térmico**

La resistencia térmica total se calcula como el sumatorio de cada una de las resistencias térmicas en una de las direcciones. Para los nodos 0 y 4 se realiza el paralelo de ambas resistencias térmicas totales, conformando así la resistencia térmica de ese nodo.

El valor del coeficiente de pérdidas UA será la inversa de esa resistencia térmica total.

Tal y como puede apreciarse en la **Figura 6-27**, los valores de UA son próximos a 1W/K para los nodos centrales, siendo más elevados para el primer y último nodo, que son los que poseen una superficie horizontal por la que también se producen pérdidas en el acumulador térmico.

Por tanto, las pérdidas mayores se esperan en esas zonas. Sorprende ver que el acumulador tiene un UA mayor en la parte inferior que en la parte superior; ello es debido a que en la parte inferior el espesor de la capa de espuma de poliuretano tiene un grosor de 5 cm y en la parte superior de 13,5 cm, para que las pérdidas sean menores.



**Figura 6-27: Valor de los coeficientes UA del acumulador térmico para cada nodo, para el día 14 de septiembre 2008.**

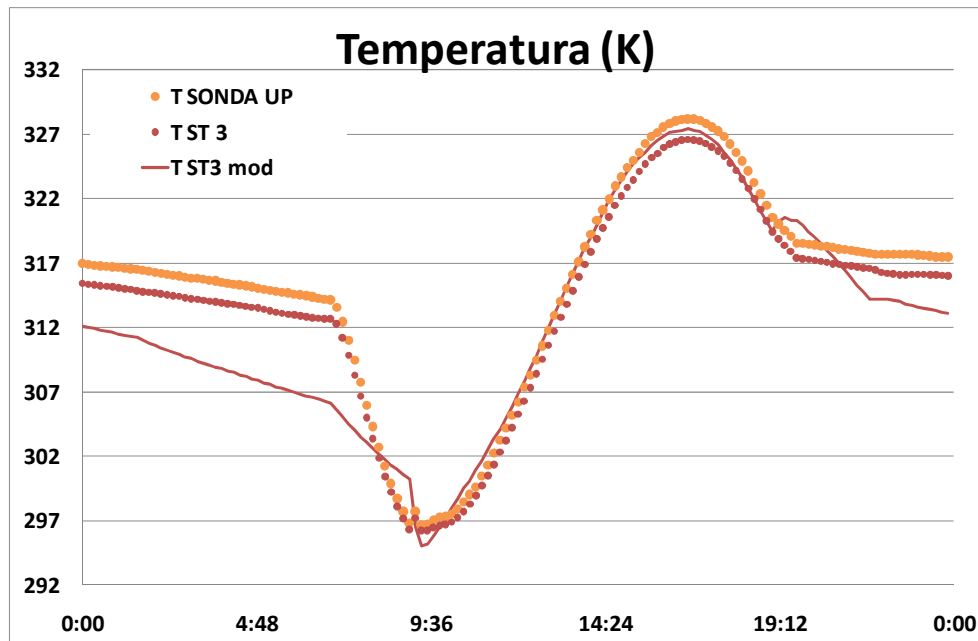
### 6.5.3 Resultados del modelo

Tomando como datos las dos temperaturas de entrada  $T_{out\_ic\_S}$  y  $T_{eT3}$ , y aplicando el modelo al acumulador térmico con los parámetros geométricos y las características de los componentes que lo conforman, se obtienen las temperaturas de cada uno de los nodos y en concreto las dos temperaturas de salida  $T_{in\_ic\_S}$  y  $T_{sT3}$ . Se asemejan a la temperatura del nodo en el que se encuentra la salida, nodos 3 y 1 respectivamente.

Tal y como puede comprobarse en la **Figura 6-28** y la **Figura 6-29** el modelo se ajusta de forma más o menos precisa, presentando una diferencia de temperaturas entre la experimental y la obtenida por el modelo. En el caso del circuito terciario la diferencia es mínima y en torno a los 5 K de máximo en el circuito secundario. Existen diferencias significativas en los periodos de tiempo durante los que alguno de los caudales es nulo, haciendo que las temperaturas de los elementos del acumulador y las medidas en el exterior del mismo no estén íntimamente relacionadas; en ocasiones, dicho error se arrastra en el tiempo, conduciendo a una solución inexacta durante los periodos subsiguientes. El efecto sobre la energía intercambiada es insignificante (como se aprecia en la **Figura 6-30**), dado precisamente la ausencia de caudal de entrada / salida y el bajo caudal de termosifón.

De igual modo a como se han analizado tanto el captador solar como el intercambiador de calor, en el caso del acumulador térmico se define tanto el calor que entra desde el circuito secundario como el calor que sale del mismo a través del circuito de consumo. La diferencia se debe no solo a la acumulación de calor en el interior del acumulador, inercia térmica, sino a las pérdidas hacia el exterior. Tal y como puede verse en la **Figura 6-30**, las pérdidas térmicas del acumulador son muy pequeñas frente al resto.

Se valida experimentalmente el modelo específico del acumulador térmico comparando tanto el calor de entrada como el de salida con los obtenidos mediante el modelo, **Figura 6-31**.



**Figura 6-28:** Comparación de la temperatura salida del circuito terciario del modelo con las temperaturas de salida experimental y de la sonda superior del acumulador térmico, para el día 14 de septiembre 2008.

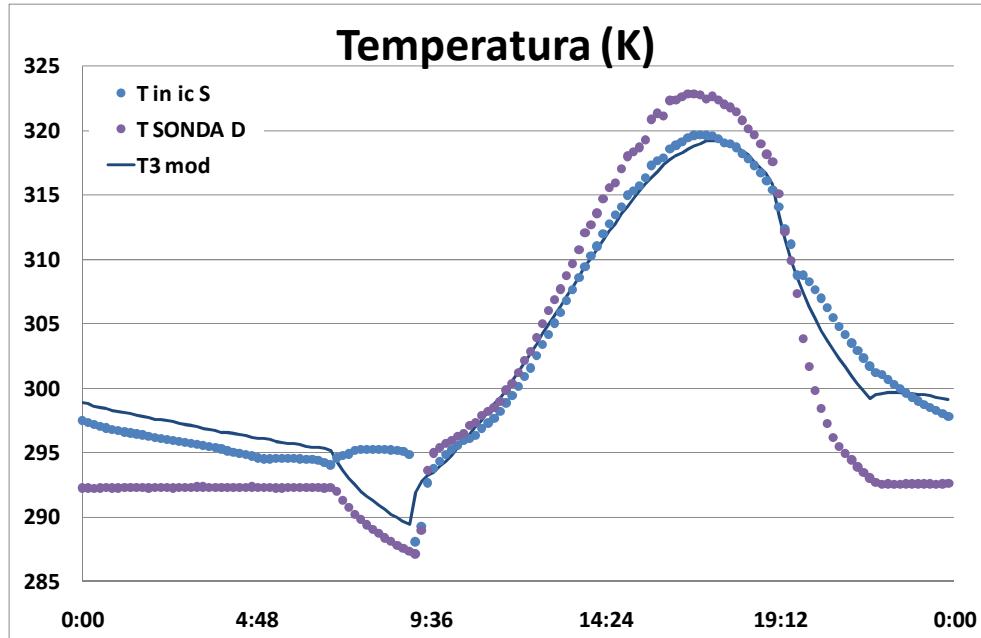


Figura 6-29: Comparación de la temperatura salida del circuito secundario del modelo con las temperaturas de salida experimental y de la sonda inferior del acumulador térmico, para el día 14 de septiembre 2008.

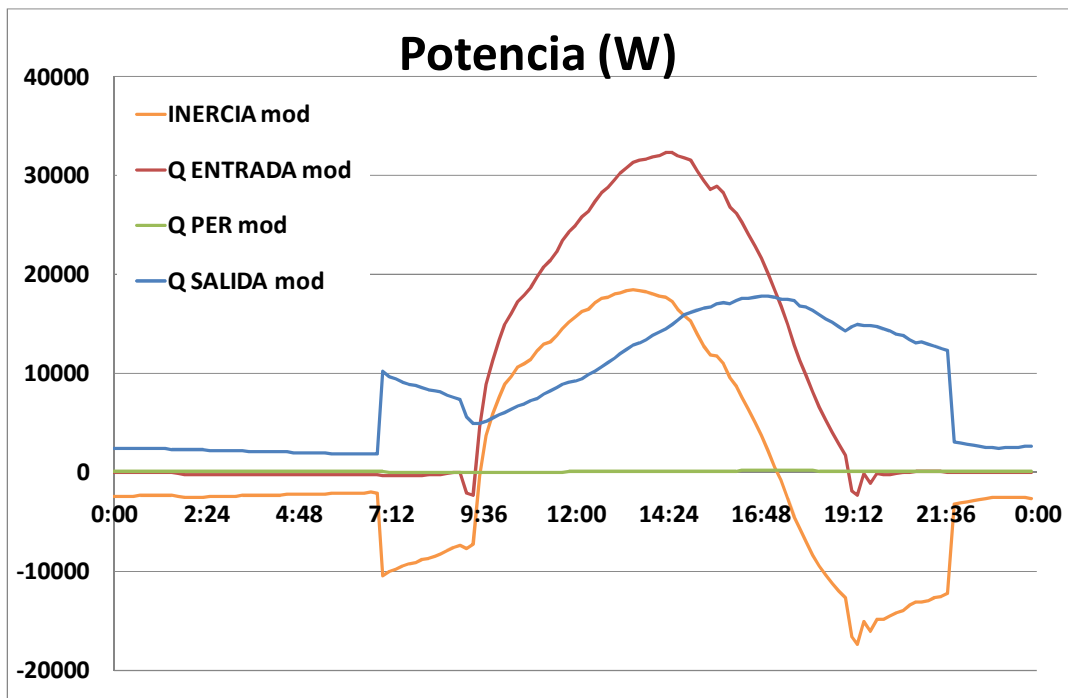
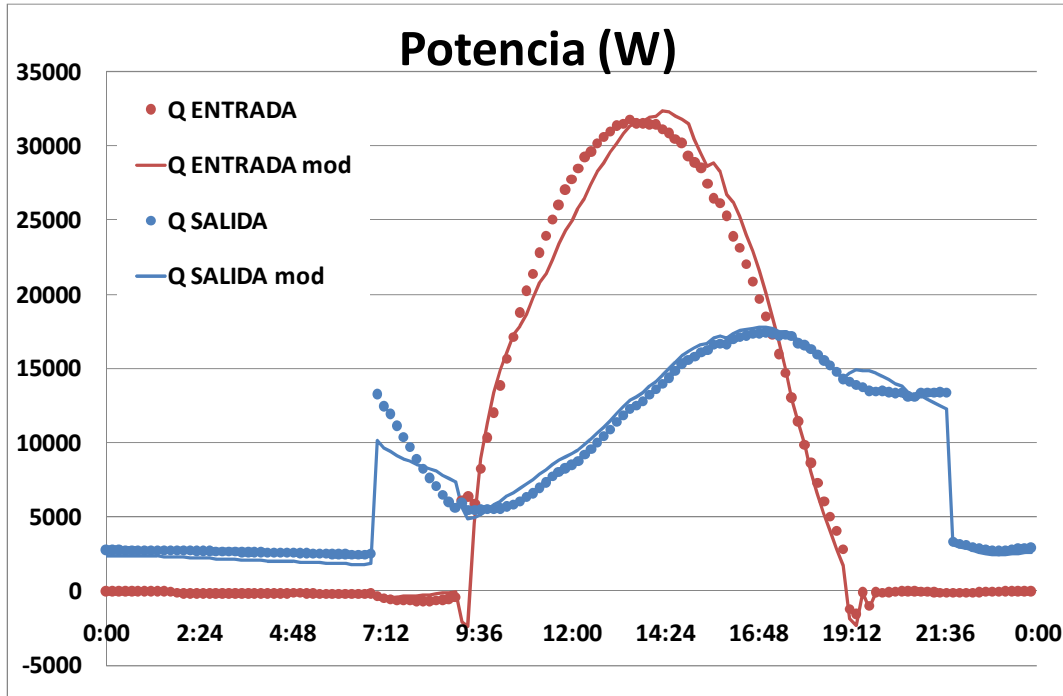


Figura 6-30: Balance de energía en el acumulador térmico para el día 14 de septiembre 2008.



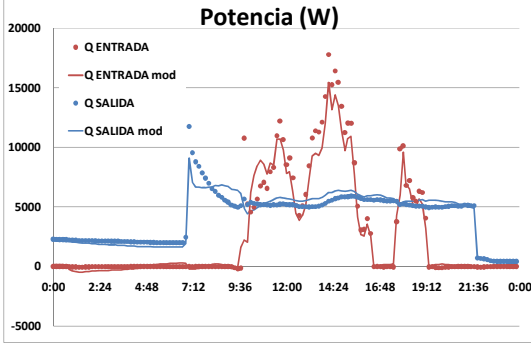
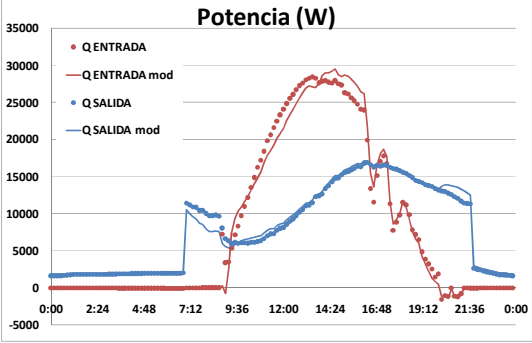
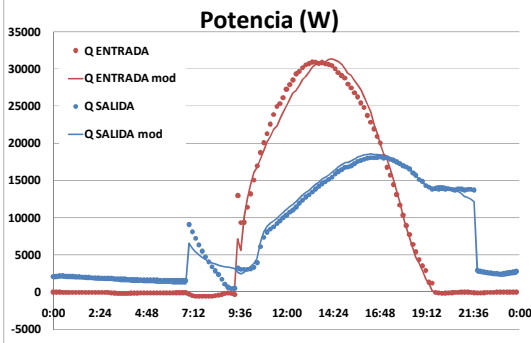
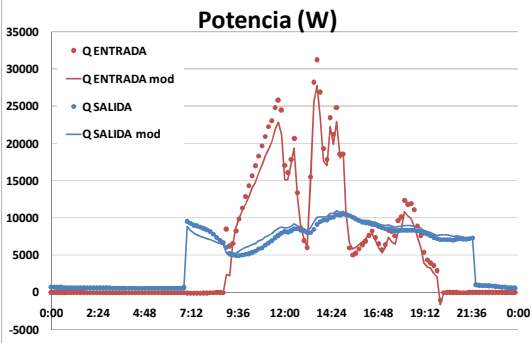
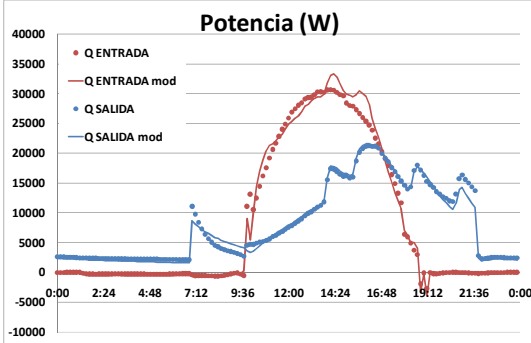
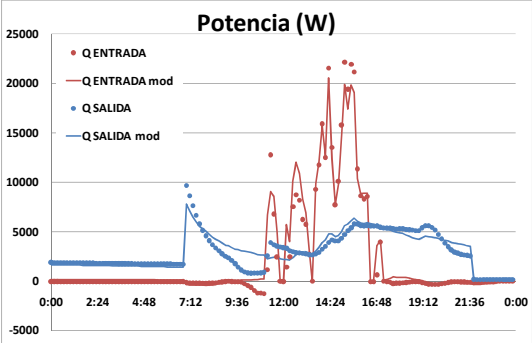
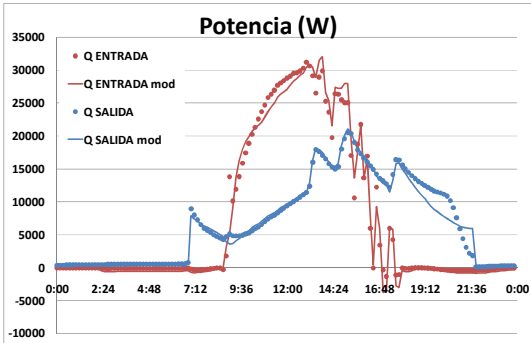
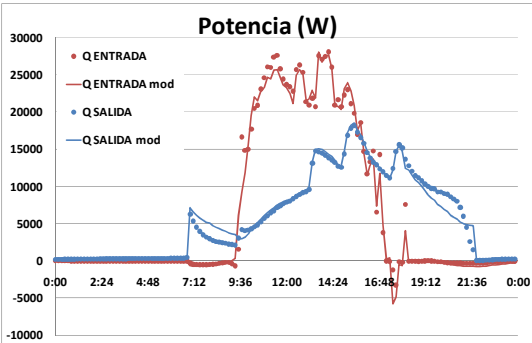
**Figura 6-31: Comparación entre el calor de entrada y salida en el acumulador térmico experimental con el predicho con el modelo para el día 14 de septiembre 2008.**

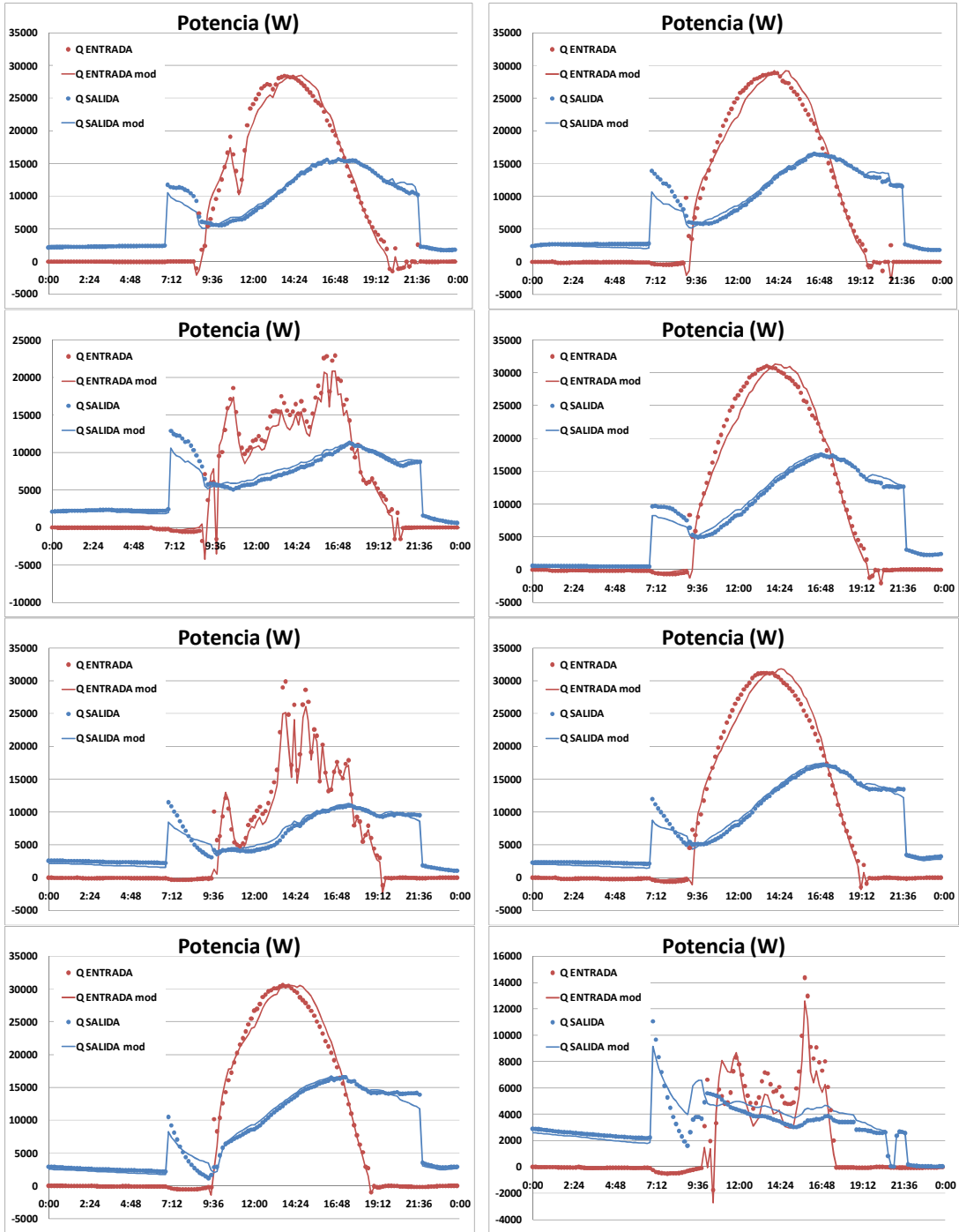
Puede observarse que la comparación resulta adecuada, describiendo el modelo satisfactoriamente los cambios, tanto en potencia como en temperatura del acumulador térmico bajo estudio.

#### **6.5.4 Validación experimental del modelo de acumulador con los datos anuales.**

Al igual que se ha llevado a cabo en los demás cálculos de elementos significativos de la instalación solar, se realizará una comparación de distintos días a lo largo del año para ver el comportamiento del modelo del acumulador térmico en distintas situaciones de trabajo.







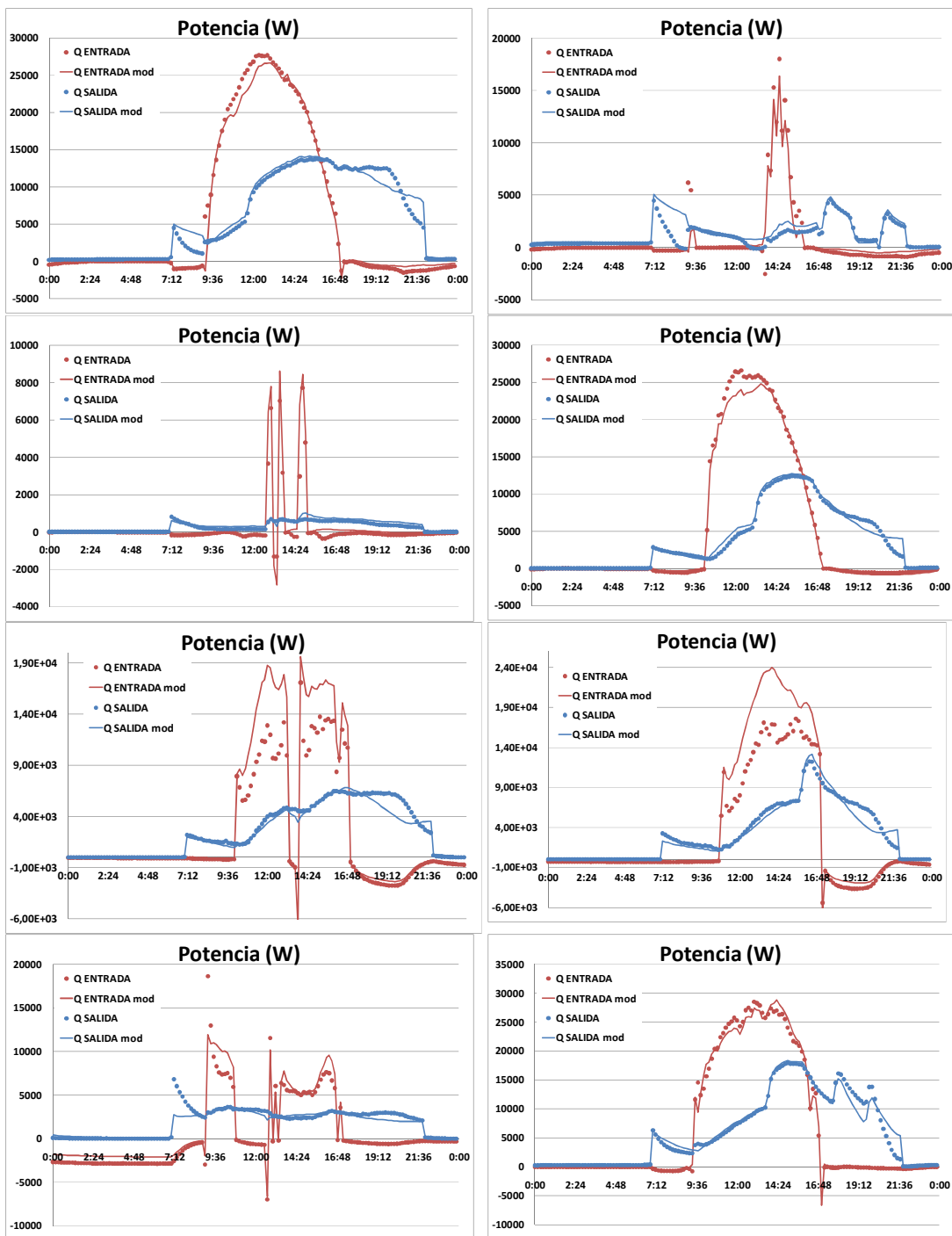
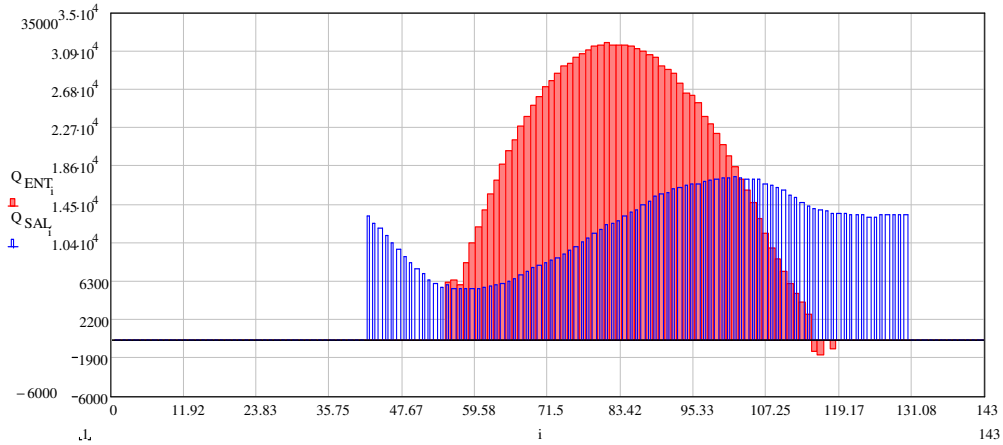


Figura 6-32: Calor entrante y saliente del acumulador A) 12 marzo 2008 B) 25 marzo 2008 C) 07 abril 2008 D) 05 abril 2008 E) 04 mayo 2008 F) 01 mayo 2008 G) 30 junio 2008 H) 05 junio 2008 I) 19 julio 2008 J) 07 julio 2008 K) 14 agosto 2008 L) 15 agosto 2008 M) 05 septiembre 2008 N) 07 septiembre 2008 Ñ) 06 octubre 2008 O) 07 octubre 2008 P) 14 noviembre 2008 Q) 24 noviembre 2008 R) 08 diciembre 2008 S) 16 diciembre 2008 T) 20 enero 2009 U) 16 enero 2009 V) 20 febrero 2009 W) 27 febrero 2008.

### 6.5.5 Integración diaria

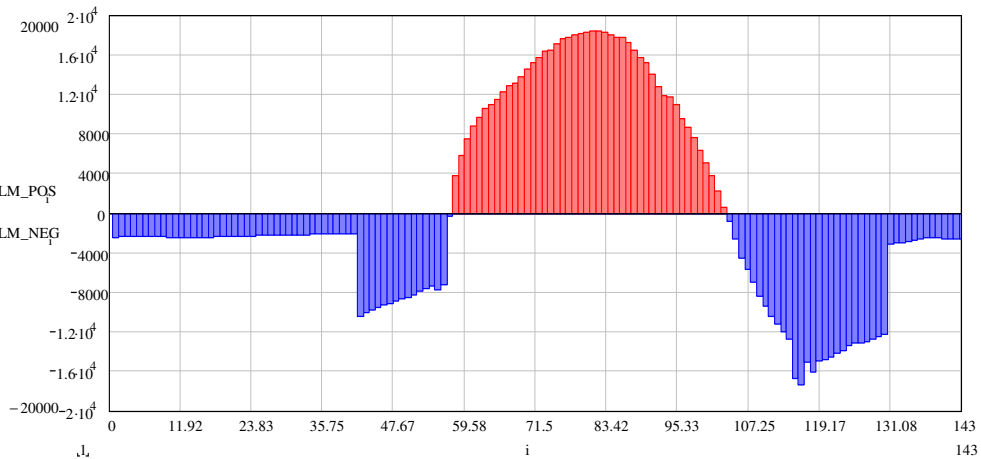
Realizando la integración diaria de las energías instantáneas involucradas en el balance del acumulador térmico, mostradas en la **Figura 6-33** se obtiene el calor acumulado y el extraído del acumulador como se describe a continuación.



**Figura 6-33: Comparación entre el flujo de calor que entra y que sale del acumulador térmico, día 14 de septiembre 2008.**

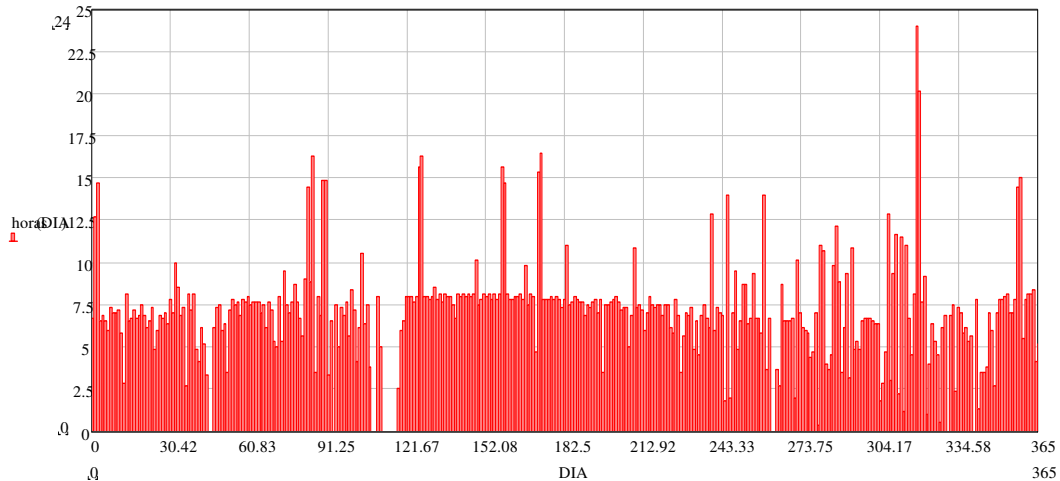
La diferencia entre una integral y la otra es la energía almacenada en el tanque a lo largo de ese día y que estará disponible para el día siguiente (si es positiva).

El almacenamiento de energía se produce desde las primeras horas del día hasta que el sol se pone, a partir de ahí se convierte en negativo, es decir, se utiliza la energía almacenada en el acumulador para dar respuesta a la demanda de energía, hasta el día siguiente.



**Figura 6-34: Almacenamiento de energía en el acumulador térmico (W), día 14 de septiembre 2008.**

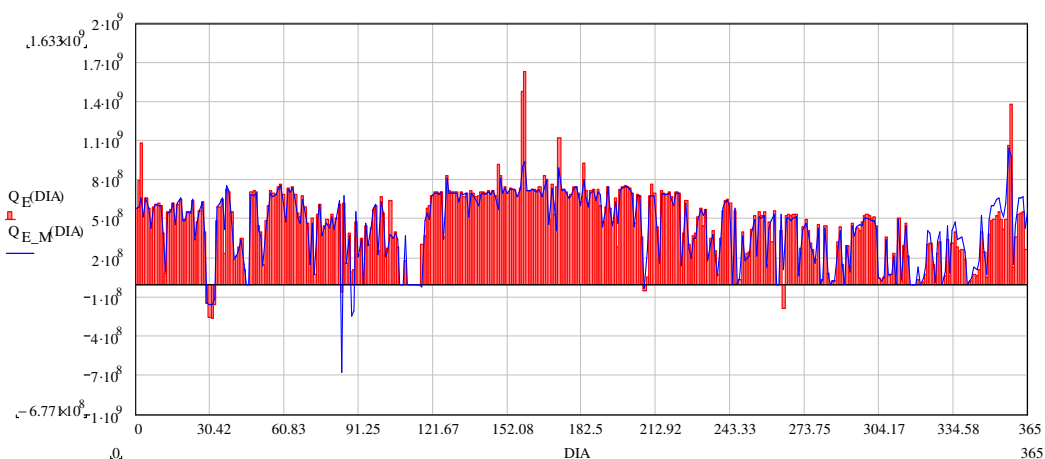
De igual forma se puede calcular el número de horas al día para las cuales se produce un aumento en la energía almacenada en el acumulador térmico de la instalación solar.



**Figura 6-35: Número de horas al día en las que se produce almacenamiento de energía en el acumulador térmico.**

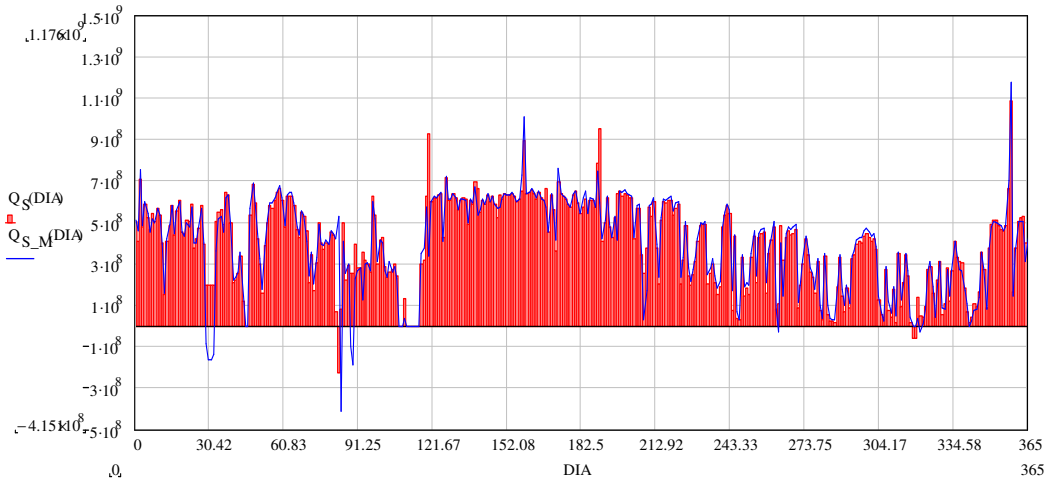
Como puede observarse en la **Figura 6-35**, las horas durante las cuales se produce un aumento en el nivel térmico en el acumulador se mantiene prácticamente constante a lo largo del año, salvo los días nublados que lógicamente son más numerosos en los meses de invierno. También puede observarse que existen días anómalos, en los que faltan datos y que deben ser eliminados del estudio.

Si la potencia calorífica de entrada al acumulador térmico de cada día se integra a lo largo de las horas de funcionamiento de la bomba del secundario de cada uno de ellos, se obtiene la energía diaria experimental y la predicha por el modelo del acumulador térmico utilizado en esta tesis. El resultado se muestra en la **Figura 6-36**, como puede verse las diferencias entre ambos resultados son escasas.



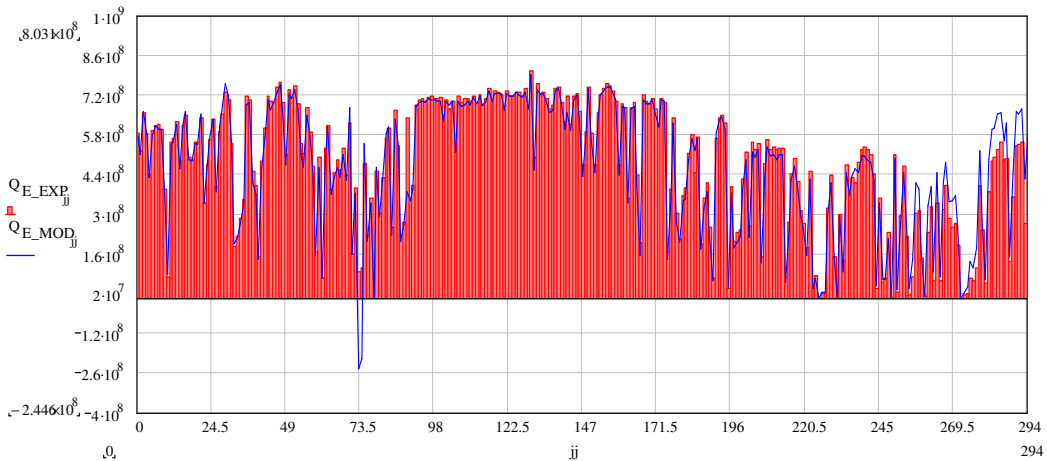
**Figura 6-36: Comparación de calor de entrada diario experimental con el predicho por el modelo.**

Realizando el mismo estudio con el calor absorbido por la corriente del secundario en el intercambiador de calor, se obtiene la **Figura 6-37**.

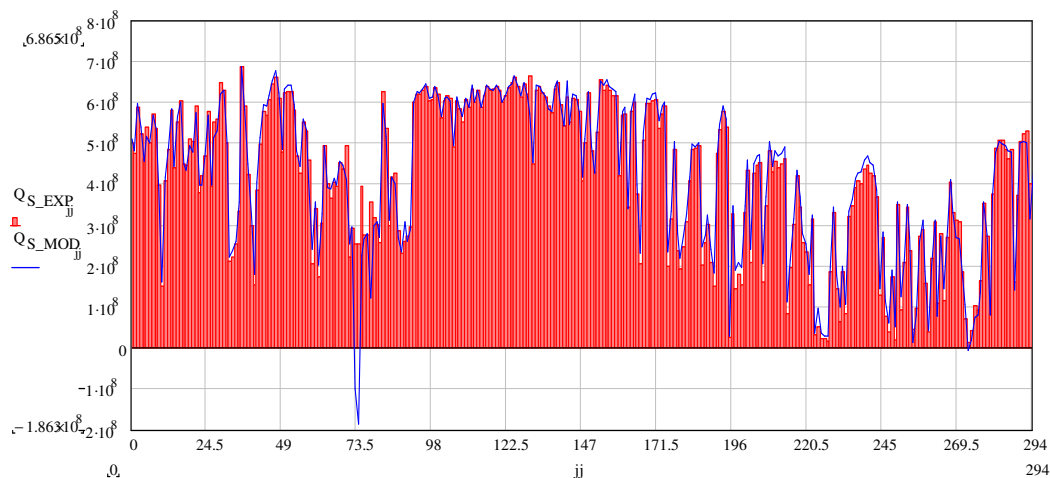


**Figura 6-37: Comparación de calor de salida diario experimental con el predicho por el modelo.**

Merece la pena resaltar que estos son los datos de todos los días del año, sin embargo, no todos los días se tienen datos completos de la instalación, en algunos de ellos se han perdido datos por causas ajenas a la investigación, mantenimientos, cortes de luz, etc..



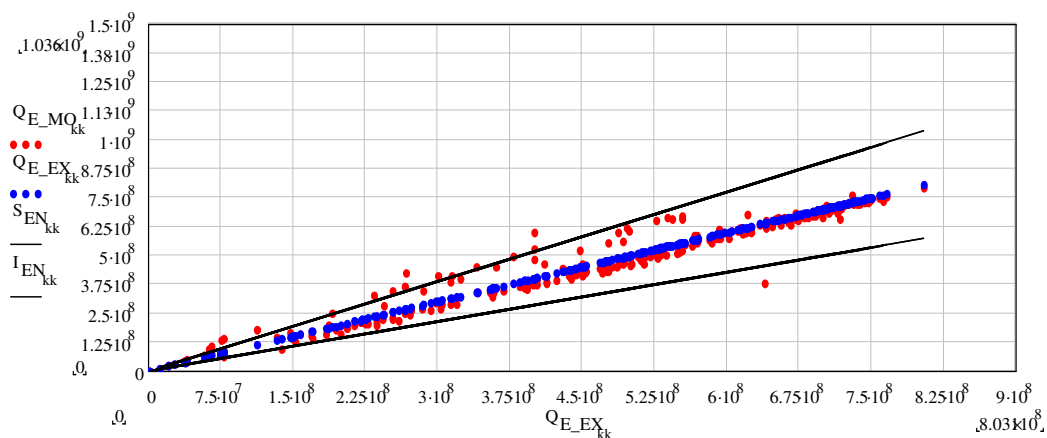
**Figura 6-38: Comparación de calor de entrada diario experimental con el predicho por el modelo. Días válidos.**



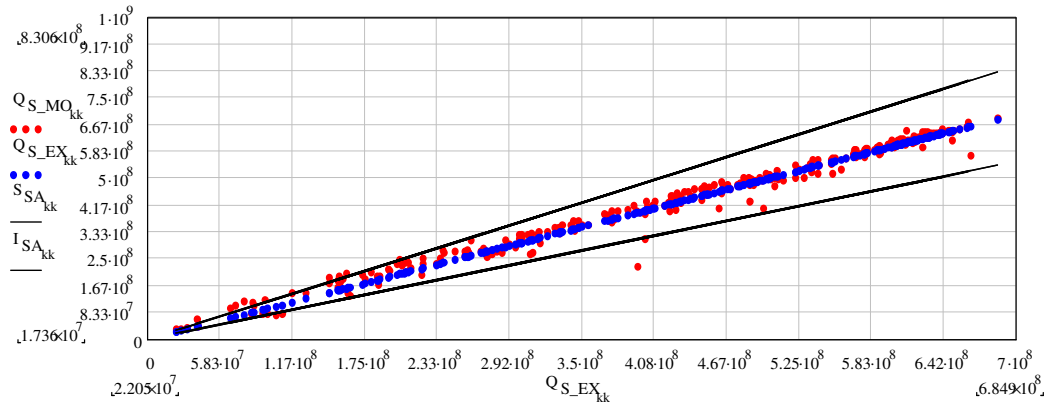
**Figura 6-39: Comparación de calor de salida diario experimental con el predicho por el modelo. Días válidos.**

Dado que los datos incompletos pueden dar lugar a errores inexistentes en el modelo, se han eliminado del cálculo, quedando la **Figura 6-38** y la **Figura 6-39**, donde se han suprimido 72 días de los 366 que tiene el año. Con ese total de 294 días se va a evaluar la precisión del modelo.

Se calcula el error relativo, definiendo una probabilidad del 95%, se precisa el intervalo de confianza, y aplicando a estos datos el criterio de Chauvenet, con lo que se han eliminado 80 puntos en total, dando lugar a un ajuste mejor, el cual se muestra en la **Figura 6-40** y en la **Figura 6-41**.



**Figura 6-40: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, para el calor de entrada.**



**Figura 6-41: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, para el calor de salida.**

Resulta finalmente un error relativo medio de  $-0,013$  con una desviación estándar de  $0,145$  para el calor de entrada y un error relativo medio de  $0,033$  con una desviación estándar de  $0,106$  para el calor de salida.

## 6.6 Modelo de tuberías del circuito primario

Las tuberías del circuito primario de la instalación solar unen el campo de captadores situado en la terraza de la cubierta de la tercera planta del edificio con el intercambiador de calor situado en la sala de máquinas de la planta sótano del mismo edificio, dado que la distancia es aproximadamente de 4 plantas, poseen una longitud de  $26,5\text{m}$ .

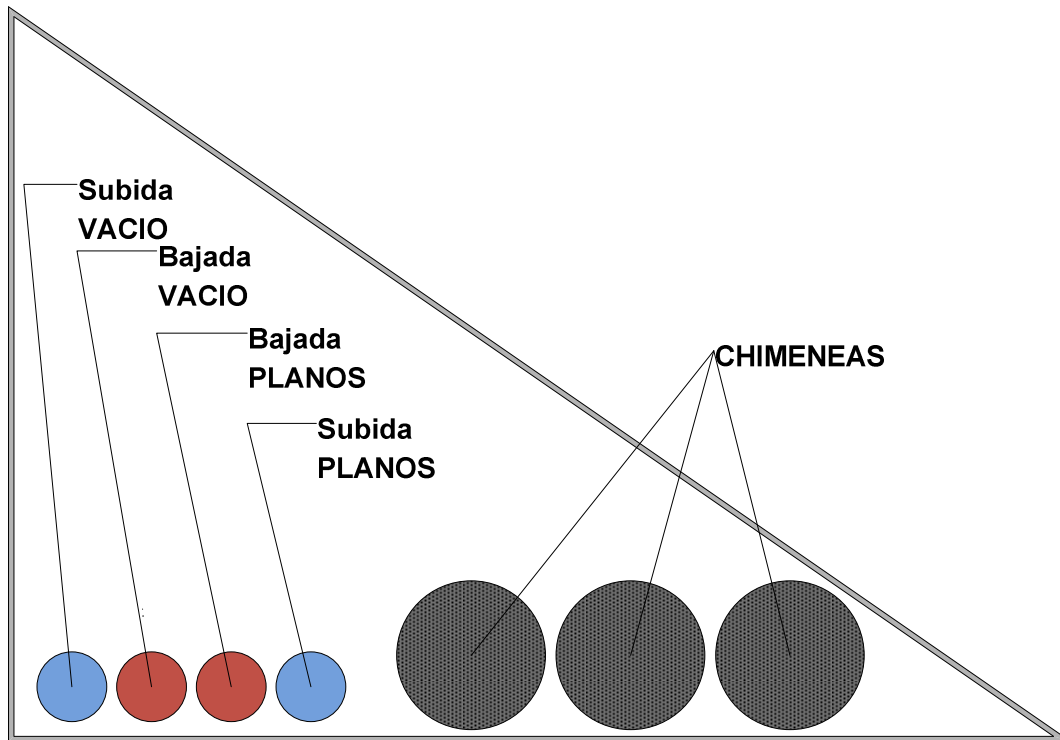
Tanto la tubería de subida como la de bajada discurren por un hueco para instalaciones o patinillo semi-cerrado en la parte superior que comunica la sala de máquinas con dicha terraza. Este hueco alberga también las chimeneas de las calderas del edificio, hecho que será importante a la hora de describir la transferencia de calor que ocurre entre los distintos elementos.

A pesar de que en su primera instalación las tuberías se forraron con aislamiento tubular elastomérico flexible, tras una revisión visual se ha comprobado que parte de este aislamiento se encuentra ahuecado o desprendido y arrollado en las fijaciones de las tuberías a la pared. A la hora de modelar las tuberías se supondrá que el aislamiento es inexistente en su totalidad siendo la situación más realista.

La **Figura 6-42** muestra un esquema de la situación de las tuberías en el patinillo para instalaciones. Están representadas en rojo las tuberías de bajada y en azul las tuberías de subida, el hecho de que aparezcan cuatro tuberías se debe a que existe una



segunda instalación de captadores solares que también comparten la sala de máquinas para algunos de sus elementos.

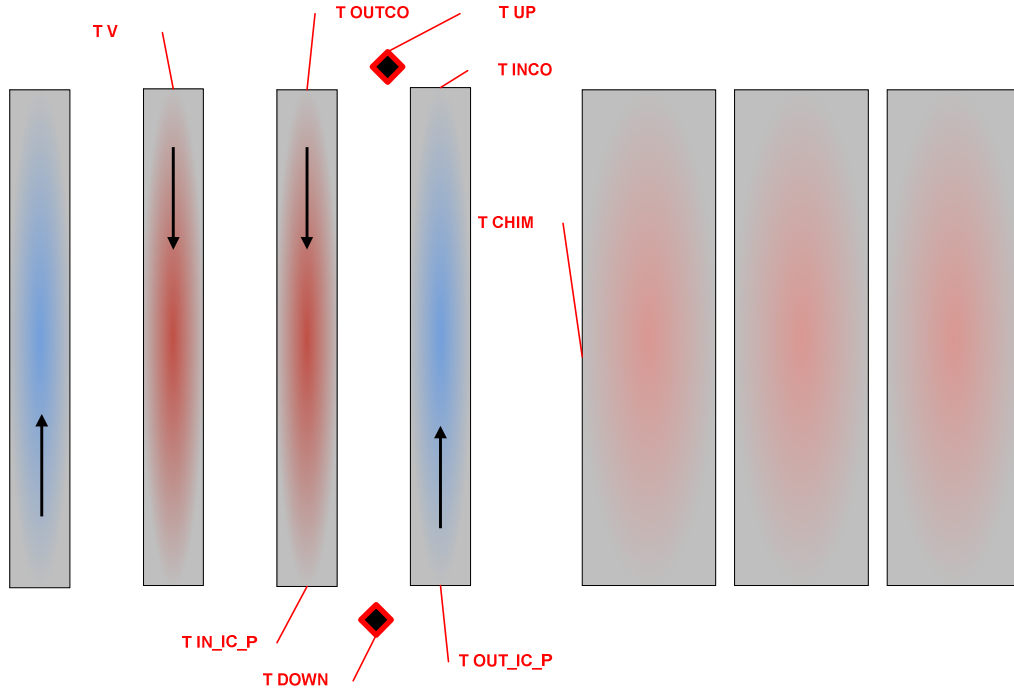


**Figura 6-42: Esquema del patinillo (sección por un plano horizontal).**

### 6.6.1 Variables medidas

Esta parte de la instalación se encuentra instrumentada con termopares tipo T, tal y como se ha comentado en el Capítulo 4, dichos termopares están calibrados previamente a su utilización. Su localización responde a las temperaturas señaladas en la **Figura 6-43**. Corresponden a la temperatura de entrada y salida del agua en cada una de las tuberías, a la temperatura del patinillo en la parte alta y baja del mismo, y a la temperatura de las chimeneas. Es evidente que las tuberías de la otra instalación de captadores solares también se encuentran instrumentadas, por lo que se conocen las temperaturas.

