

Curso 2003/04  
CIENCIAS Y TECNOLOGÍAS/10  
I.S.B.N.: 84-7756-598-8

ANA ISABEL PALMERO MARRERO

Estudio de un sistema solar térmico  
utilizando dispositivos sombreadores de edificios

Directores

ARMANDO C. OLIVEIRA  
LOURDES GARCÍA



SOPORTES AUDIOVISUALES E INFORMÁTICOS  
Serie Tesis Doctorales

*A Célio,  
a mis padres y  
a mis hermanas*

## **Agradecimientos**

*A primeira pessoa a quem devo o meu mais profundo agradecimento é ao meu director Armando Oliveira, porque para além da sua preciosa ajuda, pela permanente disponibilidade e dedicação na orientação deste trabalho, sempre soube dar-me o seu incentivo nos momentos mais difíceis.*

*A mi codirectora Lourdes García le agradezco sus ánimos, interés, ayuda y dedicación durante toda la realización de este trabajo.*

*Agradeço a colaboração prestada pelo pessoal da Secção de Fluidos e Calor do DEMEGI (FEUP) e às gentes que conheci em Portugal nestes anos de trabalho, que me têm ajudado a sentir como em casa.*

*A Célio agradeço-lhe que sempre tenha estado comigo para, em todo o momento, me apoiar e ajudar em qualquer coisa que necessitava para este trabalho.*

*A mis padres y a mis hermanas les agradezco su comprensión y apoyo durante todo este tiempo.*

*Finalmente quiero agradecer a todos los compañeros/as, tanto de España como de Portugal, que de una u otra forma me han ayudado en este trabajo.*

# Índice de materias

<b>PRESENTACIÓN</b>	1
<b>I. OBJETIVOS</b>	9
<b>II. ESTADO ACTUAL Y PERSPECTIVAS DE LAS APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA A LA EDIFICACIÓN</b>	13
0. Presentación	19
1. Energía y edificación	20
2. Captadores solares térmicos	37
3. Referencias	58
<b>III. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA CAPTADOR-SOMBREADOR EN EL EDIFICIO: SELECCIÓN DE PARÁMETROS Y CUANTIFICACIÓN DE ENERGÍA CAPTADA</b>	75
0. Presentación	83
1. Radiación solar	85
2. Diseño del sistema captador-sombreador	99
3. Energía captada por el sistema captador-sombreador	109
4. Resultados del análisis	119
5. Conclusiones	127
6. Referencias	129
Anexo A. Esquema de sombreadores reales (lamas) y fotografías de edificaciones con sistemas sombreadores	131
Anexo B. Características del software informático EES	133
<b>IV. DESCRIPCIÓN DEL CAPTADOR SOLAR INTEGRADO Y SU MODELACIÓN</b>	135

<b>0. Presentación</b>	145
<b>1. Diferentes configuraciones del captador</b>	146
<b>2. Modelos para el captador solar sombreador</b>	154
<b>3. Resultados</b>	190
<b>4. Conclusiones</b>	211
<b>5. Referencias</b>	213
<b>V. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL CAPTADOR SOLAR INTEGRADO</b>	215
<b>0. Presentación</b>	223
<b>1. Estudio experimental</b>	224
<b>2. Resultados experimentales</b>	234
<b>3. Comparación de resultados experimentales con modelo teórico</b>	240
<b>4. Conclusiones</b>	243
<b>5. Recomendaciones</b>	244
<b>6. Referencias</b>	245
<b>Anexo A. Calibración de los termopares</b>	247
<b>Anexo B. Coeficiente de correlación</b>	247
<b>VI. APLICACIONES DEL CAPTADOR INTEGRADO PARA UN SISTEMA DE AGUA CALIENTE SANITARIA, VIABILIDAD ECONÓMICA Y ANÁLISIS AMBIENTAL</b>	249
<b>0. Presentación</b>	257
<b>1. Tipos de aplicaciones</b>	258
<b>2. Modelo del sistema para calentamiento de agua sanitaria</b>	265
<b>3. Viabilidad económica y análisis ambiental del sistema para calentamiento de agua sanitaria</b>	275
<b>4. Resultados</b>	281
<b>5. Conclusiones</b>	293
<b>6. Referencias</b>	295
<b>VII. CONCLUSIONES</b>	297