El caudalímetro ofrece la medida de todo el caudal que circula por el circuito primario de la instalación; por lo tanto, dicho valor coincidirá con el que pasa por las tuberías del primario y baja al intercambiador de calor.



**Figura 6-43: Esquema temperaturas en los elementos del patinillo.**

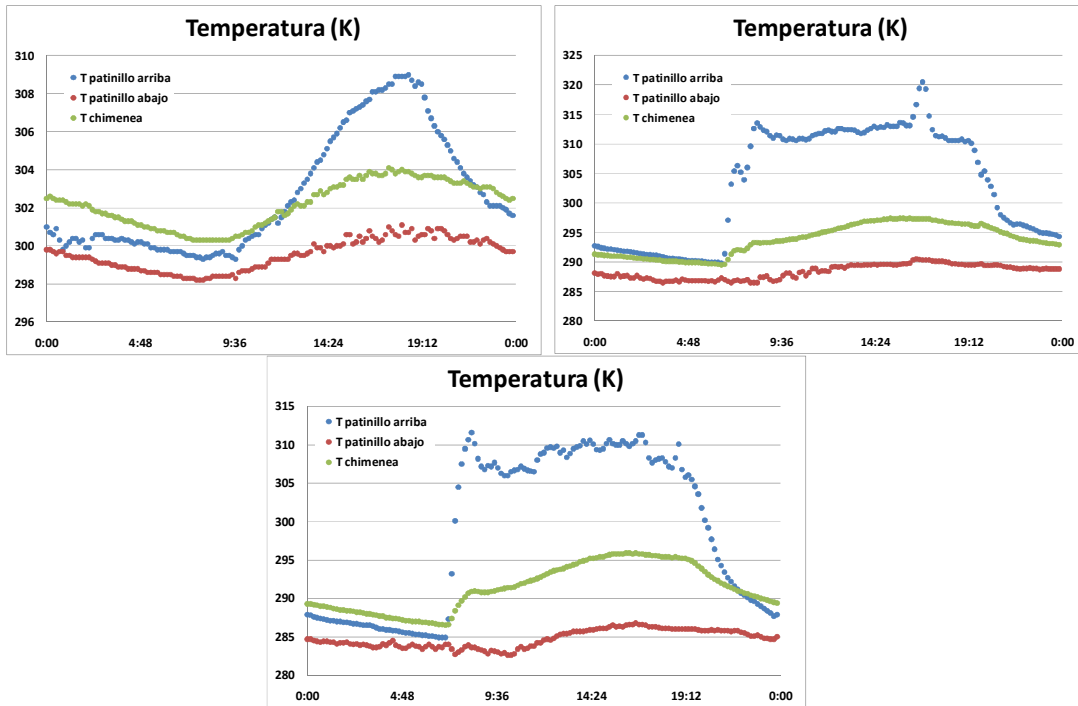
A modo de ejemplo la **Figura 6-44** muestra temperaturas de tres días, dos de invierno: uno soleado, otro nublado y un día de verano. Tal y como puede verse en dicha figura, tanto en el invierno como en el verano, si el día es soleado se produce un aumento brusco de la temperatura entre las 16 y las 20 horas. Se cree debido al hecho de que el sol incide directamente sobre el patinillo; sin embargo si el día es nublado no existe ese aumento de temperatura. De la lectura de los termopares se puede ver que la diferencia de temperaturas en el patinillo es mayor en invierno que en verano, debido al uso de la caldera.

La temperatura de la superficie de la chimenea se toma en la parte más alta de la misma, por lo que su valor es menor que el del aire que la circunda. Este hecho se debe a que por flotabilidad el aire caliente se concentra en la parte superior del patinillo.

Como temperatura del patinillo y de sus paredes se tomará la media entre la parte de arriba y la de abajo del mismo.

$$T_{pared} = \frac{T_{patinillo\_UP} + T_{patinillo\_D}}{2}$$

**Ecuación 6-109**



**Figura 6-44: Esquema temperaturas en el patinillo y la chimenea. A) Día de verano 26 de julio 2008, B) día soleado de invierno 27 de febrero 2008 y C) día nublado de invierno 23 diciembre 2008.**

### 6.6.2 Balance de energía en las tuberías

La situación de las tuberías ya se ha representado, tanto en la **Figura 6-42** como en la **Figura 6-43**. Las tuberías en estudio serán únicamente las que conducen el agua en la instalación de captadores planos; sin embargo, se ha mostrado el conjunto de tuberías y chimeneas presentes en el patinillo ya que participan en el modelo de pérdidas.

Tal y como se hizo en el estudio del captador se tendrá en cuenta que el modelo es dinámico por lo que considerará el almacenamiento de energía en las tuberías y en el agua conducida por ellas; se aplicará igualmente diferencias finitas para el cálculo de la derivada temporal de la temperatura, utilizando para su resolución un método de Euler implícito.

A estos efectos se supondrá que la temperatura de la tubería de cobre es la misma que la del agua que contiene; el valor de dicha temperatura se obtendrá de la siguiente forma:

$$T_{agua\_UP} = \frac{T_{out\_ic\_P} + T_{inco}}{2}$$

Ecuación 6-110

$$T_{agua\_D} = \frac{T_{outco} + T_{inic\_P}}{2}$$

Ecuación 6-111

Aplicando un balance de energía en la tubería de subida se obtiene:

$$\sum_i m_i C p_i \frac{dT_{agua\_UP}}{dt} = \dot{q}_{col} \rho_{agua} N_{col} C p_{agua} (T_{out\_ic\_P} - T_{inco}) + Q_{perd\_UP}$$

Ecuación 6-112

Del mismo modo se aplica el balance de energía en la tubería de bajada:

$$\sum_i m_i C p_i \frac{dT_{agua\_D}}{dt} = \dot{q}_{col} \rho_{agua} N_{col} C p_{agua} (T_{outco} - T_{inic\_P}) + Q_{perd\_D}$$

Ecuación 6-113

El almacenamiento de energía se modela como:

$$INERCIA_{UP} = m_{agua} C p_{agua} \frac{T_{agua\_UP}^t - T_{agua\_UP}^{t-1}}{\Delta t} + m_{tub} C p_{tub} \frac{T_{agua\_UP}^t - T_{agua\_UP}^{t-1}}{\Delta t}$$

Ecuación 6-114

$$INERCIA_D = m_{agua} C p_{agua} \frac{T_{agua\_D}^t - T_{agua\_D}^{t-1}}{\Delta t} + m_{tub} C p_{tub} \frac{T_{agua\_D}^t - T_{agua\_D}^{t-1}}{\Delta t}$$

Ecuación 6-115

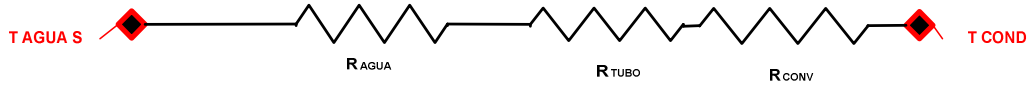
En ambos casos, lo más complicado de modelar son las pérdidas térmicas entre la tubería y el ambiente por las razones ya expuestas.

### 6.6.3 Determinación del modelo de pérdidas de las tuberías

#### 6.6.3.1 Modelo de pérdidas por convección natural

En un primer momento se pensó en utilizar un modelo de pérdidas, tal y como aparece en la **Figura 6-45**, formado por las resistencias térmicas de convección del agua con el

tubo, la resistencia térmica de conducción del tubo y una resistencia térmica de convección natural en el exterior del mismo.



**Figura 6-45: Esquema resistencias térmicas de la tubería de subida**

Se consultó la bibliografía referente a convección natural y forzada en cilindros verticales esbeltos, resumida en la **Tabla 6-9**:

AUTOR	REFERENCIA	ESTUDIO	TÉCNICA	CONCLUSIONES
Buchlin 1998	(11)	Convección forzada y natural	Termografía infrarroja	La pluma que se desarrolla con la convección natural es equivalente a la de flujo forzado, debiéndose estudiar ambos efectos a la vez.
Minkowycz y Sparrow 1974	(12)	Convección natural	Desarrollo teórico	Solución teórica para un cilindro esbelto comparada con la de placa plana. Difiere en una constante (entorno a 4)
Cebeci 1974	(13)	Convección natural	Desarrollo teórico	Solución teórica para un cilindro esbelto comparada con la de placa plana. Valores para diferentes números de Prandtl y Grashof.

**Tabla 6-9: Bibliografía sobre pérdidas por convección consultada**

Sin embargo, todos los modelos propuestos predijeron unas pérdidas superiores de lo que en realidad presenta la instalación nuestra. Ello dio lugar a pensar que al estar el patinillo tapado en su parte superior se produce un estancamiento y calentamiento del aire, tal y como se ha visto en la **Figura 6-44**.

### 6.6.3.2 Modelo de pérdidas por radiación

Tal y como muestra la **Figura 6-42** y la **Figura 6-43**, las tuberías discurren entre otras tuberías vecinas intercambiando con ellas calor por radiación.

El modelo de pérdidas de calor entre las tuberías por radiación se obtiene aplicando directamente el intercambio de radiación entre superficies descrito en Incropera et al. 2002 (1).

Primeramente se define el factor de forma entre dos cilindros mediante la **Ecuación 6-116**:

$$F_{12} = \frac{1}{2\pi} \left\{ \pi + [C^2 - (R + 1)^2]^{\frac{1}{2}} - [C^2 - (R - 1)^2]^{\frac{1}{2}} + (R - 1) \cos^{-1} \left[ \left( \frac{R}{C} \right) - \left( \frac{1}{C} \right) \right] - (R + 1) \cos^{-1} \left[ \left( \frac{R}{C} \right) + \left( \frac{1}{C} \right) \right] \right\}$$

Ecuación 6-116

Siendo:

$$R = \frac{r_1}{r_2}$$

Ecuación 6-117

$$S = \frac{s}{r_1}$$

Ecuación 6-118

$$C = 1 + R + S$$

Ecuación 6-119

Donde  $r$  es el radio de las tuberías y  $s$  es la separación entre las tuberías. En este caso todas las tuberías tienen el mismo radio y están separadas la misma distancia, por lo que el factor de forma es el mismo para la tubería de subida y bajada y para la tubería de bajada de la instalación de captadores de vacío que discurre paralela a las de la instalación de captadores planos bajo estudio.

En el caso de la zona de la pared y la zona de chimeneas, tomando éstas como la parte de la pared que ocupan se definen factores de forma distintos en cada caso, según su proximidad o lejanía de las mismas.

Finalmente las pérdidas por las tuberías se describen como:

TUBERÍA DE SUBIDA:

$$Q_{perd_D} = -\varepsilon\sigma AF_{12}(T_{out\_ic\_P}^4 - T_{outco}^4) + \varepsilon\sigma \frac{A}{2}(T_{out\_ic\_P}^4 - T_{pared}^4) + \varepsilon\sigma \frac{A}{2}(T_{out\_ic\_P}^4 - T_{CHIM}^4)$$

Ecuación 6-120

TUBERÍA DE BAJADA:

$$Q_{perdUP} = 2\varepsilon\sigma AF_{12}(T_{out\_ic\_P}^4 - T_{outco}^4) + \varepsilon\sigma AF_{12}(T_V^4 - T_{outco}^4) \\ + \varepsilon\sigma \frac{A}{3}(T_{outco}^4 - T_{pared}^4) + \varepsilon\sigma \frac{2A}{3}(T_{outco}^4 - T_{CHIM}^4)$$

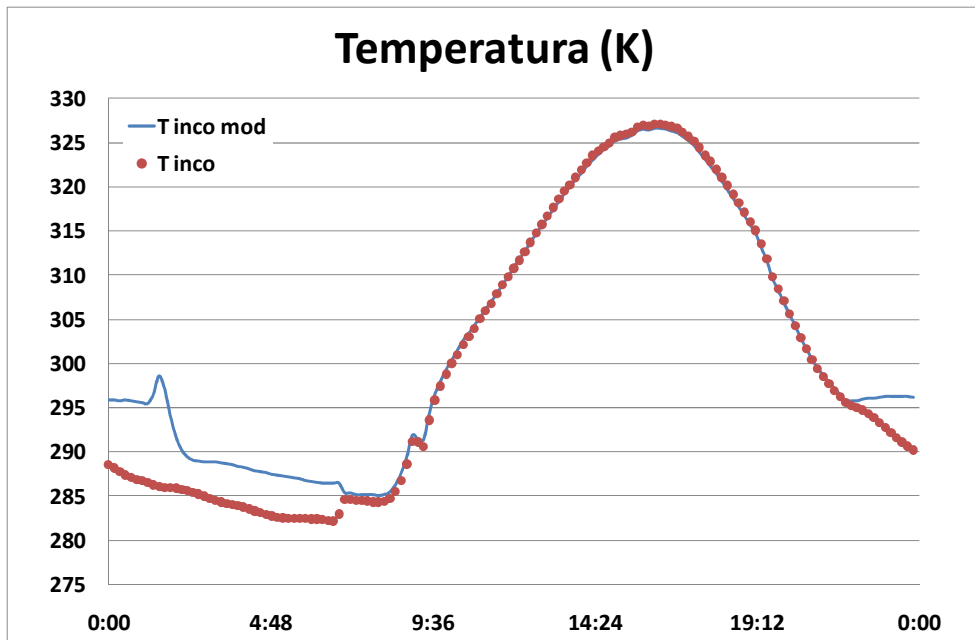
Ecuación 6-121

Este modelo, que considera únicamente intercambio de calor por radiación, dado que se detecta un estancamiento en el interior del patinillo, ha resultado ser el más adecuado para predecir las pérdidas de las tuberías, por lo que es el que se ha elegido para el cálculo en el balance de energía de ambas.

**6.6.4 Validación experimental**

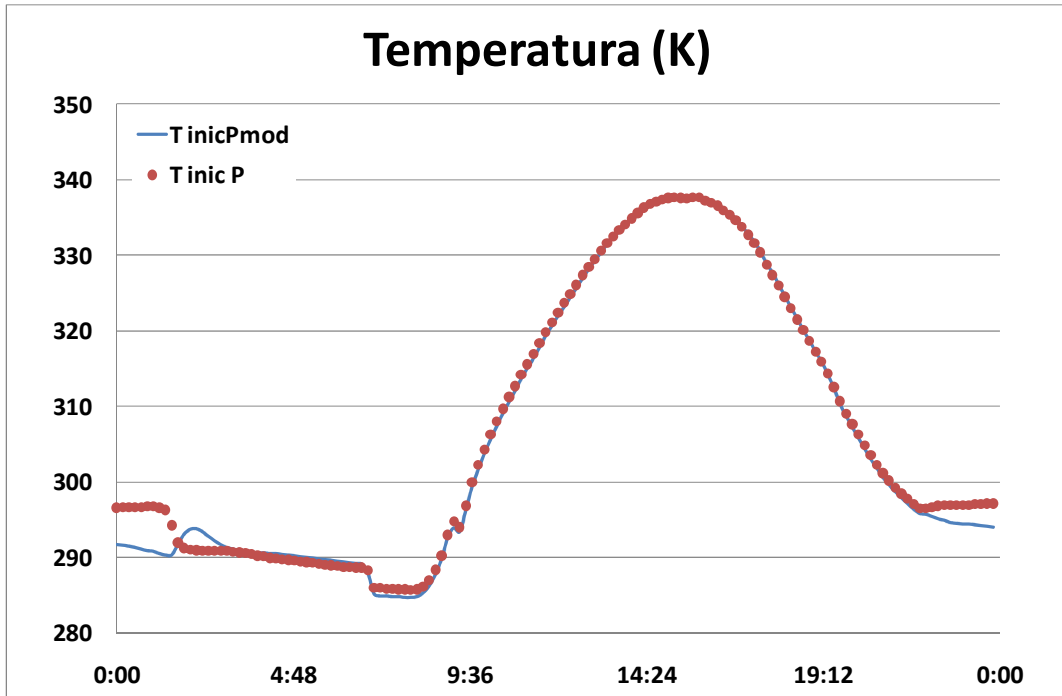
Dado que el modelo únicamente compete a las tuberías de la instalación en cada una de ellas es necesario dar el valor de la temperatura de entrada y conseguir que el sistema de ecuaciones devuelva el valor de la temperatura de salida de la misma.

Como variable de entrada en cada caso se utilizan las temperaturas de entrada a la tubería,  $T_{outco}$  y  $T_{out\_ic\_P}$  para la bajada y subida respectivamente. Y la incógnita a determinar son las temperaturas de salida de las tuberías  $T_{inco}$  y  $T_{in\_ic\_P}$  para la subida y bajada respectivamente.



**Figura 6-46: Temperatura de entrada a captadores, valor experimental y calculada con el modelo, correspondiente al día 14 de septiembre de 2008.**

Tal y como puede verse en la **Figura 6-46** el modelo describe perfectamente la temperatura a la entrada del captador, a excepción del periodo nocturno, debido a los flujos de termosifón que se producen en los circuitos estudiados.

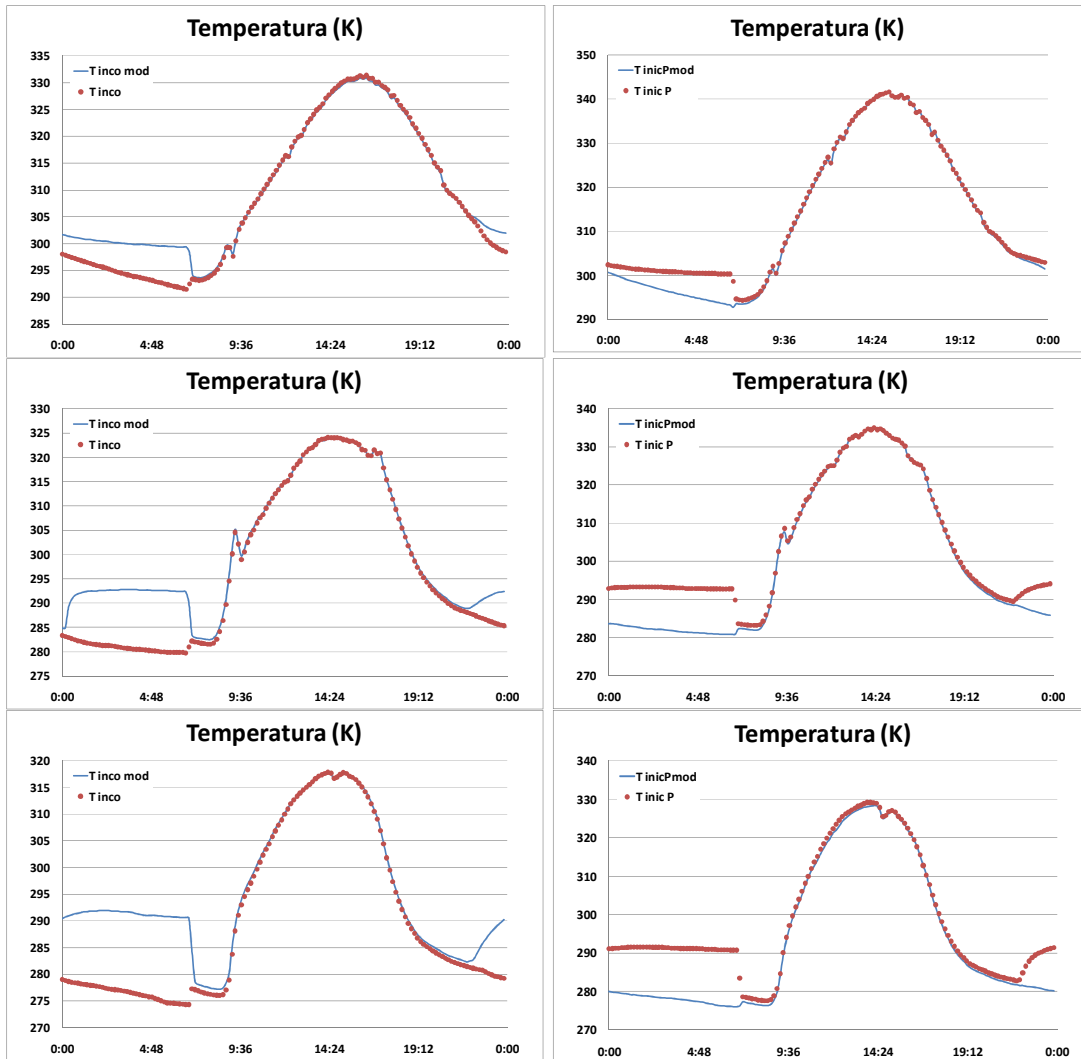


**Figura 6-47: Temperatura de entrada del intercambiador de calor del circuito primario, valor experimental y la calculada con el modelo para el día 14 de septiembre de 2008.**

En la **Figura 6-47** se puede observar que la temperatura en la entrada del intercambiador se predice de manera correcta mediante el modelo.

Si se calculan las temperaturas a la salida de las dos tuberías durante los tres días para los cuales se ha mostrado la distribución de temperaturas en el interior del patinillo, se puede apreciar que el modelo describe bien los datos experimentales tomados, a excepción de los periodos nocturnos como se ha mencionado antes.





**Figura 6-48: Temperaturas a la entrada de captadores, valor experimental y calculada con el modelo (columna izquierda) y temperaturas a la entrada del lado del primario, valor experimental y calculada con el modelo (columna derecha). 1ª fila: 26 de julio 2008, 2ª fila: 27 de febrero 2008 y 3ª fila: 23 diciembre 2008.**

## 6.7 Modelo completo de la instalación solar

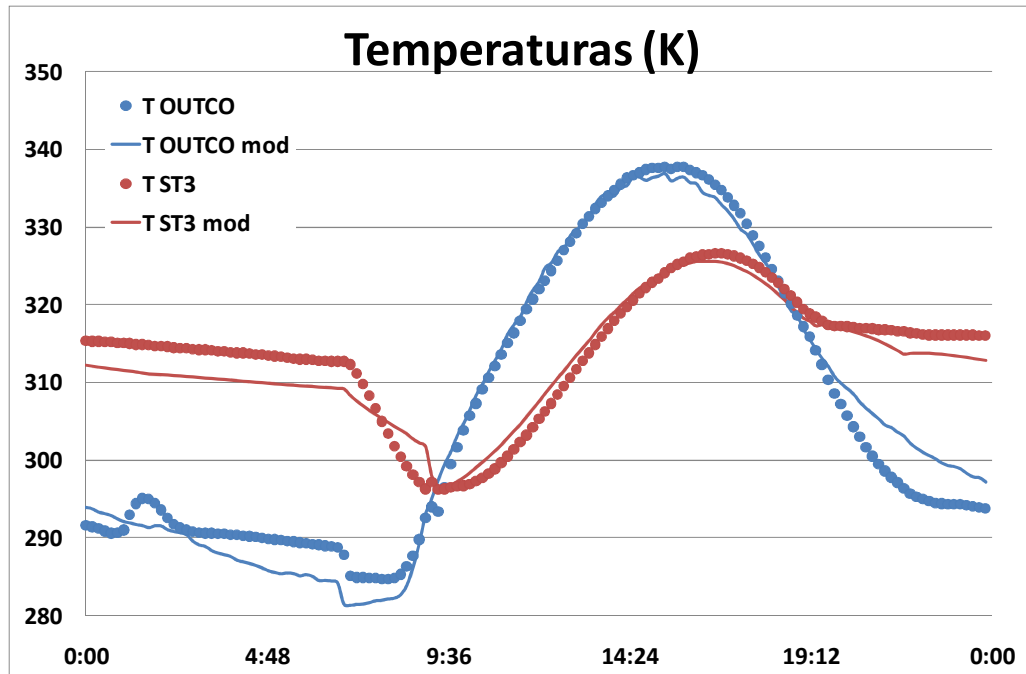
Una vez validado cada uno de los modelos de los componentes por separado, se realiza el modelo completo de la instalación. Dicho modelo consiste en el ensamblaje de todos y cada uno de los modelos descritos anteriormente en un único programa, al que se alimenta con los siguientes datos de partida:

- Radiación absorbida por el captador solar.
- Velocidad viento.

- Dirección del viento.
- Temperatura del cielo.
- Temperatura ambiente.
- Caudal del circuito primario.
- Temperatura de la superficie de las chimeneas (para pérdidas en tuberías del circuito primario).
- Temperatura de la tubería de bajada de la instalación de vacío (para pérdidas en tuberías del circuito primario).
- Temperatura parte baja del patinillo (para pérdidas en tuberías del circuito primario).
- Temperatura parte alta del patinillo (para pérdidas en tuberías del circuito primario).
- Caudal del circuito secundario.
- Temperatura del local (para pérdidas en intercambiador de calor y acumulador térmico).
- Caudal del circuito de consumo.
- Temperatura entrada al acumulador del circuito de consumo.

### **6.7.1 Resultados instantáneos**

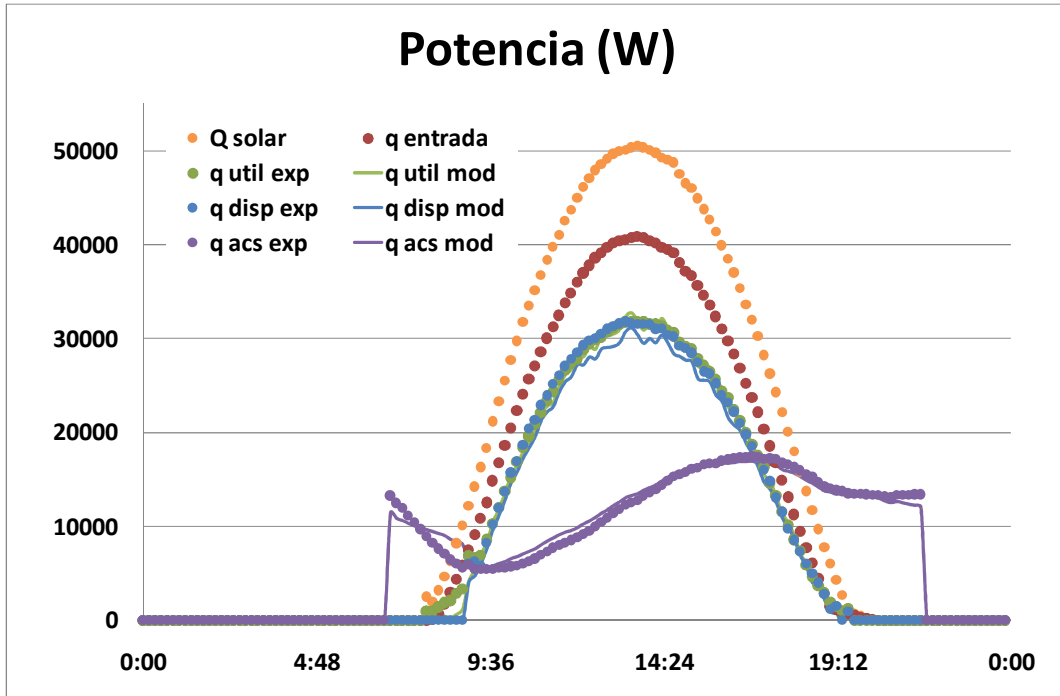
A partir de estos datos, el programa calcula de forma automática, tanto las temperaturas como el calor instantáneo intercambiado en cada uno de los elementos, al igual que ocurría con los subprogramas que lo componen.



**Figura 6-49: Temperatura de salida del captador solar y temperatura de salida del acumulador térmico. Comparación de datos experimentales y valores obtenidos por el modelo para el día 14 de septiembre 2008.**

Tal y como puede verse en la **Figura 6-49**, la descripción instantánea de las variables de la instalación por medio del modelo completo es razonablemente precisa. Se aprecia el desfase temporal introducido por el acumulador térmico (aproximadamente 2 horas), fácilmente calculable a partir de la posición de los máximos de temperatura de salida de los captadores solares ( $T_{OUTCO}$ ) y de salida del acumulador térmico ( $T_{ST3}$ ).

En cuanto al reparto de la potencia térmica a lo largo de la instalación, resulta interesante comparar el proceso que sufre la potencia solar incidente en el plano inclinado del captador solar y la potencia que se obtiene a la salida del acumulador; además se ha añadido en la **Figura 6-50** la potencia a la salida de los captadores y la potencia disponible a la entrada del acumulador, siendo la  $Q_{solar}$  la irradiancia sobre el plano a  $40^\circ$  multiplicada por la superficie de captadores térmicos,  $Q_{entrada}$  es la irradiancia que llega a la placa absorbidora del captador multiplicada por la superficie de captadores térmicos,  $Q_{util}$  es el calor útil de los captadores,  $Q_{disp}$  es la energía que hay a la entrada del acumulador térmico,  $Q_{acs}$  es la energía transferida al circuito de consumo que simula la aplicación de ACS. Se representan los valores experimentales para validar los resultados obtenidos del modelo.



**Figura 6-50: Potencias en la instalación solar para el día 14 de septiembre 2008.**

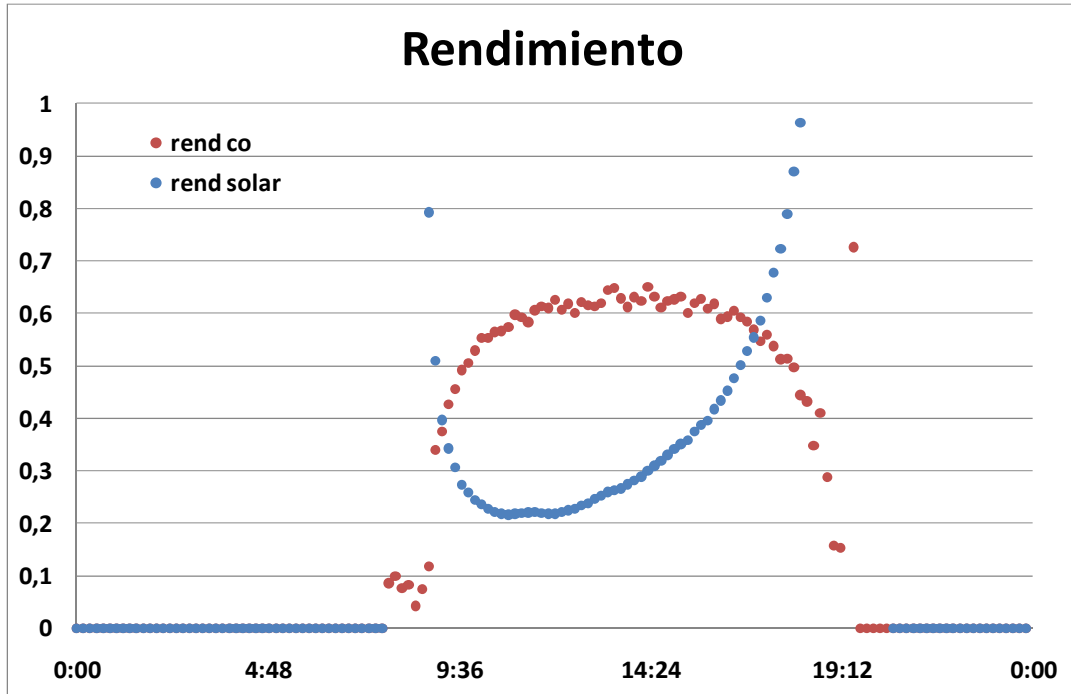
A partir de estos valores se puede calcular el rendimiento instantáneo del captador solar, tal y como se ha definido en capítulos anteriores, y el rendimiento solar definido como la cantidad de energía que aporta la instalación solar al calentamiento del agua de consumo dividido por la radiación solar incidente, tal y como puede verse en la **Figura 6-51**. Este último experimenta una brusca subida durante la tarde, cuando la radiación incidente en los captadores se hace próxima a cero, a pesar de lo cual se continúa produciendo calor útil gracias al acumulador térmico.

El rendimiento solar se define como el cociente:

$$\eta_{solar} = \frac{q_{acs}}{GA}$$

**Ecuación 6-122**

En un día soleado, tal y como se trata del 14 de septiembre de 2008 bajo estudio, se obtiene un valor medio para el rendimiento del captador en torno al 60% y rendimiento solar del 35% en las horas centrales del día.

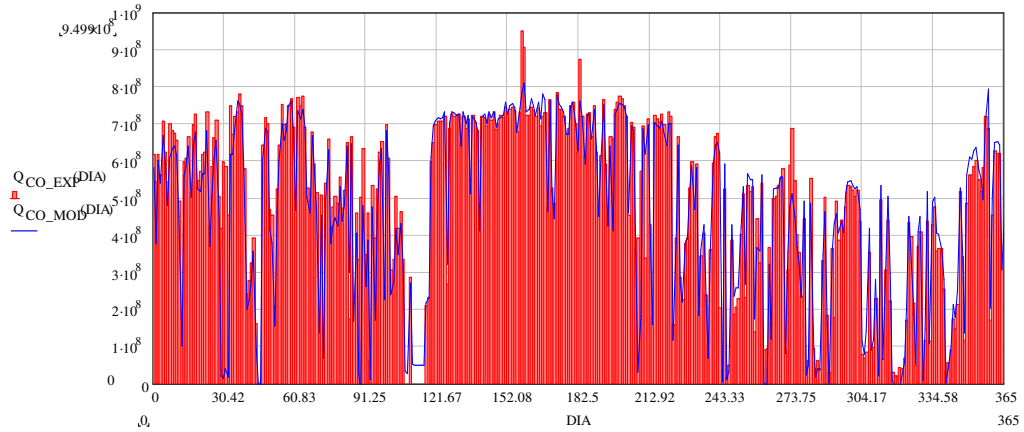


**Figura 6-51: Rendimiento de captadores, de la instalación y rendimiento solar instantáneos para el día 14 de septiembre 2008.**

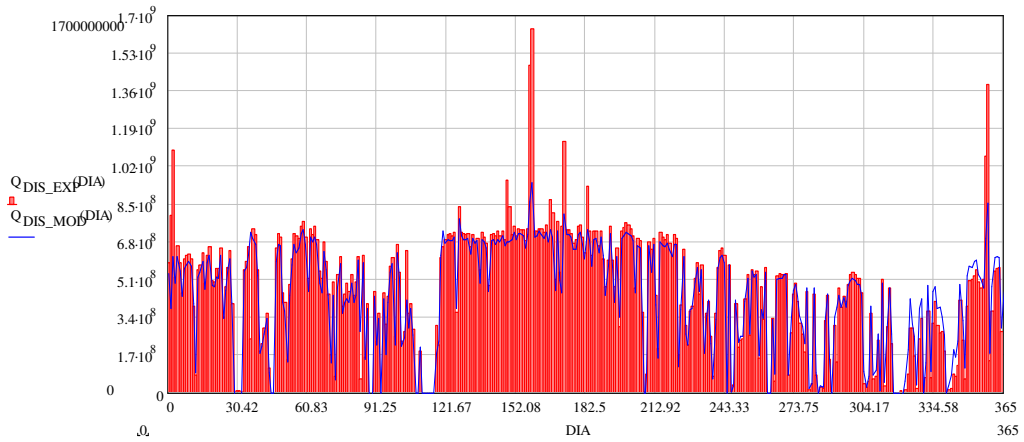
### 6.7.2 Resultados diarios

A parte de lo interesante que resulta la descripción instantánea de la instalación solar, uno de los objetivos finales es conocer la integración diaria de los resultados obtenidos del modelo.

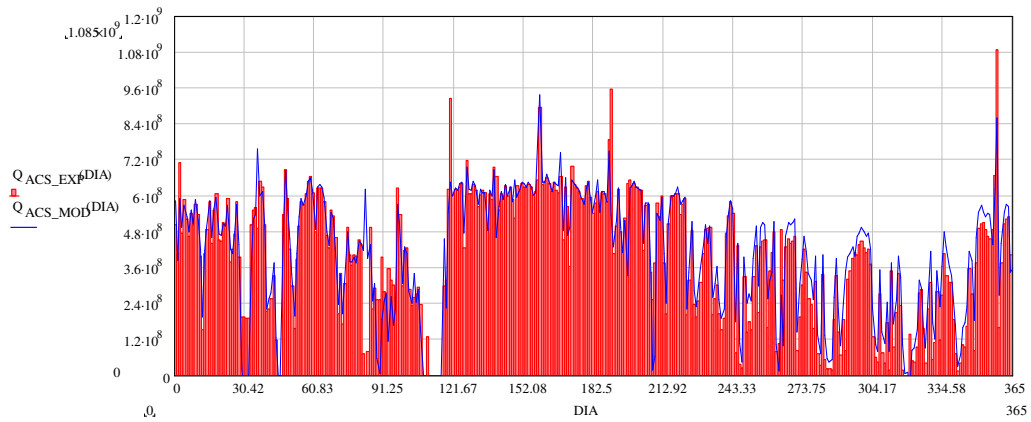
De ese modo se obtiene el calor útil a la salida de captadores, la energía disponible a la entrada del acumulador y energía aprovechada en el calentamiento de agua caliente sanitaria, **Figura 6-52, Figura 6-53 y Figura 6-54.**



**Figura 6-52: Calor útil absorbido por los captadores, comparación entre los datos experimentales y los resultados obtenidos a partir del modelo.**



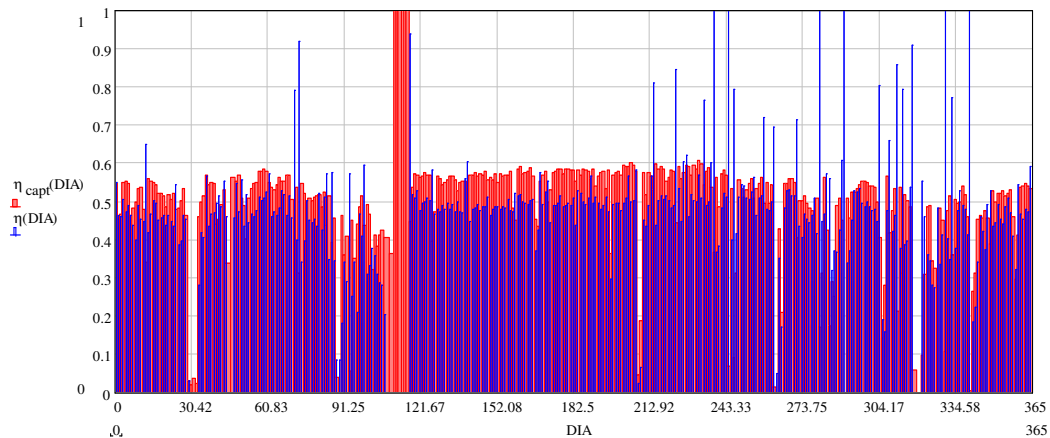
**Figura 6-53: Energía disponible a la entrada del acumulador térmico, comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos a partir del modelo.**



**Figura 6-54: Energía obtenida de la instalación solar para la producción de agua caliente sanitaria, comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos a partir del modelo.**

Tal y como puede comprobarse en la **Figura 6-52**, **Figura 6-53** y **Figura 6-54** el modelo describe adecuadamente la energía térmica en los puntos de la instalación más significativos de la misma.

A partir de esos datos se puede calcular el rendimiento de los captadores y de la instalación solar, además de la fracción solar aprovechada para producir agua caliente sanitaria, tal y como muestran la siguiente figura:



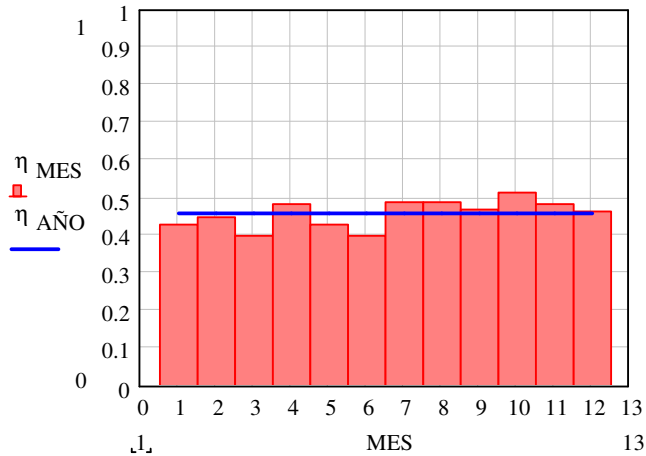
**Figura 6-55: Rendimiento diario del campo de captadores y rendimiento solar.**

La **Figura 6-55** muestra que el elemento cuyo rendimiento es más significativo es el captador solar, dado que el resto de elementos, hasta llegar al acumulador térmico, presentan poca pérdida de energía.

Con respecto al rendimiento solar diario, se aprecia que durante los meses de verano está próximo al 50%, disminuyendo lógicamente en los meses de invierno en los que la radiación solar es menor. Hay días dispersos con un rendimiento solar próximo a la unidad. Eso ocurre en días con escasa radiación solar, en los que se hace uso de la energía del acumulador, almacenada durante el día anterior.

### 6.7.3 Resultados mensuales y anuales

Si se integran los resultados diarios discriminando entre los doce meses del año se pueden obtener resultados que permite conocer la cantidad de energía, teniendo siempre in mente que la temperatura a la entrada del tanque difiere de la temperatura del agua de red en Madrid.



**Figura 6-56: Rendimiento global mensual y anual obtenidos de la instalación solar.**

Cabe destacar que la temperatura de la torre, que es la que entrada de agua fría al tanque en esta instalación, presenta una variación menor a lo largo del año de la que se espera en una instalación solar real en la que se trabaja con el agua de red.

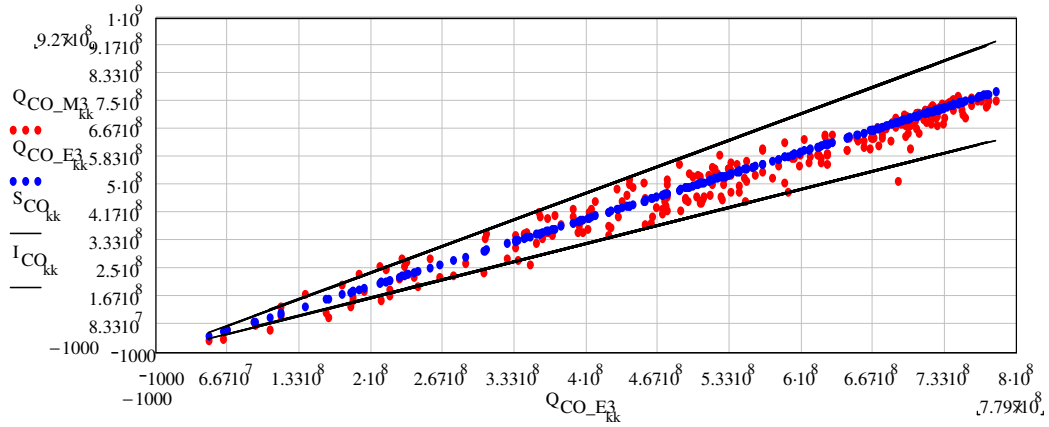
Calculando el valor del rendimiento global de la instalación, se obtiene un valor de 0,46, dato que concuerda con el rendimiento típico de estas instalaciones solares según DTIE8.03, Ruiz et al. 2004 (14).

#### 6.7.4 Cálculos de errores del modelo completo

Al igual que en cada uno de los modelos de cada uno de los componentes de la instalación solar se ha llevado a cabo un estudio estadístico del error cometido entre el programa y los datos experimentales, en el caso del modelo completo de la instalación también se ha realizado dicho estudio.

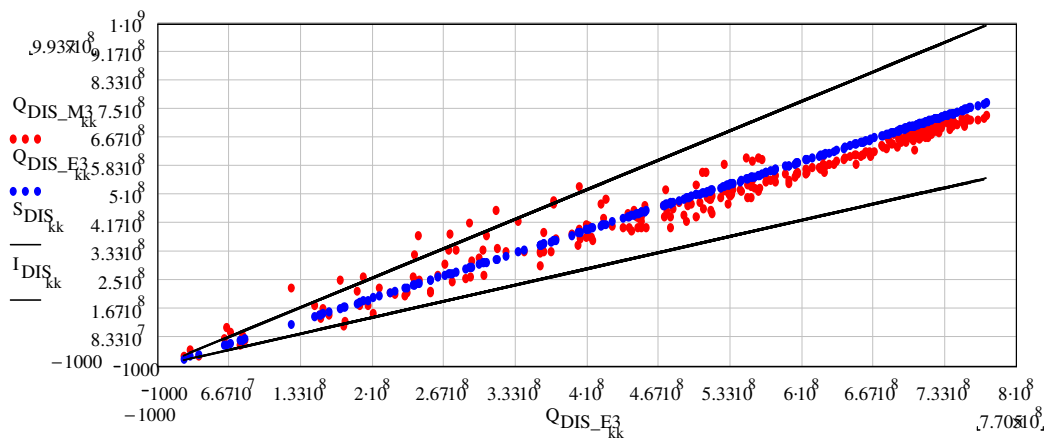
Eliminando los días de los que no se tienen medidas se obtienen que únicamente son válidos 283 días de los 366 bajo estudio, por lo que se deben eliminar 83 días, a los que posteriormente se quitarán los que no cumplen con el criterio de Chauvenet, siendo su número mucho menor, 18 datos.





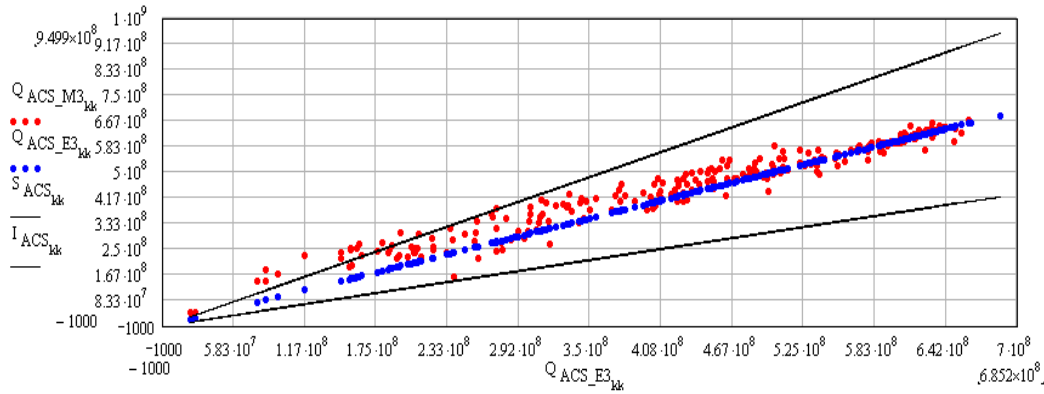
**Figura 6-57: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%. Calor útil en el captador.**

Resulta finalmente que el error relativo medio es de -0,022 con una desviación estándar de 0,094.



**Figura 6-58: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, con todos los datos. Calor disponible a la entrada del acumulador.**

Resultando finalmente que el error relativo medio es de 0,001 con una desviación estándar de 0,145.



**Figura 6-59: Error relativo cometido con el modelo e intervalo de confianza del 95%, con todos los datos. Calor para agua caliente sanitaria.**

Resulta finalmente que el error relativo medio es de 0,1 con una desviación estándar de 0,193.

### 6.7.5 Pérdidas de carga vs pérdidas de calor

A la hora de ofrecer parámetros globales de la instalación, conviene comprobar que “la ganancia térmica de la instalación no se encuentre hipotecada por un consumo eléctrico significativo” DTIE 8.03, Ruiz et al. 2004 (14). Según la Norma ENV-12977 2002 (2) se limita el máximo de la potencia de la bomba del circuito primario al 1 o 2% de la mayor potencia térmica que pueden suministrar los captadores solares.

#### Ecuación 6-123

La bomba del primario consume una potencia eléctrica de 440W por lo que consume un 1,03% de la potencia térmica máxima que puede dar la instalación. Por lo tanto se cumple la normativa vigente.

A la hora de calcular la potencia que dan las bombas en el circuito y por consiguiente la pérdida de carga del mismo, se utilizan las gráficas proporcionadas por el fabricante de las mismas.

Potencia	Bomba primario	Bomba secundario	TOTAL
	56,45 W	42,92 W	99,37 W

**Tabla 6-10: Potencia de las bombas**

Si se suman todas las pérdidas de calor de toda la instalación se obtiene:

Elemento	Potencia pérdidas	Porcentaje sobre el total
Captador solar	2327,1W	89,8%
Intercambiador calor	179,2W	6,9%
Tuberías primario	45,83W	1,8%
Acumulador térmico	40,41W	1,5%
<b>TOTAL</b>	<b>2592,5W</b>	<b>100%</b>

**Tabla 6-11: Potencia térmica perdida**

Se desprende de esta comparación, las pérdidas térmicas son superiores en un orden de magnitud a las pérdidas por fricción en la instalación solar.

Otra de las conclusiones que ofrece este estudio es el hecho de que la mayor parte de las pérdidas de calor en la instalación solar se deben al elemento que se encuentra a la intemperie, sometido a las condiciones climáticas, el captador solar.

## 6.8 Conclusiones

Las principales conclusiones de este capítulo de la tesis se pueden agrupar según los grandes bloques en los que se ha dividido el mismo.

Con respecto al modelo de intercambiador de calor:

- Se ha instrumentado el intercambiador de calor de modo que se conocen sus temperaturas de entrada y salida de cada uno de los flujos que intercambian su energía a través de él.
- De igual forma se mide el caudal circulante de cada uno de los circuitos, el primario y el secundario, por lo que todos los parámetros experimentales necesarios para la determinación de sus actuaciones son conocidos.
- Se realiza un modelo en régimen transitorio y que contempla las pérdidas de calor con los alrededores.
- Se han definido para este modelo, tanto el calor intercambiado como las diferencias de temperaturas con las que es aplicable una formulación basada en la diferencia logarítmica media, que tenga en cuenta las pérdidas de calor al ambiente, y la inercia térmica.
- Se ha contemplado el almacenamiento de calor en los elementos del intercambiador, encontrándose que su valor es mucho menor que el relativo a las pérdidas de calor con el exterior, por lo que se recomienda la utilización de un aislante térmico.
- Se han validado experimentalmente los resultados obtenidos mediante el modelo encontrándose que el área efectiva del intercambiador es únicamente de 0,66 del área total geométrica, debido a la obstrucción de canales dentro del

intercambiador, y que el factor UA de pérdidas es nueve veces mayor que el predicho por el modelo. Este hecho puede deberse a que la correlación empleada para determinar tanto las pérdidas convectivas como el intercambio de calor en el interior del intercambiador no sea la adecuada, debido entre otros efectos a la existencia de pernos, elementos de sujeción y superficies microaleteadas en el exterior del intercambiador, lo que modifica tanto su superficie como el coeficiente de flujo convectivo de calor.