# Index

# English Summary

<b><u>STUDY OF A THERMAL SOLAR SYSTEM USING LOUVRE</u></b>		
<b><u>SHADING DEVICES</u></b>		303
I.	<b>INTRODUCTION</b>	314
II.	<b>SOLAR LOUVRE COLLECTOR DESIGN AND SOLAR ENERGY COLLECTION</b>	316
	1. Integrated solar louvre collector design	316
	2. Solar energy collection	320
III.	<b>SOLAR LOUVRE COLLECTOR MODELS</b>	324
	1. Configuration 1: Collector with tubes	324
	2. Configuration 2: Collector with larger channels	332
	3. Configuration 3: Collector with smaller channels and transparent cover area	340
IV.	<b>TESTING OF THE SOLAR LOUVRE COLLECTOR</b>	347
	1. Experimental facility	348
	2. Results	350
V.	<b>WATER HEATING SYSTEM MODEL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL VIABILITY OF THE SYSTEM</b>	353
	1. Water heating system model	353
	2. Economic and environmental viability of the system	357
VI.	<b>CONCLUSIONS</b>	364
VII.	<b>REFERENCES</b>	367

# ***PRESENTACIÓN***

La Tierra recibe del Sol una gran cantidad de energía de la que sólo se consume una mínima parte. España y Portugal tienen una privilegiada situación geográfica y climatología para el aprovechamiento de la energía solar si se compara con el resto de los países europeos (ver Tabla 1). La radiación solar global sobre superficie horizontal en España y Portugal oscila entre valores altos de radiación (superiores a  $1600 \text{ kWh/m}^2/\text{año} \cong 4.400 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$ ), en zonas del sur-centro de España y sur Portugal, además de las Islas Canarias, y valores bajos de radiación (inferiores a  $1400 \text{ kWh/m}^2/\text{año} \cong 3.800 \text{ kWh/m}^2/\text{día}$ ), en la costa norte de España [Meteonorm, 2000] [IDAE, 2001].

Tabla 1 – Localización de diferentes ciudades europeas y su radiación solar global media diaria para superficie horizontal [Bourges, B., 1992].

País	Ciudad	Latitud (°N)	Radiación solar global sobre superficie horizontal media diaria ( $\text{Wh/m}^2$ )
Alemania	Hamburg	53,63	2674
Bélgica	Uccle	50,80	2567
Dinamarca	Vaerlose	55,77	2753
España	Oviedo	43,35	3130
	Madrid	40,45	4603
	Izaña (Tenerife)	28,30	6625
Francia	La Rochelle	46,15	3702
	Nice	43,65	4160
Grecia	Atenas	37,97	4364
Portugal	Porto	41,13	4287
	Lisboa	38,72	4607
	Faro	37,02	5149

Esta fuente de energía llega hasta nosotros de una forma limpia e inagotable, por lo que es evidente que se debe intentar aprovechar lo máximo posible y con los medios técnicos necesarios. Una forma de aprovechar la energía solar es mediante la promoción y utilización de fuentes renovables de energía para así garantizar un desarrollo sostenible para la sociedad actual y

futura. Las energías renovables las podemos definir como formas de energías inagotables, diferenciándose entre energía: solar, eólica, biomasa, geotérmica y oceánica.

En el sector energético se destaca la fuerte dependencia que los países industrializados tienen de los combustibles fósiles (petróleo, carbón y gas natural). Estos combustibles al ser quemados para la producción de calor, electricidad o como fuente energética en los transportes, generan entre otros gases el CO<sub>2</sub>, siendo el más representativo de los gases en el efecto invernadero y, por tanto, en el aumento del calentamiento global de la atmósfera. Cabe destacar, dentro de las conferencias mundiales sobre los problemas ambientales y de biodiversidad, el Protocolo de Kioto (1997) donde se impusieron límites en las emisiones de CO<sub>2</sub> y de otros gases responsables del efecto invernadero. Para cumplir este objetivo la Comisión Europea se comprometió a una continuidad del desarrollo económico y social de los países de la Unión, sin que ello implique la degradación del ambiente y de los recursos naturales. Por lo tanto, surgen como soluciones urgentes la racionalización de consumos energéticos, el aumento de eficiencias energéticas y la utilización de energías renovables.