Con respecto al modelo de acumulador térmico:

- Se ha desarrollado y validado experimentalmente un modelo de acumulador térmico a partir de las medidas de los caudales y temperaturas medidos en el mismo.
- El modelo responde al de un acumulador térmico estratificado con cinco nodos, en régimen transitorio, entre los cuales se establece una diferencia de temperaturas representativa. Los resultados manifiestan una estratificación estable, que permanece a lo largo de todo el día.
- En el modelo se han contemplado:
  - El almacenamiento de energía en cada uno de los nodos.
  - Los movimientos internos inducidos por los flujos máxicos debidos a las diferencias de temperaturas entre los nodos.
  - La conductividad entre nodos vecinos debida a esa misma diferencia de temperatura, en ellos se ha incrementado el valor de la conductividad dependiendo del nodo al que se aplica y al sentido de los flujos.
  - Las pérdidas de calor a través de la envolvente del acumulador térmico al exterior, calculando el coeficiente de pérdidas de cada nodo.
- Una vez obtenidos los resultados del modelo se han validado experimentalmente, mediante las medidas de temperaturas de salida de los flujos y de las sondas interiores al acumulador térmico, obteniéndose un alto grado de coincidencia.

Con respecto al modelo de tuberías del circuito primario:

- Se ha desarrollado y validado un modelo en régimen transitorio para calcular las pérdidas en las tuberías de subida y bajada del circuito primario, poniendo de manifiesto que las condiciones térmicas del patinillo por el que discurren son relevantes, especialmente si las tuberías no se encuentran aisladas.
- El patinillo en el que se encuentran las tuberías se instrumentó de modo que se conocieran las temperaturas, tanto de la parte superior como la inferior, y dado que comparten localización con las chimeneas de salida de humos de las

calderas del edificio, se instrumentó también la temperatura de la superficie de las mismas.

- Se planteó un modelo de pérdidas convectivo. Sin embargo, tras el estudio experimental de las pérdidas se propuso un modelo de pérdidas radiativas comprobándose después que dicho modelo era más acertado.
- En conjunto las pérdidas en las tuberías son pequeñas en comparación con las que presenta el captador.
- El modelo se ha validado con días en los que la calefacción del edificio estaba funcionando y días de verano en los que lógicamente esa tubería no presenta una temperatura superior a la del patinillo.
- Se ha comprobado que el hecho de que a la pared del edificio por donde suben las tuberías llegue la radiación solar directa, el patinillo sufre una subida de temperatura en su parte más alta.

Con respecto al modelo completo:

- Ensamblando todos los modelos en uno único se pueden calcular todas las temperaturas y potencias de la instalación solar completa, lo que ha supuesto el cálculo de 328 variables en 52.704 puntos correspondientes a un año completo.
- Se validan experimentalmente los resultados obtenidos mediante el modelo completo, encontrándose un grado de acuerdo bastante elevado entre ambos.
- Tras la integración diaria de los datos instantáneos se ha obtenido la energía procedente del campo de captadores, la energía a la entrada del acumulador y a la salida, pudiéndose definir los rendimientos de las diferentes partes de la instalación solar.
- Se ha comprobado que el rendimiento de los captadores es el más relevante en el rendimiento global de la instalación.
- El rendimiento global anual de la instalación completa para el año estudiado resultó ser del 46%.
- Comparando las pérdidas térmicas con las pérdidas por fricción en la instalación, resultan ser las primeras de ellas un orden de magnitud superior a las segundas.
- En ese mismo estudio se pone en evidencia que el elemento que presenta mayores pérdidas son los captadores solares, dado que se encuentran a la intemperie.

## 6.9 Bibliografía

1. **Incropera, F.P. y DeWitt, D. P.** *Heat and Mass Transfer*. s.l. : Wiley, 2002.
2. **UNE:ENV-12977.** *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida*. Madrid : AENOR, 2002. Norma.
3. *Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación. CTE.* 2006, BOE 28/03/06.
4. **McAdams, W.H.** *Heat Transmission*. New York : McGraw-Hill, 1954.
5. **Bejan, A. y Kraus, A.D.** *Heat Transfer Handbook*. USA : John Wiley and Sons. Inc., 2003.
6. **Gutiérrez, G.** *Thermo-Fluid Dynamic Evaluation of Components in Adiabatic Absorption Systems*. Leganes : Ph.D. thesis Universidad Carlos III de Madrid, 2009.
7. **Duffie, J. A. y Beckman, W.A.** *Solar Engineering Thermal Processes*. USA : John Wiley and Sons, 2006.
8. **Eicker, U.** *Solar Technologies for Buildings*. Stuttgart : John Wiley and Sons, 2001.
9. *Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate.* **Churchill, S.W. y Chu, H.H.S.** 1975, International Journal of Heat and Mass Transfer 18, págs. 1323-1329.
10. *Natural convection local heat transfer on constant heat flux inclined surfaces.* **Vliet, G.C.** 1969, Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer 91, págs. 511-516.
11. *Natural and forced convective heat transfer on slender cylinders.* **Buchlin, J.M.** 1998, Revue Générale de Thermique 37, págs. 653-660.
12. *Local nonsimilar solutions for natural convection on a vertical cylinder.* **Minkowycz, W.J. y Sparrow, E.M.** 1974, Journal of heat transfer Transactions of the ASME, págs. 178-183.
13. *Laminar free convective heat transfer from outer surface of a vertical slender circular cylinder.* **Cebeci, T.** 1974. Proceedings Fifth International Heat Transfer Conference Paper NC1.4. págs. 15-19.
14. **Ruiz, V., López, G. y Martínez, J.C.** *DTIE 8.03 Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria*. Madrid : ATECYR, 2004.

# 7 APLICACIONES: OPTIMIZACIÓN Y DIMENSIONADO DE INSTALACIONES DE ACS

## CONTENIDO

7	APLICACIONES: OPTIMIZACIÓN Y DIMENSIONADO DE INSTALACIONES DE ACS	385
7.1	Resumen.....	386
7.2	Introducción .....	386
7.3	Objetivos del capítulo .....	387
7.4	Obtención del día tipo .....	388
7.5	Demanda atendida con la instalación solar .....	390
7.5.1	Temperatura del agua de red.....	390
7.5.2	Número de personas cuya demanda de ACS puede ser atendida por la instalación de acuerdo con el CTE. ....	391
7.5.3	Perfil de demanda.....	392
7.5.4	Determinación de la fracción solar anual .....	393
7.5.5	Fracción solar mensual .....	394
7.6	Cálculo del volumen del acumulador térmico óptimo .....	395
7.6.1	Demanda y acumulación de calor .....	395
7.6.2	Acumulación de calor .....	397
7.6.3	Volumen óptimo de acumulación. ....	401
7.6.4	Fracción solar vs volumen de acumulación .....	405
7.6.5	Volumen óptimo y recomendaciones del CTE. ....	408
7.6.6	Relaciones entre parámetros representativos.....	409
7.6.7	Rendimiento solar vs volumen acumulación .....	410
7.7	Comparación con los resultados obtenidos empleando otras herramientas de cálculo.....	415
7.8	Ahorro energético, económico y reducción del impacto medioambiental...	418
7.8.1	Estudio del ahorro de energía primaria .....	418
7.8.2	Caldera auxiliar .....	420
7.8.3	Estudio reducción del impacto medioambiental .....	422

7.8.4	Estudio económico .....	424
7.9	Conclusiones.....	427
7.10	Bibliografía .....	429

## 7.1 Resumen

Una vez validado el modelo descrito en el capítulo 6, se utilizará para evaluar instalaciones de ACS solar con diferentes parámetros de diseño para ver cómo afectan éstos a las actuaciones globales de la instalación bajo las condiciones de trabajo variables a lo largo del año. De esa forma se puede ver cómo influyen en sus actuaciones algunos parámetros de diseño como la capacidad del acumulador térmico.

Para analizar los cambios en el diseño de manera segregada por meses, se elegirá un día tipo de cada mes y a partir de él se adaptará el cálculo para simular una instalación de ACS real, utilizando la temperatura del agua de red de Madrid y distintos perfiles de consumo.

Dado que el Código Técnico de la Edificación CTE 2006 (1) ofrece un rango muy amplio en la relación área de captadores y volumen del acumulador, se ha propuesto un nuevo método que permita conocer el volumen óptimo para el acumulador en función del área de captación, en el ámbito de aplicación del CTE 2006 (1). Posteriormente se ha probado con diferentes volúmenes para un área de captación fija para validar el método anterior.

## 7.2 Introducción

Una vez validado experimentalmente el programa de cálculo de la instalación solar, se procede a la aplicación del mismo en condiciones de trabajo diferentes a las propias de la instalación que ha servido para su obtención.

Para analizar el comportamiento de la instalación bajo diferentes condiciones ambientales se ha optado por trabajar con días tipo en vez de la utilización de los 52.704 datos de los que se dispone en la base de datos. Ello ha permitido que el tiempo de respuesta del programa se reduzca de 6.000 segundos para el año completo a menos de 60 segundos para un día tipo. Dato relevante dado el amplio número de simulaciones que se pretende llevar a cabo. Además se facilita con ello su implementación como herramienta útil al diseño de nuevas instalaciones.



A la hora de confeccionar el día tipo de cada mes se han utilizado los datos obtenidos de la estación meteorológica de radiación, velocidad y dirección del viento, temperatura, humedad relativa y presión de cinco años, de 2004 a 2008.

Utilizando dicha información se ha buscado el día del mes de los de la base de datos recopilada a lo largo del año bajo estudio que presenta una irradiación sobre plano horizontal similar a la del día tipo, de forma que se conocen los datos instantáneos de las variables de entrada que requiere el programa. La evolución correspondiente al día representativo de cada mes se repite en días sucesivos hasta identificar una operación repetitiva en el acumulador térmico.

Una vez elegido el día, se ha sustituido la temperatura de entrada al acumulador térmico por la que aparece en la norma UNE 94002 2005 (2), correspondiente a Madrid, y se ha calculado el número de personas a las que se podría dar servicio con la instalación solar y la fracción solar de la demanda de agua caliente sanitaria que se cubre a partir de los perfiles descritos en el Capítulo 2 que resultan más significativos.

Manteniendo la superficie de captadores fija, se propone el cálculo del volumen del acumulador óptimo para dar la fracción solar máxima a lo largo del año, y a partir de los datos obtenidos se repite el cálculo para los distintos volúmenes y demandas incluyendo entre ellos los volúmenes máximo y mínimo que recomienda el CTE 2006 (1). De esa forma se conocen los distintos parámetros de funcionamiento de la instalación solar al igual que la fracción solar cubierta por la misma.

### **7.3 Objetivos del capítulo**

El objetivo principal de este capítulo es conocer la fracción solar que se cubre con una instalación solar térmica en distintas condiciones de trabajo.

Gracias a que se cuenta con datos de varios años, se ha obtenido el día tipo de cada uno de los meses del año, lo que ha permitido acortar el tiempo de cálculo.

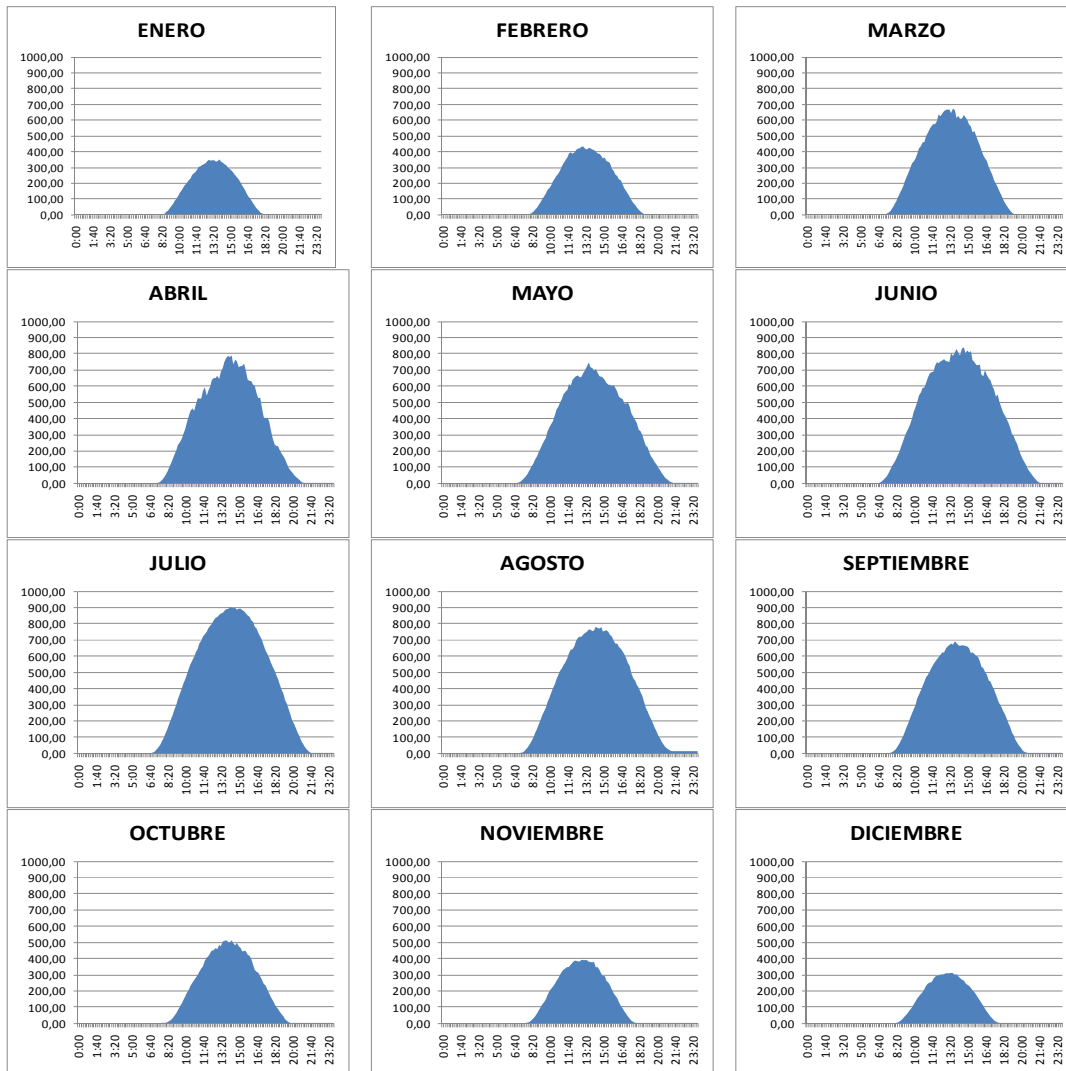
A partir de los días elegidos se sustituyen la temperatura de entrada al acumulador y el caudal del circuito de consumo se adapta al que presentaría la demanda de un determinado número de usuarios según los distintos perfiles de demanda.

Conocidos los resultados obtenidos para la configuración que presenta la instalación solar de referencia, se procede a calcular el volumen de acumulación óptimo y posteriormente se modifica dicho tamaño para obtener el grado de cobertura en función suya.

Como objetivo final se introduce el cálculo del ahorro en energía primaria que se produce por la utilización de la energía solar en la producción de agua caliente sanitaria, conjuntamente con el ahorro económico y la reducción del impacto medioambiental.

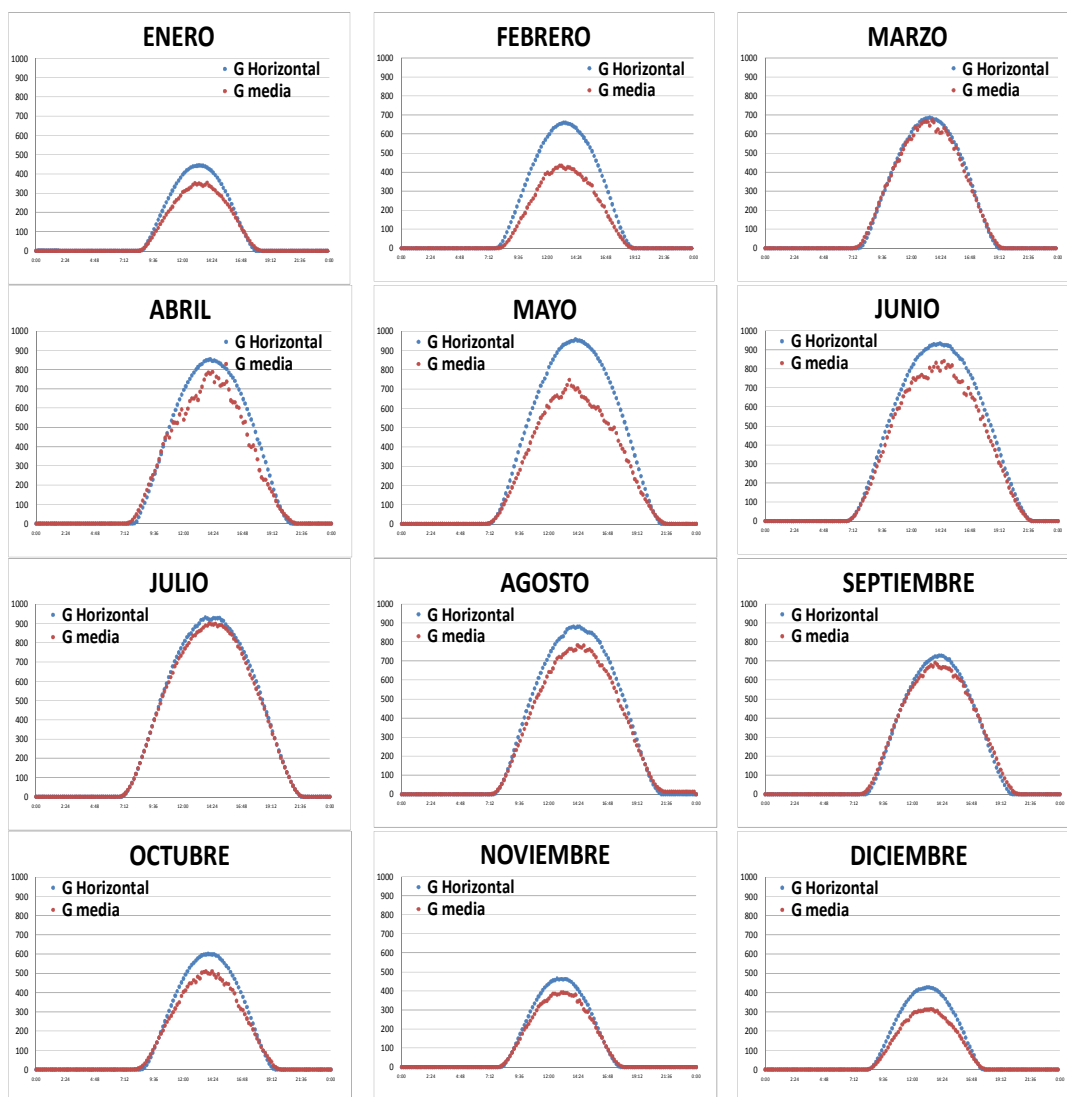
## 7.4 Obtención del día tipo

Para el cálculo del día tipo de cada mes se emplearon los datos tomados cada 10 minutos de los años 2004, 2005, 2006, 2007 y 2008 completos, salvo datos perdidos por motivos ajenos a la propia estación meteorológica. De tal forma se obtuvieron los siguientes datos de irradiancia:



**Figura 7-1 Irradiancia solar sobre plano horizontal ( $W/m^2$ ), del día tipo de cada mes calculada con datos experimentales de 2004 a 2008 (hora local).**

Una vez determinada dicha irradiancia se realiza una búsqueda del día de cada mes cuya irradiancia sea similar a la que ofrece la **Figura 7-1**. De ese modo, se puede disponer de un conjunto de datos experimentales coherentes y completos, correspondientes a todas las variables de entrada del modelo. Sin embargo encontrar un día que presente exactamente la misma irradiancia resulta imposible en la práctica por lo que en algunos meses se opta por elegir el día con un perfil lo más similar posible al medio mensual. El propósito de esta elección es, como se ha dicho, disponer de los valores reales instantáneos de todas las variables ambientales y de la instalación solar, al objeto de interpretar correctamente los resultados que se obtengan. Es de resaltar una tendencia a obtenerse valores de irradiancia más altos en el año 2008, que en el día tipo medio. Variaciones climatológicas anuales pueden explicar estas diferencias. Ello redunda en la necesidad de disponer de una abundante población de datos para obtener informaciones medias fiables de las variables ambientales involucradas.



**Figura 7-2** Irradiancia solar sobre plano horizontal ( $W/m^2$ ), del día tipo de cada mes y la del día de cada mes de 2008 que se elige como día representativo del mismo.

Tal y como puede verse en la **Figura 7-2** los días elegidos tienen una irradiancia similar, salvo los meses de febrero y mayo, en cuyo caso no se encontraron días como los días tipo. El resultado del análisis mostrará, por tanto, el comportamiento de la instalación solar analizada, bajo las condiciones del día seleccionado como representativo de cada mes.

## 7.5 Demanda atendida con la instalación solar

Se volvió a ejecutar el programa cambiando únicamente la temperatura de entrada al acumulador, sustituyendo la temperatura proveniente de la torre de refrigeración por el valor de la temperatura media de red en Madrid, manteniendo su valor constante a lo largo del día.

### 7.5.1 Temperatura del agua de red

La evolución de la temperatura del agua de red en Madrid puede verse en la **Figura 7-3**, y presenta una variación muy destacada entre los meses de verano y los de invierno.

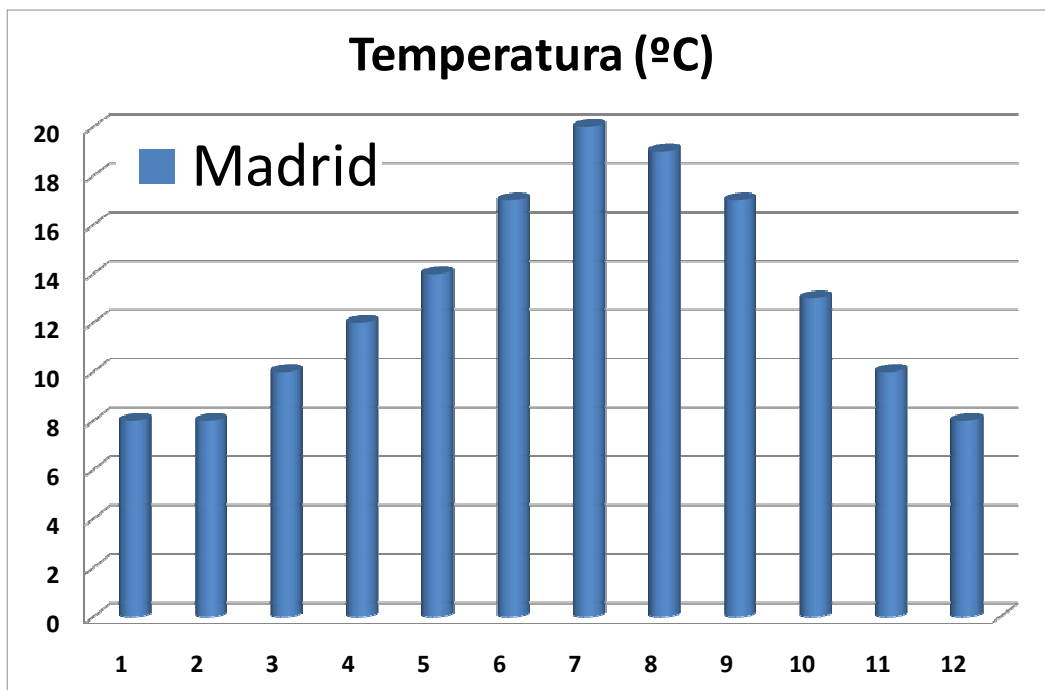


Figura 7-3 Temperatura del agua de red en Madrid, según UNE 94002, 2005 (2)

### 7.5.2 Número de personas cuya demanda de ACS puede ser atendida por la instalación de acuerdo con el CTE.

A partir de las temperaturas de trabajo descritas en capítulos anteriores, se calcula el calor suministrado en un día por la instalación solar:

$$Q_{solar\_dia} = \sum_1^{144} q_{ACS} \rho C p (T_{out\_T} - T_{in\_T}) \Delta t$$

Ecuación 7-1

Manteniendo las consideraciones del CTE 2006 (1), el consumo de una persona a lo largo de un día es de 22 litros para una temperatura de suministro de 60°C. Por lo tanto se puede definir la demanda como:

$$Q_{consumo} = v_{cons} n_{per} \rho C p (T_{sum} - T_{red})$$

Ecuación 7-2

Igualando ambas energías se obtiene el número de personas que puede abastecer la instalación solar.

$$\frac{Q_{solar\_dia}}{v_{cons} \rho C p (T_{sum} - T_{red})} = n_{per}$$

Ecuación 7-3

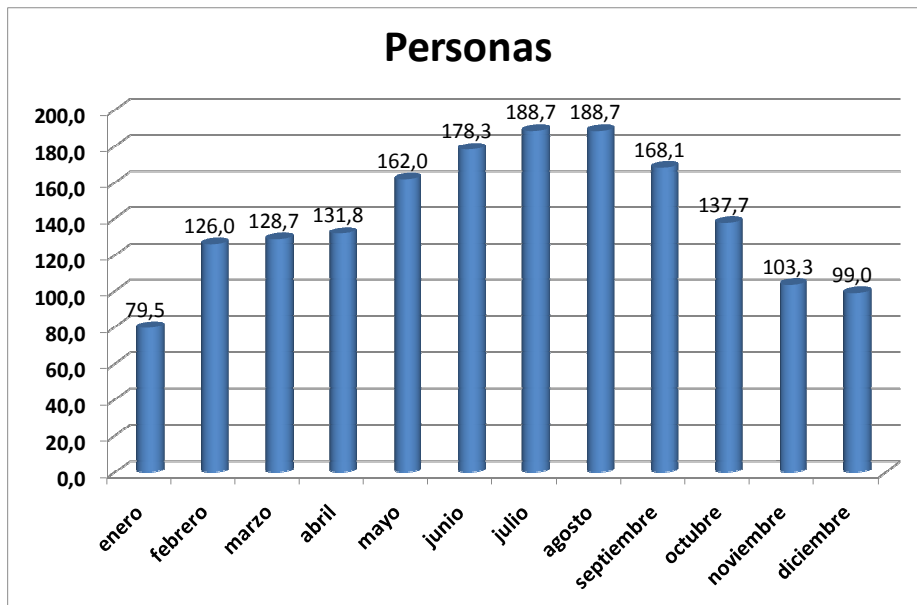


Figura 7-4 Número de personas abastecidas por la instalación solar.

Aplicando este resultado a los 12 días representativos de cada mes se obtiene una variación en el número de personas, de 79 a 188, **Figura 7-4**.

Se toma como número de personas el valor máximo de 188. Correspondería a un edificio de 47 viviendas con 4 habitantes cada una, o su equivalente según el CTE 2006 (1) viviendas de 3 dormitorios. El número de personas se ha calculado de manera que la fracción solar de ACS sea en media anual del 60%, cumpliendo de ese modo los requisitos para Madrid previstos por el CTE 2006 (1).

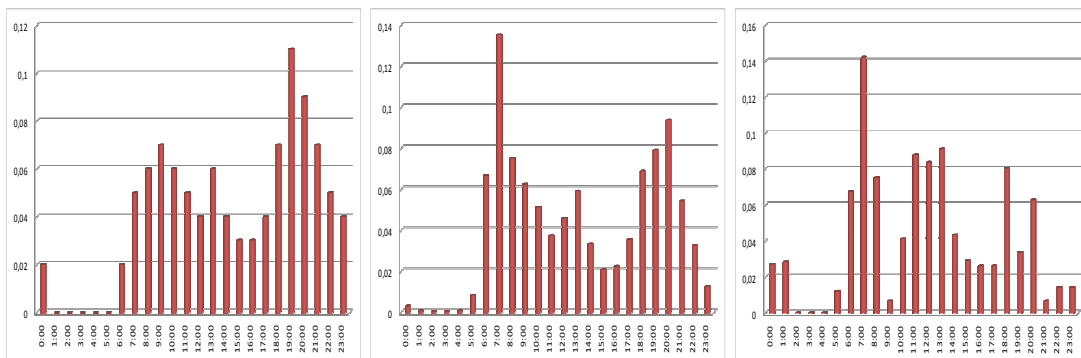
### 7.5.3 Perfil de demanda

Una vez determinado el consumo medio y el número de usuarios a los que la instalación solar puede dar servicio, queda establecer el reparto de ese consumo a lo largo del día, o perfil de demanda.

El estudio de la demanda ya se llevó a cabo en el Capítulo 2, encontrándose que existe una gran variabilidad en su forma, ya que depende de las costumbres sociales y climáticas, suponiendo una gran dificultad el tratar de definir un único perfil de demanda. Algo que también se puso de manifiesto entonces y que resultaría de gran utilidad en este punto, es conocer el efecto que sobre el perfil unitario supone un aumento en el número de usuarios, ya que supondría un suavizado de las curvas de demanda fenómeno del cual no se ha encontrado información.

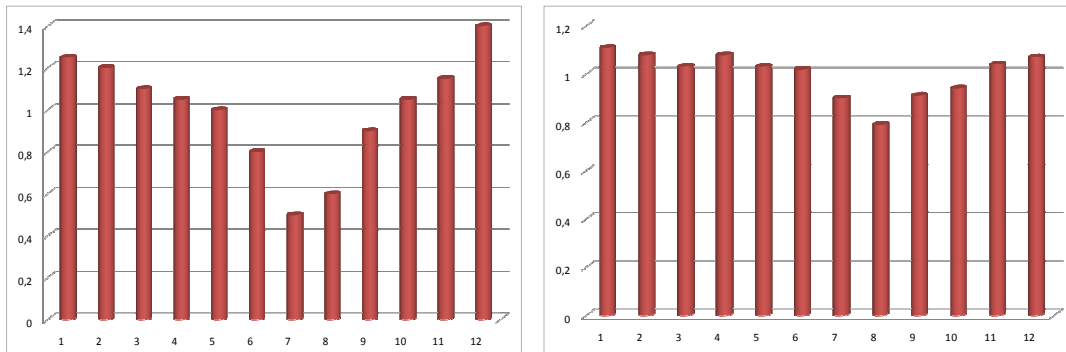
Ante las posibles diferencias que se pueden encontrar, se ha optado en este capítulo por elegir tres perfiles diferentes:

- Perfil de mañana.
- Perfil de tarde.
- Perfil DTIE 1.01 (Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación) (3).



**Figura 7-5** Perfiles horarios tarde, mañana y DTIE, de izda a dcha.

Su variación mensual es mostrada en **Figura 7-6**, para una vivienda (4) y según el DTIE 1.01 (3).



**Figura 7-6** Variación de la demanda mensual para una vivienda y según DTIE, de izda. a dcha.

#### 7.5.4 Determinación de la fracción solar anual

Una vez sustituido el perfil unitario multiplicado por el número de personas y la temperatura del agua de red de Madrid en el modelo, se ejecuta para los 12 días del año escogidos como representativos y se obtiene la energía disponible a la salida del acumulador, para ser utilizada en el circuito de consumo. Para considerar que el día elegido es el día medio de ese mes debe cumplirse que la temperatura a la salida del acumulador sea la misma al comienzo del día 0:00h y a las 23:50h, por lo tanto se ha repetido el estudio diario con esos días hasta que se ha obtenido el resultado deseado: una estabilidad en la temperatura de comienzo del día en el acumulador.

Como último paso, se debe calcular la fracción solar anual que se atiende con esta instalación para una demanda correspondiente a 188 personas en Madrid. Se define como el cociente entre el calor obtenido de la instalación solar entre la demanda de los usuarios.

$$f_{anual_T} = \frac{\sum Q_{solar_T}}{\sum Q_{consumo_T}} = 0,661$$

Ecuación 7-4

$$f_{anual_M} = \frac{\sum Q_{solar_M}}{\sum Q_{consumo_M}} = 0,661$$

Ecuación 7-5

$$f_{\text{anual}_D} = \frac{\sum Q_{\text{solar}_D}}{\sum Q_{\text{consumo}_D}} = 0,675$$

Ecuación 7-6

Dado que se trabaja con tres perfiles diferentes de consumo, la fracción solar anual tendrá un valor diferente para cada uno de ellos, tal y como puede verse en la Ecuación 7-4, la Ecuación 7-5 y la Ecuación 7-6. Todos los perfiles cumplen con la exigencia mínima del CTE 2006, (1), estando por encima del valor mínimo requerido para Madrid, que es del 60%.

### 7.5.5 Fracción solar mensual

Otro de los requisitos del CTE 2006 (1) que deben cumplir las instalaciones es el no sobrepasar el 110% en ningún mes del año o en más de tres meses seguidos aportar el 100% de la demanda.

Para ello se comprobará el valor de la fracción solar mensualmente para los tres perfiles bajo estudio:

FRACCIÓN SOLAR	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
ENERO	0,45	0,44	0,45
FEBRERO	0,59	0,58	0,59
MARZO	0,64	0,63	0,65
ABRIL	0,73	0,72	0,74
MAYO	0,77	0,78	0,81
JUNIO	0,94	0,95	0,96
JULIO	1,22	1,25	1,25
AGOSTO	1,15	1,18	1,19
SEPTIEMBRE	0,82	0,83	0,84
OCTUBRE	0,65	0,65	0,67
NOVIEMBRE	0,49	0,48	0,48
DICIEMBRE	0,42	0,42	0,43

Tabla 7-1: Fracción solar mensual según perfil de consumo

Tal y como puede observarse en la **Tabla 7-1** la fracción solar calculada mensualmente obliga a la necesidad de disipar calor durante los meses de julio y agosto, por lo que se debe aplicar cualquiera de los tres métodos que el propio CTE 2006, (1) establece, tapado parcial de captadores solares, vaciado de parte del campo de captadores o desviación de esa energía a otra aplicación.

Se propone la tercera opción dado que es la menos agresiva para la instalación solar y su mantenimiento y la que aprovecha la energía recogida. Este tema se tratará en mayor profundidad en el siguiente capítulo.

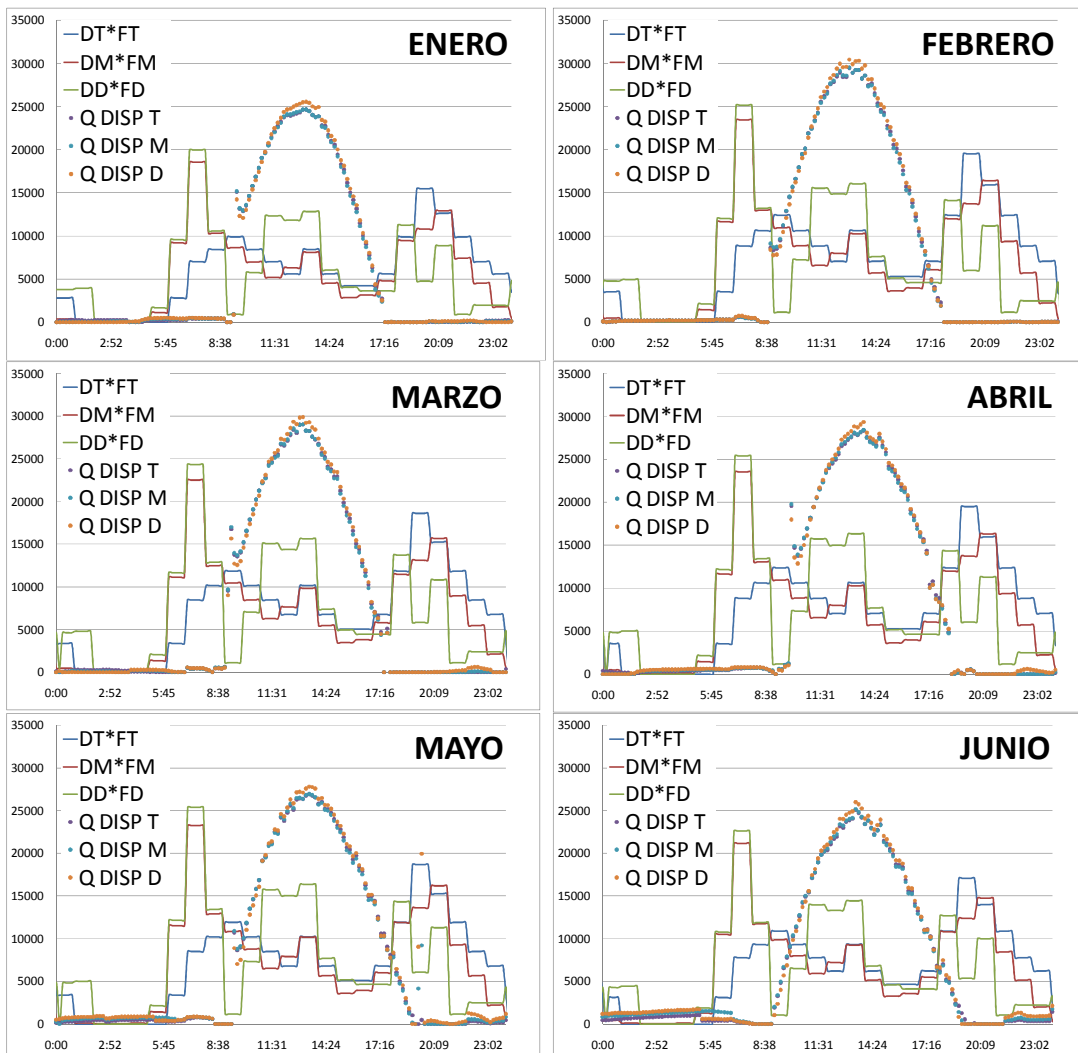


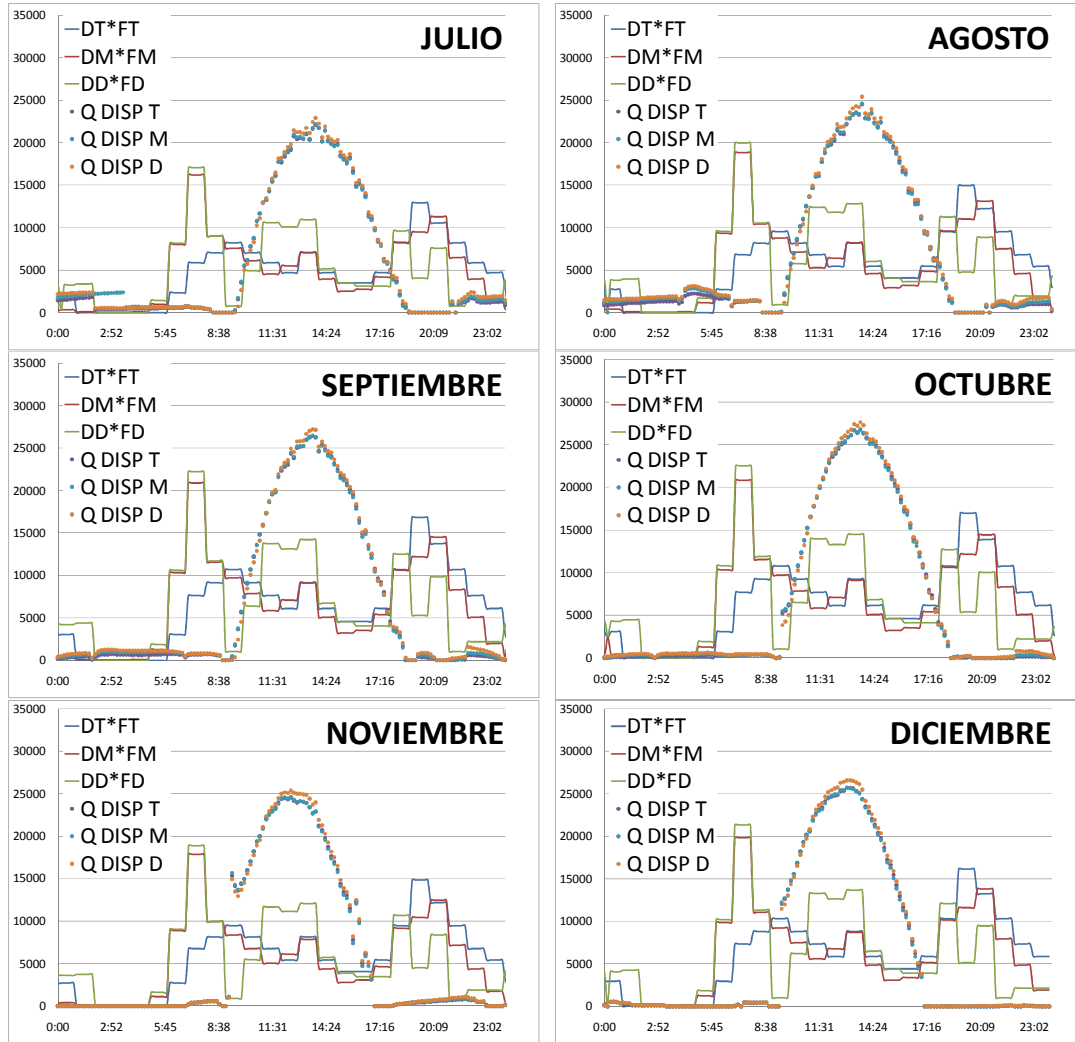
## 7.6 Cálculo del volumen del acumulador térmico óptimo

El objetivo de este apartado es conocer el volumen de acumulador térmico capaz de cumplir con las exigencias del CTE, pero cuyo volumen sea el menor posible, dado que resulta que dependiendo del tipo de acumulador y del material utilizado en su construcción puede llegar a igualar en coste al campo de captadores, tal y como se ha visto en el Capítulo 3 de esta tesis.

### 7.6.1 Demanda y acumulación de calor

Representando en una misma gráfica la fracción mensual de la demanda satisfecha con la energía solar (CTE 2006, (1)) frente al calor disponible a la entrada del acumulador térmico, se obtienen los distintos perfiles de demanda y la energía solar disponible.





**Figura 7-7** Calor disponible a la entrada del acumulador térmico frente a fracción de la demanda satisfecha con energía solar (W).

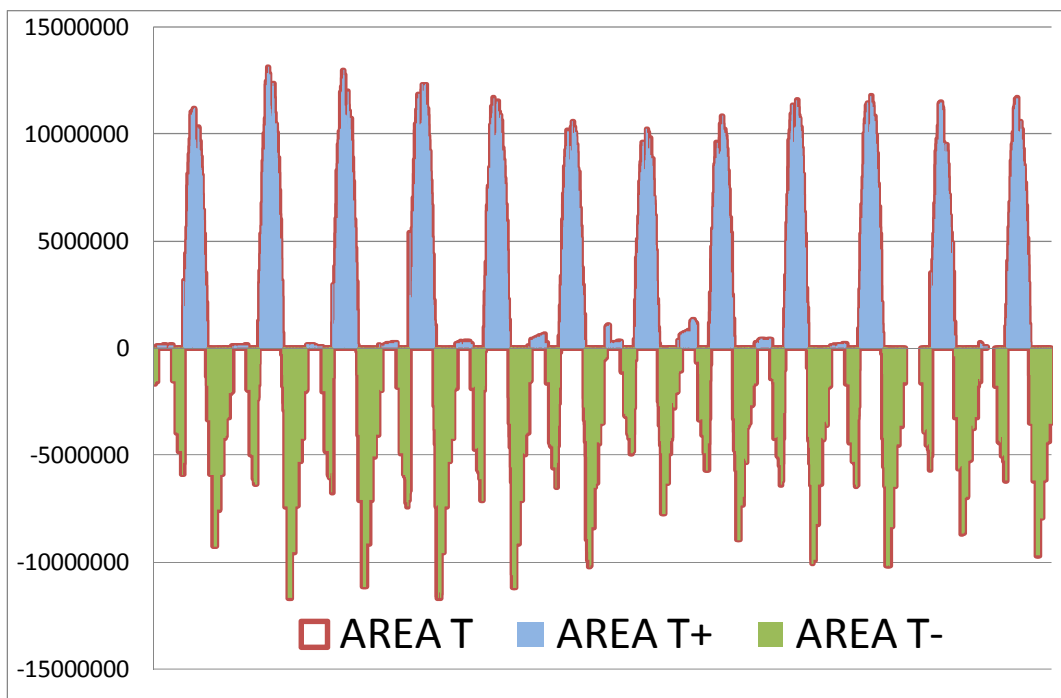
Tal y como puede verse en la **Figura 7-7**, tanto la demanda como la energía solar disponible tienen valores diferentes a lo largo del año. Cabe destacar que la energía disponible en los meses de julio y agosto es menor que en los meses de primavera, debiéndose este hecho a que el nivel térmico del acumulador es superior al de los meses de primavera y otoño y por ende la instalación solar presenta un rendimiento mayor en esos meses que en verano. Además, en instalaciones solares como la estudiada, de orientación fija, el ángulo de inclinación igual a la latitud local resulta excesivo para los meses de verano, haciendo que la energía captada sea menor que en primavera. Ello favorece una adaptación parcial al perfil anual de demanda.

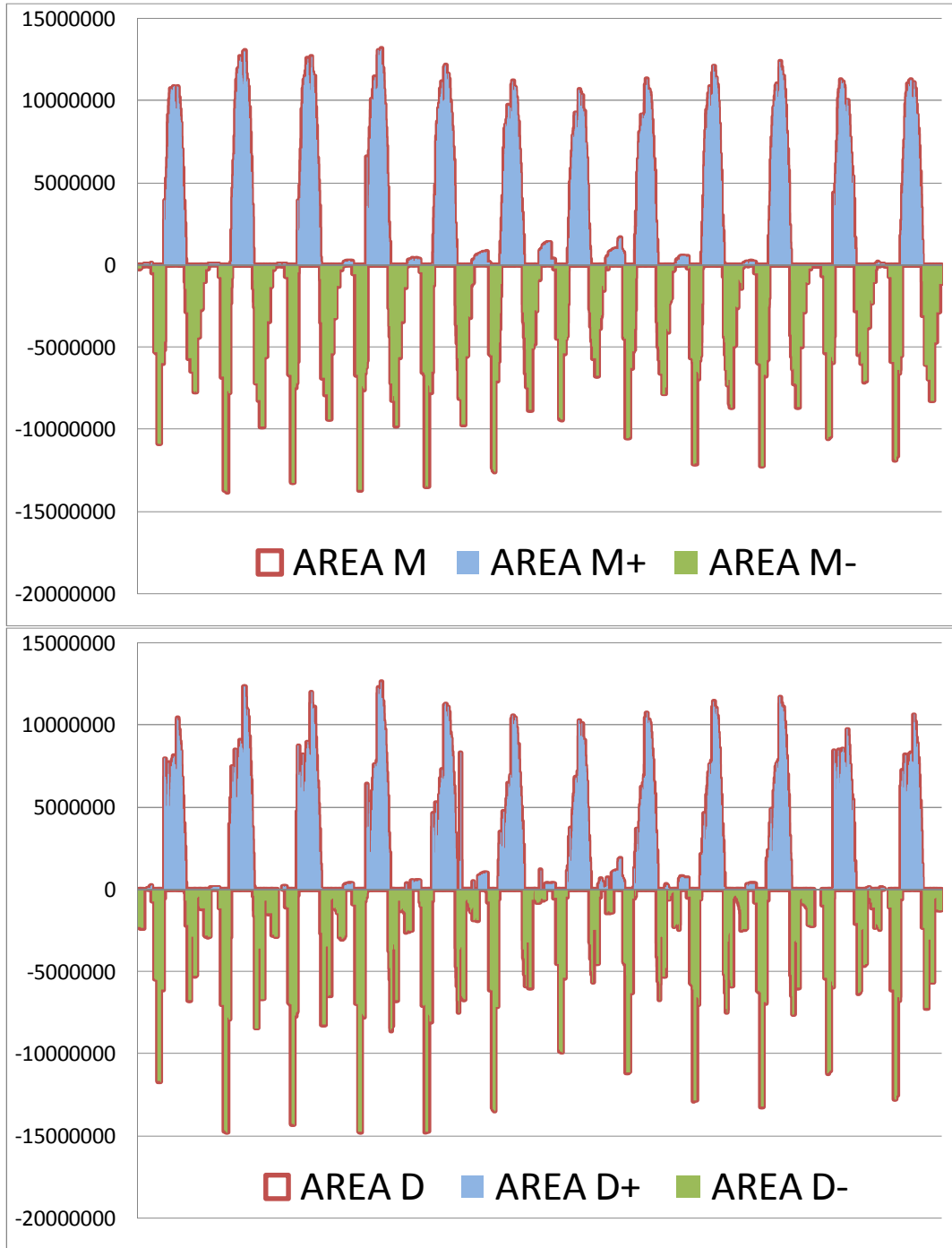
Otra observación interesante proviene del hecho de que el perfil de consumo tiene poca influencia en la energía disponible de la instalación antes del acumulador térmico; en los días estudiados se ve cómo las tres curvas coinciden en todos los

momentos del día, siendo ligeramente superior a lo largo del año el calor disponible correspondiente al uso del perfil DTIE.