Las energías renovables en la Unión Europea representaban en 1995 el 4,5% del consumo de energías primarias (consumo interno bruto), comprometiéndose la Comisión Europea a través del “Libro Blanco para las Tecnologías de Energías Renovables” alcanzar el valor del 12% para el 2010 [IDAE, 1999]. En España y Portugal, para alcanzar este objetivo se están desarrollando diferentes estrategias políticas tales como “Plan de Fomento de las Energías Renovables”, desarrollado como respuesta de la Ley 54/1997, del Sector Eléctrico en España, o el “Programa E4” (Eficiencia Energética e Energías Endógenas), aprobado en Portugal en 2001. Uno de los objetivos de estas estrategias es aumentar los sistemas solares térmicos de baja temperatura (con temperaturas de trabajo inferior a los 100°C), de tal forma que se incremente en España unos 4,5 millones de metros cuadrados de paneles solares térmicos instalados para el 2010 [IDAE, 1999], mientras que para Portugal está la meta en 2,8 millones de metros cuadrados [FORUM, 2001]. Para tener una idea del incremento significativo que esto supone y de lo lejos que estamos de países como Alemania, Grecia o Austria, se puede ver en la siguiente tabla los valores

de los metros cuadrados de paneles solares térmicos totales instalados en algunos países de Europa en el año 2000, así como la instalación per cápita.

Tabla 2 – Mercado Europeo de Energía Solar Térmica en el año 2000 (\*).

<b>País</b>	<b>Total Instalado hasta 2000 (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Total Instalado per cápita hasta 2000 (m<sup>2</sup>/hab)</b>
Alemania	3.515.000	0,043
Austria	1.646.000	0,204
Bélgica	21.500	0,002
Dinamarca	297.000	0,056
<b>España</b>	<b>353.000</b>	<b>0,009</b>
Finlandia	19.000	0,004
Francia	303.000	0,005
Grecia	2.815.000	0,268
Italia	271.000	0,005
<b>Portugal</b>	<b>225.000</b>	<b>0,023</b>
Suecia	172.000	0,019

(\*) Datos editados por ASTIG - Active Solar Thermal Industries Group, en el "Solar Thermal Market in Europe – State of the Art and Projections", 2001.

Como se puede observar España y Portugal estaban en el 2000 muy por debajo de sus objetivos para el 2010.

Aunque tanto España como Portugal son de los países europeos con mayor potencial de energía solar, el aprovechamiento de la energía solar térmica ha sido muy inferior a las posibilidades que tienen estos dos países. La razón para que esto haya sucedido se puede deber a una serie de barreras que evitan su desarrollo y que se cumplen en los dos países: falta de información de sus beneficios y usos en la sociedad en general, falta de normativa necesaria en las instalaciones, así como no integrar las instalaciones solares cuando se realiza la construcción de la edificación. Este último punto tiene especial interés sobre todo para el colectivo de los arquitectos e ingenieros, que rechazan las instalaciones

solares por motivos estéticos. Impulsar las técnicas bioclimáticas en las edificaciones, así como la integración de los elementos solares en los diseños constructivos, fueron otros de los objetivos planteados en las estrategias políticas de España y Portugal.

Dentro de este panorama, y con el objetivo de fomentar el uso de captadores de energía solar térmica intentando suprimir la barrera que surge para integrarlos en la edificación, se desarrolló la memoria de esta tesis doctoral. En este trabajo se estudia la configuración de un captador solar térmico que está integrado en un dispositivo arquitectónico que cada vez más se está utilizando en las nuevas edificaciones, son los sombreadores usados para controlar las ganancias solares sobre superficies acristaladas de las edificaciones.

La realización de esta tesis está encuadrada en el trabajo desarrollado para el proyecto europeo “*Solar Louvre Building Integrated Collector*” con referencia ENK6-CT2000-0330, donde el coordinador pertenece a la Universidad de Nottingham (Inglaterra), mientras que el resto de participantes son de la Universidad de Porto (Portugal) y de las empresas Thermomax Ltd. (Inglaterra) y Sulzer Infra Lab AG (Suiza). El objetivo de este proyecto fue investigar un nuevo tipo de captador solar que estuviese integrado en sistemas convencionales de sombreadores solares y cuya energía térmica captada sirviese, entre otras utilidades, para el calentamiento de agua de la edificación donde fuera instalado. Este proyecto tuvo una duración de 30 meses, comenzando en enero del 2001 y finalizando en junio del 2003. Los trabajos realizados en la Universidad de Porto, concretamente en el Departamento de Ingeniería Mecánica y Gestión Industrial de la Facultad de Ingeniería, fueron dirigidos por el dr. Ing. Armando Carlos F. Coelho de Oliveira siendo el investigador principal, mientras que la participación de la autora fue como investigadora en este proyecto. El trabajo desarrollado cumplió los siguientes objetivos: realización de un modelo teórico para estudiar la eficiencia del captador, estudiar las diferentes características de diseño del captador, montaje del prototipo del captador definitivo y estudio experimental, y por último el análisis económico de este tipo de captadores para su implantación en el mercado.

Esta memoria se desarrolla en siete capítulos. En el primer capítulo se exponen de forma esquematizada los objetivos que se quieren alcanzar con esta tesis. En el segundo capítulo se explica el estado actual y perspectivas de las

aplicaciones de la energía solar térmica en la edificación. El tercer capítulo se centra en la disposición de los captadores formando parte de los sombreadores determinando sus parámetros geométricos. En el capítulo cuatro se estudian diferentes configuraciones internas del captador y se selecciona la más adecuada para fabricar el prototipo y realizar el análisis experimental. En el capítulo cinco se describe la parte experimental del trabajo presentado en la memoria con la configuración seleccionada. En el capítulo seis se estudian diferentes aplicaciones del captador, centrándose en sistemas de calentamiento de agua sanitaria cuando se utilizan cualquiera de las configuraciones presentada en esta memoria. El estudio previo de viabilidad económica y análisis ambiental del sistema de calentamiento de agua también se presenta en este capítulo, utilizando la configuración desarrolla para el prototipo. Por último, las conclusiones se encuentran en el capítulo siete.

## **BIBLIOGRAFÍA**

- 1.- ASTIG - Active Solar Thermal Industries Group, "Solar Thermal Market in Europe – State of the Art and Projections", 2001.
- 2.- Bourges, Bernard. Climatic Data Handbook for Europe - Climatic Data for the Design of Solar Energy System. Ed. Kluwer Academic Publishers, 1992.
- 3.- FORUM. Energias Renováveis em Portugal - Relatório Síntese. Ed. ADENE/INETI, 2001.
- 4.- IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía). Plan de Fomento de las Energías Renovables. Ed. IDAE, 1999.
- 5.- IDAE (Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía). Calor Solar para Procesos Industriales - Proyecto POSHIP, 2001.
- 6.- Meteonorm. Meteotest, 2000, Global Meteorological Database for Solar Energy and Applied Climatology, version 4.0, Switzerland.

## ***I. OBJETIVOS***

Los principales objetivos del trabajo desarrollado en la presente memoria pueden resumirse en los siguientes puntos:

- Propuesta del diseño de un nuevo captador solar térmico integrado en dispositivos sombreadores para el calentamiento de agua sanitaria y sombreado de edificios.
- Propuesta del modelo de operación del captador en condiciones estacionarias.
- Validación del modelo mediante estudio experimental.
- Evaluación de aplicación del captador solar integrado para un sistema de agua caliente, viabilidad económica y análisis ambiental.

***II. ESTADO ACTUAL Y PERSPECTIVAS DE LAS  
APLICACIONES DE LA ENERGÍA SOLAR  
TÉRMICA A LA EDIFICACIÓN***

# **Índice de materias**

## **0. PRESENTACIÓN**

## **1. ENERGÍA Y EDIFICACIÓN**

- 1.1. Arquitectura bioclimática
- 1.2. Sistemas solares en la edificación
  - 1.2.1. Sistemas solares pasivos
  - 1.2.2. Sistemas solares activos
- 1.3. Aperturas y sombreadores en edificación

## **2. CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS**

- 2.1. Características de los captadores solares térmicos
- 2.2. Tipos de captadores solares térmicos
  - 2.2.1. Captadores no concentradores
  - 2.2.2. Captadores concentradores
- 2.3. Nuevos captadores solares térmicos