### 7.6.2 Acumulación de calor

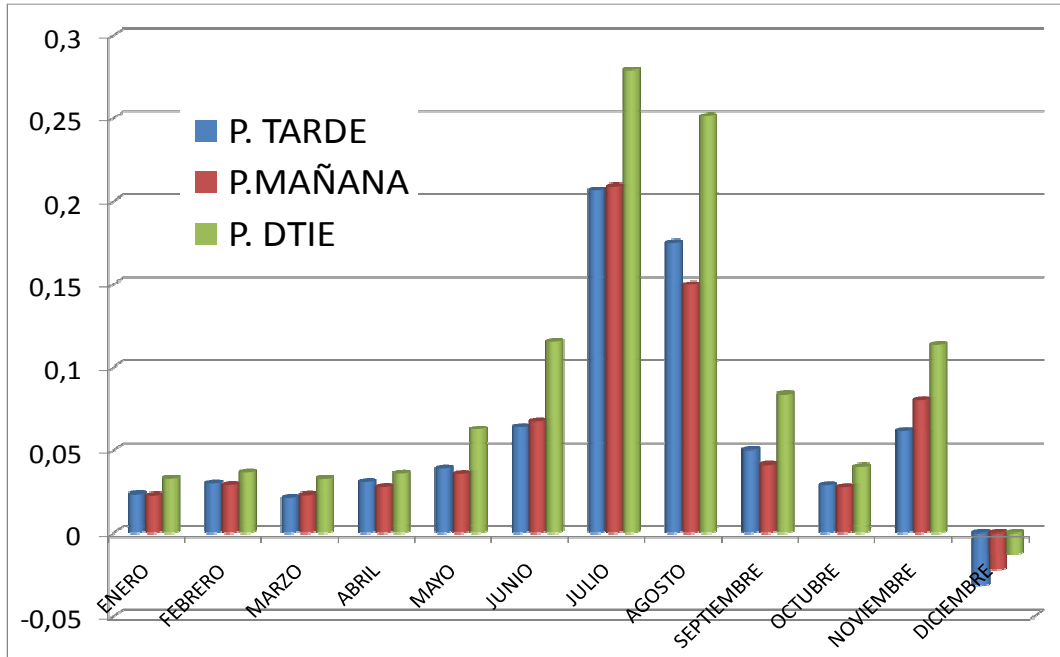
Antes de definir el volumen óptimo de acumulador resulta conveniente conocer en la instalación solar cuando, además de satisfacer la demanda de energía de los usuarios según el perfil de calor, se produce un aumento en la cantidad de energía almacenada en el acumulador térmico y los periodos en los que, cuando se satisface la demanda de energía, se realiza a costa de una disminución de la temperatura del acumulador. Se puede realizar una estimación sencilla del tamaño del acumulador restando el área bajo la curva de la energía disponible del área de la energía consumida por los usuarios, tal y como muestra la **Figura 7-8**.





**Figura 7-8 Áreas de almacenamiento positivo y negativo (W) según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).**

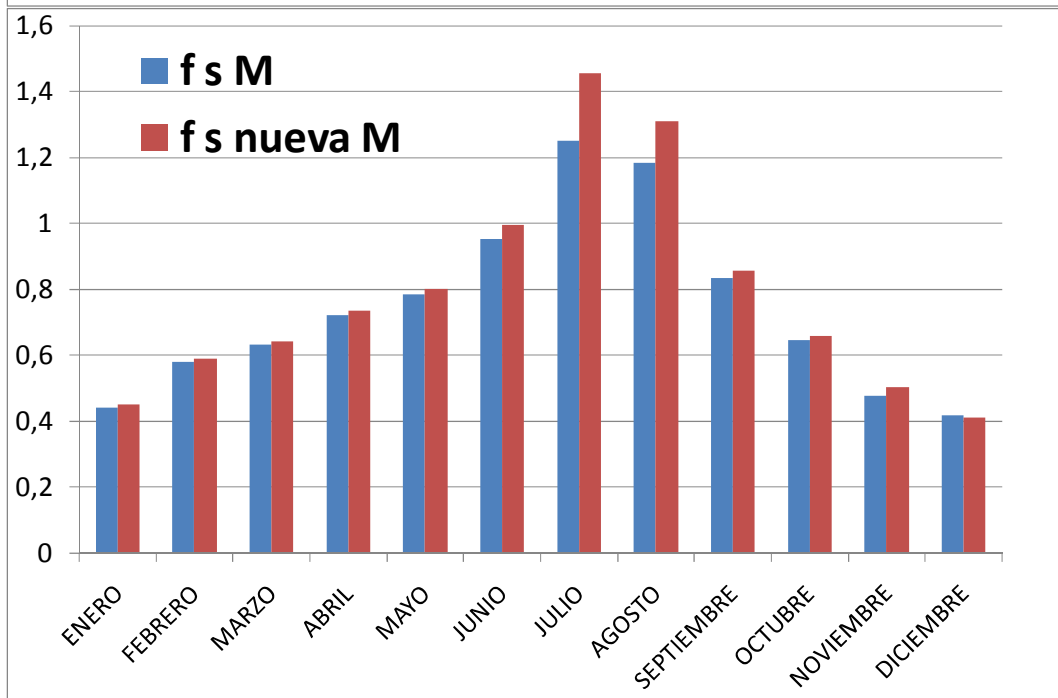
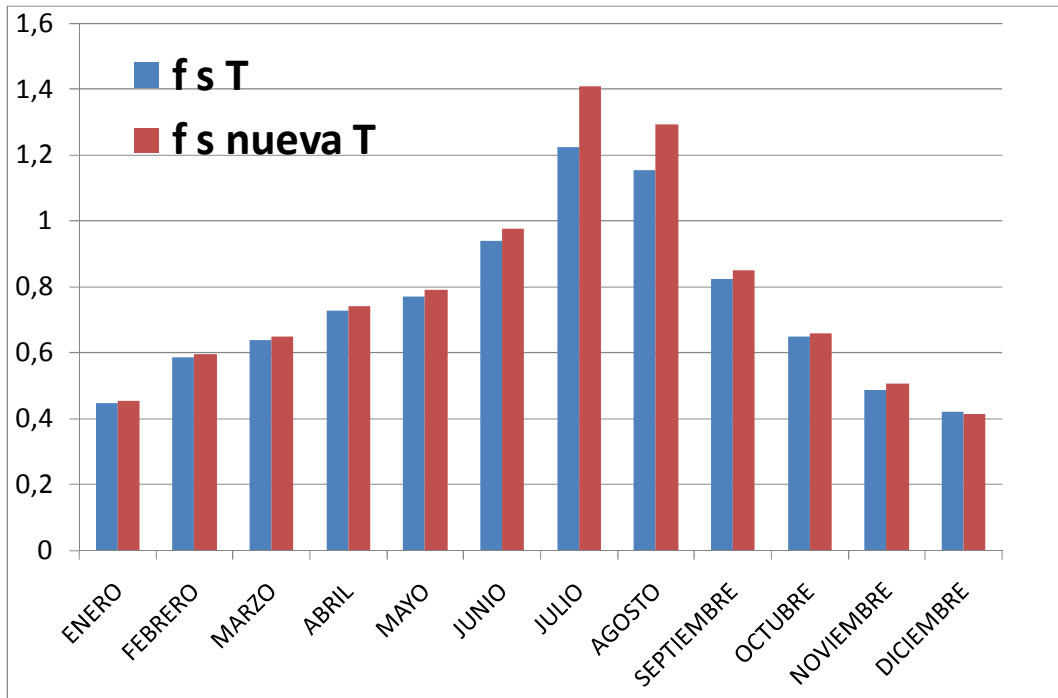
Tal y como puede comprobarse, con un acumulador de 3m<sup>3</sup> como el de la instalación experimental, las áreas positivas y negativas difieren en su valor.

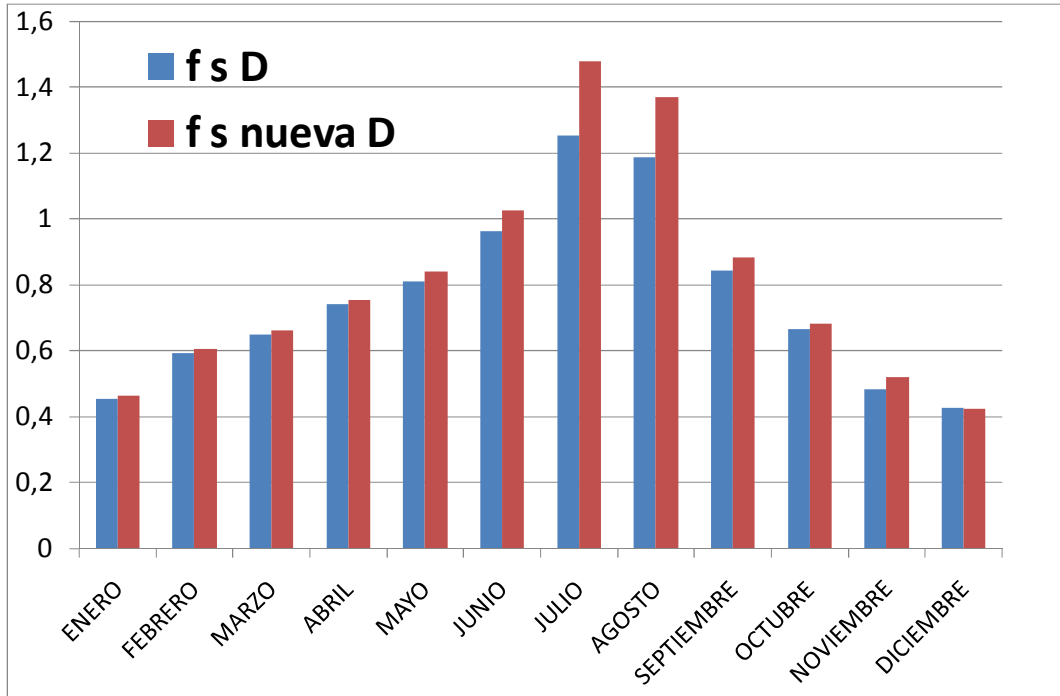


**Figura 7-9 Relación de áreas relativas positivas y negativas según los perfiles: tarde, mañana y DTIE**

Definiendo el área relativa como la diferencia entre el área positiva y el área negativa y dividiendo por el área positiva, se obtiene la relación de áreas, lo cual indica que se almacena más energía en el acumulador térmico de la que se consume en la mayor parte del año menos en el mes de diciembre, como puede verse en **Figura 7-9**.

Si toda la energía que hay disponible a la entrada del acumulador térmico se convirtiese en energía útil a la salida del acumulador, para el calentamiento del ACS, la fracción solar aumentaría, tal y como puede verse en la **Figura 7-10**.





**Figura 7-10 Fracción solar según los perfiles: tarde, mañana y DTIE (f s nueva) calculada partir de la energía disponible a la entrada del acumulador**

Las fracciones solares anuales también aumentan su valor según se puede observar en la **Tabla 7-2**.

Fracción solar	f s	f s nueva
P. tarde	0,661	0,684
P. mañana	0,661	0,686
P. DTIE	0,675	0,705

**Tabla 7-2: Fracción solar anual, calculada con el calor a la salida del acumulador térmico y con el calor a la entrada de dicho acumulador**

Se ha comprobado que la relación área de captadores a volumen del acumulador está dentro del intervalo recomendado por el CTE 2006 (1):

$$50 \leq \frac{V}{A} \leq 180$$

Ecuación 7-7

$$\frac{V}{A} = \frac{3.000 \text{ l}}{50 \text{ m}^2} = 60 \text{ l/m}^2$$

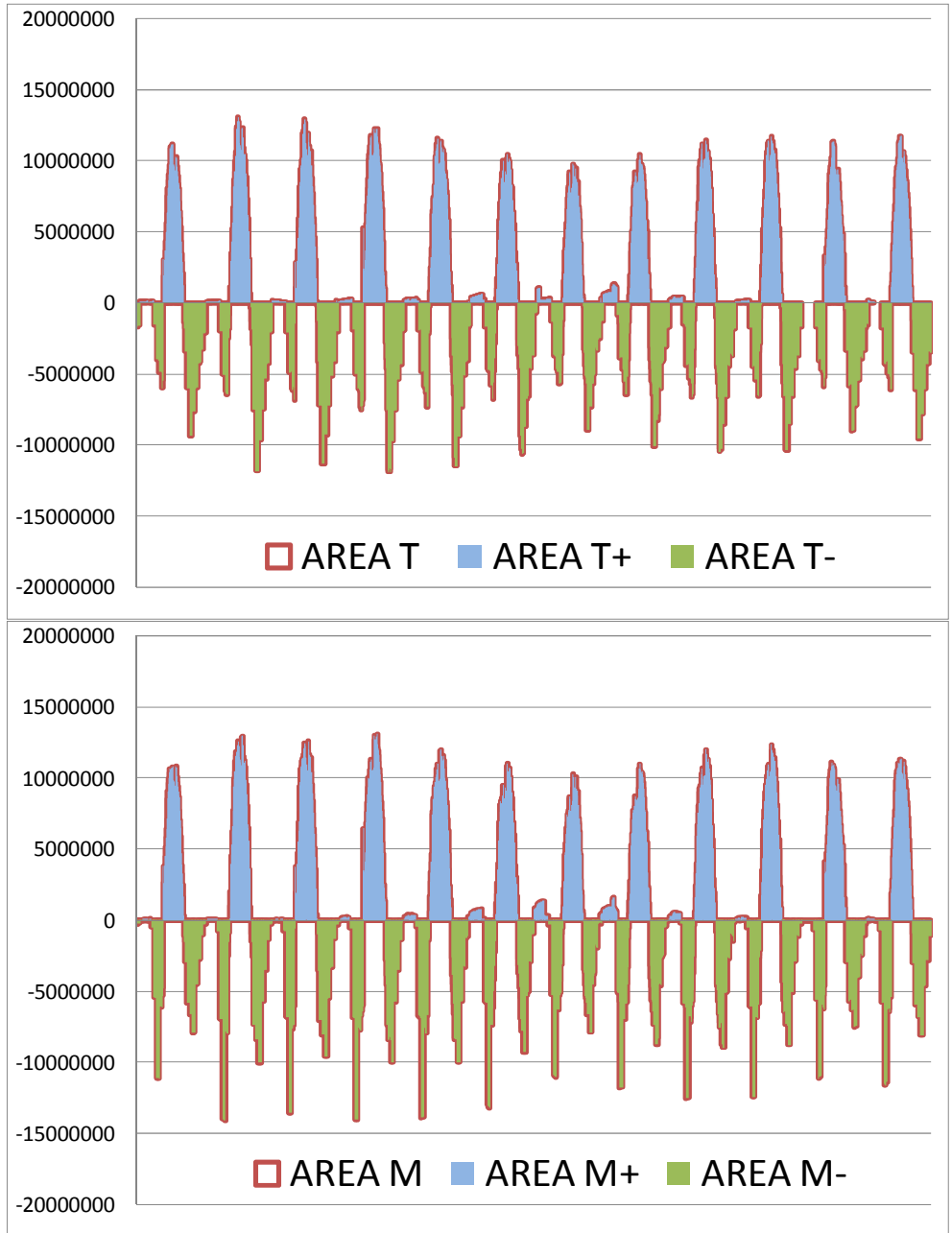
Ecuación 7-8

### 7.6.3 Volumen óptimo de acumulación.

El método propuesto para la elección del volumen del acumulador térmico en esta tesis se basa en calcular dicho volumen de modo que el acumulador tenga el mínimo volumen capaz de aportar la mínima fracción solar exigida por el CTE 2006, (1), a partir del calor disponible a la entrada del acumulador térmico.

En la **Figura 7-11** se representan de nuevo la energía almacenada subdivida en positiva y negativa.

Se calcula la cantidad de agua que debe contener el acumulador térmico para que la energía gastada sea la misma que la consumida, para cada mes, tal y como muestra la **Figura 7-12**.y en la **Tabla 7-3**.





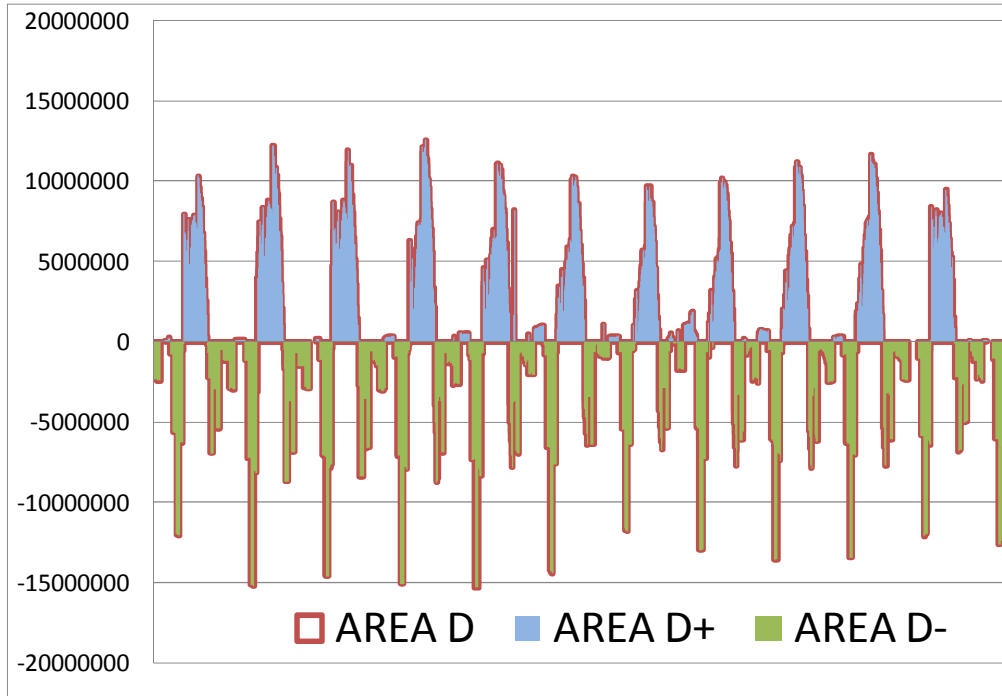


Figura 7-11 Áreas nuevas de almacenamiento positivo y negativo (W) según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D)

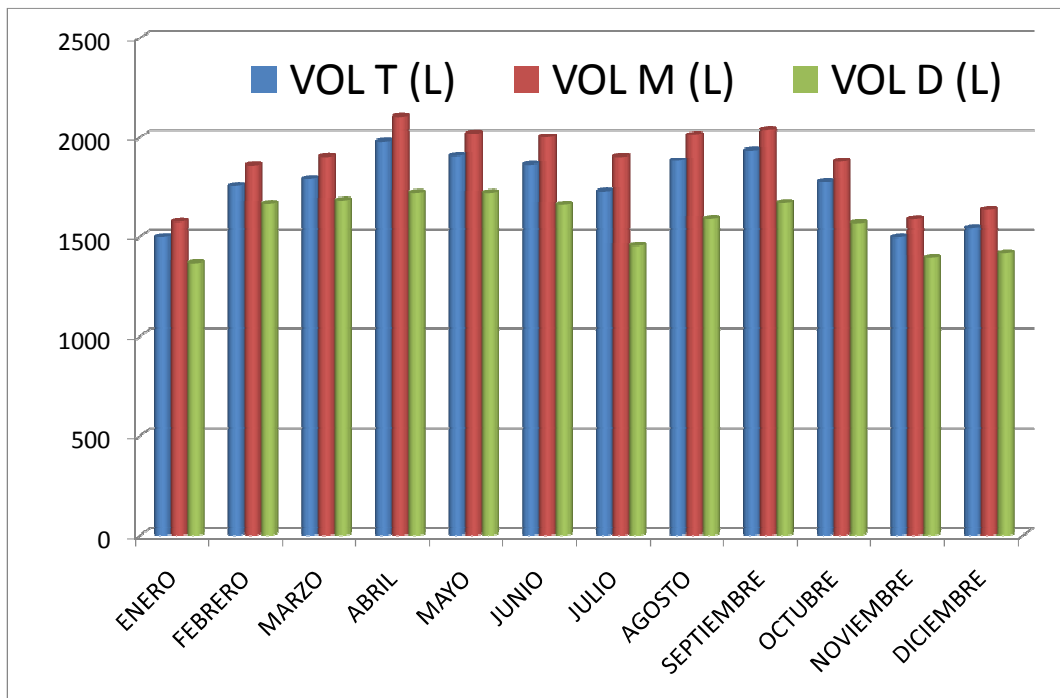


Figura 7-12 Cantidad de agua almacenada en el acumulador térmico según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).

VOLUMEN (m <sup>3</sup> )	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
ENERO	1,494	1,574	1,365
FEBRERO	1,751	1,855	1,664
MARZO	1,789	1,902	1,681
ABRIL	1,975	2,099	1,718
MAYO	1,906	2,016	1,717
JUNIO	1,859	1,997	1,660
JULIO	1,724	1,902	1,453
AGOSTO	1,879	2,009	1,588
SEPTIEMBRE	1,931	2,036	1,669
OCTUBRE	1,775	1,875	1,567
NOVIEMBRE	1,493	1,586	1,392
DICIEMBRE	1,543	1,633	1,416

**Tabla 7-3: Volumen de acumulación óptimo mensual según perfil de consumo en m<sup>3</sup>.**

Resulta interesante conocer tanto el valor medio, como el máximo y el mínimo de acumulación para el año de estudio. Tal y como puede verse en la **Tabla 7-4**, los valores difieren de un perfil de consumo a otro, sin embargo dichas diferencias no son significativas.

VOLUMEN (m <sup>3</sup> )	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
V. MEDIO	1,760	1,874	1,575
V. MAXIMO	1,975	2,099	1,718
V. MÍNIMO	1,493	1,574	1,395

**Tabla 7-4: Volumen medio máximo y mínimo de acumulación óptimo mensual según perfil de consumo**

Si se aplican los criterios del CTE 2006, (1), ya descritos en la **Ecuación 7-7**, se obtendrían los resultados expuestos en la **Tabla 7-5** siendo su valor muy superior al calculado en la **Tabla 7-4**.

VOLUMEN CTE(m <sup>3</sup> ) PARA 50m <sup>2</sup>	
V. MAXIMO	9,0
V. MÍNIMO	2,5

**Tabla 7-5: Volumen máximo y mínimo de acumulación según el CTE 2006, (1)(Ecuación 7-9).**

Dadas las diferencias encontradas entre los volúmenes calculados entre los distintos métodos, se realizará la simulación de la operación de una instalación solar para ACS empleando diferentes volúmenes de acumulación.

#### 7.6.4 Fracción solar vs volumen de acumulación

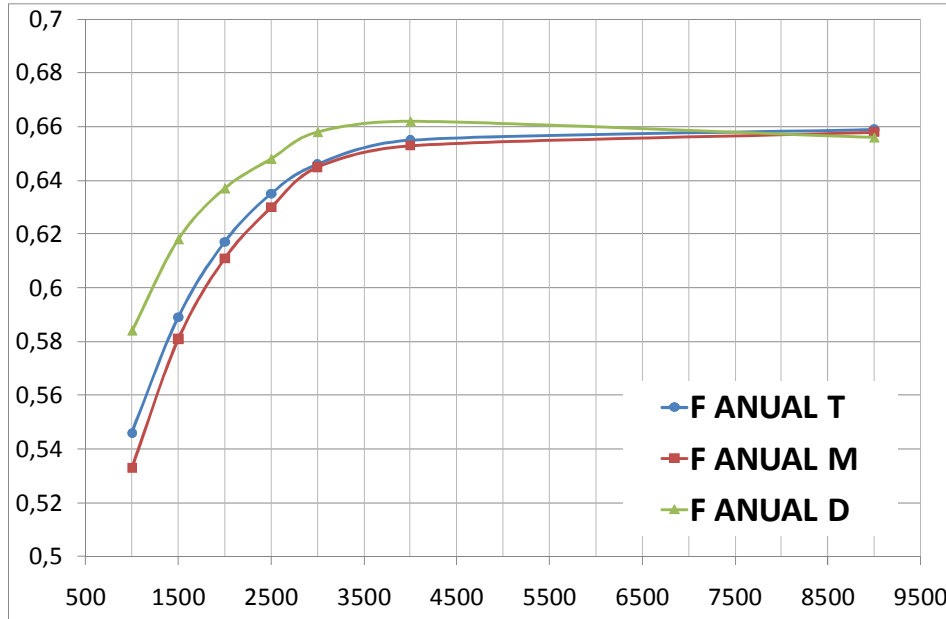
Para la comparación se eligen los siguientes volúmenes de acumulación, 1.000, 1.500, 2.000, 2.500, 3.000, 4.000 y 9.000 litros. A la hora de calcular la fracción solar anual se resta a la energía solar suministrada el exceso de energía resultante de los dos meses de verano, julio y agosto, donde la fracción mensual, que se estudiará en el apartado siguiente, es superior a la unidad. Se obtienen los siguientes resultados, según cada uno de los perfiles.

Fracción solar anual	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
1.000 l	54,6%	53,3%	58,4%
1.500 l	58,9%	58,1%	61,8%
2.000 l	61,7%	61,1%	63,7%
2.500 l	63,5%	63,0%	64,8%
3.000 l	64,6%	64,5%	65,8%
4.000 l	65,5%	65,3%	66,2%
9.000 l	65,9%	65,8%	65,6%

**Tabla 7-6: Fracción solar anual vs volumen acumulación según perfil de consumo.**

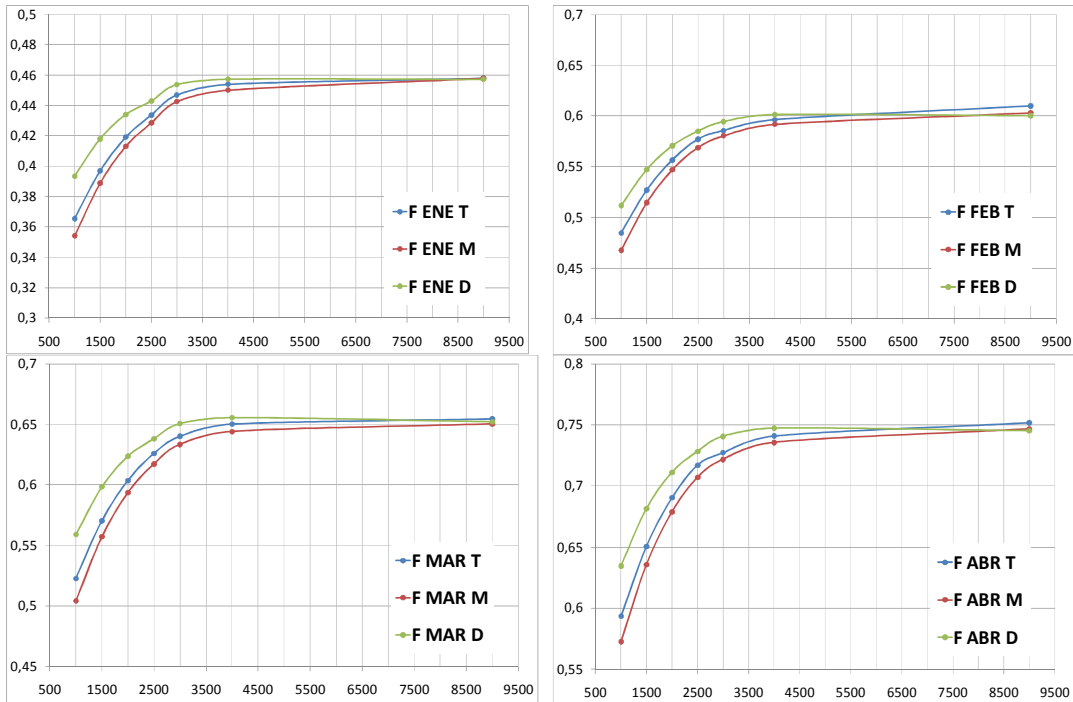
Tal y como puede observarse de la **Tabla 7-6**, el volumen de acumulación óptimo se encuentra en los 2.000 l, salvo el perfil del DTIE, que alcanza la fracción solar el mínimo exigido para los 1.500 l.

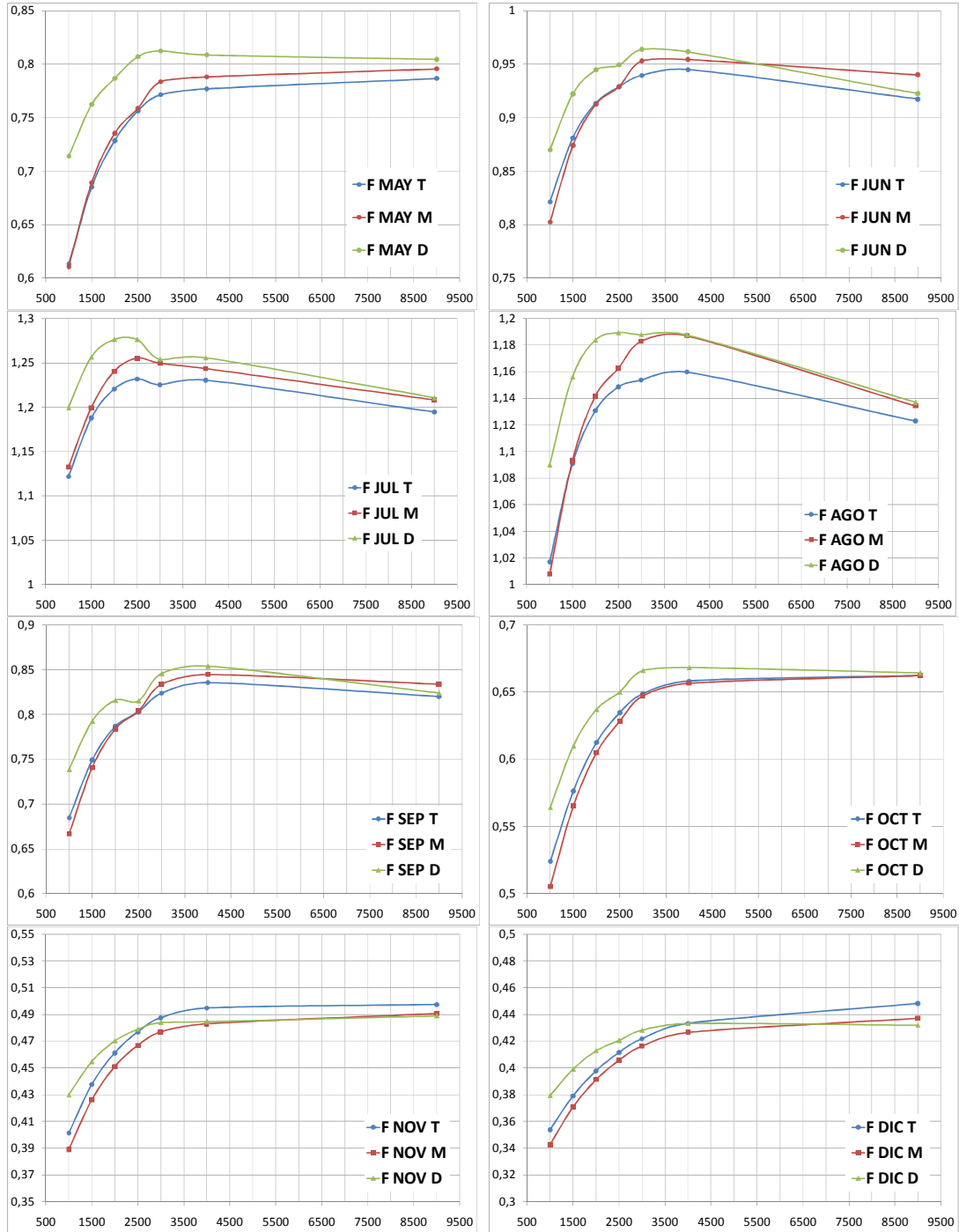
Representando los valores de la **Tabla 7-6**, en la **Figura 7-13** se observa claramente que existe un aumento significativo en la fracción solar entre los volúmenes de acumulación de 1.000 l hasta 2.000 l, disminuyendo paulatinamente ese incremento conforme aumenta el volumen del acumulador, hasta llega a ser ligeramente negativo, caso de los 9.000 l.



**Figura 7-13 Variación anual de la fracción solar frente al volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).**

Tal y como se ha comentado previamente, el volumen mínimo que cumple con los requisitos del CTE 2006, (1), es el de 2.000l; se tomará este valor como óptimo de acumulación, volumen próximo al obtenido como valor medio en el apartado 7.6.3 de esta tesis.

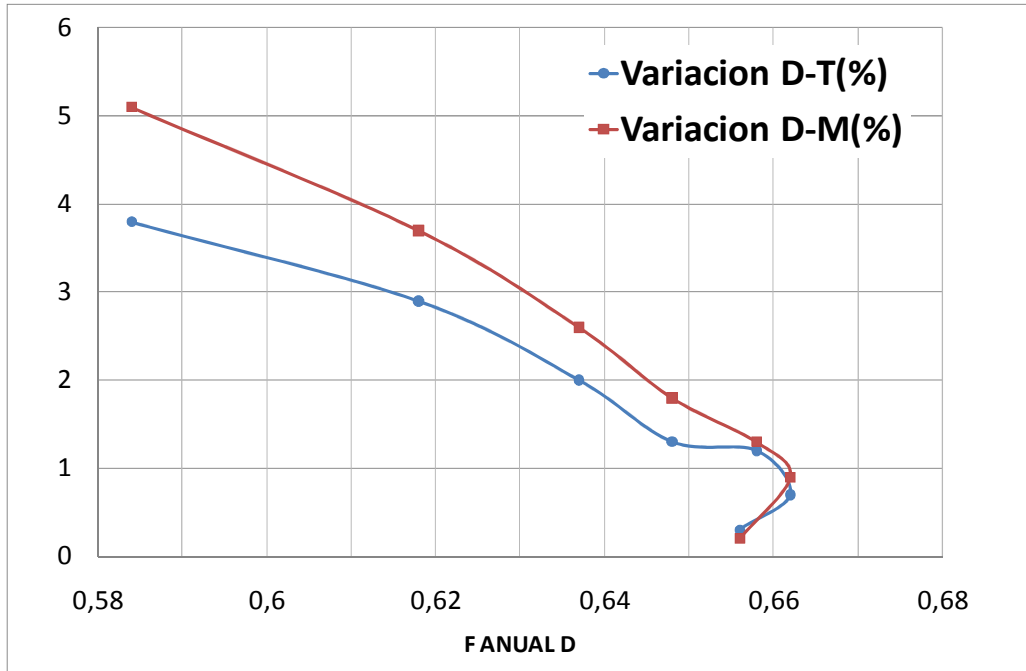




**Figura 7-14** Variación mensual de la fracción solar frente al volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).

En la **Figura 7-14** se representa la variación mensual de la fracción solar obtenida para cada uno de los perfiles estudiados en este capítulo. A la vista de los resultados se puede concluir que el perfil que presenta mayor fracción solar es el que proporciona el DTIE.

Se han calculado las diferencias entre el valor medio anual de la fracción solar calculada con el perfil DTIE y la calculada con el perfil de tarde y mañana, respectivamente, y los resultados se muestran en la **Figura 7-15**. Se puede observar en dicha figura que conforme la fracción solar aumenta las diferencias entre los valores de los perfiles tiende a tener el mismo valor.



**Figura 7-15** Diferencia en % de la fracción solar obtenida con el perfil DTIE y las obtenidas con los perfiles de tarde y mañana respectivamente.

La instalación no cumple en los meses de julio y agosto con la normativa vigente, CTE 2006 (1) debiéndose disipar calor independientemente del volumen de acumulador térmico y el perfil de consumo que se utilice. Este hecho dará la posibilidad de utilizar ese excedente de calor en otra aplicación, tal como la climatización solar.

### 7.6.5 Volumen óptimo y recomendaciones del CTE.

Se ha comparado la fracción solar del volumen elegido como óptimo, 2.000 l, con los volúmenes mínimo y máximo que recomienda el CTE 2006, (1). Los resultados de dicha comparación ponen de manifiesto que la fracción mensual de 2.500 l (volumen mínimo), y la obtenida para el volumen óptimo difieren en una pequeña cantidad, suponiendo un leve aumento de la fracción solar en los tres perfiles, mientras que la comparación con el valor máximo, 9.000 l tiene un efecto contrario, **Figura 7-16**.

Al analizar anualmente la fracción solar se observa que al aumentar el valor del volumen de acumulación, el valor de la fracción solar aumenta ligeramente, lo cual no justifica el uso de tamaños de acumulador tan elevados en las instalaciones solares. Es de resaltar el hecho de que, aparte de consideraciones de inversión inicial, la elección de un acumulador térmico mayor de lo necesario puede decantar la decisión en el sentido de no instalar ACS solar, a causa del espacio necesario para ubicar dicho acumulador en edificios de viviendas.

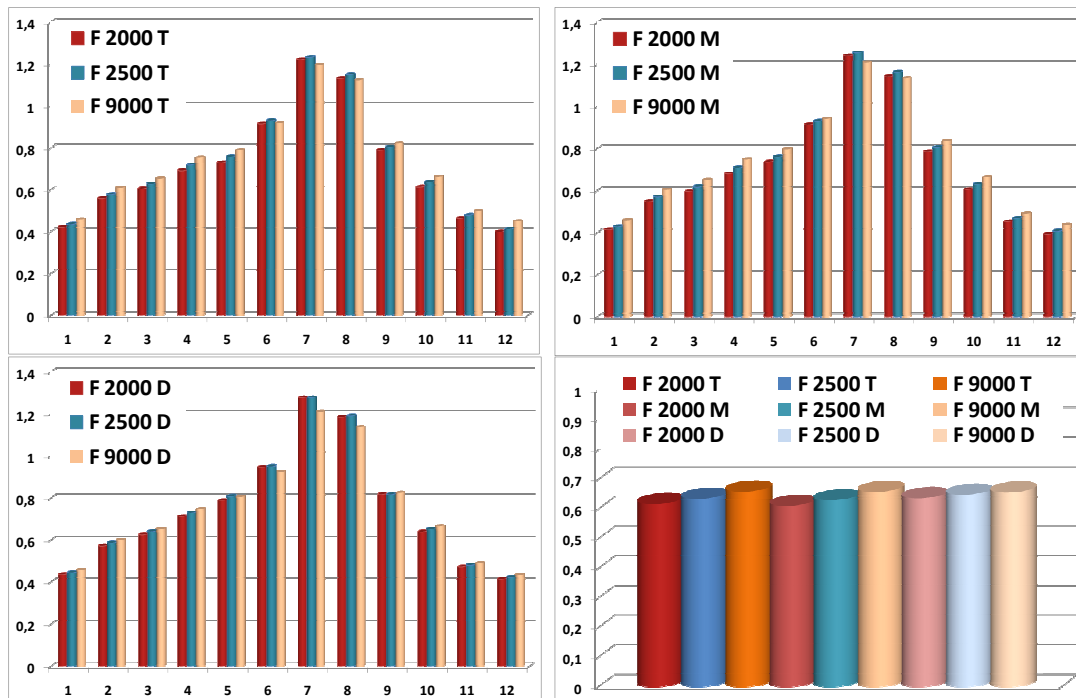


Figura 7-16 A, B, y C: Variación mensual de la fracción solar frente al volumen de almacenamiento (en l) según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D) para los volúmenes óptimo y mínimo y máximo del CTE. D. Variación anual de la fracción solar anual según el perfil y el volumen de acumulación.

### 7.6.6 Relaciones entre parámetros representativos.

Dado que el estudio anterior se ha realizado con una instalación de 9 años de antigüedad, y a la hora de diseñar una instalación todos los componentes son nuevos, se definen los parámetros representativos con el área resultante del ajuste de la energía de entrada al captador, definida en el Capítulo 5 para los rendimientos ópticos de 0,85 (captador nuevo) y 0,76 (captador actual bajo estudio). El cociente entre las dos radiaciones  $I_{CO}$  es una constante de valor 0,9, por lo que la superficie de captador

nuevo para obtener la misma energía de entrada es de 45 m<sup>2</sup>, que será la que se utilizará para la definición de los parámetros.

Si se calcula el cociente entre el volumen de acumulación y el área de captación para el volumen óptimo, 2.000 l, y para 45 m<sup>2</sup> de superficie de captadores, se encuentra una relación menor que la que el CTE 2006, (1) recomienda, para Madrid, Ecuación 7-10.

RELACIÓN VOLUMEN ACUMULACIÓN Y SUPERFICIE DE CAPTACIÓN	RELACION SUPERFICIE CAPTACIÓN –Nº PERSONAS
$\frac{V}{A} = 44,4 \text{ l/m}^2$ Ecuación 7-10	$\frac{A}{n^{\circ} \text{ personas}} = 0,24 \text{ m}^2/\text{pers}$ Ecuación 7-11

**Tabla 7-7: Relaciones entre volumen de acumulación, superficie de captación y número de personas a las que abastece de ACS**

Y si se calcula la relación entre el área de captación y el número de personas a las que da servicio la instalación solar, se obtiene la Ecuación 7-11.

### 7.6.7 Rendimiento solar vs volumen acumulación

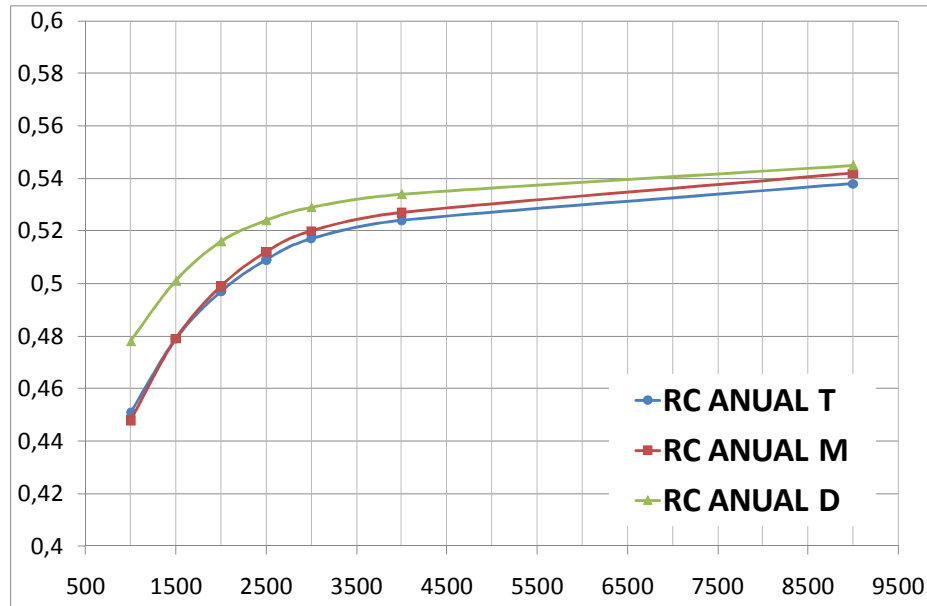
Resulta interesante determinar cómo influye el volumen de acumulación en el rendimiento del captador y por consecuencia también en la instalación completa, denominado rendimiento solar.

Se ha calculado su variación diaria, mensual y anual, siendo la más representativa la última de ellas, dado que muestra el comportamiento global de la instalación a lo largo del año de estudio.

$\eta$ captador anual	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
1.000 l	45,1%	44,8%	47,8%
1.500 l	47,9%	47,9%	50,1%
2.000 l	49,7%	49,9%	51,6%
2.500 l	50,9%	51,2%	52,4%
3.000 l	51,7%	52,0%	52,9%
4.000 l	52,4%	52,7%	53,4%
9.000 l	53,8%	54,2%	54,4%

**Tabla 7-8: Rendimiento del campo de captadores anual vs volumen acumulación según perfil de consumo.**





**Figura 7-17 Variación anual del rendimiento del captador frente al volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).**

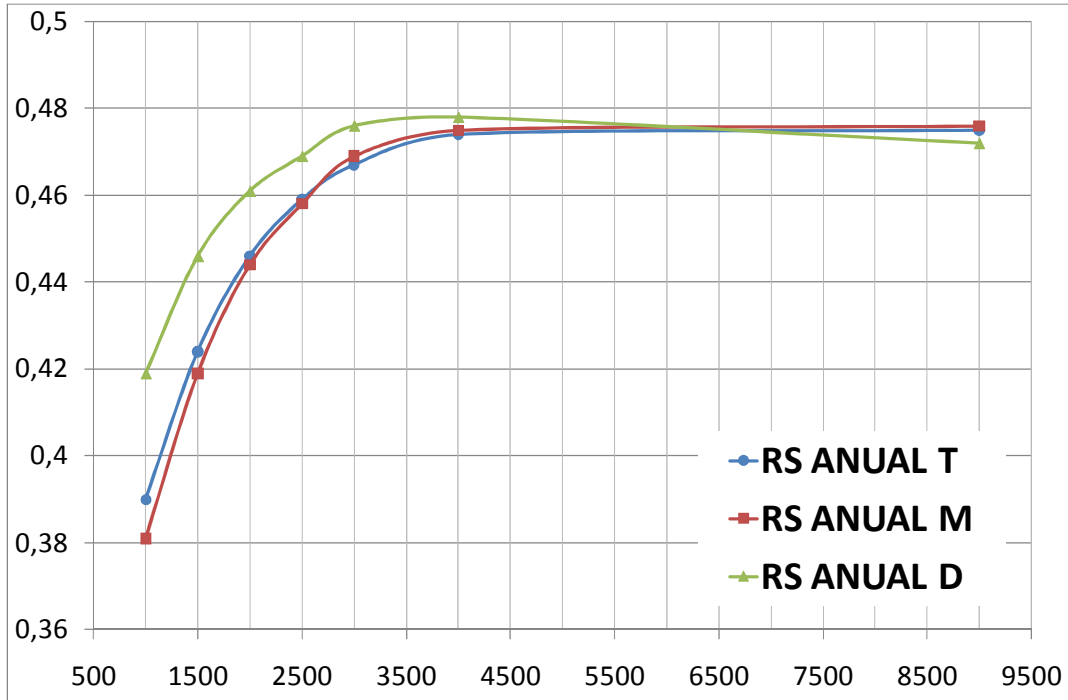
La **Figura 7-17** y la **Tabla 7-8** muestran el rendimiento del campo de captadores solares calculado para los distintos volúmenes. Se puede apreciar que la variación en el rendimiento resulta significativa para volúmenes de acumulación pequeños, mientras que para volúmenes grandes dicha variación resulta ser mucho menos importante.

Asimismo se constata que la variación en el rendimiento de los captadores ocasionada por las diferentes pautas de demanda oscila entre un 1% y un 2% en función del tamaño de acumulador que se disponga. Dicha variación se traslada al rendimiento global de la instalación, tal y como se muestra en la **Figura 7-18**.

Se calcula el rendimiento global de la instalación solar como el cociente entre la energía a la salida del acumulador térmico y la energía solar incidente en el campo de captadores, definido en el capítulo 6.

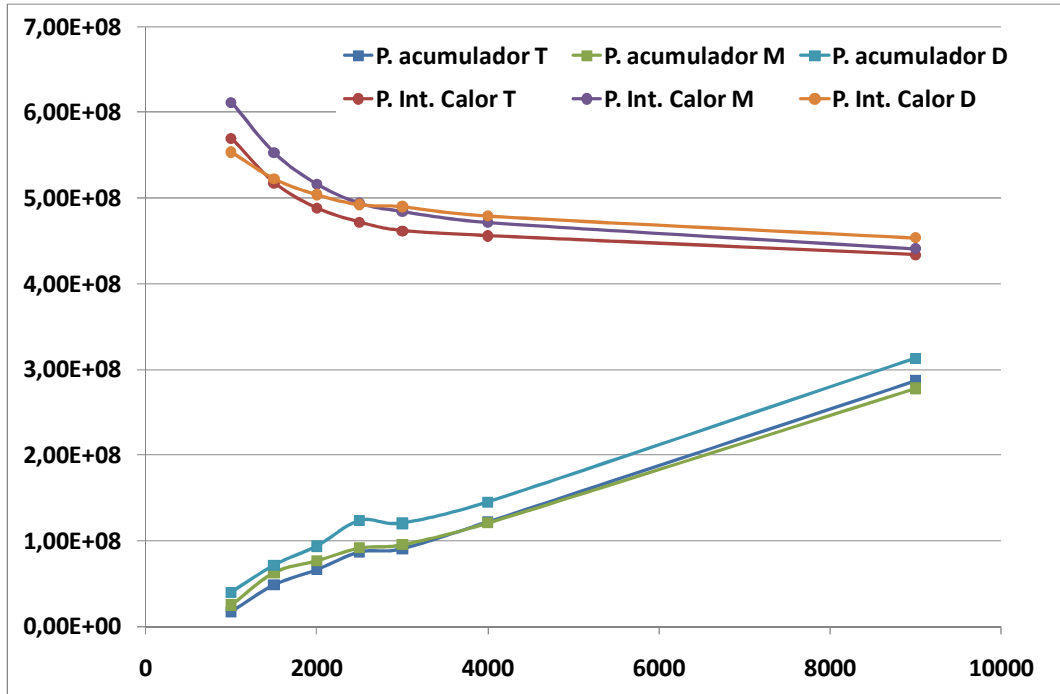
$\eta$ solar anual	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
1.000 l	39,0%	38,1%	41,9%
1.500 l	42,4%	41,9%	44,6%
2.000 l	44,6%	44,4%	46,1%
2.500 l	45,9%	45,8%	46,9%
3.000 l	46,7%	46,9%	47,6%
4.000 l	47,4%	47,5%	47,8%
9.000 l	47,5%	47,6%	47,2%

**Tabla 7-9: Rendimiento del campo de captadores anual vs volumen acumulación según perfil de consumo**



**Figura 7-18 Variación anual del rendimiento de la instalación frente al volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D)**

En la **Figura 7-18** resulta interesante comprobar que dicho rendimiento solar es ligeramente inferior al del captador, con la particularidad de que a partir de un cierto volumen de acumulación, alrededor de los 3.000 l, disminuye ligeramente el rendimiento global de la instalación. Se aprecia en la **Tabla 7-9** que a partir de los 2.500 litros el aumento en el rendimiento de la instalación es muy pequeño.