## **3. REFERENCIAS**

## Índice de figuras

- Fig.1.- *Clasificación de los elementos solares pasivos de: a) calefacción y b) refrigeración.* Traducido por Heras Celemin, M<sup>a</sup> R. y Marco Montoro, J., (1990,p.54-63) del libro 'European passive solar handbook' (1986).
- Fig. 2.- *Algunas posibilidades de integración de módulos fotovoltaicos en una vivienda: a) cubierta inclinada, b) fachadas y c) cubierta semitransparente o como elemento de sombra.*
- Fig.3.- *Mecanismos sombreadores externos: a) fijos, b) ajustables o móviles.* [Commission of the European Communities, 1999].
- Fig.4.- *Dispositivos fijos de sombreadamiento horizontal. Proyección solar.* [Ciemat, 2001].
- Fig.5.- *Tubo de calor (Heat pipe).* [Groll M., 1992, p.99].
- Fig.6.- *Captadores de Placa Plana [Ashrae, 2000]: a) fluido térmico es líquido, b) fluido térmico es aire.*
- Fig.7.- *Típicas configuraciones de placas absorbentes [Kreider, 2001].*
- Fig.8.- *Captadores tubulares en vacío, adaptada de Kreider (2001) y ASHRAE ( 2000, p.33.3): a) con pequeño captador plano, b) con recubrimiento selectivo y c) esquema del anterior.*
- Fig.9.- *Tipos de captadores concentradores, [Kreith,1999] y [Ashrae,1999]:a) Placa plana con aletas reflectoras, b) Cilindro-parabólico, c) Cilindro-parabólico tipo Fresnel, d) Parabólico compuesto, e) Parbolioide, f) Central receptora.*
- Fig.10.- *Sección del captador solar con superficie absorbente de cemento y tubos de aluminio [Chaurasia, P.B.L, 2000, p. 706].*
- Fig.11.- *Sección de la base del sombreador.*
- Fig.12.- *Integración y esquema de los captadores solares sombreadores.*

## Índice de tablas

- Tabla 1.- *Ventajas y desventajas de captadores con líquido y aire.* Adaptada de [Kreider, 2001]
- Tabla 2.- *Tipos de captadores solares térmicos.* Adaptada de [Kreider, 2001] y [Kreith, 1999].
- Tabla 3.- *Absortancia y Emitancia de las superficies selectivas comunes.* Adaptada de [Kreith, 1999] y [Duffie et al., 1974].

## 0. PRESENTACIÓN

La demanda energética que existe hoy día, sobre todo en países desarrollados, está aumentando para satisfacer un mayor número de necesidades. Esto se puede ver claramente en las viviendas familiares, donde el uso de nuevo equipos electrónicos además de sistemas de calefacción o incluso, de aire acondicionado, ha generado un aumento en el consumo de energía por parte de este sector. Considerando que esta energía viene mayoritariamente de sistemas convencionales (no renovables), hacen que la tendencia a satisfacer un mayor número de necesidades en la sociedad, está llevando a un aumento en la producción de CO<sub>2</sub>. La energía que nos viene del Sol es limpia e inagotable, así que utilizando elementos que aprovechen esta energía, además de reducir la producción de gases como el CO<sub>2</sub>, se reduce la dependencia de combustibles convencionales del exterior. Esta son unas de las nuevas metas de las políticas de conservación y eficiencia energética que se están realizando en la Unión Europea. Así se está apostando fuertemente en el uso de las energías renovables y en aspectos relacionado con el ahorro energético, como es la eficiencia energética en la edificación.

La forma de aprovechamiento de la energía solar puede ser mediante elementos mecánicos (forma activa), o sin la mediación de estos elementos mecánicos (forma pasiva). Dentro de los sistemas activos se encuentran los captadores solares térmicos que convierten la energía de la radiación solar en energía térmica, formando parte de los sistemas de aprovechamiento de energías renovables. Los sistemas pasivos son los que utilizan los propios elementos y materiales de construcción para obtener el mayor aprovechamiento de la energía solar. Estos sistemas no están contemplados como elementos renovables, pero su uso ayudará en gran medida a fomentar la eficiencia energética en la edificación, reduciendo el consumo energético dentro de las viviendas sin disminuir el confort térmico.

Dentro del concepto de sistemas pasivos surge la idea de arquitectura bioclimática, definida como aquella que optimiza las relaciones energéticas con el entorno medioambiental mediante su propio diseño arquitectónico [Ciemat, 2001, p.1.26]. Uno de los objetivos de este tipo de diseños es el aprovechamiento de la energía solar utilizando adecuada orientación de la edificación, pero al mismo tiempo, usando mecanismos de control solar para evitar el sobrecalentamiento en los períodos más calientes del año (por ejemplo sombreadores).