**Figura 7-19 Variación de las pérdidas de calor (W) en el intercambiador de calor y el acumulador térmico en función del volumen de acumulación, para los perfiles de tarde (T), mañana (M) y DTIE (D)**

La **Figura 7-19** muestra como si se estudian las pérdidas en los componentes de la instalación solar principales, después del captador (i. e. intercambiador de calor y acumulador térmico) se aprecia como al aumentar el volumen del acumulador las pérdidas de éste crecen mientras que las del intercambiador de calor experimentan un ligero descenso. Esto se debe ya que al ser el acumulador más grande, la temperatura de abajo es menor, y el intercambiador de calor opera a una temperatura media un poco más baja. Conclusión, tanques más grandes, para aplicaciones solares, deberían estar mejor aislados cuanto más grandes sean. Para el cálculo de las pérdidas del acumulador se han mantenido constantes los espesores de su aislante al variar su volumen.

Estos resultados, de nuevo corroboran que el rango en la relación volumen acumulación y área de captación resulta demasiado amplio en la norma, llegando al extremo de que si se toma el valor máximo recomendado se obtiene un rendimiento solar igual o inferior que para volúmenes menores.

Se comparan el rendimiento del volumen óptimo de acumulación con los valores mínimo y máximo recomendados por el CTE 2006, (1) en la **Figura 7-20** y tal y como se puede comprobar, no se producen variaciones significativas.

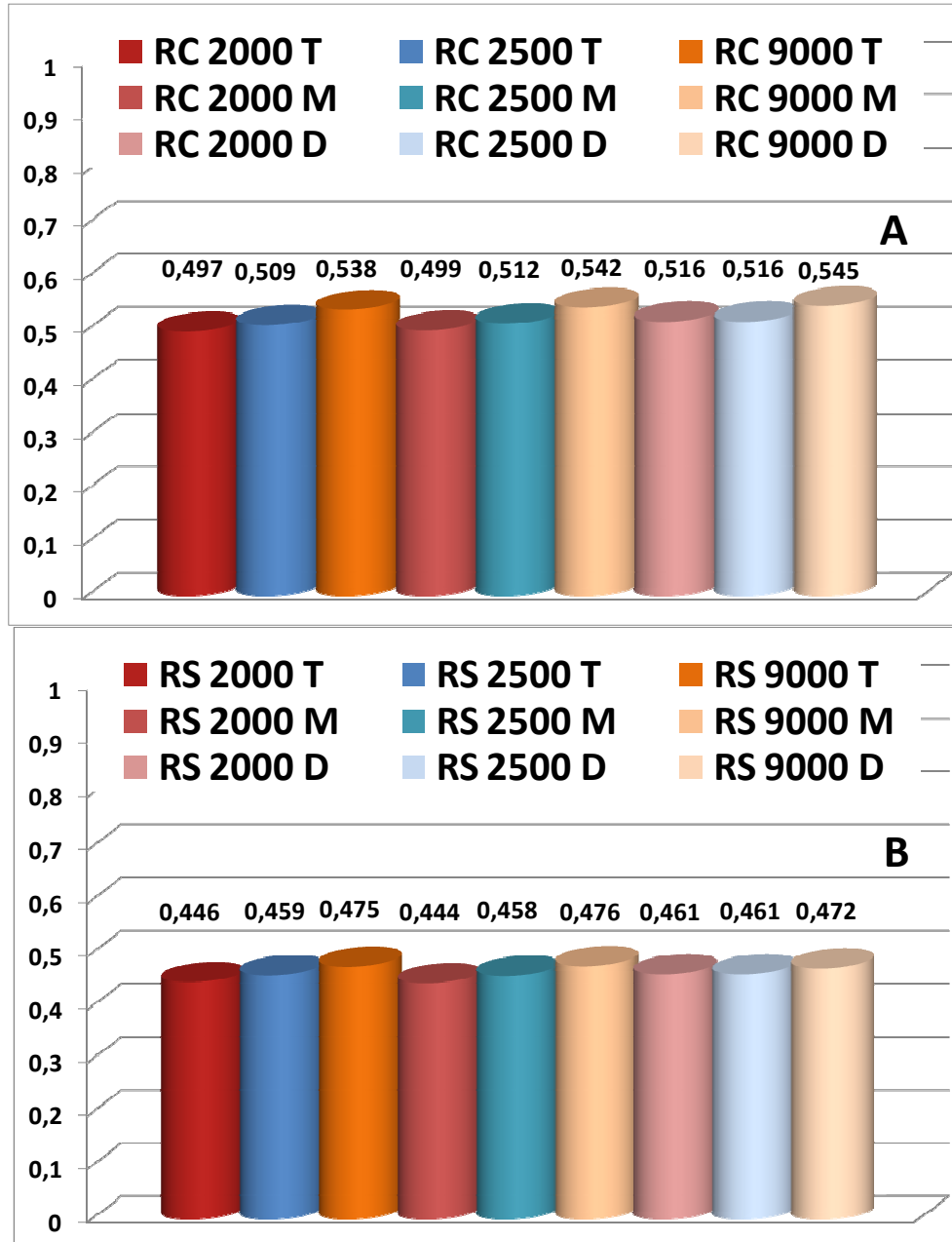


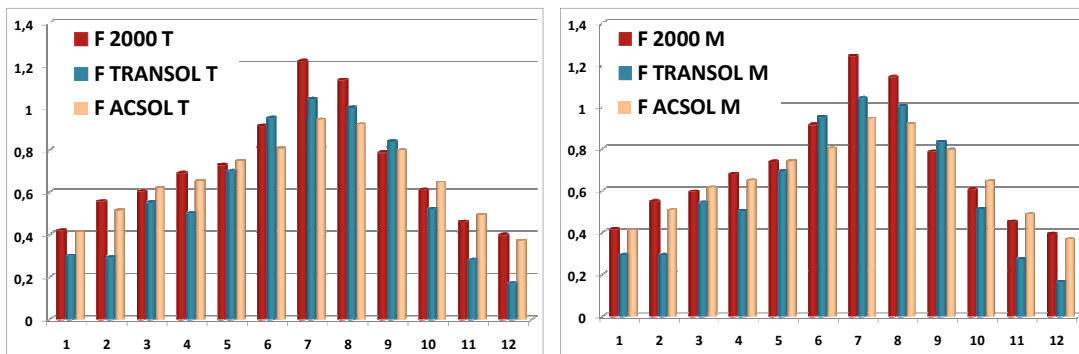
Figura 7-20 Variación anual del rendimiento de los captadores (A) y de la instalación (B) frente al volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D).

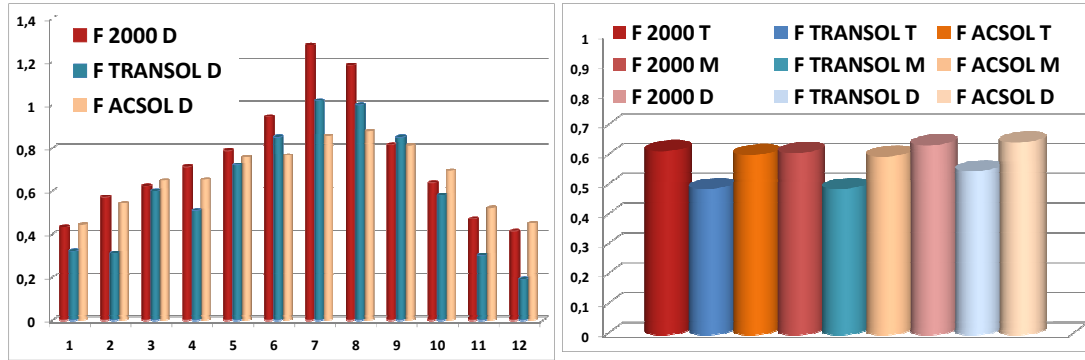
## 7.7 Comparación con los resultados obtenidos empleando otras herramientas de cálculo

Se ha realizado la comparación de los resultados obtenidos con el método de cálculo propuesto con los resultados que ofrecen otros programas de simulación en régimen transitorio, tales como TRANSOL V2 (4) y ACSOL V2. Se ha consultado otro tipo de programas, tales como POLYSUN y T-SOL, pero la base de datos con la que trabaja la versión gratuita se limitaba a Suiza y Alemania respectivamente.

TRANSOL y ACSOL son interfaces que trabajan sobre el programa TRNSYS, método de cálculo que se describe en el Capítulo 3. Los resultados ofrecidos por ambos programas se basan en el cálculo de la fracción solar cubierta con una instalación solar definida por el usuario. Es labor del usuario final el elegir tanto el área de captación como el volumen de acumulación, además del resto de características de la instalación. Por lo tanto, el cálculo no ofrece un resultado óptimo de actuación sino que presupone que el usuario debe repetir el cálculo las veces que sean necesarias para alcanzar la mejor solución en su diseño de la instalación. En ambos casos el programa solicita valores de caudales y longitudes de tubería que pueden no estar totalmente definidos en la instalación y que pueden llevar a la acumulación de errores en el cálculo que ofrecen.

A continuación se muestra la fracción solar que cubre una instalación solar con 50 m<sup>2</sup> de área de captación y un volumen de acumulación de 2.000 l, para los distintos perfiles estudiados en este capítulo, aplicados a un número de personas y ubicación iguales a los considerados para los cálculos precedentes.





**Figura 7-21 A, B, y C: Comparación mensual de la fracción solar para 2.000 l de volumen de almacenamiento según los perfiles: tarde (T), mañana (M) y DTIE (D), calculadas con los programas TRANSOL y ACSOL. D. Comparación de la fracción solar anual según el perfil y el volumen de acumulación, calculadas con los programas TRANSOL y ACSOL.**

La **Figura 7-21** muestra la gran variación existente entre los dos métodos de cálculo comerciales; tanto TRANSOL como ACSOL predicen una fracción solar menor de la instalación que la calculada mediante el programa desarrollado en esta tesis. Algo que sorprende, incluso más, es que basándose en el mismo programa de cálculo de instalaciones solares en régimen transitorio (TRNSYS), TRANSOL y ACSOL muestren resultados tan dispares entre ambas. Una de las posibles razones es que TRANSOL, a la hora de definir la temperatura de servicio de ACS, considera que la temperatura de utilización del agua caliente en los aparatos sanitarios es normalmente menor que la temperatura del agua acumulada en el acumulador solar o en el acumulador auxiliar, si existe, y se consigue mediante la mezcla con agua fría de la red. Por tanto, TRANSOL considera ambas mezclas, la mezcla del ACS en los mismos puntos de consumo y la mezcla realizada por válvulas termostáticas aguas arriba de los acumuladores, ya sean solares o auxiliares.

En términos de energía global de la instalación, los programas ofrecen los siguientes resultados:

kWh	PERFIL TARDE		
	TRANSOL	ACSOL	MODELO
E. solar incidente	93.073	87.731,46	119.277,8
Q.util captadores	31.758	27.965,77	59.333,33
Pérdidas captadores	61.315	59.765,69	59.944,47
Pérdidas tuberías	1.517	524,52	1.745,28
Pérdidas acumulador	1.626	1.900,167	13.56,14
Q ACS solar	28.614	25.411,2	53.194,44

%	TRANSOL	ACSOL	MODELO
$\eta$ captador	34	31,88	49,7
$\eta$ solar	30,74	28,96	44,6

PERFIL MAÑANA			
kWh	TRANSOL	ACSOL	MODELO
E. solar incidente	93.073	87.731,46	119.277,8
Qutil captadores	31.512	27.872,24	59.527,78
Pérdidas captadores	61.561	59.859,22	59.750,02
Pérdidas tuberías	1.530	513,17	1.832,78
Pérdidas acumulador	1.687	2.025,35	1.325,56
Q ACS solar	28.295	25.190,84	52.916,67
%	TRANSOL	ACSOL	MODELO
$\eta$ captador	34	31,77	49,9
$\eta$ solar	30,4	28,71	44,4

PERFIL DTIE			
kWh	TRANSOL	ACSOL	MODELO
E. solar incidente	93.073	87.731,46	119.277,8
Q util captadores	34.513	29.697,01	61.500
Pérdidas captadores	58.560	58.034,45	57.777,8
Pérdidas tuberías	1.501	556,52	1.429,72
Pérdidas acumulador	1.683	2.212,34	1.412,35
Q ACS solar	31.330	26.783,32	55.027,78
%	TRANSOL	ACSOL	MODELO
$\eta$ captador	37	34	51,6
$\eta$ solar	33,7	30,5	46,1

Tabla 7-10: Comparación de las actuaciones anuales de la instalación solar mediante el uso de TRANSOL, ACSOL y el modelo desarrollado en esta tesis.

## 7.8 Ahorro energético, económico y reducción del impacto medioambiental

Para desarrollar este apartado se plantearon los siguientes supuestos, calcular los valores de ahorro energético, económico y de reducción del impacto medioambiental de la instalación experimental bajo estudio, aplicada a la producción de ACS, o estudiar una instalación nueva que presenta el volumen de acumulación óptimo. Finalmente se optó por esta última ya que resulta la más representativa dado que los precios son los actuales del mercado y está ajustada a la demanda de ACS de 188 personas.

### 7.8.1 Estudio del ahorro de energía primaria

Para calcular el ahorro energético por la utilización de la instalación solar bajo la aplicación de abastecimiento de agua caliente sanitaria a 188 personas, con la temperatura del agua de red de Madrid y los tres perfiles de consumo estudiados: tarde, mañana y DTIE, se necesita conocer la demanda de energía y la fracción solar.

La fracción solar anual se obtiene de la **Tabla 7-11** para los distintos perfiles de demanda estudiados. Tal y como puede verse en la **Tabla 7-11**, su valor es prácticamente el mismo para los perfiles de mañana y tarde, pero difiere del valor del perfil DTIE:

Fracción solar anual	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
2.000 l	61,7%	61,1%	63,7%

**Tabla 7-11: Fracción solar anual para un acumulador de 3000 l.**

Para el cálculo de la demanda se aplica el CTE 2006, (1), de modo que se suministran 22 litros por persona y día, a una temperatura de 60°C. El cálculo se realiza mes a mes, dado que cada mes tiene una temperatura de agua de red diferente.



<b>Demanda ACS</b>	<b>kWh</b>	<b>kWh/vivienda</b>
<b>ENERO</b>	7.741,67	164,72
<b>FEBRERO</b>	7.240,67	154,06
<b>MARZO</b>	7.444,44	158,39
<b>ABRIL</b>	6.916,67	147,16
<b>MAYO</b>	6.847,22	145,68
<b>JUNIO</b>	6.194,44	131,80
<b>JULIO</b>	5.955,56	126,71
<b>AGOSTO</b>	6.102,78	129,85
<b>SEPTIEMBRE</b>	6.111,11	130,02
<b>OCTUBRE</b>	6.997,22	148,88
<b>NOVIEMBRE</b>	7.202,78	153,25
<b>DICIEMBRE</b>	7.741,67	164,72
<b>ANUAL</b>	<b>82.500</b>	<b>1.755,32</b>

**Tabla 7-12: Demanda mensual y anual de ACS a 60°C para 188 personas.**

Una vez determinada la demanda anual se calcula el ahorro de energía térmica que supone la utilización de la energía solar.

<b>Ahorro energía térmica</b>	<b>P. Tarde</b>	<b>P. Mañana</b>	<b>P. DTIE</b>
<b>kWh</b>	50.916,67	50.416,67	52.555,56
<b>kWh/vivienda</b>	1.083,33	1.072,69	1.118,20

**Tabla 7-13: Ahorro de energía térmica anual según los perfiles de consumo.**

Suponiendo un rendimiento medio de las calderas de acumulación, Capítulo 2, en torno al 95% se obtiene la energía primaria ahorrada:

<b>Ahorro energía primaria</b>	<b>P. Tarde</b>	<b>P. Mañana</b>	<b>P. DTIE</b>
<b>kWh</b>	53.583,33	53.055,56	55.305,56
<b>kWh/vivienda</b>	1.140,07	1.128,84	1.176,71

**Tabla 7-14: Ahorro de energía primaria anual según los perfiles de consumo.**

Comparando el consumo de energía primaria de la instalación convencional frente al consumo de energía de la instalación solar se puede comprobar que hay una gran disminución en el consumo. Posteriormente se calcularán en términos económicos y medioambientales la contribución del uso de la energía solar.

Consumo energía primaria	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
Sólo caldera [kWh]	86.833,33	86.833,33	86.833,33
[kWh/vivienda]	1.847,52	1.847,52	1.847,52
Solar + caldera [kWh]	33.250	33.777,78	31.527,78
[kWh/vivienda]	707,44	718,68	670,80

**Tabla 7-15: Ahorro de energía primaria anual según los perfiles de consumo.**

### 7.8.2 Caldera auxiliar

Para conocer la potencia de la caldera y el acumulador térmico que necesita la instalación de apoyo, se utilizan las indicaciones del DTIE 1.01, Viti 1994 (3). El dimensionado de la caldera de respaldo está basado en que puede necesitarse atender el 100% de la demanda de ACS mediante el dispositivo de respaldo, cuando las condiciones de insolación así lo determinen.

DEFINICION	PARÁMETROS
Número viviendas	$N = \frac{188per}{4per/vivienda} = 47 viviendas$ Ecuación 7-12
Consumo agua edificio	$Q_{edificio} = 22 \frac{lper}{día} \cdot 188per = 4136 \frac{l}{día}$ Ecuación 7-13
Consumo máximo	$Q_{max} = 0,75 \cdot 4.136 \frac{l}{día} = 3.102 \frac{l}{día}$ Ecuación 7-14
Periodo de punta	$T = 5 \cdot \frac{N^{0,905}}{15 + N^{0,920}} = 3,3horas$ Ecuación 7-15
Coefficiente de simultaneidad	$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N-1}} + 0,17 = 0,32$ Ecuación 7-16
Caudal máximo horario	$C_{max} = \frac{Q_{max} \cdot \varphi}{3.600} = 0,28l/s$ Ecuación 7-17
Factor de forma del acumulador (altura-diámetro)	$f_f = \frac{H}{D} = 2$ Ecuación 7-18
Factor de mezcla del acumulador	$f_m = 0,98$ Ecuación 7-19
Tiempo de preparación	$t_p = 2h$ Ecuación 7-20
Volumen útil del acumulador	$V_u = \frac{C_{max}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{t_p \cdot f_m}} = 1.239,5l$ Ecuación 7-21
Volumen efectivo del acumulador	$V = \frac{V_u}{f_m} = 1264,8l$ Ecuación 7-22
Salto térmico agua consumo	$\Delta t = 60^{\circ}C - \min(t_{red}) = 52^{\circ}C$ Ecuación 7-23
Potencia útil caldera	$P_u = \frac{4,18 \cdot \Delta t \cdot C_{max} \cdot T}{t_p + T} = 37,89kW$ Ecuación 7-24
Pérdidas por disponibilidad	$P_d = \frac{0,55 \cdot V}{1.000} = 0,70 kW$ Ecuación 7-25
Pérdidas por la red de distribución	$P_d = 0,3 \cdot P$ Ecuación 7-26
Potencia de la caldera	$P = P_u + P_d + P_d = 55,12kW$ Ecuación 7-27

**Tabla 7-16: Dimensionado de una caldera de respaldo para la instalación solar de ACS de acuerdo con el DTIE 1.01 Viti 1994 (3).**

Por tanto se necesita una caldera de 55,12 kW como mínimo y acumulador térmico de volumen 1.264,8l.

### 7.8.3 Estudio reducción del impacto medioambiental

#### 7.8.3.1 Reducción de gases contaminantes y de efecto invernadero

El uso de las energías renovables en cualquier sector resulta principalmente en una reducción del impacto medioambiental.

Los efectos de reducción sobre del principal contaminante del gas natural están recogidos en la **Tabla 7-17**:

Contaminantes	[kg/kWh <sub>GN</sub> ]	P. Tarde [kg]	P. Mañana [kg]	P. DTIE [kg]
CO <sub>2</sub>	0,2	10.716,67	10.611,11	11.061,11

**Tabla 7-17: Reducción de CO<sub>2</sub> anual.**

#### 7.8.3.2 Ciclo de vida de la energía solar térmica de baja temperatura

Al igual que cualquier otro producto, los suministros energéticos domésticos, en mayor o menor medida, causan impactos en el medio ambiente a lo largo de todas las fases de su ciclo de vida y en concreto se puede aplicar a la energía solar térmica de baja temperatura, Rodrigo et al. 2008, (5).

El concepto de ciclo de vida hace referencia al proceso de consideración de todos los recursos empleados y de todas las implicaciones ambientales asociadas a la vida de un producto o servicio, Rodrigo et al. 2008, (5).

Los indicadores de impacto seleccionados en (5), son:

- Emisiones de sustancias ácidas: acidificación.
- Emisiones atmosféricas de efecto invernadero: cambio climático.
- Enriquecimiento excesivo en macronutrientes en aguas por presencia de nitrógeno y fósforo: eutrofización.
- Impacto sobre la salud humana: toxicidad humana.
- Emisiones radioactivas: radiación ionizante.
- Formación de compuestos oxidantes altamente reactivos: formación de oxidantes fotoquímicos.
- Recursos no renovables: recursos abióticos.
- Destrucción de la capa de ozono.
- Consumo de agua dulce.

La **Tabla 7-18** muestra los resultados de la evaluación ambiental de la producción de 1 kWh térmico con una instalación solar térmica de baja temperatura, frente al resto de opciones disponibles actualmente para la producción de dicho tipo de energía. No se contempla la opción de atender la demanda de calor para ACS con energía eléctrica, dado el fuerte consumo energético, económico e impacto ambiental que conlleva. Todos los impactos son debidos a la fabricación y montaje de la propia instalación, siendo su impacto prácticamente nulo durante la operación del sistema, no se contabilizan los impactos debidos al desmontaje, achatarramiento y gestión de residuos generados por las distintas tecnologías.

Entre los distintos elementos que componen la instalación, los captadores solares son los que tienen un mayor impacto, suponiendo más del 90% del impacto en todos y cada uno de los indicadores.

Indicador por kWh producido	Solar térmica	Gas Natural	Gasóleo	Biomasa
Acidificación [kg SO <sub>2</sub> eq]	2,13 10 <sup>-5</sup>	9,70 10 <sup>-5</sup>	2,51 10 <sup>-5</sup>	4,97 10 <sup>-4</sup>
Cambio climático [kg SO <sub>2</sub> eq]	2,54 10 <sup>-3</sup>	0,256	0,317	5,60 10 <sup>-2</sup>
Eutrofización [kg PO <sub>4</sub> <sup>-3</sup> ]	2,13 10 <sup>-6</sup>	2,03 10 <sup>-5</sup>	5,38 10 <sup>-4</sup>	8,00 10 <sup>-5</sup>
Toxicidad humana [kg Pb]	3,55 10 <sup>-5</sup>	5,78 10 <sup>-5</sup>	4,28 10 <sup>-4</sup>	1,03 10 <sup>-4</sup>
Radiación ionizante [DALY]	1,69 10 <sup>-11</sup>	5,80 10 <sup>-11</sup>	1,54 10 <sup>-10</sup>	7,55 10 <sup>-10</sup>
Formación oxidantes fotoquímicos [kg etileno eq.]	1,44 10 <sup>-6</sup>	1,52 10 <sup>-5</sup>	6,10 10 <sup>-5</sup>	2,32 10 <sup>-5</sup>
Agotamiento de recursos abióticos [kg petróleo eq.]	8,54 10 <sup>-4</sup>	0,109	0,104	1,82 10 <sup>-2</sup>
Destrucción capa de ozono [kg CFC-11 eq.]	3,44 10 <sup>-10</sup>	2,51 10 <sup>-8</sup>	4,06 10 <sup>-8</sup>	3,41 10 <sup>-9</sup>
Consumo de agua dulce [kg agua eq.]	1,76 10 <sup>-2</sup>	3,24 10 <sup>-2</sup>	0,161	0,360

**Tabla 7-18: Indicadores de impacto ambiental potencial de la producción de 1 kWh de energía a partir de los distintos suministros térmicos domésticos (5).**

Tal y como puede observarse, el uso de la energía solar térmica presenta el menor de los impactos en los 9 estudiados. Estos resultados coinciden con los mostrados en Rey-Martínez et al. 2008, (6) y resumidos en la **Figura 7-22**. Los cuatro factores estudiados en dicho trabajo presentan un menor daño al medio ambiente contabilizando tanto los daños de la infraestructura como los de operación de ambas plantas para un horizonte temporal de 25 años.

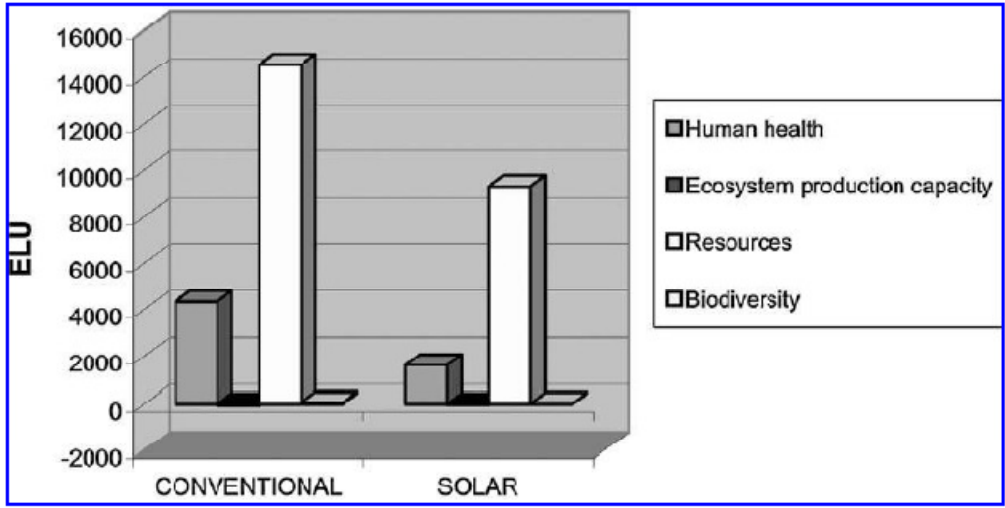


Figura 7-22: Contribución a cada categoría de daño al medioambiente de una instalación solar comparada con una caldera de gas natural, (6).

### 7.8.4 Estudio económico

#### 7.8.4.1 Inversión inicial

La inversión inicial necesaria para utilizar la energía solar térmica resulta elevada, dado que los componentes principales tienen un precio alto, tales como el campo de captadores y el acumulador térmico. Además, se debe incorporar necesariamente una caldera convencional, típicamente de gas natural, que aporte energía cuando sea necesario; bien es cierto que ésta ya ha de estar disponible en la instalación convencional de ACS. Por lo tanto, la incorporación de la instalación solar de ACS produce un sobrecoste en comparación con una instalación convencional.

El coste inicial de la instalación experimental resultó ser en el año 2000, el precio de la factura aparece en la moneda antigua, peseta, por lo que se ha pasado a euro multiplicando por 166,386 €/Pta.

INVERSIÓN INICIAL	Unidad	Precio unidad	TOTAL
CAPTADORES	20	434,53€	8.690,64€
PURGADORES	4	21,64€	86,55€
CONJUNTO CONEXION	5	91,93€	159,66€
TUBOS UNIÓN	15	14,82€	222,22€
ENGANCHE TEJADO PLANO	1	849,95€	849,95€
REGULACION ELECTRÓNICA	1	226,88€	226,88€

<b>PORTES CAPTADORES</b>	1.003,15€	1.003,15€
<b>MANO OBRA Y RESTO MATERIAL</b>	2.424,59€	2.424,59€
<b>CIRCUITO PRIMARIO*</b>	2.679,05€	2.679,05€
<b>CIRCUITO SECUNDARIO**</b>	4.795,47€	4.795,47€
<b>INGENIERÍA</b>	2.056,60€	2.056,60€
<b>TOTAL</b>		<b>23.194,76€</b>

**Tabla 7-19: Inversión inicial de la instalación experimental.**

\*Incluye: redes de tuberías, válvulas, bombas y demás elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación, mano de obra, transporte de materiales... completamente terminado.

\*\*Incluye: redes de tuberías, acumulación, intercambiador, válvulas, bombas y demás elementos necesarios para el correcto funcionamiento de la instalación, mano de obra, transporte de materiales... completamente terminado. El acumulador es el componente más costoso.

Si la instalación se adquiriese en la actualidad los precios serían los siguientes:

<b>INVERSIÓN INICIAL</b>	<b>Unidad</b>	<b>Precio unidad</b>	<b>TOTAL</b>
<b>CAPTADORES (VITOSOL 100)</b>	18	875,00€	15.750€
<b>ACUMULADOR TERMICO 2m<sup>3</sup> ACERO VITRIFICADO</b>	1	4.000€	4.000€
<b>INTERCAMBIADOR CALOR</b>	1	1.242€	1.242€
<b>CALDERA GAS NATURAL MODULANTE DE CONDENSACIÓN CON MICROACUMULACIÓN POTENCIA DE 10,8-32,4kW</b>	2	2.320€	4.640€
<b>MANO OBRA PORTES Y RESTO DE MATERIAL*</b>			25% TOTAL
<b>INGENIERIA*</b>			10% TOTAL
<b>TOTAL</b>			<b>39.433,85€</b>

**Tabla 7-20: Inversión inicial de la instalación en 2009.**

\*Relación obtenida a partir de los datos del presupuesto real de la instalación experimental, y supuestas constantes en el tiempo

#### 7.8.4.2 Ahorro económico

El cálculo del ahorro económico en una instalación solar térmica de ACS proviene únicamente del ahorro en el combustible quemado en la caldera, en este caso gas natural.

La tarifa de gas natural se divide en los distintos tipos de consumidores; en el caso de la Comunidad de Vecinos a la que supuestamente pertenezca la instalación se aplicaría la tarifa de alto consumo, desglosándose en:

- Término fijo: 43,66€/mes.
- Término variable: 0,037520€/kWh.

Ahorro económico[€/año]	P. Tarde	P. Mañana	P. DTIE
<b>Término fijo</b>	523,92	523,92	523,92
<b>Término variable</b>	2.010,45	1.990,65	2.075,06
<b>TOTAL</b>	2.534,37	2.514,56	2.598,98

**Tabla 7-21: Ahorro económico anual.**

La instalación solar necesitará un mantenimiento, por lo que se considera el eventual vaciado y posterior llenado de la instalación 2 ó 3 veces al año, lo que supone una mañana de trabajo, donde también se puede aprovechar para limpieza de filtros y sustitución de juntas de estanqueidad y elementos deteriorados por el uso como aislamientos, purgadores, retenes, etc. Una vez al año debería de verificarse el correcto funcionamiento de los elementos de seguridad como válvulas de sobrepresión, y de los instrumentos de medida y control que incorpora la instalación: sensores y centralita. Además está la sustitución del anticongelante una vez al año. Finalmente la sustitución de bombas puede suponer un coste adicional significativo que puede contemplarse como eventual, una vez en la vida de la instalación.

Como gastos de mantenimiento se tomará un 1% del coste inicial de la instalación solar siendo por tanto: 394,35€/año

#### 7.8.4.3 *Periodo de amortización*

Para calcular el periodo de amortización de la instalación solar se aplica la ecuación del valor neto añadido.

$$VAN(n) = -I + \frac{CF}{(1+r)} + \frac{CF}{(1+r)^2} + \dots + \frac{CF}{(1+r)^n}$$

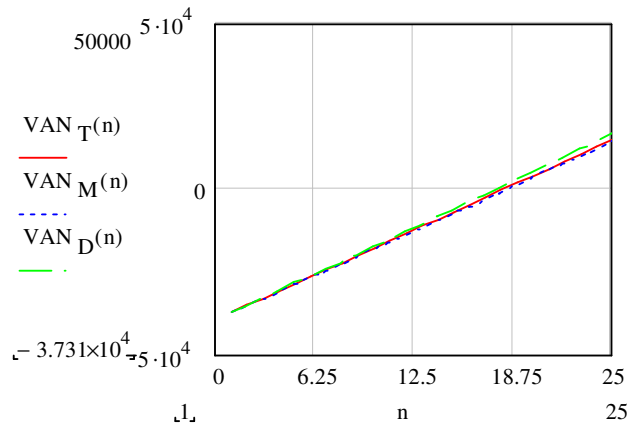
**Ecuación 7-28**

El flujo de caja CF se obtiene de la diferencia entre los ahorros y los gastos de mantenimiento definidos en el apartado anterior.



El valor de  $r$  se obtiene como la diferencia entre el valor del Euribor 3 meses, (0,729 a fecha del 30 de noviembre de 2009 consultado en Bloomberg Finance (7)) y el valor de la inflación (0,6 a fecha del 30 noviembre de 2009 consultado en Reuters 3000 (8)).

El valor de  $n$  se obtendrá igualando la expresión a cero, si se representa gráficamente se obtiene la **Figura 7-23**.



**Figura 7-23: Rentabilidad anual de la instalación solar[€/año].**

Obteniéndose que la instalación se amortiza entorno a los 18 años, **Figura 7-23**, casi independientemente del perfil de consumo.

## 7.9 Conclusiones

En el capítulo que se concluye, se pueden destacar los siguientes puntos:

### Respecto a la demanda atendida:

- Se han utilizado los datos de la estación meteorológica recogidos a lo largo de 4 años para definir un día tipo de cada mes. A partir de los valores obtenidos de esa base de datos se ha buscado, en el año bajo estudio, el día del mes que mayor similitud presentaba en su irradiación horizontal, disponiéndose con ello de valores instantáneos reales de variables ambientales y de proceso.
- Se ha aplicado el modelo descrito en esta tesis para la temperatura del agua de red de Madrid y se ha determinado con el número de personas que la instalación solar experimental podría dar servicio, en el marco del CTE, resultando ser 188 personas.
- Se han elegido 3 perfiles de consumo diferentes, ya descritos en el capítulo 2 de esta tesis, en concreto: perfil de mañana, perfil de tarde y perfil DTIE, todos

ellos modulados con el perfil mensual correspondiente, presentes todos ellos en los modelos basados en TRNSYS.

- Se ha determinado la fracción solar obtenida para los distintos perfiles, con la instalación experimental comprobándose que se cumplen los requisitos del CTE 2006, (1) dando una fracción solar superior al 60% en todos los casos, aunque en los meses de verano julio y agosto hay que disipar energía.

#### Respecto del volumen óptimo de acumulación:

- Se ha realizado una comparación entre la demanda de ACS mensual y la energía disponible para establecer un método de cálculo del volumen óptimo de acumulación. Para la aplicación analizada se ha obtenido un valor de 2.000 l.
- Mediante la aplicación del modelo a distintos volúmenes de acumuladores comerciales se ha comprobado la fracción solar obtenida con cada uno de ellos.
- Para una instalación de 50m<sup>2</sup> de captadores, el CTE recomienda que el volumen de acumulación esté entre 2.500 l y 9.000 l, por lo que también se ha extendido el cálculo a dichos valores.
- Del estudio para los distintos volúmenes se recoge que el aumento en la fracción solar debido al uso de acumuladores de gran tamaño es insuficiente para compensar su uso; incluso según algunos perfiles de consumo originan rendimientos, de captadores y global de la instalación, inferiores a los que se obtienen con volúmenes de acumulador menores.
- La relación entre el volumen óptimo del acumulador y la superficie de captadores es de: 44,4 l/m<sup>2</sup>.
- La relación entre la superficie de captación por persona es de 0,24 m<sup>2</sup>/persona.

#### Respecto a la comparación con otros métodos de cálculo:

- Comparando los resultados de fracción solar obtenidos mediante el modelo, para el volumen óptimo, con los métodos comerciales TRANSOL y ACSOL, ambos basados en TRNSYS, se comprueba que los valores de fracción solar anual obtenidos con ellos son inferiores a los que predice el modelo validado experimentalmente.

#### Respecto al ahorro energético, económico y reducción del impacto ambiental:

- El uso de la energía solar térmica en el sector residencial provoca una elevada reducción del consumo de energía primaria, típicamente gas natural, provocando consecuentemente una reducción del impacto ambiental de 228,01 kg CO<sub>2</sub> para el perfil de tarde, de 225,77 kg CO<sub>2</sub> para el perfil de mañana y de 235,34 kg de CO<sub>2</sub> para el perfil DTIE.

- Se ha obtenido un presupuesto con valores actuales de la instalación solar de modo que se puede calcular el periodo de amortización de la misma, resultando ser de 18 años.
- El ciclo de vida de las instalaciones solares comparándolo con el resto tipo de suministros térmicos, es el que menor impacto tiene en el medio ambiente.

## 7.10 Bibliografía

1. *Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación*. **CTE**. 2006, BOE 28/03/06.
2. **UNE:94002**. *Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética*. s.l. : AENOR, 2005.
3. **Viti, A**. *DTIE 1.01: Preparación de agua caliente para usos sanitarios*. [ed.] ATECYR. s.l. : EL INSTALADOR, 1994.
4. **AIGUASOL**. *TRANSOL 2.1*. 2009.
5. **Rodrigo, J., y otros**. *El consumo de energía y el medio ambiente en la vivienda en España. Análisis de ciclo de vida (ACV)*. Barcelona : Fundación Gas Natural, 2008.
6. *Life Cycle Analysis of a thermal solar installation at a rural house in Valladolid (Spain)*. **Rey-Martínez, F.J., y otros**. 2008, Environmental Engineering Science 25, págs. 713-724.
7. **BLOOMBERG-FINANCE**. 2009.
8. **REUTERS\_3000**. 2009.



# 8 VIABILIDAD DE LAS INSTALACIONES SOLARES EN APLICACIONES MÚLTIPLES

## CONTENIDO

8	VIABILIDAD DE LAS INSTALACIONES SOLARES EN APLICACIONES MÚLTIPLES .....	431
8.1	Resumen.....	431
8.2	Introducción .....	432
8.3	Objetivos del capítulo .....	433
8.4	Aplicación de la energía solar a la producción de climatización.....	434
8.4.1	Descripción de una instalación.....	436
8.4.2	Resultados experimentales .....	437
8.4.3	Aplicación a una vivienda unifamiliar .....	442
8.4.4	Comparación económica y medioambiental con un sistema convencional de climatización .....	446
8.4.5	Sensibilidad a la fracción solar y al COP de la máquina de absorción....	448
8.5	Políticas específicas en apoyo al desarrollo de la energía solar: .....	450
8.5.1	Un caso representativo: Grecia.....	452
8.5.2	El caso de España.....	457
8.6	Conclusiones.....	461
8.7	Bibliografía .....	463

### 8.1 Resumen

Este capítulo presenta, a partir de un estudio realizado en la instalación solar de la UC3M en el verano de 2004 sobre la producción de Aire Acondicionado, las aplicaciones de la energía solar en viviendas y los marcos políticos y legales necesarios para el adecuado desarrollo e implantación de dicha tecnología en los hogares. Aparte de proporcionar resultados experimentales útiles al diseño de instalaciones de este tipo, se realiza un análisis de la viabilidad de esta aplicación en viviendas, desde el punto de vista económico y ambiental. En el estudio se identifican los puntos fuertes y los aspectos que han de ser mejorados en este tipo de instalaciones.

## 8.2 Introducción

Las aplicaciones posibles de las instalaciones solares térmicas a los edificios de viviendas son la producción de agua caliente sanitaria, la calefacción, la climatización y la cocina solar. Dado que la mayor radiación solar se obtiene en verano, son muchos los trabajos que apuntan al uso de la tecnología solar conjuntamente con las máquinas de absorción como sustituta parcial o total de las instalaciones de climatización por compresión mecánica, IEA Task 38, 2009 (1). La utilización de climatización en las viviendas se está extendiendo en España, ya que las temperaturas ambiente durante el verano son superiores a los 35°C, causando un aumento en el consumo de electricidad y un impacto ambiental asociado a las pérdidas de refrigerantes en máquinas frigoríficas de compresión mecánica de vapor. Se ha realizado una investigación experimental en climatización solar por absorción en la Universidad Carlos III de Madrid (UC3M) para evaluar dicha alternativa con menor impacto ambiental. La instalación está basada en un campo de 50 m<sup>2</sup> de captadores solares planos alimentando una máquina de absorción de simple efecto de BrLi/H<sub>2</sub>O a través de un acumulador térmico de agua caliente. Los parámetros experimentales de operación se han recopilado a lo largo de la temporada de verano de 2004, en intervalos de 10 minutos, permitiendo tener todos los datos relevantes. Los resultados muestran que la máquina de absorción produce una potencia de climatización de 6-10 kW, con una potencia de entrada en el generador de 10-15 kW, logrando un periodo medio de climatización de 6,5 horas, trabajando de forma autónoma con energía solar. Se calcula la demanda y la carga térmica de una vivienda unifamiliar con una superficie total de 90 m<sup>2</sup> para evaluar la aplicabilidad de dicha tecnología. El máximo de demanda está en torno a los 6-8 kW. La fracción solar de climatización que produce la instalación solar es del 56%. Este trabajo muestra resultados de rendimiento del sistema, la inversión económica necesaria, los ahorros de energía y económicos, además de un estudio de la reducción del impacto ambiental comparando dicha tecnología con las máquinas convencionales de compresión mecánica. Se realiza también un estudio de sensibilidad al tamaño del campo de captadores, para obtener un porcentaje razonable de la demanda de climatización. Los resultados indican que el dimensionado de la instalación bajo estudio es adecuado para atender un porcentaje significativo de la demanda de climatización de una vivienda unifamiliar.

Una de las grandes ventajas que posee la absorción reside en que no utiliza refrigerantes beligerantes con el medio ambiente; sin embargo, frente a los sistemas convencionales presentan un COP bajo. Por ello, si se realiza un estudio energético y económico en profundidad se pone en evidencia que en determinadas condiciones de trabajo no se produce el esperado ahorro de energía y coste, necesitando un mayor aporte de energía renovable para ser competitiva. Por otro lado, si la instalación solar

únicamente se plantea para producir climatización resulta difícil que el periodo de amortización sea menor que la vida útil de algunos de los componentes que la integran.

Esto ha dado lugar al estudio de sistemas solares multipropósito que son capaces de dar respuesta a una parte de las demandas térmicas de los edificios, como la calefacción, la climatización y el agua caliente sanitaria; trabajando de forma continuada y reduciendo así los periodos de amortización.

Siguiendo esa línea de trabajo otros investigadores han evolucionado hacia prototipos de edificios, denominados edificios autosuficientes y/o con una demanda de energía reducida, en los que conjuntamente con la aplicación de la arquitectura bioclimática, se produce mediante la combinación de las distintas energías renovables toda la energía demandada, siendo la principal la energía solar, como se ha visto en el capítulo 3.

Toda esta investigación se inspira en políticas llevadas a cabo por los diferentes países que apoyan el desarrollo de la energía solar.

### **8.3 Objetivos del capítulo**

Los objetivos de este capítulo son principalmente poner de manifiesto la viabilidad de las instalaciones solares térmicas en los edificios de viviendas. Basándose en un estudio experimental llevado a cabo en el verano de 2004, de la instalación solar presente en la Universidad Carlos III de Madrid, en su aplicación de climatización utilizando una máquina de absorción. Dicho trabajo dio lugar a una presentación en un congreso internacional y posteriormente a una publicación en la revista *Applied Thermal Engineering*. A partir de los datos obtenidos de este estudio, queda en evidencia que resulta adecuado evolucionar hacia sistemas multipropósito en los que la instalación solar permita dar servicio a varias aplicaciones, de modo que su amortización sea más rápida y la energía recogida se pueda aprovechar a lo largo de todo el año. Para ello se hará un breve estudio de los sistemas multipropósito, concluyendo con la posibilidad de integración de la energía solar activa, instalaciones térmicas en este caso, con la energía solar pasiva de la edificación bioclimática. Propuestas de este tipo han dado lugar a prototipos de viviendas autosuficientes desde el punto de vista energético.

Resulta interesante finalizar el capítulo revisando las políticas específicas que se han desarrollado en los diferentes países, para apoyar el desarrollo y aplicación de la energía solar en la edificación.

## 8.4 Aplicación de la energía solar a la producción de climatización

En el pasado siglo, la comunidad científica destinó muchos esfuerzos para avanzar en la sostenibilidad en las viviendas en dos direcciones principales: reduciendo el aporte de energía externa y utilizando energías renovables para el resto. En ambos sentidos, la aplicación de energía solar goza de popularidad, dado que incrementa la independencia energética y la sostenibilidad, al mismo tiempo que ofrece un impacto ambiental casi nulo. Dermibas 2006 (2) y Rodríguez et al. 2008, (3) realizan un trabajo en el que se propone contribuir al desarrollo de técnicas que reduzcan el consumo de electricidad para obtener climatización en las viviendas. En su contribución para llegar a esa meta realizan una investigación experimental utilizando la tecnología actual para mostrar las posibilidades y barreras de esta aplicación. En Europa, existe un objetivo estratégico de sostenibilidad, que pasa por reducir el consumo de la energía primaria, al igual que incrementando la fracción de energías renovables en la calefacción y climatización de edificios, pues ello representa el 40% del consumo total de energía, Directiva 2002/91/EC 2003 (4). Una acción política en curso promueve la calefacción y climatización a partir de energías renovables, promovida por la EU Commission's Impact Assessment, Mercier et al. 2006 (5).

En España, a pesar de que el consumo de energía primaria en las viviendas es menor, aproximadamente el 20% (6), existe un pico en el consumo de electricidad cada verano debido al uso de aparatos de climatización eléctricos, con el riesgo de sobrecargar la red y eventualmente provocar apagones. El pico de electricidad aumenta cada año, dado que se están instalando aparatos de climatización a un ritmo elevado. En 2003, el valor era de 34 GW, en 2004 de 36 GW y en 2005 de 38GW, REE 2005 (7). En 2005, 1,3 millones de unidades de climatización se vendieron (principalmente del tipo Split para viviendas residenciales) y se construyeron 0,6 millones de casas aproximadamente.

Otro problema es que los sistemas de compresión mecánica utilizan como refrigerante R407C. Tiene un potencial de destrucción de la capa de ozono nulo (ODP), pero su poder directo de calentamiento global (GWP) en un horizonte de 20 años es muy alto: 3.200, Rodríguez et al. 2004 (8), suponiendo un riesgo de efecto invernadero por fugas.

Las tecnologías actuales en el mercado para la producción de agua fría, utilizando la energía solar son: máquinas de absorción, con absorbente líquido y sólido, y la adsorción sólida. Los más desarrollados comercialmente hablando son los sistemas de absorción, Henning 2007 (9).

Una de las ventajas de estas tecnologías es que la carga de climatización se produce casi simultáneamente con la disponibilidad de la radiación solar, por lo que el



almacenamiento de energía no necesita ser muy grande. Y además, supone una solución al sobrecalentamiento de los captadores solares térmicos durante la estación de verano, cuando ni la calefacción ni la demanda de agua caliente sanitaria son elevadas, muy al contrario, la demanda de calefacción es cero y la de ACS se reduce un 14%, según DTIE 1.01 Viti 1996, (10) respecto de la media anual.

Actualmente, los estudios de las tecnologías existentes están liderados por la absorción, en un 78% de los proyectos revisados, (75% utilizando BrLi/H<sub>2</sub>O y un 25% utilizando NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O). Se utilizan en combinación con captadores solares térmicos planos, en un 63% de los casos estudiados, con una temperatura del agua de proceso por debajo de los 97°C, Balaras et al. 2004 (11).

Las máquinas de absorción bajo condiciones nominales de operación tienen un COP instantáneo entre 0,5-0,73, con un valor medio del 0,66 las máquinas de BrLi/H<sub>2</sub>O y un 0,60 NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, Balaras et al. 2004 (11). El COP de los sistemas de absorción de doble efecto puede llegar hasta el 1,3, necesitando una temperatura de entrada al generador muy alta (a partir de 120°C), difícil de conseguir con la tecnología de captadores solares planos sin concentración, Henning 2007 (9).

Las máquinas de BrLi/H<sub>2</sub>O no son competitivas con los sistemas de compresión mecánica en términos de eficiencia energética (COP) a menos que exista un mínimo aporte con energías renovables o de calores residuales. En un trabajo realizado por Izquierdo et al. 1998 (12) concluyen que las máquinas de absorción de simple efecto de BrLi/H<sub>2</sub>O utilizando combustibles fósiles no son competitivas desde los puntos de vista energético, económico y medioambiental. Únicamente son competitivas si se emplea calor residual o energías renovables como parte de la energía primaria. Una conclusión similar se puede encontrar en la simulación de un sistema análogo realizado por Florides et al. 2002 (13) en TRNSYS. La biomasa o los combustibles fósiles pueden utilizarse para producir climatización como complemento a la energía solar. En este caso, la competitividad aumentaría.

Una de las limitaciones que poseen estos sistemas para un uso más amplio en el sector residencial de esta tecnología es la falta de disponibilidad de máquinas condensadas por aire de potencia pequeña, Safarik et al. 2004 (14). Actualmente existen máquinas de baja potencia en España. Un ejemplo es la ROTARTICA 045v de ROTARTICA S.A., (15), aunque ha dejado de comercializarse; ha entrado recientemente al mercado la empresa sueco-española Climate Well; sus máquinas son de CLi/H<sub>2</sub>O, similar al BrLi/H<sub>2</sub>O, en esquema de acumulación por lotes.

Las características propias de la climatología local tienen una gran influencia en el rendimiento del captador. Además, al igual que los sistemas de compresión mecánica, los de absorción sufren una limitación en la producción de frío, estancándose cuando la temperatura externa aumenta. Como consecuencia, parece importante utilizar los

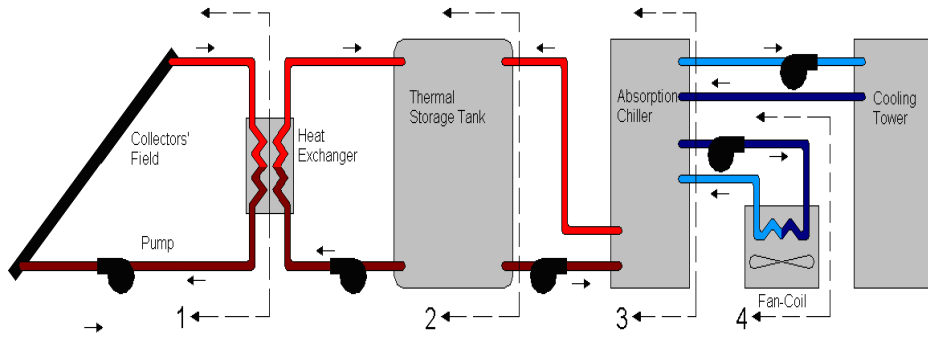
datos ambientales reales locales para los estudios y análisis para evitar sobre o infravalorar el sistema de climatización. Ya que la radiación solar varía considerablemente de año a año, se espera una gran variación en el calor aportado por el campo de captadores solares térmicos, Adsten et al. 2002 (16). Siguiendo los resultados obtenidos previamente por Izquierdo et al. 2003, (17) el 47% de la demanda de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria se puede abastecer con 50 m<sup>2</sup> de captadores, para una casa representativa del centro de España, Madrid. Consecuentemente se elige un campo de captadores solares térmicos planos de esas dimensiones que alimenta una máquina de 35 kW de potencia de BrLi/H<sub>2</sub>O de simple efecto, disponible en el Laboratorio de Ingeniería Térmica de la Universidad Carlos III de Madrid, aunque esta es mucha capacidad frigorífica para una vivienda. La configuración basada en máquina de simple efecto es la menos costosa y una de las más utilizadas, Henning 2007 (9).

#### 8.4.1 Descripción de una instalación

Rodríguez et al. 2008, (3) realizan un estudio experimental de una instalación solar, diseñada de forma flexible de modo que pueda reproducir diferentes aplicaciones, para la producción de climatización.

La instalación cuenta con 50 m<sup>2</sup> de captadores solares térmicos planos en circulación forzada con dos intercambiadores de calor en circuito cerrado. Estos dos intercambiadores son necesarios puesto que el fluido de los captadores lleva anticongelante, utilizado en las aplicaciones de invierno. El circuito secundario está compuesto de un acumulador térmico con una capacidad de 2.000 litros cuya agua se calienta mediante los intercambiadores de calor. El circuito terciario alimenta con el agua caliente del acumulador térmico el generador de la máquina de absorción. El condensador y el absorbedor de la máquina de absorción se refrigeran mediante agua, utilizando una torre de circulación abierta. El agua fría del evaporador se hace pasar por unos fan-coils para climatizar el espacio deseado. La instalación experimental produce toda el agua fría posible.

El programa de adquisición de datos guarda y muestra los datos tomados de cada sensor cada 10 minutos. Los datos están disponibles en la página: <http://termica.uc3m.es/solar.htm>



**Figura 8-1: Esquema de la instalación experimental (3).**

De acuerdo con la práctica habitual, el acumulador térmico se configuró para trabajar en modo estratificado, pensando que esta sería lo mejor para la aplicación de climatización, pero no fue ése el caso. El periodo de producción de agua fría no era satisfactorio dado que acababa temprano en la tarde cuando todavía era necesaria la climatización, ya que la temperatura exterior era aún alta. Eliminando la estratificación, forzando la entrada de agua caliente en el fondo del acumulador térmico, se consiguió una temperatura casi homogénea en su interior. Esta configuración dio mejores resultados para la aplicación de climatización porque se consiguió una mayor autonomía, al igual que una mayor producción de frío. Se evidencia un retraso en la capacidad de climatización, aportando agua refrigerada al final de la tarde. Sin embargo, la eficiencia en los captadores se vió disminuida al utilizar dicha configuración. Como se ve en la **Figura 8.1** el sistema opera sin aporte auxiliar de caldera; de esta forma la capacidad de climatización con la instalación solar puede mostrarse claramente; es decir, la máquina de absorción trabaja a carga parcial bajo condiciones no estacionarias, utilizando únicamente la energía solar disponible. Mejores resultados se podrían conseguir si se aplicara un calor suplementario ya que se alcanzaría un COP mayor, dado que la temperatura del agua a la entrada del generador de la máquina frigorífica de absorción sería mayor.

### 8.4.2 Resultados experimentales

Los datos obtenidos durante la estación de verano de 2004 se incluyen en esta sección

8.4.2.1 *Resultados instantáneos*

Los datos instantáneos permiten obtener las curvas de potencia a través de las siguientes ecuaciones:

$$Q_{cool} = \dot{m}_{cw} c_w (T_{icw} - T_{ocw})$$

**Ecuación 8-1.**

$$Q_{solar} = IA_p$$

**Ecuación 8-2.**

$$Q_{generator} = \dot{m}_{wt} c_w (T_{wgo} - T_{wgi})$$

**Ecuación 8-3.**

La **Figura 8-2** muestra el balance de energía representativo de un día de verano, correspondiente al día 28 de Julio de 2004. La radiación solar global sobre el plano horizontal presenta un perfil aparentemente Gaussiano este día, con los efectos típicos del paso de nubes sobre el campo de captadores. La potencia de los captadores sigue la curva de la radiación solar. Existe un retraso entre la curva de potencia del captador y la curva de potencia de climatización.

En el día elegido, debido a la presencia del acumulador térmico, se obtiene una potencia de climatización significativa, por más de dos horas de las 18 a las 20 horas, cuando la potencia de los captadores ya es nula. De acuerdo con la curva de temperatura exterior, se puede concluir que dicho retraso resulta beneficioso. De hecho, como se muestra en la siguiente sección, el máximo valor de la carga de climatización de la vivienda seleccionada se alcanza a las 18 horas aproximadamente. Durante el periodo de climatización de este día, se obtiene un valor medio de potencia de 3 kW. Para una más detallada descripción se recomienda consultar el trabajo realizado por Syed et al. 2005 (18).

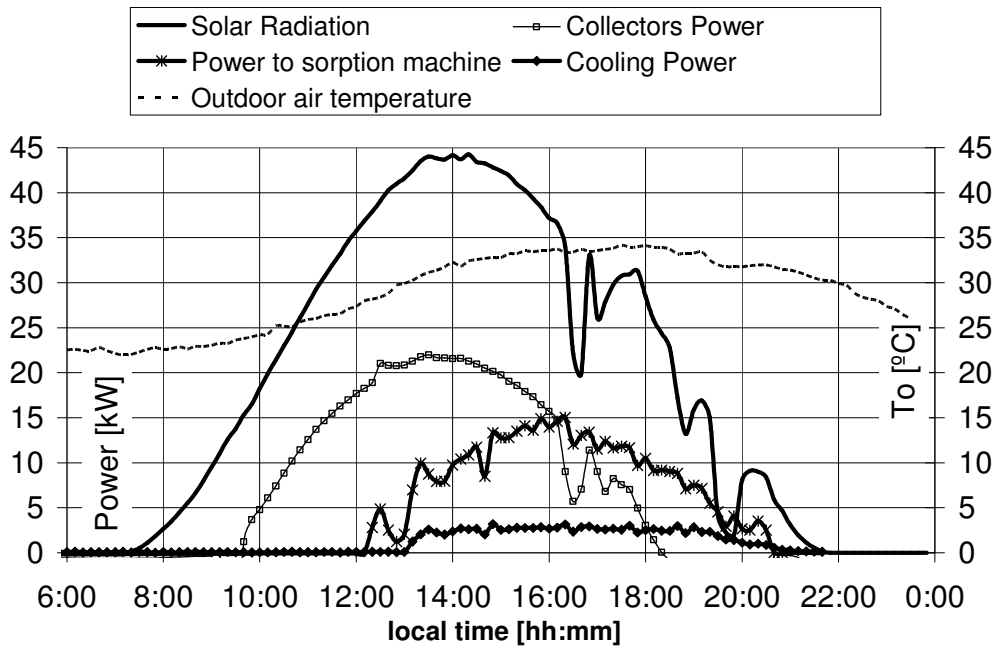


Figura 8-2: Potencia térmica instantánea y temperatura ambiente correspondiente al día 28 de Julio de 2004 (3).

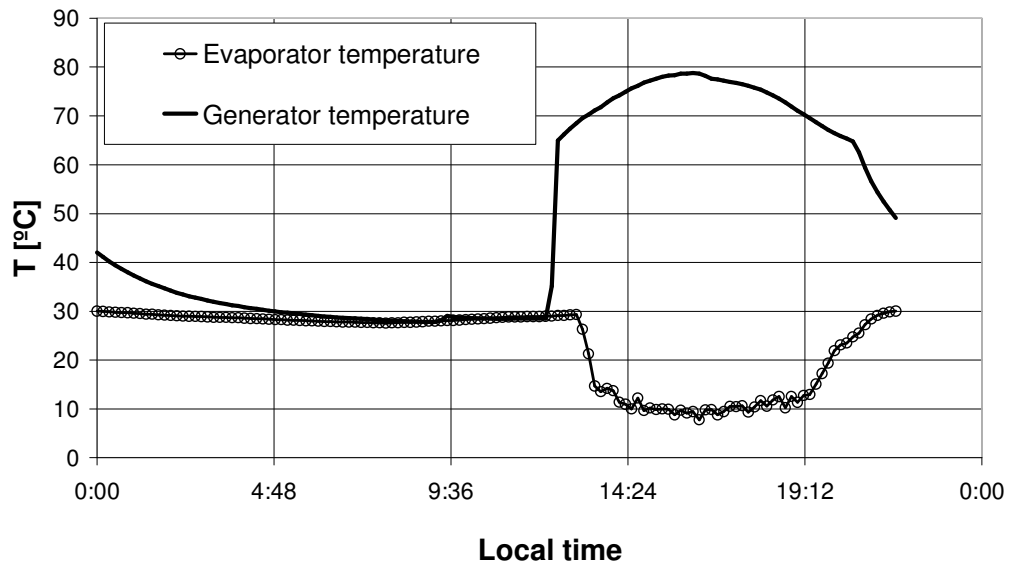
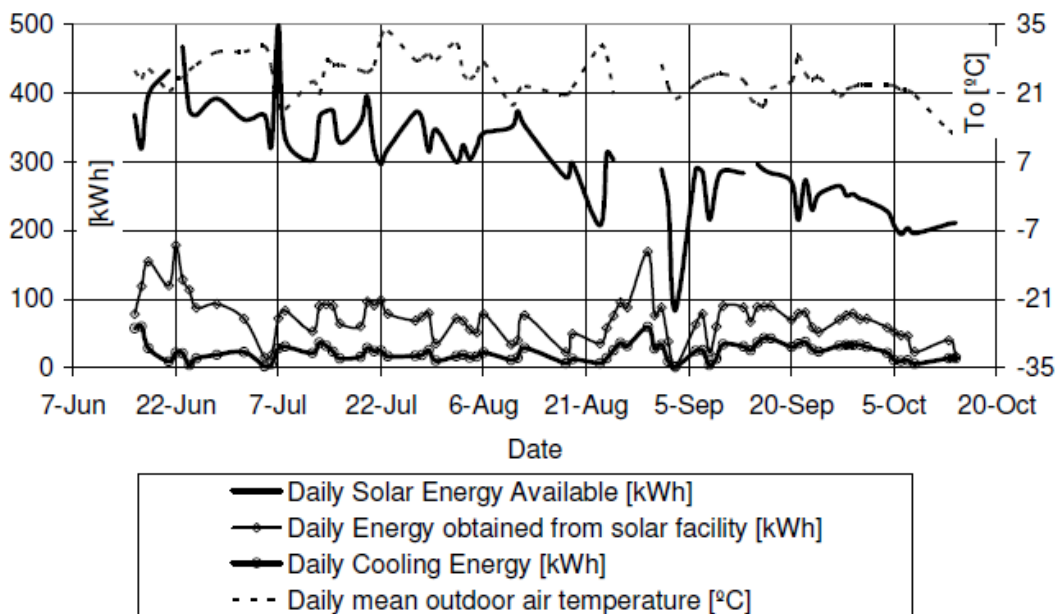


Figura 8-3: Temperatura del agua a la entrada del generador de la máquina de absorción y temperatura de salida del agua del evaporador correspondientes al día 28 de Julio de 2004 (3).

La temperatura del generador permaneció por debajo de los 80°C, como se muestra en la **Figura 8-3**, eliminando la posibilidad de alcanzar la máxima eficiencia en la máquina.

#### 8.4.2.2 Resultados diarios

La instalación estuvo trabajando durante 2004, desde el 16 de Junio al 14 de Octubre, con un periodo estacional de funcionamiento medio de 6,5 horas y con una temperatura a la salida del fan-coil de 15°C.



**Figura 8-4: Producción diaria de energía durante el verano de 2004 (3).**

El balance de energía de operación diaria se calcula integrando la energía instantánea de cada día; puede verse en la **Figura 8-4**. La energía de climatización es una parte pequeña de la cantidad de energía solar disponible, en parte debida a las pérdidas térmicas que presenta la instalación.

La energía media de climatización calculada durante la temporada es de 23 kWh al día. Los datos con los que se ha realizado el estudio son reales, los huecos que presentan las gráficas son debidos a la ausencia de datos por operaciones de mantenimiento.

8.4.2.3 *Parámetros de rendimiento*

Los parámetros de rendimiento de la instalación solar son:

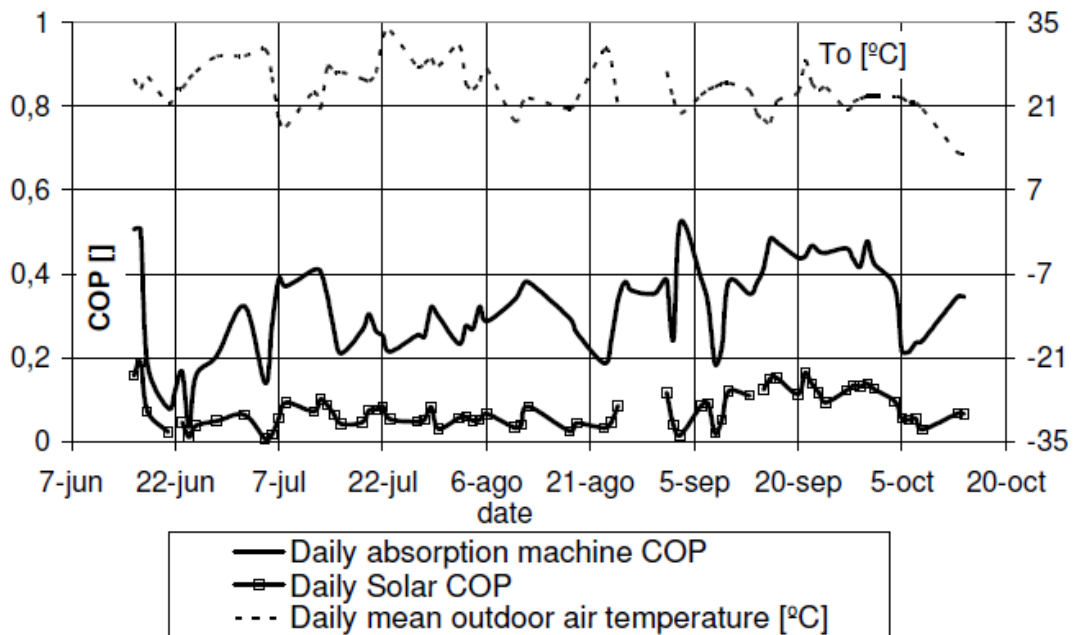
$$COP = \frac{Q_{cool}}{Q_{generator}}$$

Ecuación 8-4.

$$SCOP = \frac{Q_{cool}}{Q_{solar}}$$

Ecuación 8-5.

El valor del COP estacional durante la temporada de verano de 2004 fue de 0,33; los valores diarios de los parámetros especificados en la Ecuación 8-4.y en la Ecuación 8-5.se representan en la **Figura 8-5**



**Figura 8-5: Parámetros de eficiencia del sistema de climatización (3).**

El bajo valor de dichos parámetros se puede atribuir a la baja temperatura en el generador de la máquina de absorción durante una fracción significativa del periodo de climatización. Parece aconsejable incrementar el COP al valor nominal 0,7 con el calor procedente de una caldera.

El parámetro SCOP muestra la eficiencia en la conversión de energía del sistema de absorción completo, desde la radiación solar en los captadores solares hasta el agua fría del evaporador de la máquina de absorción. El valor medio del SCOP en la

temporada es de 0,07, mientras que el valor del rendimiento, definido en **Ecuación 8-6.**, es de 0,22.

$$\eta_{si} = \frac{Q_{generator}}{Q_{solar}}$$

**Ecuación 8-6.**

Este parámetro tiene en cuenta no sólo la eficiencia del captador (es decir, las pérdidas de calor en el captador mismo) sino también las pérdidas de la instalación solar (tuberías, bombas, acumulador térmico e intercambiadores de calor). En este punto, es interesante indicar que las pérdidas son mayores que las que presentaría una instalación común, ya que esta instalación tiene una longitud de tuberías sustancialmente mayores que un sistema para una vivienda unifamiliar.

Se presenta en el siguiente apartado la aplicación a una vivienda unifamiliar en España de modo que permita comparar la demanda de frío con la potencia de climatización del sistema, explicándose algunas de las conclusiones descritas con anterioridad.

### 8.4.3 Aplicación a una vivienda unifamiliar

La evaluación de la tecnología de climatización en el mercado Mediterráneo resulta muy interesante; por ello se ha elegido una vivienda unifamiliar como representativa de un modo actual de vida. Su carga y su demanda de climatización se han calculado utilizando la metodología convencional NBE-CT-79, 1979, (19) y los datos meteorológicos locales.

Independientemente de la distribución interna, la vivienda está encerrada por cuatro paredes principales y un tejado, todos ellos en contacto con la atmósfera. Incluye dos plantas de 45 m<sup>2</sup> cada una, resultando una superficie total de 90 m<sup>2</sup>. Todas las paredes externas están compuestas de doble ladrillo hueco con una capa de aislamiento interior. Las ventanas son de doble acristalamiento con una capa de aire como separación de ambas. Los elementos de la construcción son los típicos de la construcción actual en España y sus propiedades son bien conocidas, por lo que se sigue la metodología habitual para obtener la carga térmica de climatización.

La normativa española NBE-CT-79, 1979, (19) permite el cálculo de un valor medio del coeficiente de transmisión de calor  $U_w$  para cada pared del edificio, al igual que para el tejado y el suelo. La temperatura exterior y la radiación solar sobre la orientación de las cuatro paredes se obtienen de los datos experimentales. La radiación solar incidente en el tejado de la vivienda no se ha considerado, ya que su valor es poco significativo, dado que el campo de captadores está situado ahí.



La temperatura de una pared expuesta al sol será diferente a la temperatura ambiente, según Pinazo 1995, (20) de modo que:

$$Q_w = A_w U_w \left( T_a + \frac{\alpha I_w}{h_e} - T_{in} \right)$$

**Ecuación 8-7.**

Donde  $\alpha$  depende del color y del acabado de la pared, en este caso se ha considerado 0,6.

Se ha aplicado una temperatura interior constante y homogénea de 24°C a la hora de calcular la carga de climatización, de acuerdo con RITE 1998 (21).

El coeficiente de transferencia de calor del suelo depende únicamente del espesor del aislante de las paredes, según NBE-CT-79, 1979 (19):

$$U_f = \frac{e_{insulator} L}{\lambda_{insulator} A_f}$$

**Ecuación 8-8.**

El cálculo del coeficiente global de las paredes externas se realiza según la **Ecuación 8-9.**:

$$U_w = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{h_i}}$$

**Ecuación 8-9.**

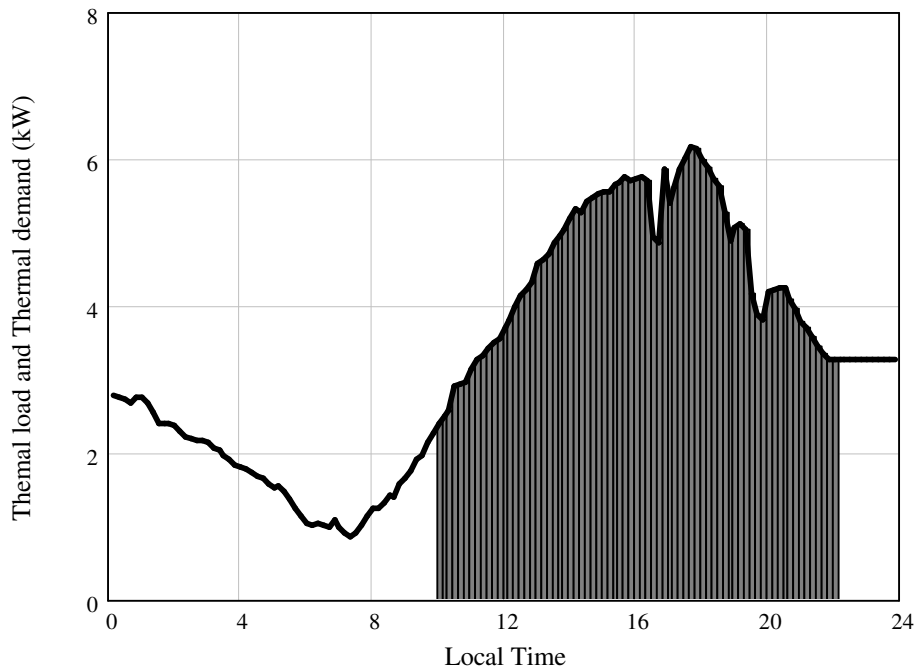
Repitiendo el proceso para cada pared externa, se puede obtener el coeficiente total de pérdidas de calor  $U$  para todo el edificio. La carga total de climatización se puede calcular dependiendo de la diferencia de temperaturas interna y externa:

$$Q = UA(T_{in} - T_a)$$

**Ecuación 8-10.**

Además existen distintas cargas de climatización adicionales, tales como el calor sensible y latente de los cuatro habitantes de la vivienda (unos 100 W por persona), la carga debida a la iluminación de la vivienda, la carga de ventilación (considerando que se ventila toda la vivienda una vez cada hora) y la carga debida a infiltraciones, que se considera un 10% de la carga total de climatización. Calculando el valor medio de  $UA$  es de 360 W/°C.

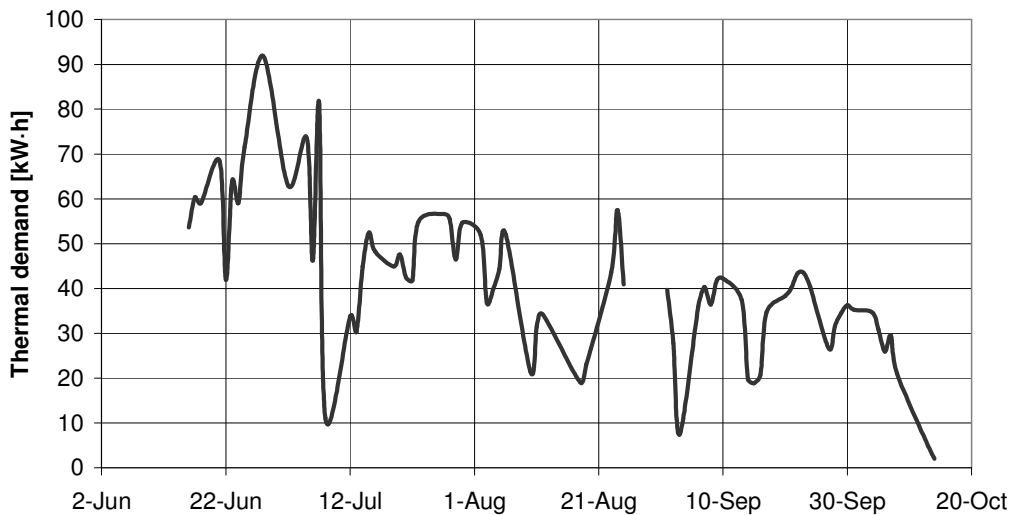
A modo de ejemplo se muestran los resultados de la evolución de la carga térmica de climatización del 28 de Julio en **Figura 8-6**:



**Figura 8-6: Carga térmica instantánea calculada numéricamente y periodo de demanda (zona oscura) de una casa unifamiliar correspondiente a los datos meteorológicos reales del 28 de Julio 2004 (3).**

De acuerdo con REE 1998 (22) la demanda típica de climatización en España se centra entre las 10 y las 22 horas. Manteniendo únicamente esta franja horaria de la carga térmica instantánea se obtiene la demanda de climatización, como puede verse en la **Figura 8-6**.

Integrando esta demanda instantánea de climatización a lo largo del día, se obtiene la demanda diaria de climatización para el verano, obteniéndose los resultados de **Figura 8-7**.



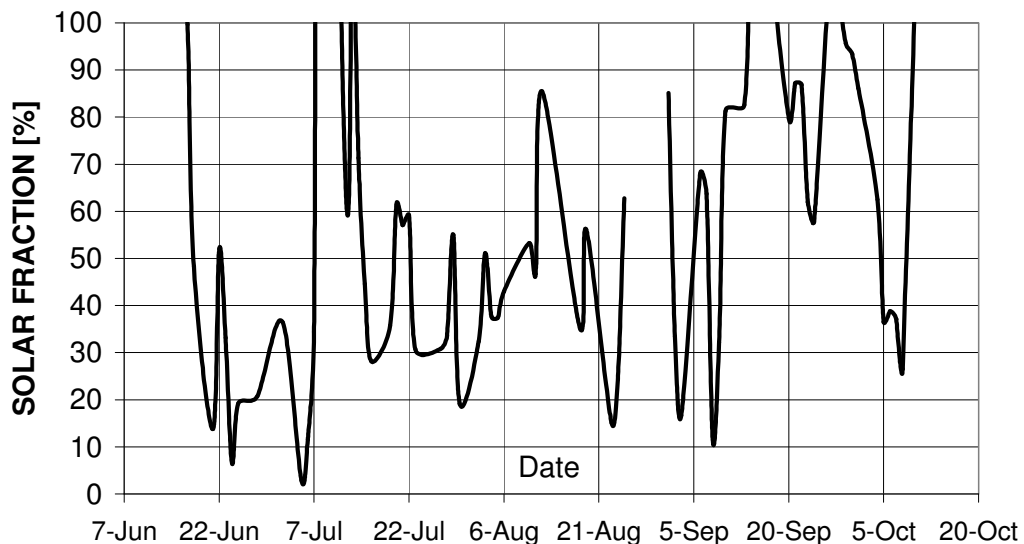
**Figura 8-7: Demanda de climatización diaria de una vivienda unifamiliar española correspondiente al verano de 2004, utilizando datos reales meteorológicos (3).**

La demanda de climatización aumenta rápidamente durante los primeros meses de Junio a Julio, pero desde Agosto decrece lentamente hasta el final de la temporada, Octubre. Los datos meteorológicos de otros años pueden resultar diferentes, sin embargo la investigación llevada a cabo pone de manifiesto que éstos son representativos.

Un parámetro importante es la fracción de la demanda de climatización cubierta con la energía solar, llamada fracción solar y definida por:

$$f = \frac{Q_{cool}}{Q_{demand}}$$

**Ecuación 8-11.**



**Figura 8-8: Fracción solar diaria de climatización aportada por la instalación solar correspondiente al verano de 2004 (3).**

La **Figura 8-8** muestra los valores diarios de la fracción solar obtenida de la instalación. Como puede comprobarse, cambia de día a día, dependiendo de las condiciones meteorológicas. El valor medio de la temporada para  $f$  ha sido de 56% del total de la demanda de climatización. El resto deberá ser completado utilizando una caldera de Gas Natural.

#### **8.4.4 Comparación económica y medioambiental con un sistema convencional de climatización**

Para poder validar la tecnología solar de climatización para la aplicación propuesta, se realiza una comparación con un sistema de climatización convencional. Dicha comparación se realiza de la siguiente forma, atendiendo tanto al coste de energía como a aspectos medioambientales. El sistema de compresión mecánica convencional trabaja con el refrigerante R407C y opera en las mismas condiciones meteorológicas que la máquina de absorción. El COP estacional elegido es de 2,4, según Apread et al. 2004 (23). Para la máquina de absorción en esta sección se tomará el COP nominal de 0,7, dado que la demanda de climatización se complementa con calor proveniente de la caldera de Gas Natural calentando el agua hasta los 90°C.

#### 8.4.4.1 *Impacto económico*

La contribución de la instalación solar, en términos de energía es de 1,6 MWh de la demanda de climatización total 2,9 MWh. El coste del Gas Natural se estima en 0,034 €/kWh según BOE nº286, 2006 (24), haciendo un total de 62 €.

Si la demanda de climatización se atiende totalmente mediante una máquina eléctrica de compresión mecánica convencional, la energía eléctrica necesaria será de 1,2 MWh. Con un coste total estimando un precio de 0,135 €/kWh, según BOE nº 310, 2004 (25) hacen un total de 165 €. Comparando la máquina de compresión mecánica frente a la máquina de absorción el ahorro del coste de energía alcanza el 62%, esto es 103 € en la temporada completa.

#### 8.4.4.2 *Coste de la instalación*

La sostenibilidad a base de la utilización de energías renovables es un concepto obvio, pero la realidad muestra que la inversión inicial es alta, por lo que el periodo de amortización es muy largo, según Mercier et al. 2006, (5), dado el alto coste de los componentes principales de la instalación. En una investigación anterior, Rodríguez et al. 2005 (26) indican que resulta superior a la vida útil de algunos de los componentes, utilizando los precios actuales y sin considerar ayudas a la inversión inicial en el equipamiento para energía renovable. Esto indica la necesidad del desarrollo de una economía de escala en la fabricación, venta y distribución que haga competitiva esta tecnología frente a los combustibles fósiles, de acuerdo con Tsoutsos et al. 2003, (27).

Existe un efecto favorable para este tipo de tecnologías, dado que el precio del combustible fósil se incrementará probablemente en el futuro y adicionalmente existen incentivos y ayudas gubernamentales para reducir los costes de las energías renovables. Aunque no se contempla el ahorro de emisiones en los sectores difusos en el Protocolo de Kioto, se puede emplear para estimar económicamente el ahorro involucrado a partir del precio actual del derecho de emisión por Tm de CO<sub>2</sub>, que según (28) es de 13,5 €/Tm

#### 8.4.4.3 *Impacto medioambiental*

Durante el verano de 2004 el consumo total de gas natural para abastecer la demanda restante se estima en 0,22 kg/kWh de CO<sub>2</sub> según IDAE 2005 (6), ocasionando una emisión total de 400 kg de CO<sub>2</sub>.

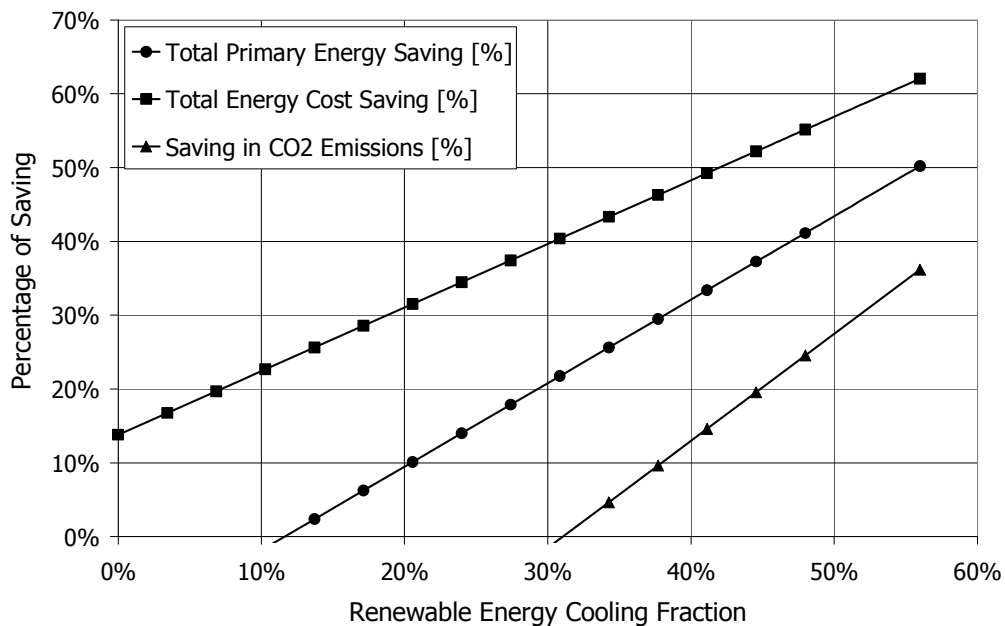
Según el Balance de Energía Nacional en España, se emiten 0,52 kg de CO<sub>2</sub> por cada kWh de electricidad producido en el sistema eléctrico en un año representativo. Esto

supone que la emisión total de CO<sub>2</sub> para proveer de climatización la vivienda estudiada con este tipo de tecnologías sería de 632 kg de CO<sub>2</sub>. Resultando que el ahorro logrado por el uso de la absorción solar es del 62% en el consumo de gas natural y el 36% en emisiones de CO<sub>2</sub>.

### 8.4.5 Sensibilidad a la fracción solar y al COP de la máquina de absorción

Se ha realizado un estudio, variando el tamaño de la instalación solar para obtener un valor razonable para el porcentaje que debe cubrir la máquina de absorción para la demanda de climatización. Para ello se han tenido en cuenta los valores medios obtenidos experimentalmente de los tres siguientes parámetros: COP, ahorro de energía primaria y ahorro en emisiones de CO<sub>2</sub>. Modificando la fracción solar y el COP se repiten los cálculos.

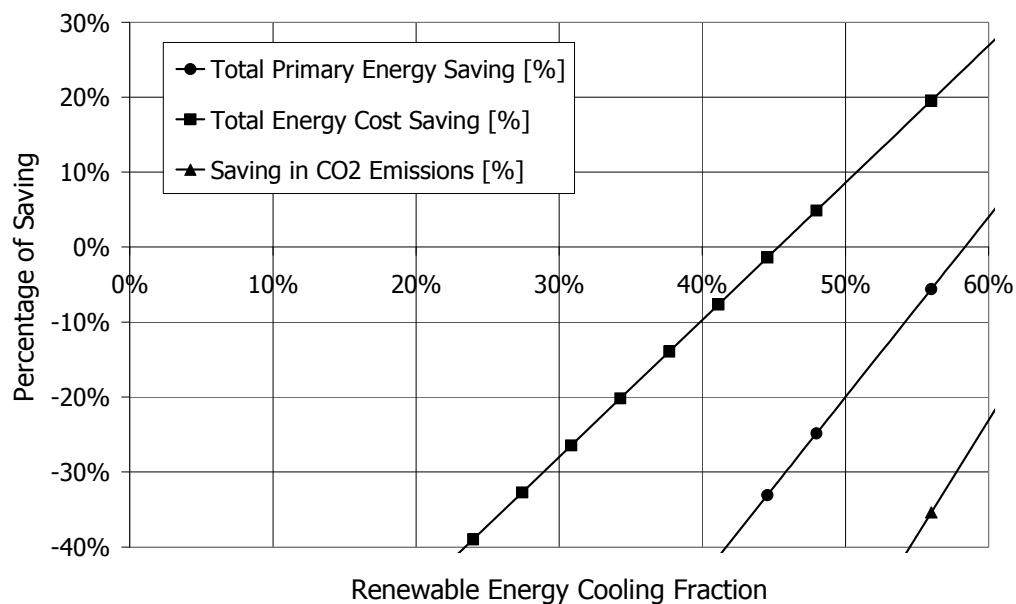
La máquina convencional de compresión mecánica alimentada por energía eléctrica mencionada en el apartado 8.4.4 se utiliza como referencia para este estudio. Se calcula también el consumo de gas natural para completar el total de la demanda de climatización que no aporta la energía solar. El total de la energía primaria necesaria y el CO<sub>2</sub> emitido se comparan con el que genera una máquina de compresión mecánica que aporte toda la demanda de energía de climatización.



**Figura 8-9: Sensibilidad al impacto económico y medioambiental frente a la fracción solar con un COP = 0,7 (3).**

La **Figura 8-9** muestra los resultados de este estudio, suponiendo un valor del COP de 0,7, considerando que la máquina trabaja en condiciones nominales. La fracción de climatización determina el tamaño relativo de la instalación solar para una localización geográfica específica de Madrid.

Como puede verse, el total de la energía primaria, el ahorro en el coste total de la energía y el ahorro de las emisiones de CO<sub>2</sub> son siempre positivos y considerables, incluso cuando la fracción de climatización se reduce a los valores mínimos. Pero se requiere al menos un 30% de contribución de energía renovable para tener un ahorro positivo en las emisiones de CO<sub>2</sub>.



**Figura 8-10: Sensibilidad al impacto económico y medioambiental frente a la fracción solar con un COP=0,33 (3).**

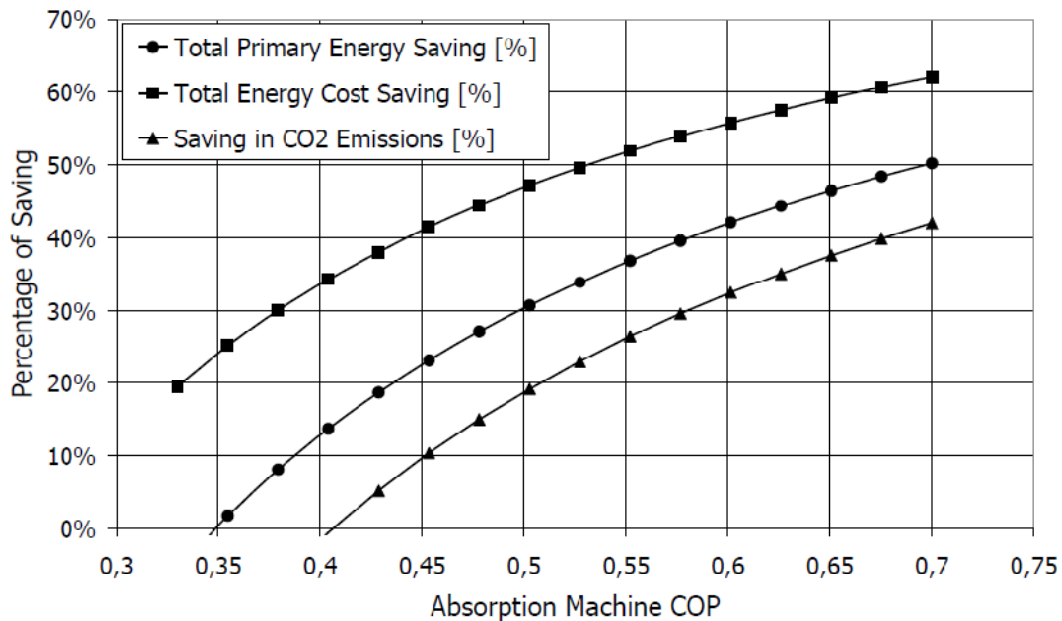
La **Figura 8-10** muestra los resultados que se obtendrían a lo largo de la temporada, cuando el valor del COP estacional es de 0,33, como se ha obtenido experimentalmente en la instalación. Los resultados en este caso cambian considerablemente. Los ahorros de energía primaria y de costes de dicha energía junto con la reducción en las emisiones de CO<sub>2</sub> se vuelven negativos cuando la fracción de energía renovable disminuye por debajo de un valor umbral, relativamente alto.

Parece conveniente que para describir mejor la sensibilidad de los ahorros al COP, se mantenga la fracción solar constante. La **Figura 8-11** muestra la sensibilidad al COP de la máquina de absorción para una fracción solar razonable del 56%, implicando que es de gran importancia trabajar con COPs lo más altos posible.

Como conclusión a este estudio, la mejor elección consiste en dimensionar adecuadamente la máquina de absorción para conseguir que trabaje en condiciones

nominales, de modo que se consiga el valor nominal del COP así como, la fracción solar más elevada. Aún en esas condiciones, es necesario respetar el umbral mínimo en el porcentaje de energía renovable, si se quiere tener valores positivos en los ahorros de emisiones, económicos y de energía primaria, usando esta tecnología.

Los resultados presentados validan el tamaño del sistema seleccionado para la aplicación bajo estudio.



**Figura 8-11: Sensibilidad al impacto económico y medioambiental frente al COP de la máquina de absorción alimentada completamente por energía solar. (3) La contribución solar se ha mantenido constante e igual al 56% de la demanda.**

## 8.5 Políticas específicas en apoyo al desarrollo de la energía solar:

Los distintos países han llevado a cabo políticas para el desarrollo de las energías renovables en los últimos años, y en concreto para la energía solar. Se mostrarán algunos ejemplos a lo largo de este apartado. Se han elegido los casos que presentan condiciones ambientales similares a las de España.

Western et al. 1985 (29), el Ministerio de Energía de Nueva Zelanda realizó un estudio para conocer la cantidad de instalaciones solares que existen en el país y además, saber cómo están funcionando, en términos de la energía eléctrica que se ahorran las viviendas que poseen dicha instalación. Para ello pide a los fabricantes que se



encarguen de la instalación y mantenimiento de las instalaciones solares térmicas realizan medidas durante un año para conocer los valores reales de funcionamiento.

Crawford et al. 2004 (30) realizan un estudio en Australia de la energía total necesaria para construir los diferentes sistemas de producción de agua caliente sanitaria. La energía necesaria para fabricar los captadores solares es tan baja que puede considerarse insignificante, por lo tanto los sistemas de energía solar de agua caliente sanitaria producen un ahorro neto de energía comparándolo con los sistemas convencionales a los 0,5 años de funcionamiento para los sistemas alimentados a base de electricidad y a los 2 años para los sistemas de gas natural. Llegan a la conclusión de que las instalaciones solares de agua caliente sanitaria son beneficiosas en cuanto al ahorro de energía global, pero generan beneficios según la tecnología que vayan a sustituir, la demanda de los usuarios y las condiciones medioambientales de la zona donde van a funcionar. Czarnecki et al. 1978 (31) muestran la tendencia al uso de sistemas con circulación forzada en vez de termosifón, y la posibilidad de que la bomba necesaria en el circuito primario, al ser de poca potencia, pueda ser alimentada directamente con paneles fotovoltaicos. También comparan las instalaciones solares que se diseñan directamente para utilizar efecto termosifón o circulación forzada con las instalaciones en las que la instalación solar es posterior a la instalación general de agua caliente sanitaria y lo que se busca es utilizarla para precalentar el agua de red, poniendo una válvula de 3 vías que separa los circuitos.

Chow et al. 2006, (32) analizan la posible aplicación de sistemas centralizados de agua caliente sanitaria en edificios residenciales en Hong Kong. El gobierno de su país desde 1998 está llevando a cabo una política energética en la que se promueve el ahorro y el uso efectivo de la energía, minimizando el impacto medioambiental tanto en la producción como en el uso final de la energía. En 2002, se ha llevado a cabo un estudio de viabilidad de la introducción de energías renovables, incluyendo la energía solar térmica, eólica, células de combustible y biomasa. Se han instalado a modo demostrativo en numerosos edificios públicos grandes instalaciones de agua caliente sanitaria, todos los edificios poseen una gran cubierta en donde instalar los captadores. Sin embargo, los edificios residenciales típicos de Hong Kong son torres elevadas con muchas viviendas por lo que el uso únicamente de la cubierta sería insuficiente para instalar los captadores por lo que los autores realizan un estudio de las posibilidades que ofrece el uso de las fachadas sur y oeste integrando los captadores en ellas.

Kalogirou 1997 (33) realiza un estudio de la tecnología solar presente en Chipre, según el autor el 93,5% de las viviendas poseen una instalación solar dedicada a la producción de agua caliente sanitaria. Uno de los factores que han hecho que se logre tan alta difusión de esta tecnología es la gran cantidad de radiación presente en la isla y la falta de recursos energéticos no renovables. El mayor problema que encuentra esta tecnología es principalmente el de mantener un correcto mantenimiento de las

instalaciones. La mayoría de los sistemas instalados son de termosifón, ya que son más económicos que los sistemas de circulación forzada.

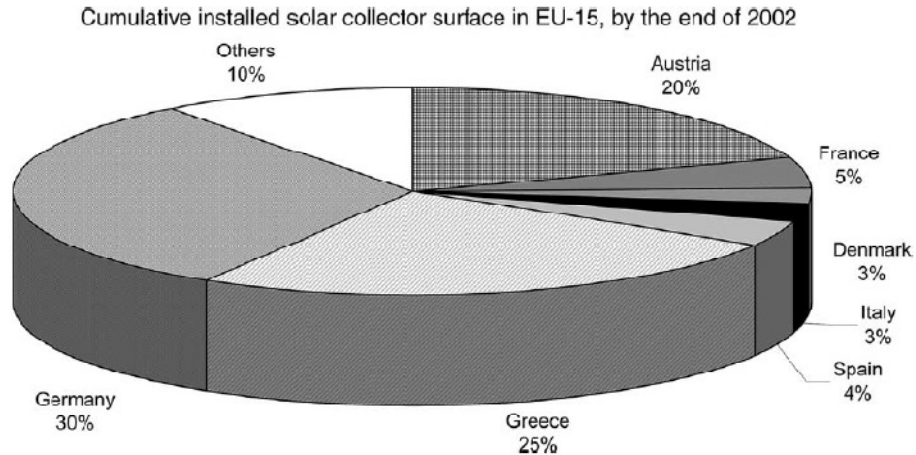
Houri 2006 (34) muestra la situación actual de la energía solar en Líbano, que a pesar de ser un país que recibe mucha irradiación solar por su situación geográfica, no utiliza este modo de energía comúnmente para producir agua caliente sanitaria. Las instalaciones suelen ser de termosifón, aunque se están instalando cada vez más de circulación forzada sobre todo en las de mayor tamaño. El tipo de captador empleado es plano, aunque para la industria y en edificios de gran altura se plantea el hecho de utilizar tubos de vacío con el aumento significativo en el coste final de la instalación. El autor comenta que existe una falta de certificación de los captadores fabricados en el propio país que dificulta su uso y propone distintas alternativas para que el uso de esta tecnología se extienda, tales como: la obligatoriedad de instalar captadores solares en los edificios de nueva construcción y la aparición de subvenciones a dicha energía, para que deje de ser una tecnología presente únicamente en las viviendas de lujo y se convierta en una tecnología de uso común, con el consecuente ahorro de energía.

Chandrasekar et al. 2004 (35) evalúan la posibilidad real de utilizar la energía solar para la producción de agua caliente sanitaria en la India. Comentan que en los países tropicales no es necesario calentar el agua todos los meses del año, por lo que el periodo de amortización es superior que en otras latitudes. También ponen de manifiesto que dada la precariedad del nivel de vida en la India no todas las familias pueden permitirse la instalación de este tipo de tecnología en sus viviendas. Por lo que se necesitarían subvenciones y una bajada de los precios de los captadores solares.

### **8.5.1 Un caso representativo: Grecia**

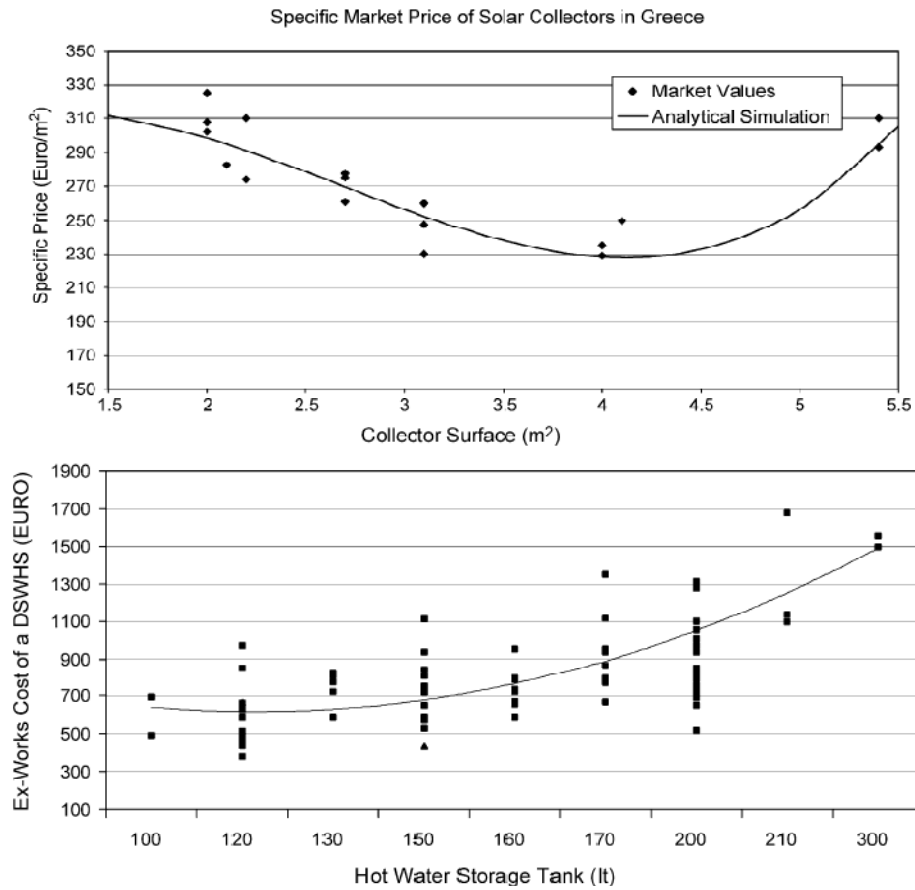
En el caso de Grecia, país europeo en el que existen el mayor número de instalaciones solares por habitante, se han realizado muchos estudios de cómo se ha producido la difusión de la utilización de la energía solar térmica tanto en viviendas como en edificios del sector servicios e industrial. Merece especial atención poner de manifiesto que al ser un país del sur de Europa su climatología puede asemejarse a la de España.

Kaldellis et al. 2005 (36) presentan la situación del mercado griego comparada con la del resto de países integrantes de la Unión Europea.



**Figura 8-12: Porcentaje de instalaciones solares en la EU-15 (36).**

Kaldellis et al. 2005 (36) estudian el coste de los captadores solares térmicos y el del acumulador térmico para calcular su amortización, comparándolo con el coste de la energía en Grecia.



**Figura 8-13: Precio de las instalaciones solares en Grecia respecto al área de captación y el volumen de acumulación, año 2003 (37) .**

Kaldellis et al. 2005a (37) muestran en su estudio la **Figura 8-13** en la que puede verse que en el precio final de la energía solar depende tanto del área de captación como del volumen de acumulación. Los precios que manejan los autores son mucho menores que los que se obtienen del estudio realizado en esta tesis. En media se tiene que el precio de los captadores es de 100€/m<sup>2</sup>.

Casi el 70% del consumo de energía en los hogares griegos se cubre con energía fósil importada. A pesar de todo el sol que reciben en Grecia, el sector industrial de energía solar ha sufrido un descenso en sus ventas, produciéndose un alza en las ventas de calderas eléctricas. El coste mayoritario de la instalación son los captadores y el acumulador térmico, por ello se hace un estudio del cual se calcula el tamaño adecuado para la instalación solar que aporte un 65% de la demanda de agua caliente sanitaria.

El acumulador térmico presenta pérdidas en las noches de invierno, cuando la demanda por parte de los usuarios se produce mayoritariamente por la mañana. El rendimiento de una instalación razonablemente bien diseñada está en torno al 35-50%, (similar a la situación de España) sin tener en cuenta las variaciones de consumo a lo largo del año y los periodos vacacionales. En 1978, los incentivos para la compra de sistemas solares suponían una reducción en los impuestos del 75% del coste de la instalación. En 1984 se redujo al 60%. En los periodos de alta inflación 1980-90 este incentivo se volvió ineficaz, se crearon préstamos blandos que cubrían hasta el 70% del coste del sistema. En 1995, se volvió a promover la energía solar con un adelanto del 75% del valor de la compra, deducible de los impuestos del propietario. En la actualidad de los datos de la publicación que aquí se comenta, 2004, no hay ninguna acción gubernamental de apoyo a la energía solar. El Gas natural es fuente de energía promovida por el gobierno griego. La vida útil media de los captadores instalados actualmente está en torno a los 15 años, los de los años 80 está en 10 años y las instalaciones de después de los 1996 en 20 años. En cuanto a la comparación con la producción de agua caliente sanitaria a base de electricidad o petróleo, no se pueden comparar económicamente hablando si no se tiene en cuenta ayudas estatales, amortización en 7 años si no se tiene subvención y de 4 en casos en los que se recibe el 30%. El gobierno griego controla los precios de la electricidad y son un 20% más baratos que en 1990. Existe un tamaño óptimo de la instalación que hace que se disminuya el coste específico de la misma, **Figura 8-13**. Este se ve influenciado por el área de captadores, el volumen del acumulador térmico y el consumo por parte de los usuarios, afectando no sólo al coste sino al rendimiento de la misma.

Después de 10 años de funcionamiento se obtiene que la mejor relación V/A es de 55 l/m<sup>2</sup>, sobredimensionando (85 l/m<sup>2</sup>) o infradimensionando (40 l/m<sup>2</sup>) se logran los mismos resultados en la simulación. Dado que la irradiancia en Grecia es menor que la

que recibe Madrid, **Figura 1-1** se encuentra que los resultados obtenidos de su estudio estadístico son similares a los obtenidos en esta tesis.

Argirou et al. 2003 (38) muestran la evolución del Mercado de captadores solares en Grecia desde el año 1975.

Divide las tendencias en:

- 1975-1984 crisis petróleo e incentivos gubernamentales.
- 1984-1986 gran explosión de venta de captadores.
- 1987-1993 mercado estable para luego decrecer. La eficiencia y la calidad de los captadores solares fue mejorando, aunque el hecho de que decreciera la tasa de construcción de nuevos edificios, la intervención del gobierno por mantener la electricidad barata, la retirada de incentivos a los sistemas solares y el hecho de que la industria del sector no tuviera un presupuesto suficiente como para realizar campañas de promoción, hicieron que decrecieran las ventas.
- 1994-actualidad. Vuelve a aparecer una tendencia de aumento del número de captadores, tanto dentro del país como exportaciones al extranjero, llegando a ser el 60% de los captadores instalados en Alemania, de origen griego.

Más del 95% de los captadores instalados son de circulación natural en circuito cerrado y utilizan una solución de agua-glicol. El acumulador térmico está colocado encima de los captadores y puede ser vertical u horizontal, (típicamente, 2,5m<sup>2</sup> y 150 litros). Todos ellos utilizan una resistencia eléctrica como apoyo. La fracción anual suele sobrepasar el 75%, dependiendo de la situación geográfica y del perfil diario y estacional del usuario. Los principales cambios entre 1980-2000 son: el coste de inversión no ha decrecido durante esos años debido a las mejoras realizadas para incrementar la calidad de las instalaciones (fiabilidad y rendimiento), las tarifas eléctricas han decrecido significativamente y la inflación nacional ha disminuido.

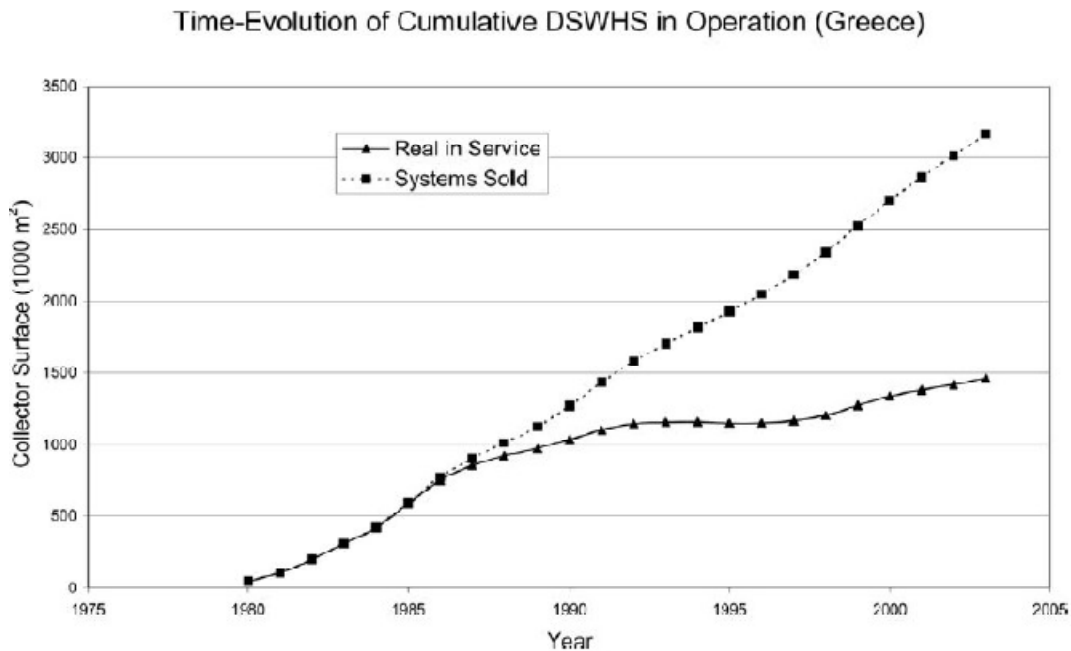
De 1996 hasta 2000 hubo un plan europeo y nacional que a los sistemas centralizados solares térmicos activos se les subvencionaba entre el 35 y el 55%. Todos los proyectos recibían el 80% de la ayuda en el momento de construcción y el 20% restante si después de un año de monitorización el rendimiento del sistema alcanzaba los objetivos primeros.

En la actualidad hay un nuevo programa en el que se prima la producción de energía con renovables. Sólo el 20% de las casas nuevas tienen agua caliente sanitaria solar, por lo que sería necesario aumentar dicho porcentaje para alcanzar que el 70% del consumo de energía primaria sea cubierto con sistemas térmicos solares.

Al igual que en España se intenta que la climatización de las viviendas, hoteles y grandes edificios se pueda hacer mediante energía solar, para ello se plantean diferentes ayudas con financiación de parte de las instalaciones, los países que más promueven la calefacción solar son los del norte de Europa.

Existen otros muchos artículos que estudian el caso de la energía solar en Grecia, tales como: Sidiras et al. 2004 (39) , Sidiras et al 2004b (40) que muestran como los tres países europeos que mayor superficie captadora tienen instalada, Grecia, Alemania y Austria participaron en un programa de la Unión Europea para la difusión de las energías renovables. La industria griega de captadores solares también ha contribuido al desarrollo de esta tecnología participando activamente en la creación de ESIF, European Solar Industry Federation, al igual que promocionando sus productos. Gracias a todo esto y las políticas de subvenciones del gobierno griego se ha llegado a la alta implantación de los captadores solares, tanto a nivel de edificios residenciales, hoteles e incluso industrias, Karagiorgas et al. 2001 (41).

Uno de los problemas que causa el hecho de contabilizar únicamente la cantidad de área captadora instalada en los diferentes países es que realmente no se conoce la energía que se está produciendo en ellos, pudiéndose dar el caso de que haya instalaciones montadas pero no operativas. En Grecia se ha realizado este estudio y se ha llegado al resultado mostrado en la **Figura 8-14**, en el que se aprecia como buena parte de la superficie instalada ha sido, o bien sustituida por otra, o reemplazada por otra tecnología diferente.



**Figura 8-14: Superficie de captadores operativos frente a superficie instalada (36).**

### 8.5.2 El caso de España

España se encuentra en una situación privilegiada de irradiancia solar, con una irradiancia solar incidente de las más elevadas en Europa. También cuenta con una legislación que obliga a la implantación de instalaciones solares en todos los edificios de nueva construcción y en aquellos antiguos que sufran una remodelación (Código Técnico de la Edificación aprobada en el 2006, CTE 2006 (42)).

Dicho Código está dividido en varias exigencias básicas, entre ellas está la referente a la contribución mínima de la energía solar térmica al agua caliente sanitaria, HE4. En ella se divide la geografía española en cinco zonas climáticas, según el nivel de radiación que llega a la superficie horizontal, quedando de la siguiente forma:

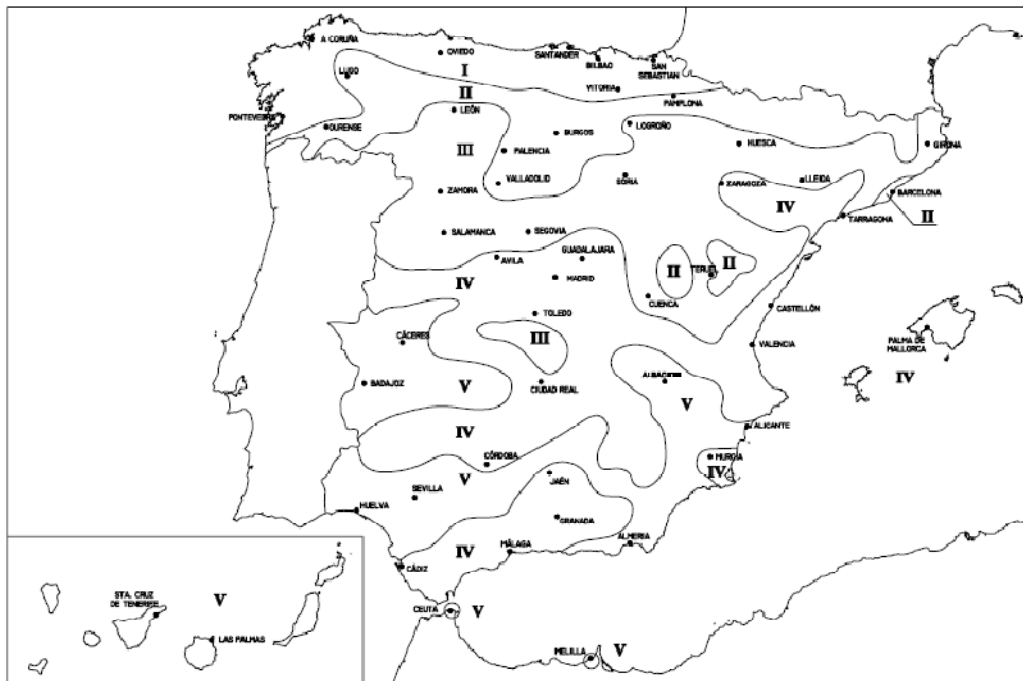


Figura 8-15: Zonas climáticas (42).

Cada una de las zonas implica que llega una radiación de:

Zona climática	MJ/m <sup>2</sup>	kWh/m <sup>2</sup>
I	$H < 13,7$	$H < 3,8$
II	$13,7 \leq H < 15,1$	$3,8 \leq H < 4,2$
III	$15,1 \leq H < 16,6$	$4,2 \leq H < 4,6$
IV	$16,6 \leq H < 18,0$	$4,6 \leq H < 5,0$
V	$H \geq 18,0$	$H \geq 5,0$

Tabla 8-1: Radiación solar global según la zona climática (42).

Una vez determinado a qué zona climática corresponde el lugar donde se va a implantar la instalación solar, se debe calcular la demanda de agua caliente sanitaria del edificio según capítulo 2.

La fracción solar que se debe proporcionar depende de tres parámetros:

- La demanda de agua caliente sanitaria del edificio.
- La tecnología a la que va a sustituir, gas natural, gasóleo o electricidad.
- La zona climática a la que pertenece la ubicación del edificio.

**Tabla 2.1. Contribución solar mínima en %. Caso general**

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

**Tabla 2.2. Contribución solar mínima en %. Caso Efecto Joule**

Demanda total de ACS del edificio (l/d)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-1.000	50	60	70	70	70
1.000-2.000	50	63	70	70	70
2.000-3.000	50	66	70	70	70
3.000-4.000	51	69	70	70	70
4.000-5.000	58	70	70	70	70
5.000-6.000	62	70	70	70	70
> 6.000	70	70	70	70	70

**Tabla 8-2: Contribución solar mínima según la tecnología a sustituir (42).**

Además de la aplicación de agua caliente sanitaria el CTE también se ocupa de las piscinas interiores presentes en los diferentes edificios.

El CTE 2006 (42) obliga a que el dimensionado de la instalación solar esté limitado por el cumplimiento de la condición de que en ningún mes del año la energía producida por la instalación supere el 110% de la demanda energética y en no más de tres meses el 100%

En caso de no cumplirse dichas condiciones se debe:

- Dotar a la instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes, a través de equipos específicos o mediante la circulación nocturna del circuito primario
- Tapado parcial del campo de captadores. En este caso el captador está aislado del calentamiento producido por la radiación solar y a su vez evacua los posibles excedentes térmicos residuales a través del fluido del circuito primario, que seguirá atravesando el captador.



- Vaciado parcial del campo de captadores. Esta solución permite evitar el sobrecalentamiento, pero dada la pérdida de parte del fluido del circuito primario, debe ser repuesto por un fluido de características similares al final del verano; debiendo por tanto incluirse este trabajo en ese caso como un sobrecoste del contrato de mantenimiento. Finalmente, existen sistemas innovadores de vaciado interno, retirándose el fluido de los captadores ante la posibilidad de sobrecalentamiento o congelación o bien por deseo expreso del usuario.
- Desvío de los excedentes energéticos a otras aplicaciones existentes.

También tiene en cuenta para el dimensionado las posibles pérdidas por orientación e inclinación del sistema y las posibles sombras sobre el mismo:

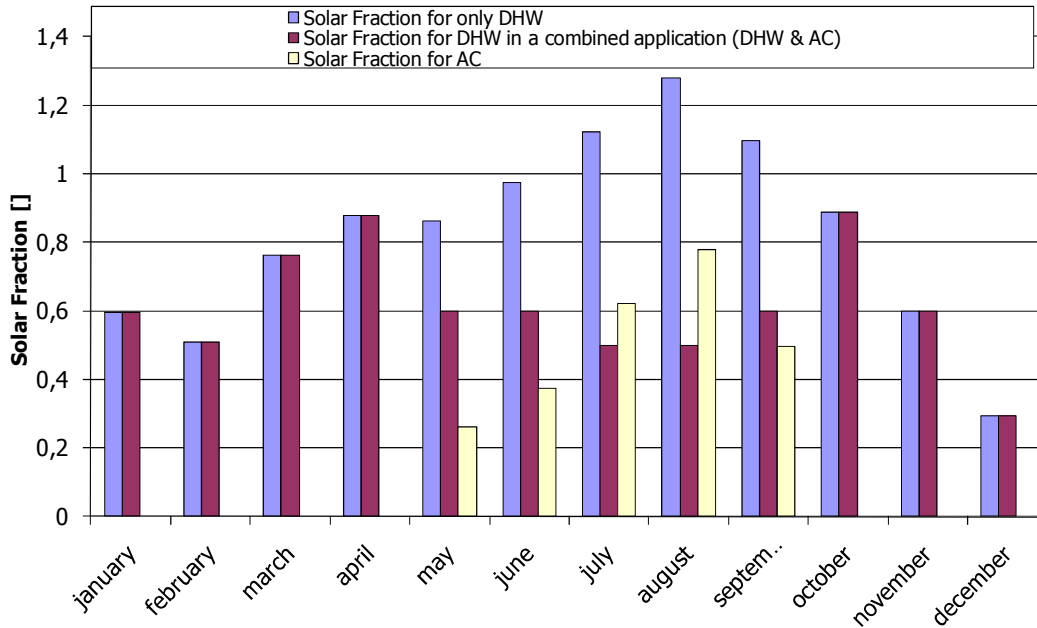
<b>Caso</b>	<b>Orientación e inclinación</b>	<b>Sombras</b>	<b>Total</b>
General	10 %	10 %	15 %
Superposición	20 %	15 %	30 %
Integración arquitectónica	40 %	20 %	50 %

**Tabla 8-3: Pérdidas límite por orientación e inclinación y por sombras (42).**

El sistema debe estar protegido frente a heladas y sobrecalentamientos, ser resistente a la presión y prevenir el flujo inverso, debiendo estar separados el circuito primario que pasa por los captadores del circuito de almacenamiento.

Además de dar valores orientativos a los tamaños y potencias del resto de componentes de la instalación solar, el CTE determina un mantenimiento para la instalación, consistente en un plan de vigilancia y un plan de mantenimiento preventivo.

En 2005 se realizó un estudio termo-económico sobre las instalaciones de propósito múltiple en Madrid, Rodríguez et al. 2006 (43), aplicadas tanto a la producción de ACS durante todo el año, como a la de climatización en verano. Los resultados del estudio muestran que el uso combinado de ambas aplicaciones resulta ventajoso, ya que implica una reducción del periodo de amortización de la instalación.



**Figura 8-16: Fracción solar para la aplicación de ACS únicamente y ACS junto aire acondicionado, resultados obtenidos de la simulación para 15 viviendas con una instalación de 50 m<sup>2</sup> de captadores y un volumen de acumulación de 3000 l (43)**

Tanto la **Figura 8-16** como la **Tabla 8-4** muestran los resultados obtenidos de la aplicación a un edificio de 15 viviendas. Resulta interesante comprobar que la aplicación conjunta supone una ventaja para la instalación, dado que en los meses de verano, en los que la fracción solar para ACS es superior a la unidad. La utilización de ambas aplicaciones conjuntas implica un mejor aprovechamiento de la energía solar, aunque la inversión inicial es superior dado que se necesita instalar una máquina de absorción y el periodo de amortización aumenta en tres años.

	APLICACIÓN ACS	APLICACIÓN ACS+AA
<b>Ahorro energía primaria</b>	80%	60% para ACS 52% para AA
<b>Reducción impacto ambiental</b>	80% 4,9 Tm CO2	72% 5,08 Tm CO2
<b>Ahorro económico</b>	908,74€	681,55€ para ACS 334,24€ para AA
<b>Periodo de amortización</b>	13,4 años	16,9 años*

\* El coste inicial de la aplicación ACS+AA es superior al de la aplicación única de ACS dado que necesita una máquina de absorción.

**Tabla 8-4: Comparativa de los parámetros energéticos, ambientales y económicos de la instalación de ACS y ACS+AA**

## 8.6 Conclusiones

En el capítulo que se concluye, se pueden destacar los siguientes puntos:

### Sobre las instalaciones de climatización solar:

- Se ha desarrollado y monitorizado completamente una instalación solar experimental de 50 m<sup>2</sup> de captadores solares térmicos planos para la aplicación de climatización de una vivienda, utilizando la tecnología de absorción de BrLi/H<sub>2</sub>O.
- Durante la temporada de verano de 2004 se ha obtenido una potencia diaria media de 3 kW durante 6,5 horas.
- El rendimiento solar SCOP obtenido ha sido bajo. Se necesita un trabajo ulterior para reducir las pérdidas térmicas de la instalación y aumentar el valor del COP de la máquina de absorción. Ello pudiera lograrse mediante una correcta elección del tamaño de la máquina de absorción y una adecuada estrategia de control, de modo que la máquina trabaje más tiempo con una temperatura elevada a la entrada del generador y en condiciones de plena carga.
- Se han calculado la carga y la demanda térmica de climatización de una vivienda unifamiliar española utilizando los datos medioambientales locales. Dichos datos y los resultados experimentales de la instalación solar ponen de manifiesto que son necesarios 50 m<sup>2</sup> de área captadora para abastecer una vivienda representativa con el 56% de la demanda de climatización utilizando únicamente energía solar.
- El volumen del acumulador térmico de 40 l/m<sup>2</sup> de captador parece satisfactorio de acuerdo con los resultados experimentales, permitiendo ajustarse al periodo de demanda de climatización de una vivienda, especialmente a últimas horas de la tarde. La configuración de acumulador térmico no estratificado resulta ser la mejor para esta aplicación.
- Abasteciendo el 100% de la demanda de climatización de la vivienda (56% mediante energía solar y el 44% con una caldera de gas natural), el ahorro en el coste de la energía será del 62% mientras que el ahorro en las emisiones de CO<sub>2</sub> será del 36% según los resultados obtenidos.

Un trabajo previo a éste se presentó en un congreso internacional en Noruega, ECOS2005, posteriormente se ha publicado en una revista del JCR, Applied Thermal Engineering en Octubre de 2008, y a día de hoy ha sido citado en tres ocasiones y a través de él se ha conseguido una propuesta de colaboración en un proyecto Europeo además de haber sido nominado a los premios ENI Award 2009 por la propia organización. Numerosos estudiantes de otros países se han puesto en contacto con los autores para pedir una estancia y trabajar en este tema.

Sobre las políticas específicas:

- Se ha podido comprobar que la mayoría de los países en la actualidad están desarrollando políticas que favorezcan la instalación de energías renovables para cubrir la demanda energética de las viviendas.
- Algunos estudios plantean la imposibilidad de utilizar únicamente la cubierta de los edificios para instalar los captadores solares dado que se trata de edificios altos que en poca superficie albergan un gran número de viviendas, para ello se han hecho simulaciones que ponen de manifiesto que se podrían utilizar también las fachadas con mejor orientación para el aprovechamiento de la energía solar.
- Otros estudios ponen de manifiesto la necesidad de normativas de ensayos que permita conocer la calidad de los productos que se están instalando.
- Para una mayor difusión de esta tecnología algunos apuntan a la necesidad de la obligatoriedad de su instalación, regida por un reglamento a nivel nacional, otros abogan por la concesión de subvenciones a los usuarios para paliar en parte el alto coste de su instalación.

Sin embargo, todos comentan la necesidad de una política de seguimiento de las instalaciones una vez puestas en marcha, para conocer el verdadero ahorro de energía.

- En el caso de Grecia, dado que el auge de esta tecnología fue hace unos años, permite conocer la evolución que ha sufrido. Cabe decir que no existe ninguna reglamentación que obligue a la implantación de la energía solar, sin embargo, han existido políticas de subvenciones a las instalaciones que han permitido el alto desarrollo logrado. El hecho de que esta tecnología se haya implantado de forma masiva en Grecia ha logrado la detección de problemas que han llevado a una gran mejora en la fabricación de los captadores. Las campañas publicitarias lanzadas por los fabricantes han logrado una aceptación social de las instalaciones solares.
- España cuenta con una reglamentación el Código Técnico de la Edificación que indirectamente obliga a aportar una fracción de la demanda de agua caliente sanitaria a base de energía solar, de los edificios residenciales de nueva construcción o que sufran una remodelación. Dicha fracción solar depende de la radiación que llega a la zona donde se ubica el edificio, el total de agua caliente sanitaria demandado por el edificio y la energía que va a sustituir. Además, cuenta con un plan de mantenimiento que persigue que las instalaciones sigan operativas a lo largo de los años. Sin embargo no existe en esta legislación obligación de cumplir objetivos en operación, ni un incentivo a la eficiencia o eficacia a lo largo de la vida de las instalaciones.

Sobre las instalaciones solares de propósito múltiple:

- El análisis termoeconómico efectuado sobre este tipo de instalaciones demuestra que, si bien los ahorros de emisiones y energético son elevados (siempre superan el 50%), la amortización es difícil debido al elevado coste de la inversión inicial, y al relativamente bajo precio de la energía. Esto resulta especialmente significativo en las aplicaciones de frío solar, a causa del coste de la máquina de absorción.

## 8.7 Bibliografía

1. **IEA\_Task38**. [En línea] 2009. <http://www.iea-shc.org/task38/index.html>.
2. *Global renewable Energy Resources*. **Dermibas, A.** 2006, Energy Sources Part A 28, págs. 779-792.
3. *Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system*. **Rodríguez Hidalgo, M.C., y otros.** 2008, Applied Thermal Engineering 28, págs. 1734-1744.
4. **Directive\_2002/91/EC**. *European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings*. s.l. : OJ L 1,4.1.2003 vol 02 P.168 Chapter 12, 2003. 65-71.
5. **Mercier, A. y Peteves, S.D.** *Results of the Public Consultation on the EU Initiative on heating and cooling from Renewable Energy Sources*. s.l. : EUROPEAN COMMISSION Directorate-General Joint Center, Institute for Energy, Sustainable Energy Technologies Reference and Information System (SETRIS), Direction D, New and renewable sources of energy, energy efficiency and innovation, 2006.
6. **IDAE**. *Plan de Energías Renovables en España 2005-2010*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio Madrid : Instituto de Diversificación y Ahorro de Energía IDAE, 2005.
7. **REE**. *Informe mensual Diciembre 2004*. Madrid : Red Electrica Española D.L. M-14212-2001, 2005.
8. *Decentralised cooling of electronic equipment using the thermal conversion of solar energy*. **Rodríguez, P.; Izquierdo, M.; Lecuona, A.; Venegas, M.; Sardina, M; Rodríguez, M.C.; López, S.** Estoril Lisboa : ISBN 972-99309-0-2, 2004. 3rd European Congress on Economics and Management of Energy in Industry ECEMEI2004.

9. *Solar assisted air conditioning of buildings-an overview*. **Henning, H.M.** 2007, Applied Thermal Engineering 27, págs. 1734-1749.
10. **Viti, A.** *DTIE 1.01 Preparación de Agua Caliente para usos sanitarios*. s.l. : ATECYR Asociación Técnica Española de climatización y refrigeración, 1996. Documentos Técnicos de instalaciones en la edificación.
11. *Overview of solar assisted air-conditioning systems and applications*. **Balaras, C.A., y otros.** Larnaca Chipre : ISBN 01874418353, 2004. 3rd International Heat Powered Cycles Conference HPC2004.
12. *Energetic, economic and environmental viability of absorption air-conditioning systems in Spain*. **Izquierdo, M.; Rodríguez, P.; Lecuona, A.; Martín, E.; de Vega, M.** 1998, IEA Heat Pump Center Newsletter 16, págs. 24-25.
13. *Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system*. **Florides, G.A., y otros.** 2002, Applied Thermal Engineering 22, págs. 1313-1325.
14. *Solar powered H<sub>2</sub>O/BrLi absorption machine with low capacity*,. **Safarik, M., Richter, L. y Otto, M.** Larnaca Chipre : ISBN 01874418353, 2004. 3rd International Heat Powered Cycles Conference HPC2004.
15. **Rotártica**. Rotártica S.A. [En línea] 2004. <http://www.rotartica.com>.
16. *The influence of climate and location on collector performance*. **Adsten, M., Perers, B. y Wäckelgard, E.** 2002, Renewable Energy 25, págs. 499-509.
17. *Thermal solar energy for Spanish houses comfort: energy-saving and environmental impact reduction*. **Izquierdo, M.; Lecuona, A.; Rodríguez, P.; Venegas, M.** Denmark : ISBN 87-7475-297-9, 2003. International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact Energy Systems ECOS2003. págs. 657-664.
18. *A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid*. **Syed, A.; Izquiedo, M.; Rodríguez, P.; Maidment, G.; Misseden, J; Lecuona, A.; Tozer, R.** 2005, International Journal of Refrigeration 28, págs. 859-871.
19. **NBE-CT-79**. *Real Decreto 2429/1979 Norma Básica de la edificación NBE-CT-79 sobre condiciones térmicas en los edificios*. s.l. : Boletín Oficial del Estado número 253 Ref1979/24866, 1979.
20. **Pinazo Ojer, J.M.** *Manual de climatización. Tomo II Cargas Térmicas* . Departamento de Termodinámica Aplicada, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales : Universidad Politécnica Valencia, Servicio de Publicaciones, ISBN 84-7721-339-9 Depósito Legal V-3735-1995, 1995.

21. **RITE**. *RITE*. s.l. : Boletín Oficial del Estado 186 Ref. 1998/18795 Real Decreto 1751/1998, 1998.
22. **REE**. *Proyecto INDEL*. Depósito Legal M5357-1999 : Red Eléctrica Española S.A., 1998.
23. *An evaluation of R22 substitutes performances regulating continuously the compressor refrigeration capacity*. **Apread, A., y otros**. 2004, Applied Thermal Engineering 24, págs. 127-139.
24. **BOE286**. *Boletín Oficial del Estado nº286*. s.l. : Ref 2006/20845, 2006.
25. **BOE310**. *Real Decreto 1556/2005*. s.l. : Boletín Oficial del Estado nº 310 Ref. 2004/21314 , 2004.
26. *Home Solar Absorption-Based Air Conditioning in Spain. An experimental approach*. **Rodríguez Aumente, P., y otros**. Norway : ISBN 82-519-2041-8, 2005. 18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2005. págs. 1485-1492.
27. *Solar cooling technologies in Greece: an economic viability analysis*. **Tsoutsos, T., y otros**. 2003, Applied Thermal Engineering 23, págs. 1427-1439.
28. **POINTCARBON**. POINT CARBON. [En línea] 30 de NOV de 2009. <http://www.pointcarbon.com>.
29. *Testing domestic solar water heaters. The New Zealand experience*. **Western, B.E. y Benseman, R.F.** 1985, Solar Energy 35, págs. 471-476.
30. *Net energy analysis of solar and conventional domestic hot water systems in Melbourne, Australia*. **Crawford, R.H. y Treloar, G.J.** 2004, Solar Energy 76, págs. 159-163.
31. *Advances in solar water heating for domestic use in Australia*. **Czarnecki, J.T. y Read, W.R.W.** 1978, Solar Energy 20, págs. 75-80.
32. *Potential application of a centralized solar water-heating system for a high-rise residential building in Hong Kong*. **Chow, T.T., y otros**. 2006, Applied Energy 83, págs. 42-54.
33. *Solar water heating in Cyprus: current status of technology and problems*. **Kalogirou, S.** 1997, Renewable Energy 10, págs. 107-112.
34. *Solar water heating in Lebanon: current status and future prospects*. **Houri, A.** 2006, Renewable Energy 31, págs. 663-675.

35. *Techno-economic evaluation of domestic solar water heating systems in India.* **Chandrasekar, B. y Kandpal, T.C.** 2004, *Renewable Energy* 29, págs. 319-332.
36. *Investigating the real situation of Greek solar water heating market.* **Kaldellis, J.K., Kavadias, K.A. y Spyropoulos, G.** 2005, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 9, págs. 499-520.
37. *Feasibility analysis of domestic solar water heating systems in Greece.* **Kaldellis, J.K., El-Samani, K. y Koronakis, P.** 2005a, *Renewable Energy* 30, págs. 659-682.
38. *The solar thermal market in Greece-review and perspectives.* **Argirou, A.A. y Mirasgedis, S.** 2003, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7, págs. 397-418.
39. *Solar systems diffusion in local markets.* **Sidiras, D.K. y Koukios, E.G.** 2004, *Energy Policy* 32, págs. 2007-2018.
40. *Simulation of the solar hot water systems diffusion: the case of Greece.* **Sidiras, D. y Koukios, E.** 2004b, *Renewable Energy* 29, págs. 907-919.
41. *Industrial solar thermal applications in Greece. Economic evaluation, quality requirements and case studies.* **Karagiorgas, M., Botzios, A. y Tsoutsos, T.** 2001, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5, págs. 157-173.
42. *Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación.* **CTE.** 2006, BOE 28/03/06.
43. *Solar Facilities elements selection for a combined use of DHW and Climatizing.* **Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Salgado Mangual, R.A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.;** Aghia Pelagia Creta Grecia : Proceedings, 2006. 19th International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems. págs. 1539-1546.
44. *Combined DHW and air-conditioning solar applications a thermo-economic analysis for Madrid region.* **Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Lecuona Neumann, A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.;** Perugia : Proceedings, 2006. 61 Congresso Nazionale ATI. Solar Heating and Cooling International Session . págs. 215-220.
45. **IEA\_Task26.** IEA SHC WEB. [En línea] 20 de junio de 2009. [Citado el: 20 de junio de 2009.] <http://www.iea-shc.org/publications/task26/index.html>.



# 9 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

## CONTENIDO

9	CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS .....	467
9.1	Principales aportaciones y conclusiones .....	467
9.1.1	Estudio de captadores solares y evaluación de su rendimiento.....	467
9.1.2	Estudio de la instalación solar para ACS completa y evaluación de sus actuaciones.....	469
9.1.3	Obtención de criterios de diseño aplicables a nuevas instalaciones. ....	470
9.2	Trabajos futuros.....	471

### 9.1 Principales aportaciones y conclusiones

La presente tesis doctoral ha abordado la descripción de las instalaciones solares térmicas de propósito múltiple en régimen transitorio bajo condiciones reales de uso, realizando un especial énfasis en la aplicación de agua caliente sanitaria. Para llegar a este fin, se han empleado tanto técnicas experimentales para la obtención de una base de datos experimental fiable como el desarrollo de modelos que describan de manera detallada las actuaciones de la instalación, permitiendo predecir el comportamiento de la misma en condiciones de trabajo diferentes a las ensayadas, y la sensibilidad a la modificación de sus parámetros de diseño.

En los siguientes apartados se hace hincapié en las aportaciones originales del presente trabajo, así como las conclusiones más relevantes. Su exposición ha sido ordenada según su temática.

#### 9.1.1 Estudio de captadores solares y evaluación de su rendimiento

El trabajo ha abordado la tarea de determinar en régimen transitorio las actuaciones de los captadores solares de la instalación bajo condiciones reales de uso.

Para la descripción experimental se ha conformado una base de datos experimental con un intervalo temporal de 10 minutos, lo que ha permitido una descripción más precisa que la que ofrece la bibliografía, típicamente con intervalos horarios. En dicha base de datos, se incluyen tanto valores globales de la instalación como caudales y temperaturas de entrada y salida, como temperaturas específicas en componentes de la instalación, especialmente en captadores solares y acumulador térmico. El número total de variables almacenadas en la base de datos es de 43. Todas ellas se han sometido a un cuidadoso proceso de calibración que ha permitido valorar los resultados del trabajo en términos de precisión de los parámetros obtenidos.

Se ha contado con los datos de una estación meteorológica propia situada a 6 m de altura de los captadores en una zona libre de obstáculos, que provee información tanto de la irradiación sobre plano horizontal como sobre plano inclinado además de temperatura ambiente, velocidad del viento (módulo y dirección) y humedad relativa.

Haciendo uso de la información recabada se ha establecido un modelo de cielo, tal que determinase la irradiancia que llega al captador. En el mismo se tienen en cuenta condiciones específicas para cada mes del año. Gracias a este modelo se obtienen valores instantáneos de irradiancia sobre plano inclinado a partir de los datos de irradiancia sobre el plano horizontal, como los disponibles en las instalaciones meteorológicas convencionales.

De igual manera, el captador solar se ha instrumentado de modo que se conocen sus temperaturas de entrada y salida además del caudal del fluido que recorre el serpentín interior. Se ha aumentado esta instrumentación (típica del captador) con sensores de temperatura en superficies estratégicas, lo que ha permitido describir la variación unidimensional de la temperatura a lo largo de una sección normal a la superficie del captador. Se ha hecho uso de esta información para ajustar el modelo de captador elaborado.

Se han descrito los flujos de calor presentes en el captador: calor útil, las pérdidas por la parte superior, las pérdidas por la parte inferior del captador y la inercia térmica de sus componentes, obteniéndose igualmente las resistencias térmicas y los términos de acumulación de energía térmica, denominados inercia térmica en la tesis.

A partir de los valores experimentales de dichas resistencias se han obtenido correlaciones empíricas para los flujos convectivos, tanto en las dos superficies exteriores (superior e inferior), como en la cavidad interior existente entre el cristal y la placa absorbidora del captador. Dichas correlaciones se consideran aplicables al conjunto del campo de captadores solares, en configuración, orientación y ubicación similares a las presentes en la instalación de la UC3M.

Utilizando el modelo de cielo y las correlaciones empíricas, se ha elaborado un modelo capaz de describir las actuaciones del captador solar entre la salida y la puesta del sol, en régimen transitorio. Tras la validación experimental. Esta combinación rinde la variación instantánea del rendimiento del captador solar bajo condiciones reales de operación.

Se ha puesto de manifiesto que la descripción del rendimiento del captador debe contemplar factores que frecuentemente no son tenidos en cuenta y que inducen a errores en los distintos programas de simulación existentes en el mercado. En la presente tesis se ha cuantificado el efecto producido por cada uno de dichos factores sobre el rendimiento instantáneo del captador. Los efectos más significativos de los estudiados son los siguientes:

EFECTO	INFLUENCIA SOBRE EL CALOR ÚTIL
Pérdidas por viento	15,6%
Envejecimiento del captador	15,0%
Modificador ángulo de incidencia	7,6%
acumulación de energía (inercia térmica)	3,2%
Pérdidas por radiación	1,3%

Mediante la aplicación de las condiciones de ensayo de la norma EN12975, bajo la cual se determinó la curva de normalización del captador, se han recuperado resultados sensiblemente coincidentes a partir del modelo de captador desarrollado. Con ello se ha probado la aplicabilidad del modelo desarrollado para condiciones de uso diferentes a las contempladas en el presente trabajo.

### 9.1.2 Estudio de la instalación solar para ACS completa y evaluación de sus actuaciones.

El conjunto de elementos que conforman la instalación solar se ha sometido al mismo tipo de análisis en régimen transitorio, determinándose tanto los resultados experimentales como los modelos capaces de describir las actuaciones de cada uno de ellos por separado, para posteriormente implementar un único modelo de la instalación completa.

Para el intercambiador de calor se ha desarrollado un modelo en régimen transitorio que tiene en cuenta tanto la inercia térmica de los componentes del intercambiador de calor como las pérdidas al ambiente exterior (sala de máquinas). Previamente se

instrumentó de modo que se tienen tanto los flujos como las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los flujos que concurren en él.

El modelo de intercambiador está basado en la aplicación de las relaciones  $\varepsilon$ —NTU, con las nuevas definiciones de calor intercambiado que tienen presentes tanto las pérdidas como la inercia.

Las pérdidas de calor del intercambiador de calor resultaron ser más significativas que la inercia térmica, dado que no se encuentra aislado térmicamente.

El acumulador térmico se ha instrumentado de modo que se conocen las temperaturas de entrada y salida y los caudales de los dos flujos concurrentes en él, además posee dos sondas axiales en su interior para conocer la estratificación.

Se ha definido un modelo de volúmenes finitos en régimen transitorio que describe las temperaturas de los distintos nodos; en este caso son 5.

A partir de dicho modelo se ha podido determinar el calor acumulado y el intervalo de tiempo durante el cual se está acumulando calor diariamente en él.

Las tuberías del circuito primario se han modelado en régimen transitorio; las pérdidas en las tuberías resultaron ser mayoritariamente radiativas, dado que discurren por un patinillo interior al edificio compartido con las chimeneas del circuito de calefacción de la Universidad.

Una vez elaborados todos los modelos desde el modelo de cielo hasta el acumulador térmico se han ensamblado en un único modelo global, de forma que se puedan describir las actuaciones de la instalación al completo. Una vez validado experimentalmente se obtiene el calor útil diario obtenido, y el rendimiento solar de la instalación.

### **9.1.3 Obtención de criterios de diseño aplicables a nuevas instalaciones.**

Mediante el uso del modelo global desarrollado se propone un nuevo criterio relativo al volumen de acumulación a la hora de diseñar instalaciones solares.

Dado que la demanda de ACS es muy variable se han elegido tres perfiles de demanda representativos: perfil de mañana, de tarde y el perfil definido por el DTIE, de modo que se pueda comparar la sensibilidad de las instalaciones a los hábitos de consumo de las familias. Se han encontrado ligeras diferencias entre los resultados, siendo el perfil

DTIE el que mejores resultados ofrece al respecto y se ha podido constatar que el perfil de mañana es el peor, desde el punto de vista de fracción solar aportada.

Se ha definido un volumen óptimo de almacenamiento, como aquel volumen menor que permite cumplir con el mínimo de la fracción solar impuesta para Madrid por el CTE.

Se han obtenido las relaciones óptimas entre el volumen de acumulación y el área de captación y una relación entre dicho área y el número de personas para las que la instalación está diseñada.

La relación propuesta por el CTE entre el volumen de acumulación y el área de captación es superior a la obtenida en esta tesis como óptima, redundando en un coste menor de la instalación, ya que como se ha visto el acumulador puede llegar a ser un elemento determinante a la hora de la adquisición.

Se han comparado los resultados que ofrece el modelo con otros programas de uso libre como ACSOL o comerciales como TRANSOL, basados en TRNSYS. Con dichos programas se ha simulado la instalación solar objeto de esta tesis encontrándose discrepancias entre ellos y asimismo con los obtenidos en este trabajo.

## 9.2 Trabajos futuros

Si bien lo realizado forma un conjunto calificable de completo, como trabajos futuros se propone una continuación, siguiendo estas propuestas:

- La extensión de la determinación del volumen óptimo de acumulación a otras zonas climáticas, para evaluar el efecto de la irradiancia solar disponible sobre dicho volumen de acumulación.
- Asimismo se podría estudiar la repercusión que estas condiciones climáticas diferentes tiene sobre el rendimiento de los captadores, para una temperatura de suministro de ACS fijada.
- La aplicación del modelo a condiciones de trabajo distintas, tales como caudal variable en los circuitos primario y secundario podría aportar vías de mejora para las actuaciones de las instalaciones solares para ACS.
- Mejorar la instrumentación específica en algunos componentes tales como el captador solar (para la determinación de las variaciones espaciales de temperatura en el mismo), el intercambiador de calor (para identificar condiciones anómalas de operación, como obstrucciones y aislamiento inadecuado) y el acumulador térmico (para describir con precisión el grado de estratificación conseguido en el mismo)



# Índice bibliográfico

Abd-al Zahra, H. A. A., y K.A. Joudi. «An experimental investigation into the performance of a domestic thermosyphon solar water heater under varying operating conditions.» *Energy Conversion and Management* 24, 1984: 205-214.

Abdel-Khalik, S.I. «Heat removal factor for a flat-plate solar collector with a serpentine tube.» *Solar Energy* 18, 1976: 59-64.

Abdelrahman, M.A., B.G. Nimmo, y K.J. Ahmed. «Thermal performance tests of a solar thermosyphon domestic hot water system in Dhahram, Saudi Arabia.» *Solar and Wind Technology* 2, 1985: 149-153.

Adelard, L., F. Pignolet-Tardan, T. Mara, P. Lauret, F. Garde, y H. Boyer. «Sky temperature modelisation and applications in building simulation.» *Renewable Energy* 15, 1998: 418-430.

Adsten, M., B. Perers, y E. Wäckelgard. «The influence of climate and location on collector performance.» *Renewable Energy* 25, 2002: 499-509.

Agarwal, V.K., y D.C. Larson. «Calculation of the top loss coefficient of a flat-plate collector.» *Solar Energy* 27, 1981: 69-77.

AIGUASOL. *TRANSOL 2.1*. 2009.

Akgün, M.A. «Heat removal factor for a serpentine absorber plate.» *Solar Energy* 41, 1988: 109-111.

Akhtar, N., y S.C. Mullick. «Approximate method for computation of glass cover temperature and top heat-loss coefficient of solar collectors with single glazing.» *Solar Energy* 66, 1999: 349-354.

Akhtar, N., y S.C. Mullick. «Computation of glass-cover temperatures and top heat loss coefficient of flat-plate solar collectors with double glazing.» *Energy* 32, 2007: 1067-1074.

Alfa\_Laval. *Alfa Laval*. 2009. <http://www.alfalaval.com/Pages/default.aspx>.

Al-Najeim, N.M., y M.M. El-Refae. «A numerical study for the prediction of turbulent mixing factor in thermal storage tanks.» *Applied Thermal Engineering* 17, 1997: 1173-1181.

- Amer, E.H., J.K. Nayak, y G.K. Sharma. «A new dynamic method for testing solar flat-plate collectors under variable weather.» *Energy Conversion and Management* 40, 1999: 803-823.
- Amer, E.H., J.K. Nayak, y G.K. Sharma. «Transient method for testing flat-plate solar collectors.» *Energy Conversion and Management* 39, 1998: 549-558.
- Amer, E.H., J.K. Nayak, y G.K. Sharma. «Transient test methods for flat-plate collectors: Review and experimental evaluation.» *Solar Energy* 60, 1997: 229-243.
- Amer, E.H., P. Jadeja, J.K. Nayak, y G.K. Sharma. «Comparison of two dynamic test methods for solar flat-plate collectors.» *Energy Conversion and Management* 39, 1998: 285-293.
- Amer, E.H., y J.K. Nayak. «Evaluation of a transient test procedure for solar flat-plate collectors.» *Energy* 24, 1999: 979-995.
- Andersen, E., y S. Furbo. «Theoretical variations of the thermal performance of different solar collectors and solar combisystems as function of the varying yearly weather conditions in Denmark.» *Solar Energy* 83, 2009: 552-565.
- . «Thermal destratification in small standard solar tanks due to mixing during tapping.» *Proceedings of ISES solar world congress vol III*. 1999. 111-119.
- Aounallah, M, Y Addad, S. Benhamadouche, O Imine, L. Adjlout, y D. Laurence. «Numerical investigation of turbulent natural convection in an inclined square cavity with a hot wavy wall.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 2007: 1683-1693.
- Apread, A., R. Mastrullo, C. Renno, y G.P. Vanoli. «An evaluation of R22 substitutes performances regulating continuously the compressor refrigeration capacity.» *Applied Thermal Engineering* 24, 2004: 127-139.
- Argiriou, A, N. Klitsikas, C. A. Balaras, y D. N. Asimakopoulos. «Active solar space Heating of residential buildings in northern Hellas - a case study.» *Energy and Buildings* 26, 1997: 215-221.
- Argirou, A.A., y S. Mirasgedis. «The solar thermal market in Greece-review and perspectives.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7, 2003: 397-418.
- Arkar, C., S. Medved, y P. Novak. «Long-term operation experiences with large-scale solar systems in Slovenia.» *Renewable Energy* 16, 1999: 669-672.
- Arranovitch, E. «The joint solar collector testing programme of the European Community.» *UK/ISES Conf. C11. Testing of Solar Collectors and Systems*. UK, 1977. 49-70.



- ASHRAE\_93. *Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors*. Norma, Atlanta: ASHRAE, 2003.
- ASIT. *Asociación Solar de la Industria Térmica*. 2009. <http://www.asit-solar.com/>.
- ASIT. *Guía ASIT de la Energía Solar Térmica*. Madrid: ASIT, 2008.
- Assoa, Y.B., C Menezo, G. Fraisse, R. Yezou, y J. Brau. «Study of a new concept of photovoltaic-thermal hybrid collector.» *Solar Energy* 81, 2007: 1132-1143.
- Aubinet, M. «Longwave sky radiation parametrizations.» *Solar Energy* 53, 1994: 147-154.
- Badescu, V. «Use of Sunshine Number for Solar Irradiance Time Series Generation.» En *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*, de V. Badescu, 327-355. Berlín: Springer, 2008.
- Balaras, C.A., y otros. «Overview of solar assisted air-conditioning systems and applications.» *3rd International Heat Powered Cycles Conference HPC2004*. Larnaca Chipre: ISBN 01874418353, 2004.
- Bales, C., y T. Persson. «External DHW units for solar combisystems.» *Solar Energy* 74, 2003: 193-204.
- Baur, J.M., S.A. Klein, y W.A. Beckman. «Simulation of water tanks with mantle heat exchanger .» *Proceedings of ASES anual Conference Solar 93*. 1993. 286-291.
- Beckman, W.A., S.A. Klein, y J.A. Duffie. *Solar heating design by the f-Chart Method*. New York: Wiley-Interscience, 1977.
- Bejan, A., y A.D. Kraus. *Heat Transfer Handbook*. USA: John Wiley and Sons. Inc., 2003.
- Beltrán, M., J.M. Crespo, M.A. Orbaneja, J. A. González, y P. García. *La energía solar térmica y el gas natural en la Comunidad de Madrid*. Barcelona: Fundación Gas Natural, 2007.
- Berdahl, P., y M. Martin. «Emissivity of clear skies.» *Solar Energy* 32, 1984: 663-664.
- Biaou, A. L., y M. A. Bernier. «Achieving total domestic hot water production with renewable energy.» *Building and Environment* 43, 2008: 651-660.
- BLOOMBERG-FINANCE. 2009.
- BOCM. «Boletín Oficial de la Comunidad de Madrid.» Ordenanza Solar, 109:2003.
- BOE\_104. *Resolución 1 de junio de 2001. Dirección General de Política Energética y Minas*. 23161-23162, 2001.

- BOE\_33. «Ratificación del Protocolo de Kyoto.» 2005.
- BOE286. *Boletín Oficial del Estado nº286*. Ref 2006/20845, 2006.
- BOE310. *Real Decreto 1556/2005*. Boletín Oficial del Estado nº 310 Ref. 2004/21314 , 2004.
- Bojic, M., S.A. Kalogirou, y K. Petronijevic. «Simulation of solar domestic water heating system using a time marching model.» *Renewable Energy* 27, 2002: 441-452.
- Boland, J. «Time Series Modelling of Solar Radiation.» En *Modelling Solar Radiation at the Earth Surface*, de V. Badescu, 283-312. Berlin: Springer, 2008.
- Bonasac, M., y J.E. Nielsen. «In situ check of collector array performance.» *Solar Energy* 59, 1997: 135-142.
- BOPP. «Ordenanza municipal sobre captación y aproveitamento da enerxía solar para usos térmicos en edificacións e instalacións no termo municipal de Vigo.» Boletín Oficial de la Provincia de Pontevedra, 7:2006.
- BOPS. «Boletín Oficial de la Provincia de Sevilla.» Ordenanza de Sevilla, Sevilla, 154:2002.
- Bourges, B., A. Rabl, B. Leide, M. J. Carvalho, y M. Collares-Pereira. «Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part I: measurement errors and parameter estimates.» *Solar Energy* 47, 1991: 1-16.
- Bourges, B., A. Rabl, M. J. Carvalho, y M. Collares-Pereira. «Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part 2: prediction of long-term performance.» *Solar Energy* 47, 1991: 17-25.
- Brinkworth, B.J. «Selection of design parameters for closed circuit forced circulation solar heating systems.» *Solar Energy* 17, 1975: 331-333.
- Brinkworth, B.J. «Solar DHW system performance correlation revisited.» *Solar Energy* 71, 2001: 377-387.
- BS-6757. «British standard methods of test for themal performance of solar collectors.» British Standard, 1986.
- Buckles, W.E., y S. A. Klein. «Analysis of solar domestic hot water heaters.» *Solar Energy* 25, 1980: 417-424.
- Buchlin, J.M. «Natural and forced convective heat transfer on slender cylinders.» *Revue Générale de Thermique* 37, 1998: 653-660.

- Cabeza, L.F., M. Ibáñez, C. Solé, J. Roca, y M. Nogués. «Experimentation with a water tank including a PCM module.» *Solar Energy Materials & Solar Cells* 90, 2006: 1273-1282.
- Canada, Ministry of Supply and Services. «Canadian Climate Normals Vol 1 Solar Radiation Vol 2 Temperatures.» Ottawa, 1982.
- Cardinale, N., F. Piccininni, y P. Stefanizzi. «Economic optimization of low flow solar domestic hot water plants.» *Renewable Energy* 28, 2003: 1899-1914.
- Cebeci, T. «Laminar free convective heat transfer from outer surface of a vertical slender circular cylinder.» *Proceedings Fifth International Heat Transfer Conference Paper NC1.4.* 1974. 15-19.
- CEC, Commission of the European Communities,. *European Solar Radiation Atlas, Vol 1. Global Radiation on Horizontal Surfaces Vol 2, Inclined Surfaces.* Koln: Verlag TÜ V Rheinland, 1984.
- Celik, A.N., T. Muneer, y P. Clarke. «A review of installed solar photovoltaic and thermal collector capacities in relation to solar potential for the EU-15.» *Renewable Energy* 34, 2009: 849-856.
- CENER. *Las energías renovables en España: diagnóstico y perspectivas.* Barcelona: Fundación Gas Natural, 2006.
- Cinquemani, V., J. Owenby, y R.G. Baldwin. *Input data for solar systems.* National Oceanic and Atmospheric Administration, U.S. Department of Energy by the National Oceanic and Atmospheric Administration, 1978.
- Close, D.J. «The performance of solar water heaters with natural circulation.» *Solar Energy* 6, 1962.: 33-40.
- Collares Pereira, M, y A Rabl. «The average distribution of solar radiation-correlations between diffuse and hemispherical and between daily and hourly insolation values.» *Solar Energy* 22, 1979: 155-162.
- Courtney, R.G. «A computer study of solar water heating.» *Building and Environment* 12, 1977: 73-80.
- Crawford, R.H., y G.J. Treloar. «Net energy analysis of solar and conventional domestic hot water systems in Melbourne, Australia.» *Solar Energy* 76, 2004: 159-163.
- CTE. «Real Decreto 314/2006 aprueba el Código Técnico de la Edificación.» *BOE* 28/03/06, 2006.

Cuadros, F., F. López-Rodríguez, C. Segador, y A. Marcos. «A simple procedure to size active solar Heating schemes for low-energy building design.» *Energy and Buildings* 39, 2007: 96-104.

Czarnecki, J.T., y W.R.W. Read. «Advances in solar water heating for domestic use in Australia.» *Solar Energy* 20, 1978: 75-80.

Chandrasekar, B., y T.C. Kandpal. «Techno-economic evaluation of domestic solar water heating systems in India.» *Renewable Energy* 29, 2004: 319-332.

Chandrashekar, M., K.G.T. Hollands, N. T. Le, y J.F. Orgill. «WATSUN- A simulation program for solar assisted heating systems.» *Int. Renewable alternatives Proceedings of the Fourth Annual Conference*. London, Ontario Canada, 1978.

Chow, T. T., W. He, y J. Ji. «Hybrid photovoltaic thermosyphon water heating system for residential application.» *Solar Energy* 80, 2006: 298-306.

Chow, T.T. «Performance analysis of photovoltaic-thermal collector by explicit dynamic model.» *Solar Energy* 75, 2003: 143-152.

Chow, T.T., K.F. Fong, A.L.S. Chan, y Z. Lin. «Potential application of a centralized solar water heating system for a high rise residential building in Hong Kong.» *Applied Energy* 83, 2006: 42-54.

Chungpaibulpatana, S., y R.H.B. Exell. «The effect of using a one node heat capacitance model for determining solar collector performance parameters by transient test methods.» *Solar Wind Technology* 5, 1988: 411-421.

—. «Transient method for testing flat-plate solar collectors.» *Energy and the Environment into the 1990's*. Oxford Pergamon Press, 1990. 699-703.

Churchill, S.W., y H.H.S. Chu. «Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 18, 1975: 1323-1329.

Dermibas, A. «Global renewable Energy Resources.» *Energy Sources Part A* 28, 2006: 779-792.

DIRECTIVA\_2009/28/CE. «Directiva 2009/28/CE del Parlamento Europeo y del Consejo relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables.» 2009.

Directive\_2002/91/EC. *European Parliament and of the Council of 16 December 2002 on the energy performance of buildings*. 65-71, OJ L 1,4.1.2003 vol 02 P.168 Chapter 12, 2003.

- Duffie, J. A., y W.A. Beckman. *Solar Engineering Thermal Processes*. USA: John Wiley and Sons, 2006.
- Eames, P.C., y P.W. Griffiths. «Thermal behaviour of integrated solar collector/storage unit with 65°C phase change material.» *Energy Conversion and Management* 47, 2006: 3611-3618.
- Eicker, U. *Solar Technologies for Buildings*. Stuttgart: John Wiley and Sons, 2001.
- Eisenmann, W, K Vajen, y H. Achermann. «On the correlations between collector efficiency factor and material content of parallel flow flat-plate solar collectors.» *Solar Energy* 76, 2004: 381-387.
- Elasfour, A.S., y M.M. Hawas. «A simplified model for simulating solar thermal systems.» *Energy Conversion and Management* 27, 1987: 1-10.
- Elemir, H.K., A.E. Ghitas, R.H. Hamid, F. El-Hussainy, M.M. Beheary, y K.M. Abdel-Moneim. «Effect of dust on the transparent cover of solar collectors.» *Energy Conversion and Management* 47, 2006: 3192-3203.
- Emery, M., y B.A. Rogers. «On a solar collector thermal performance test method for use in variable conditions.» *Solar Energy* 33, 1984: 117-123.
- Erbs, D.G., S.A. Klein, y J. A. Duffie. «Estimation of the diffuse radiation fraction for hourly, daily and monthly average global radiation.» *Solar Energy* 28, 1982: 293-302.
- ESTIF. «European Solar Thermal Industry Federation.» 2009. <http://www.estif.org>.
- ESTIF. *Solar Thermal Action Plan for Europe. Heating and Cooling from the sun*. European Solar Thermal Industry Federation, 2007.
- EuroObserv'ER. «Solar Thermal Barometer Systemes solaires.» 2009.
- Europe in figures, Eurostat yearbook 2008*. Belgium: European Communities, 2008.
- EUROPEAN\_COMMISSION. «Communication from the Commission. ENERGY FOR THE FUTURE: RENEWABLE SOURCES OF ENERGY. White paper for a Community Strategy and Action Plan.» 1997.
- Fan, J.C.C., y F.J. Bachner. «Transparent heat mirrors for solar-energy applications.» *Applied Optics* 15, 1976: 1012-1017.
- Fanney, A.H., y S.A. Klein. «Thermal performance comparisons for solar hot water systems subjected to various collector and heat exchanger flow rates.» *Solar Energy* 40, 1988: 1-11.

- Fath, H. E. S. «Technical assessment of solar thermal energy storage technologies.» *Renewable Energy* 14, 1998: 35-40.
- Fernández Salgado, José María. *Compendio de Energía Solar Fotovoltaica, Térmica y Termoeléctrica*. Madrid: AMV , 2008.
- Ficher, S., W. Heidemann, H. Müller-Steinhagen, B. Perers, P. Bergquist, y B. Hellström. «Collector test method under quasi-dynamic conditions according to the European Standard EN 12975-2.» *Solar Energy* 76, 2004: 117-123.
- Florides, G.A., S.A. Kalogirou, L.C. Tassaou, y L.C. Wrobel. «Modelling, simulation and warming impact assessment of a domestic-size absorption solar cooling system.» *Applied Thermal Engineering* 22, 2002: 1313-1325.
- Fraisse, G., C. Mènèzo, y K. Johannes. «Energy performance of water hybrid PV/T collectors applied to combisystems of Direct Solar Floor type.» *Solar Energy* 81, 2007: 1426-1438.
- Fraisse, G., Y. Bai, N. Le Pierrès, y T. Letz. «Comparative study of various optimization criteria for SDHWS and a suggestion for a new global evaluation.» *Solar Energy*, 83, 2009: 232-248.
- Francey, J.L.A., y J. Papaioannou. «Wind related heat losses of a flat plate collector.» *Solar Energy* 35, 1985: 15-19.
- Frasser, K.F., K.G.T. Hollands, y A.P. Brunger. «An empirical model for natural convection heat exchangers in SDHW.» *Solar Energy* 55, 1995: 75-84.
- Freeman, T. L., J. W. Mitchell, y T. E. Audit. «Performance of combined solar-heat pump systems.» *Solar Energy* 22, 1979: 125-135.
- Frid, S.E. «Multinode models and dynamic testing methods of solar collectors.» *Solar Wind Technology* 7, 1990: 655-661.
- Frutos Rayego, Fabian. *Distribuciones de irradiancia solar difusa*. Sevilla: Tesis Doctoral, 1987.
- Frutos, F, V. Ruiz, y J. Gutierrez. «Correlations between the solar diffuse and global radiation for Madrid.» *Revue Internationale D'Heliotechnique*, 1985: 7-12.
- Fujii, T., y H Imura. «Natural-convection heat transfer from a plate with arbitrary inclination.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 1972: 755-767.
- Furbo, S., E. Andersen, A. Thür, L.J. Shah, y K.D. Andersen. «Performance improvement by discharge from different levels in solar storage tanks.» *Solar Energy* 79, 2005: 431-439.

Furbo, S., E. Andersen, S. Knudsen, N.K. Vejen, y L.J. Shah. «Smart solar tanks for small solar domestic hot water systems.» *Solar Energy* 78, 2005: 269-279.

Gadsden, S., M. Rylatt, y K. Lomas. «Putting solar energy on the urban map: a new GIS-based approach for dwellings.» *Solar Energy* 74, 2003: 397-407.

García-Valladares, O., I. Pilatowsky, y V. Ruiz. «Outdoor test method to determine the thermal behavior of solar domestic water heating systems.» *Solar Energy* 82, 2008: 613-622.

Gardon, R. «The Emissivity of Transparent Materials.» *Journal of The American Ceramic Society* 39, 1956: 278-287.

Gazela, M, y E. Mathioulakis. «A new method for typical weather data selection to evaluate long-term performance of solar energy systems.» *Solar Energy* 70, 2001: 339-348.

Ghaddar, N.K. «Stratified storage tank influence on performance of solar water heating system tested in Beirut.» *Renewable Energy* 4, 1994: 911-925.

Gomes, D.G., y N.G.C.R. Fico. «Experimental study of energy loss in solar energy collectors with wind fences.» *Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering* 126, 2004: 1101-1104.

Grundfos. *Grundfos Spain*. 2009. <http://www.grundfos.es/>.

Grupo\_intergubernamental\_de\_expertos\_sobre\_cambio\_climático. *Cambio climático 2007. Informe de síntesis*. Suiza: Grupo intergubernamental de expertos sobre cambio climático, 2008.

Gryzagoridis, J., y B.E. Klingenberg. «Natural convection from upper and lower surfaces of an inclined isothermal plate.» *International Communications of Heat Mass Transfer* 13, 1986: 163-169.

Gueymard, C. A., y D.R. Myers. «Solar Radiation Measurement: Progress in Radiometry for Improved Modeling.» En *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface*, de Viorel Badescu, editado por Viorel Badescu, 1-27. Berlin: Springer, 2008.

Gutiérrez, G. *Thermo-Fluid Dynamic Evaluation of Components in Adiabatic Absorption Systems*. Leganes: Ph.D. thesis Universidad Carlos III de Madrid, 2009.

Gutierrez, G., F. Hincapie, J.A. Duffie, y W. A. Beckman. «Simulation of forced circulation water heaters; effects of auxiliary energy supply, load type and storage capacity.» *Solar Energy* 15, 1974: 287-298.

- Han, Y.M., R.Z. Wang, y Y.J. Dai. «Thermal stratification within the water tank.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 7, 2009: 1014-1026.
- Hawladar, M.N.A., y N.E Wijesundera. «Solar collector testing.» *Renewable Energy Review Journal* 9, 1987: 11-28.
- Henden, L., J. Rekstad, y M. Meir. «Thermal performance of combined solar systems with different collector efficiencies.» *Solar Energy* 72, 2002: 299-305.
- Henning, H.M. «Solar assisted air conditioning of buildings-an overview.» *Applied Thermal Engineering* 27, 2007: 1734-1749.
- Hobbi, A., y K. Siddiqui. «Optimal design of a forced circulation solar water heating system for a residential unit in cold climate using TRNSYS.» *Solar Energy* 83, 2009: 700-714.
- Hollands, K.G. T., y M. F. Lightstone. «A review of low-flow, stratified-tank solar water Heating systems.» *Solar Energy* 43, 1989: 97-105.
- Hollands, K.G.T., T.E. Unny, G.D. Raithby, y L. Konicek. «Free convection heat transfer across inclined air layers.» *Transactions of ASME Journal of Heat Transfer* 98, 1976: 189-193.
- Houri, A. «Solar water heating in Lebanon: current status and future prospects.» *Renewable Energy* 31, 2006: 663-675.
- Huang, B.J., J. H. Wang, J. H. Wu, y P. E. Yang. «A fast response heat pump water heater using thermostat made from shape memory alloy.» *Applied Thermal Engineering* 29, 2009: 56-63.
- Ibaiondo. *Ibaiondo S.A.* 2009. <http://www.ibaiondo.com/>.
- IDAE. *Guía Práctica de energía para un consumo eficiente y responsable*. Segunda edición. Madrid: IDAE Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2007.
- IDAE. *Plan de Energías Renovables en España 2005-2010*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio Madrid: Instituto de Diversificación y Ahorro de Energía IDAE, 2005.
- IEA. «Solar Rating and Certification Procedure. Advanced Solar Thermal and Characterization for certification of collector and systems.» 2009.
- IEA\_Task26. *IEA SHC WEB*. 20 de junio de 2009. <http://www.iea-shc.org/publications/task26/index.html> (último acceso: 20 de junio de 2009).
- IEA\_Task38. 2009. <http://www.iea-shc.org/task38/index.html>.



IEA\_Task40. 2009. <http://iea40.buildinggreen.com/index.cfm>.

Incropera, F.P., y D. P. DeWitt. *Heat and Mass Transfer*. Wiley, 2002.

Izquierdo, M.; Lecuona, A.; Rodríguez, P.; Venegas, M. «Thermal solar energy for Spanish houses comfort: energy-saving and environmental impact reduction.» *International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact Energy Systems ECOS2003*. Denmark: ISBN 87-7475-297-9, 2003. 657-664.

Izquierdo, M.; Rodríguez, P.; Lecuona, A.; Martín, E.; de Vega, M. «Energetic, economic and environmental viability of absorption air-conditioning systems in Spain.» *IEA Heat Pump Center Newsletter 16*, 1998: 24-25.

Janjai, S. «Generation of Solar Radiation Maps from Long-Term Satellite Data.» En *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*, de V. Badescu, 463-478. Berlín: Springer, 2008.

Johanes, K., y G. Fraisse. «Comparisson of solar water tank storage models solutions.» *Solar Energy 79*, 2005: 216-218.

Jordan, U., y K. Vajen. «Influence of the DHW load profile on the fractional energy savings: a case study of a solar combi-system with TRNSYS simulations.» *Solar Energy 69*, 2000: 197-208.

Jordan, U., y S. Furbo. «Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs.» *Solar Energy 78*, 2005: 291-300.

Kaldellis, J.K., K. El-Samani, y P. Koronakis. «Feasibility analysis of domestic solar water heating systems in Greece.» *Renewable Energy 30*, 2005a: 659-682.

Kaldellis, J.K., K.A. Kavadias, y G. Spyropoulos. «Investigating the real situation of Greek solar water heating market.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews 9*, 2005: 499-520.

Kalogirou, S, Y. Tripanagnostopoulos, y M. Souliotis. «Performance of solar systems employing collectors with colored absorber.» *Energy and Buildings 37*, 2005: 824-835.

Kalogirou, S. A., y S. Panteliou. «Thermosiphon solar domestic water heating Systems: longterm performance prediction using artificial neural networks.» *Solar Energy 69*, 2000: 163-174.

Kalogirou, S. «Solar water heating in Cyprus:current status of technology and problems.» *Renewable Energy 10*, 1997: 107-112.

Kalogirou, S.A. «Long-term performance prediction of forced circulation solar domestic water heating system using artificial neural networks.» *Applied Energy* 66, 2000: 63-74.

Kalogirou, S.A. «Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks.» *Solar Energy* 80, 2006: 248-259.

Kalogirou, S.A. «Solar thermal collectors and applications.» *Progress in Energy and Combustion Science* 30, 2004: 231-295.

Kalogirou, S.A., y S. Lloyd. «Use of solar parabolic trough collectors for hot water production in Cyprus. A feasibility study.» *Renewable Energy* 2, 1992: 117-124.

Kamal, W.A. «Modelling the thermosiphonic solar water heater with draw of.» *Energy Conversion and Management* 26, 1986: 329-335.

Kambezidis, H.D., y B.E. Psiloglou. «The Meteorological Radiation Model (MRM) Advancements and Applications.» En *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*, de V. Badescu, 357-392. Berlín: Springer, 2008.

Kammaing, W. «The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions.» *International Heat and Mass Transfer* 28, 1985: 433-440.

Kammaing, W. «Experiences of a solar collector test method using Fourier transfer functions.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28, 1984: 1393-1404.

Karagiorgas, M., A. Botzios, y T. Tsoutsos. «Industrial solar thermal applications in Greece. Economic evaluation, quality requirements and case studies.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5, 2001: 157-173.

Kenna, J.P. «A parametric study of closed loop solar heating systems II.» *Solar Energy* 32, 1984b: 707-723.

Kenna, J.P. «A parametric study of open loop solar heating systems-I.» *Solar Energy* 32, 1984: 687-705.

Khoukhi, M, S. Maruyama, y S. Sakai. «Non-gray calculation of plate solar collector with low iron glazing taking into account the absorption and emission with a glass cover.» *Desalination* 209, 2007: 156-162.

Kind, R.J., D.H. Gladstone, y A.D. Moizer. «Convective heat losses from flat-plate solar collectors in turbulent winds.» *Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering* 105, 1983: 80-85.

Kind, R.J., y D. Kitaljevich. «Wind-induced heat losses from solar collector arrays on flat-roofed buildings.» *Transactions of the ASME Journal of Solar Energy Engineering* 107, 1985: 335-342.

Kitamura, K., y F. Kimura. «Heat transfer and fluid flow of natural convection adjacent to upward-facing horizontal plates.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 38, 1995: 3149-3159.

Klein, S A. «Calculation of flat-plate collector utilizability.» *Solar Energy* 21, 1978: 393-402.

Klein, S.A., P.I. Cooper, T.L. Freeman, D.M. Beekman, W.A. Beckman, y J.A. Duffie. «A method of simulation of solar processes and its application.» *Solar Energy* 17, 1975: 29-37.

Klein, S.A., W.A. Beckman, y J.A. Duffie. «A design procedure for solar heating systems.» *Solar energy* 18, 1976,: 113-127.

Kleinbach, E.M., W.A. Beckman, y S.A. Klein. «Performance Study of One-Dimensional Models for Stratified Thermal Storage Tanks.» *Solar Energy* 50, 1993: 155.

Knudsen, S., G.I. Morrison, M. Behnia, y S. Furbo. «Analysis of the flow structure and heat transfer in a vertical mantle heat exchanger.» *Solar Energy* 78, 2005: 281-289.

Konttinen, P., T Salo, y P.D. Lund. «Degradation of unglazed rough graphite-aluminiun solar absorber surfaces in simulated acid and neutral rain.» *Solar Energy* 78, 2005: 41-48.

Krause, M., K Vajen, F. Wiese, y H. Ackermann. «Investigations on optimazing large solar thermal systems.» *Solar Energy* 73, 2002: 217-225.

Kumar, S., V.B. Sharma, T.C. Kandpal, y S.C. Mullick. «Wind induced heat losses from outer cover of solar collectors.» *Renewable Energy* 10, 1997: 613-616.

LAPESA. «LAPESA.» 2009. <http://www.lapesa.es/>.

Lavan, Z., y J. Thompson. «Experimental study of thermally stratified hot water storage tank.» *Solar Energy* 19, 1977: 519-524.

Lima, J.B.A., R.T.A Prado, y V.M. Taborianski. «Optimization of tank and flat plate collector of solar water heating system for single family households to assure economic efficiency through the TRNSYS program.» *Renewable Energy* 31, 2006: 1581-1595.

Lin, M-H. «Numerical study of formation of longitudinal vortices in natural convection flow over horizontal and inclined surfaces.» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 44, 2001: 1759-1766.

Liu, B Y H, y R C Jordan. «The long term average performance of flat plate solar energy collectors.» *Solar Energy* 7, 1963: 53.

- Liu, B.Y.H., y R.C. Jordan. «The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation.» *Solar Energy* 4, 1960: 1-19.
- Lund, K. O. «General thermal analysis of serpentine-flow flat-plate solar collector absorbers.» *Solar Energy* 42, 1989: 133-142.
- Lunde, P.J. *Solar Thermal Engineering*. New York: John Wiley and Sons, 1980.
- Lloyd, J.R., E.M. Sparrow, y E.R.G. Eckert. «Laminar, transition and turbulent natural convection adjacent to inclined and vertical surfaces.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 15, 1972: 457-473.
- Lloyd, J.R., y W.P. Moran. «Natural convection adjacent to horizontal surface of various planforms.» *Transactions of ASME Journal of Heat Transfer* 96, 1974: 443-451.
- MacArthur, J.W., W.J. Palm, y R.C. Lessmann. «Performance analysis and cost optimization of a solar-assisted heat pump system.» *Solar Energy* 21, 1978: 1-9.
- Martínez de Alegría Mancisidor, I., P. Díaz de Basurto Uraga, I. Martínez de Alegría Mancisidor, y P. Ruíz de Arbulo López. «European Union's renewable energy sources and energy efficiency policy review: The Spanish perspective.» *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13, 2009: 100-114.
- Mathioulakis, E., y V. Belessiotis. «A new heat-pipe type solar domestic hot water system.» *Solar Energy* 72, 2002: 13-22.
- Matrawy, K.K., y I. Farkas. «Comparison study for three types of solar collectors for water heating.» *Energy Conversion and Management* 38, 1997: 861-869.
- Mc Adams, W.C. *Heat Transmission*. New York: McGraw Hill, 1954.
- Medved, S, C Arkar, y B Cerne. «A large-panel unglazed roof-integrated liquid solar collector-energy and economic evaluation.» *Solar Energy* 75, 2003: 455-467.
- Melchor Centeno, V. «New formulae for the equivalent night sky emissivity.» *Solar Energy* 28, 1982: 489-498.
- Mercier, A., y S.D. Peteves. *Results of the Public Consultation on the EU Initiative on heating and cooling from Renewable Energy Sources*. EUROPEAN COMMISSION Directorate-General Joint Center, Institute for Energy, Sustainable Energy Technologies Reference and Information System (SETRIS), Direction D, New and renewable sources of energy, energy efficiency and innovation, 2006.
- Mertol, A., W. Place, T. Webster, y R. Greif. «Detailed loop model (DLM) analysis of liquid solar thermosiphons with heat exchangers.» *Solar Energy* 27, 1981: 367-386.

- Meyer, J. P., y M. Tshimankinda. «Domestic hot-water consumption in South African Apartments.» *Energy* 23, 1998: 61-66.
- Minkowycz, W.J., y E.M. Sparrow. «Local nonsimilar solutions for natural convection on a vertical cylinder.» *Journal of heat transfer Transactions of the ASME*, 1974: 178-183.
- Mohelniková, J. «Method for evaluation of radiative properties of glass samples.» *Applied Thermal Engineering* 28 , 2008: 388-395.
- Mondol, J.D., Y.G. Yohanis, y B Norton. «Solar radiation modelling for the simulation of photovoltaic systems.» *Renewable Energy* 33, 2008: 1109-1120.
- Mora-López, Ll. «A new Procedure to Generate Solar Radiation Time Series from Machine Learning Theory.» En *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*, de V. Badescu, 313-326. Berlín: Springer, 2008.
- Morrison, G.L., y C.M. Sapsford. «Long term performance of thermosyphon solar water heaters.» *Solar Energy* 30, 1983: 341-350.
- Morrison, G.L., y D.B.J. Ranatunga. «Thermosyphon circulation in solar collectors.» *Solar Energy* 24, 1980: 191-198.
- Morrison, G.L., y J.E. Braun. «System modeling and operation characteristics of thermosyphon solar water heaters.» *Solar Energy* 34, 1985: 389-405.
- Munch, J.J. *Residential water heating, fuel consumption economics and public policy*. RAND Dept. R1498 NSF, 1974.
- Nayak, J.K., y E.H. Amer. «Experimental and theoretical evaluation of dynamic test procedures for solar flat-plate collectors.» *Solar Energy* 69, 2000: 377-401.
- NBE-CT-79. *Real Decreto 2429/1979 Norma Básica de la edificación NBE-CT-79 sobre condiciones térmicas en los edificios*. Boletín Oficial del Estado número 253 Ref1979/24866, 1979.
- Ndoye, B., y M. Sarr. «Analysis of domestic hot water energy consumption in large buildings under standard conditions in Senegal.» *Building and environment* 43, 2008: 1216-1224.
- Nelson, J.E.B., A.R. Balakrishnan, y S. Srinivasa Murthy. «Parametric studies on thermally stratified chilled water storage systems.» *Applied Thermal Engineering* 19, 1999: 89-115.
- Norton, B., y S.D. Probert. «Diurnal performance of thermosyphonic solar water heaters. an empirical prediction method.» *Solar Energy* 39, 1987: 257-265.

Oberndorfer, G., W.A. Beckman, y S.A. Klein. «Sensitivity of Annual Solar Fraction of Solar Space and Water Heating Systems to Tank and Collector Heat Exchanger Model Parameters.» *Proc. ASES Ann Conf.* 24. 1999. 153.

Oliphant, M.V. «Measurement of wind speed distributions across a solar collector.» *Solar Energy* 24, 1980: 403-405.

Ong, K.S. «A finite difference method to evaluate the thermal performance of a solar water heater.» *Solar Energy* 16, 1974: 137-147.

Ong, K.S. «An improved computer program for the thermal performance of a solar water heater.» *Solar Energy* 18, 1976: 183-191.

Orgill, J.F., y K.G.T. Hollands. «Correlation equation for hourly diffuse radiation on a horizontal surface.» *Solar Energy* 19, 1977: 357-359.

Panteliou, S., A. Dentsoras, y E. Daskalopoulos. «Use of expert systems for the selection and the design of solar domestic hot water systems.» *Solar Energy* 57, 1996: 1-8.

Papakostas, K.T., N. E. Papageorgiou, y B. A Sotiropoulos. «Residential hot water use patterns in Greece.» *Solar Energy* 54, 1995: 369-374.

Parent, M. G., H Van Der Meer, y K.G.T. Hollands. «Natural convection heat exchanger in solar water systems. Theory and experiments.» *Solar Energy* 45, 1990: 43-52.

Paulescu, M. «Solar Irradiation via air temperature data.» En *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface*, de Viorel Badescu, 175-192. Berlín: Springer, 2008.

Pedersen, P.V. «System design optimization for large building integrated solar heating systems for domestic hot water.» *Solar Energy* 50, 1993: 267-273.

Perers, B. «An improved dynamic solar collector test method for determination of non-linear optical and thermal characteristics with multiple regression.» *Solar Energy* 59, 1997: 163-178.

Perers, B. «Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs.» *Solar Energy* 50, 1993: 517-526.

Perlman, M., y B.E. Mills. «Development of residential hot water use patterns.» *ASHRAE Transactions* 91 (Part2), 1985: 657-679.

Pinazo Ojer, J.M. *Manual de climatización. Tomo II Cargas Térmicas*. Departamento de Termodinámica Aplicada, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales: Universidad Politécnica Valencia, Servicio de Publicaciones, ISBN 84-7721-339-9 Depósito Legal V-3735-1995, 1995.

- POINTCARBON. *POINT CARBON*. 30 de NOV de 2009. <http://www.pointcarbon.com>.
- Polo, J., L.F. Zarzalejo, y L. Ramirez. «Solar Radiation Derived from Satellite Images.» En *Modelling Solar Radiation at Earth Surface*, de V. Badescu, 449-461. Berlín: Springer, 2008.
- Posadillo, R., y R. López Luque. «Hourly distributions of the diffuse fraction of global solar irradiation in Córdoba (Spain).» *Energy Conversion and Management* 50, 2009: 223-231.
- PVGIS. «European Communities 2001-2006.» 2006.
- Rabin, Y., I. Bar-Niv, E. Korin, y B. Mikic. «Integrated solar collector storage system based on a salt-hydrate phase-change material.» *Solar Energy* 55, 1995: 435-444.
- Rakopoulos, C.D., y E. Vazeos. «A theoretical and experimental investigation of thermosyphon solar domestic water heater with indirect heating under hot water withdrawal conditions.» *Energy Conversion and Management* 26, 1986: 95-101.
- REE. *Informe mensual Diciembre 2004*. Madrid : Red Electrica Española D.L. M-14212-2001, 2005.
- REE. *Proyecto INDEL*. Depósito Legal M5357-1999: Red Electrica Española S.A., 1998.
- Reindl, D.T., W.A. Beckman, y J.A. Duffie. «Diffuse fraction correlations.» *Solar Energy* 45, 1990: 1-7.
- Remund, J. «Chain of algorithms to compute hourly radiation data on inclined planes used in Meteonorm.» En *Modeling Solar Radiation at the Earth Surface*, de V Badescu, 393-409. Berlin: Springer, 2008.
- REUTERS\_3000. 2009.
- Rey-Martínez, F.J., E. Velasco-Gómez, J. Martín-Gil, L.M. Navas Gracia, y S. Hernández Navarro. «Life Cycle Analysis of a thermall solar installation at a rural house in Valladolid (Spain).» *Environmental Engineering Science* 25, 2008: 713-724.
- RITE. *RITE*. Boletín Oficial del Estado 186 Ref. 1998/18795 Real Decreto 1751/1998, 1998.
- Roberte, S.A. «A numerical study of transient mixed convection in cylindrical thermal storage tanks.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41, 1998: 2003-2011.
- Rodrigo, J., N Cañella, M. Meneses, F. Castells, y C. Solé. *El consumo de energía y el medio ambiente en la vivienda en España. Análisis de ciclo de vida (ACV)*. Barcelona: Fundación Gas Natural, 2008.

Rodríguez Aumente, P., M. Izquierdo Millán, M.C. Rodríguez Hidalgo, y R. Salgado Mangual. «Home Solar Absorption-Based Air Conditioning in Spain. An experimental approach.» *18th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems ECOS 2005*. Norway : ISBN 82-519-2041-8, 2005. 1485-1492.

Rodríguez Hidalgo, M.C., P. Rodríguez Aumente, M. Izquierdo Millán, A. Lecuona Neumann, y R. Salgado Mangual. «Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system.» *Applied Thermal Engineering* 28, 2008: 1734-1744.

Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Lecuona Neumann, A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.; «Combined DHW and air-conditioning solar applications a thermo-economic analysis for Madrid region.» *61 Congresso Nazionale ATI. Solar Heating and Cooling International Session* . Perugia: Proceedings, 2006. 215-220.

Rodríguez Hidalgo, M.C.; Rodríguez Aumente, P.A.; Izquierdo Millán, M.; Salgado Mangual, R.A.; Nogueira Goriba, J.I.; Alfaro Martínez, J.A.; «Solar Facilities elements selection for a combined use of DHW and Climatizing.» *19th International Conference of Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*. Aghia Pelagia Creta Grecia: Proceedings, 2006. 1539-1546.

Rodríguez, P.; Izquierdo, M.; Lecuona, A.; Venegas, M.; Sardina, M; Rodríguez, M.C.; López, S. «Decentralised cooling of electronic equipment using the thermal conversion of solar energy.» *3rd European Congress on Economics and Management of Energy in Industry ECEME12004*. Estoril Lisboa: ISBN 972-99309-0-2, 2004.

Rodríguez, P.A. *Técnicas experimentales en Ingeniería Mecánica*. Madrid: Apuntes de asignatura , 2005.

Rogers, B.A. «A method of collector testing under transient conditions.» *ISES Congress*. Brighton: Pergamon Press , 1981. 898-902.

Rojas, D., J. Beermann, S.A. Klein, y D.T. Reindl. «Thermal performance testing of flat-plate collectors.» *Solar Energy* 82, 2008: 746-757.

Rotártica. *Rotártica S.A.* 2004. <http://www.rotartica.com>.

Rudnick, A., Y Kaplan, A.I. Kudish, y D. Wolf. «A study of solar collector aging, installation and materials problems.» *Solar Energy* 39, 1986: 227-240.

Ruiz, V., G. López, y J.C. Martínez. *DTIE 8.03 Instalaciones solares térmicas para la producción de ACS*. ATECYR, 2007.



- Safarik, M., L. Richter, y M. Otto. «Solar powered H<sub>2</sub>O/BrLi absorption machine with low capacity.» *3rd International Heat Powered Cycles Conference HPC2004*. Larnaca Chipre: ISBN 01874418353, 2004.
- Saitoh, T., H. Matsubishi, y T. Ono. «An energy independent house combining solar thermal and sky radiation energies.» *Solar Energy* 35, 1985: 541-547.
- Saitoh, T.S. «A highly-advanced solar house with solar thermal and sky radiation cooling.» *Applied Energy* 64, 1999: 215-228.
- Saitoh, T.S., y T. Fujino. «Advanced energy-efficient house (HARBEMAN house) with solar thermal, photovoltaic and sky radiation energies (experimental results).» *Solar Energy* 70, 2001: 63-77.
- Sartori, E. «Convection coefficient equations for forced air flow over flat surfaces.» *Solar Energy* 80, 2006: 1063-1071.
- Saunier, G. Y., S. Chungpaibulpatana, y T Vitagsabootr. «A dynamic test method to determine solar collector thermal performance.» *Fourth Asian School on Solar Enrgy*. Bangkok Thailand, 1985. 131-142.
- Saunier, G.Y, y S. Chungpaibulpatana. «A new inexpensive dynamic method of testing to determine solar thermal performance.» *International Solar World Congress*. Szokolay: Pergamon Press, 1983. 910.
- Saunier-Duval. «Portal Saunier Duval.» 2009. <http://www.saunierduval.es> (último acceso: 2009).
- Schilinchting, H. *Boundary Layer Theory*. New York: Springer, 2000.
- Schmidt, Ch., A. Goetzberger, y J. Schmid. «Test results and evaluation of integrated collector storage systems with transparent insulation.» *Solar Energy* 41, 1988: 487-494.
- Schmidt, T., D. Mangold, y H. Müller-Steinhagen. «Central solar heating plants with seasonal storage in Germany.» *Solar Energy* 76, 2004: 165-174.
- Shah, L.J., y S. Furbo. «Entrance effects in solar storage tanks.» *Solar Energy* 75, 2003: 337-348.
- Shakerin, S. «Wind-related heat transfer coefficient for flat-plate solar collectors.» *Transactions of the ASME. Journal of Solar Energy Engineering* 109, 1987: 31-39.
- Shariah, A.M., y G.D.G. Löf. «The optimization of tank volume to collector area ratio for a thermosyphon solar water heater .» *Renewable Energy* 7, 1996: 289-300.

Sharples, S., y P.S. Charlesworth. «Full-scale measurements of wind-induced convective heat transfer from a roof-mounted flat plate solar collector.» *Solar Energy* 62, 1998: 69-77.

Shitzer, A., D. Kalmanoviz, Y. Zvirin, y G. Grossman. «Experiments with flat plate solar water heating system in thermosyphonic flow.» *Solar Energy* 22, 1979: 27-35.

Shyu, R.J., J.Y. Liu, y L.J. Fang. «Thermal analysis of stratified storage tanks.» *ASME Journal Solar Energy Engineering* 111, 1989: 54-61.

Sidiras, D., y E. Koukios. «Simulation of the solar hot water systems diffusion: the case of Greece.» *Renewable Energy* 29, 2004b: 907-919.

Sidiras, D.K., y E.G. Koukios. «Solar systems diffusion in local markets.» *Energy Policy* 32, 2004: 2007-2018.

Sodha, M.S., y G.N. Tiwari. «Analysis of natural circulation solar water heating systems.» *Energy Conversion and Management* 21, 1981: 283-288.

Sokolov, M., y A. Arber. «Conditioning of utilizable energy by a thermostatic control of the thermosyphonic flow in solar systems.» *Solar Energy* 49, 1992: 181-189.

Soo Too, Y.C., G.L. Morrison, y M. Behnia. «Performance of solar water heaters with narrow mantle heat exchangers.» *Solar Energy* 83, 2009: 350-372.

Soong, C.Y., P.Y. Tzeng, D.C. Chiang, y T.S. Sheu. «Numerical study on mode-transition of natural convection in differentially heated inclined enclosures.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 39, 1996: 2869-2882.

Sopian, K., M. Syahri, S. Abdullah, M.Y. Othman, y B. Yatim. «Performance of a non metallic unglazed solar water heater with integrated storage system.» *Renewable Energy* 29, 2004: 1421-1430.

Sopian, K., R. Zulkifli, J. Sahari, y M. Y. Othman. «Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector.» *Journal of Materials Processing Technology* 123, 2002: 179-184.

Souliotis, M., S. Kalogirou, y Y. Tripanagnostopoulos. «Modelling of an ICS solar water heater using artificial neural networks and TRNSYS.» *Renewable Energy* 34, 2009: 1333-1339.

Sourproun, A.V. «Dynamic method of solar collector testing.» *ASME J. Solar Energy Engineering*, 2, 1992: 1149-1154.

Sparrow, E.M., J.S. Nelson, y W.Q. Tao. «Effect of leeward orientation, adiabatic framing surfaces, and eaves on solar-collector-related heat transfer coefficients.» *Solar Energy* 29, 1982: 33-41.

Sparrow, E.M., J.W. Ramsey, y E.A. Mass. «Effect of finite width on heat transfer and fluid flow about an inclined rectangular plate.» *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer* 101, 1979: 199-204.

Sparrow, E.M., y K.K. Tien. «Forced convection heat transfer at an inclined and yawed square plate- application to solar collectors.» *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer* 99, 1977: 507-512.

Spirkl, W. «Dynamic solar domestic hot water testing.» *Journal of Solar Energy Engineering. Transactions of the ASME* 112, 1990: 98-101.

Spirkl, W., y J. Muschaweck. «General model for testing solar domestic hot water systems.» *Solar Energy Materials and Solar Cells* 28, 1992: 93-102.

Spur, R., D Fiala, D Nevrala, y D. Probert. «Performances of modern domestic hot water stores.» *Applied Energy* 83, 2006: 893-910.

Spur, R., D. Fiala, D. Nevrala, y D. Probert. «Influence of the domestic hot water draw off profile on the performance of a hot water store.» *Applied Energy* 83, 2006: 749-773.

Stahl, W., K. Voss, y A. Goetzberger. «The self-sufficient solar house in Freiburg.» *Solar Energy* 52, 1994: 111-125.

Swinbank, W.C. «Long wave radiation from clear skies.» *Quart. J. Roy. Meteorol. Soc.*, 89, 1963: 338-348.

Syed, A.; Izquierdo, M.; Rodríguez, P.; Maidment, G.; Misseden, J; Lecuona, A.; Tozer, R. «A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid.» *International Journal of Refrigeration* 28, 2005: 859-871.

Szargut, J., y W. Stanek. «Thermo-ecological optimization of a solar collector.» *Energy* 32, 2007: 584-590.

Talmatsky, E., y A. Kribus. «PCM storage for solar DHW: An unfulfilled promise?» *Solar Energy* 82, 2008: 861-869.

Tanaka, H., T. Tomita, y M. Okumiya. «Feasibility study of a district energy system with seasonal water thermal storage.» *Solar Energy* 69, 2000: 535-547.

TC. *Guía de termometría con termorresistencias y termopares*. Guía, Madrid: TC S.A, 2008.

Test, F.L., R.C. Lessmann, y A. Johary. «Heat transfer during wind flow over rectangular bodies in the natural environment.» *Transactions of the ASME: Journal of Heat Transfer* 103, 1981: 262-267.

Tien, K.K., y E.M. Sparrow. «Local heat transfer and fluid flow characteristics for airflow oblique or normal to a square plate.» *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22, 1979: 349-360.

Tripanagnostopoulos, Y., M. Souliotis, y T.H. Nousia. «Solar collectors with coloured absorbers.» *Solar Energy* 68, 2000: 343-356.

Tsoutsos, T., J. Anagnostou, C. Pritchard, M. Karagiorgas, y D. Agoris. «Solar cooling technologies in Greece: an economic viability analysis.» *Applied Thermal Engineering* 23, 2003: 1427-1439.

Tymvios, F, S.C. Michaelides, y C.S. Skouteli. «Estimation of Surface Solar Radiation with Artificial Neural Networks.» En *Modelling Solar Radiation at the Earth Surface*, de V. Badescu, 221-255. Berlín: Springer, 2008.

Tzafestas, S.G., A.V. Spyridonos, y N.G. Koumoutsos. «Finite difference modelling identification and simulation of a water heater.» *Solar Energy* 16, 1974: 25-31.

Uhlemann, R., y N.K. Bansal. «Side by side comparison of a pressurized and a non pressurized solar water heating thermosiphon system.» *Solar Energy* 34, 1985: 317-328.

UNE:94002. *Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria: cálculo de la demanda energética*. AENOR, 2005.

UNE:EN-12975. *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares*. Norma, Madrid: AENOR, 2006.

UNE:EN-12976. *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Sistemas prefabricados*. NORMA, Madrid: AENOR, 2006.

UNE:ENV\_12977-3. *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida. Parte3: Caracterización de funcionamiento de acumuladores para instalaciones de calefacción solares*. NORMA UNE, Madrid: AENOR, 2002.

UNE:ENV-12977. *Sistemas solares térmicos y sus componentes. Instalaciones a medida*. Norma, Madrid: AENOR, 2002.

UNE-EV:12977. *Sistemas térmicos y sus componentes*. AENOR, 2002.

Vázquez, M. *Radiación solar e severidade climática en Galicia*. Vigo: Norgráfica , 2008.

- Vázquez, M., V. Ruiz, y R. Perez. «The roles of scattering, absorption and air mass on the diffuse to global correlations.» *Solar Energy* 47, 1991: 181-188.
- Vázquez, M., y J. Santos. «Correlaciones minutarias, horarias y diarias de la radiación solar difusa a la radiación solar global en Vigo.» En *Libro de Actas del XII Congreso Ibérico y VII Congreso Iberoamericano de Energía Solar*, de M. Vázquez y José F. Seara, 1165-1170. Vigo: Manuel Vázquez Vázquez y José F. Seara, 2004.
- VDI. *VDI Wärmeatlas*. Düsseldorf: VDI Publications, 1994.
- Viessmann. *Viessmann S.L.* 2009. <http://www.viessmann.es/>.
- Vine, E., R. Diamond, y R. Szydlowski. «Domestic hot water consumption in four low-income apartment buildings.» *Energy* 12, 1987: 459-467.
- Viti, , A. *DTIE 1.01 Preparación de Agua Caliente para usos sanitarios*. Documentos Técnicos de instalaciones en la edificación., ATECYR Asociación Técnica Española de climatización y refrigeración, 1996.
- Vliet, G.C. «Natural convection local heat transfer on constant heat flux inclined surfaces.» *Transactions of the ASME Journal of Heat Transfer* 91, 1969: 511-516.
- Voss, K., A. Goetzberger, G. Bopp, A. Häberle, A. Heinzl, y H. Lehmberg. «The self-sufficient solar house in Freiburg-results of 3 years operation.» *Solar Energy* 58, 1996: 17-23.
- Wang, H., y M.S. Hamed. «Flow mode-transition of natural convection in inclined rectangular enclosures subjected to birectional temperature gradients.» *International Journal of Thermal Sciences* 45, 2006: 782-795.
- Wang, X.A., Y.F. Xu, y X.Y. Meng. «A filter method for transient testing of collector performance.» *Solar Energy* 38, 1987: 125-134.
- Ward, D.S., G.O.G. Löf, C.C. Smith, y L.L. Shaw. «Cooling subsystem design in CSU Solar House III.» *Solar Energy* 20, 1978: 119-126.
- Ward, D.S., G.O.G. Lof, y C.C. Smith. «Design of a solar heating and cooling system for CSU Solar House II.» *Solar Energy* 19, 1977: 79-85.
- Ward, D.S., T.A. Weiss, y G.O.G. Lof. «Preliminary performance of CSU Solar House I heating and cooling system.» *Solar Energy* 18, 1976: 541-548.
- Ward, D.S., y G.O.G. Lof. «Design and construction of a residential solar heating and cooling system.» *Solar Energy* 17, 1975: 13-20.

- Watmuff, J.H., W.W.S. Charters, y D. Proctor. «Solar and wind induced external coefficients solar collectors.» *Comptes* 2, 1977: 56.
- Western, B.E., y R.F. Benseman. «Testing domestic solar water heaters. The New Zealand experience.» *Solar Energy* 35, 1985: 471-476.
- Whiller, A. *Solar energy collection and its utilization for house heating*. Ph D. Thesis in Mechanical Engineering MIT Cambridge Massachusetts, 1953.
- Wijeyesundera, N.E., y M.N.A. Hawlader. «Indoor transient tests on solar collectors.» *Proc. ENERGEX 84*. Regina Canadá, 1984. 181-185.
- Winterton, R.H.S. *International Journal Heat Mass Transfer* 41, 1998: 809.
- Wolf, D., A. Tamir, y A. I. Kudish. «A central solar domestic hot water system. Performance and economic analysis.» *Energy* 5, 1980: 191-205.
- Wolf, D., A.N. Sembira, y A.I. Kudish. «Dynamic simulation and parametric sensitivity studies on a central solar domestic hot water system.» *Energy* 9, 1984: 169-181.
- Young, M.F., y J.B. Bergquam. «The performance of a thermosiphon solar domestic hot water system with hot water removal.» *Solar Energy* 32, 1984: 655-658.
- Zerrouki, A., A. Boumedien, N Said, y B Tedjiza. «Input/Output test results and long term performance prediction of a domestic thermosiphon solar water heater in Algiers, Algeria.» *Renewable Energy* 25, 2002: 153-161.
- Zerrouki, A., A. Boumedien, y K. Bouhadeh. «The natural circulation solar water heater model with linear temperature distribution.» *Renewable Energy* 26, 2002: 549-559.
- Zhang, H.F., y Z. Lavan. «Thermal performance of a serpentine absorber plate.» *Solar Energy* 34, 1985: 175-177.