La aplicación más generalizada de los sistemas solares térmicos es el calentamiento de agua sanitaria, utilizándose en viviendas, así como centros hospitalarios o deportivos, etc. Muchas veces estos sistemas tienen dificultades para ser implantados debido al posible impacto visual que puedan generar, por lo que el colectivo de arquitectos o ingenieros tienen muchas veces problemas para integrarlos en las construcciones manteniendo el aspecto estético deseado para la edificación. Por lo tanto, el integrar los captadores solares en elementos de la edificación ayuda en gran medida para que este problema se solucione.

En este capítulo se presenta el estado actual y perspectivas de sistemas solares térmicos en la edificación. En un primer apartado se explican los sistemas solares en la edificación, tanto activos como pasivos, profundizándose en el concepto de elementos sombreadores. El segundo apartado se centra en los captadores solares térmicos, introduciendo finalmente las nociones básicas del captador objeto de esta memoria de tesis doctoral: *captador solar integrado en un sombreador de edificios*.

## 1. ENERGÍA Y EDIFICACIÓN

En la política actual existe una gran preocupación por el ahorro energético para conseguir una menor dependencia de la energía convencional. La integración de sistemas de energía renovables en la edificación, es una importante estrategia para soluciones energéticas sostenibles. La concepción de edificios no está condicionada sólo por los costes iniciales de la construcción, también se debe tener en cuenta los costes de operación, donde los componentes energéticos asumen una importancia creciente.

Cualquier edificación que se desea construir debe ser concebida de tal forma que la energía en su uso sea mínima manteniendo su confort térmico. El **confort térmico** está definido, mediante la norma ISO 7730, según CIEMAT (1999, p.3.5), como “aquella condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico”. A efectos prácticos se dice que se alcanza un estado de confort térmico cuando el balance energético establecido entre el cuerpo humano y las condiciones exteriores que lo rodean sea nulo, a estas condiciones se les suele denominar neutralidad

térmica [Ciemat, 2001, p.3.6]. Por tanto, esta neutralidad térmica hace que las personas, en general, no sientan ni calor ni frío.

En cualquier investigación sobre las mejoras de la edificación, especialmente en la edificación solar, el confort térmico debe considerarse como parte imprescindible en el estudio. Dounis A.I. *et al.* (1992, p.175) utiliza técnicas de inteligencia artificial para el control de los niveles de confort térmico en edificación solar pasiva. El programa informático OPTI [Gratia, E. y De Herde A., 2002], posee herramientas que ayudan a arquitectos e ingenieros para el diseño de viviendas y oficinas, considerando aspectos como consumo de energía, confort térmico, orientación, etc. Por otro lado, N. Bouchlaghem (2000, p.101-112) presenta un modelo para ordenador que, además de simular el rendimiento de la edificación variando elementos en la construcción, optimiza las variables de diseño con el fin de obtener el máximo confort térmico.

Dentro del estudio de la energía en la edificación, se han desarrollado *software* y herramientas informáticas para estudiar aspectos como los térmicos de la edificación, orientación, sombras entre edificios, etc.. La elaboración de un patrón de calidad global, mediante el programa CODYRUN, en los diseños arquitectónicos y urbanísticos para el ahorro energético y el confort térmico, fue presentado por F. Garde *et al.* (1999, p.71-83). Este programa fue validado con nuevos estudios y se presentaron mejoras considerando aspectos tales como la radiación solar difusa en los edificios [Lauret A.J.P., 2001, p.711-718]. Los procesos de diseño para la creación de un edificio energético (considera ahorro de energía en calefacción, refrigeración, ventilación y uso de luz eléctrica) mediante diferentes programas informáticos, fue presentado por Shaviv Edna (1998, p.343-348). Los efectos de las masas térmicas en el calentamiento y enfriamiento de edificios en Chipre, fueron modelados y simulados mediante el programa TRNSYS [Kalogirou S. A. *et al.*, 2002, p.353-368]. Por otro lado, se han utilizado programas como TRNSHD para el cálculo de sombras y aislamientos en edificios [Hiller M. *et al.*, 2000, p.633-644]; el programa WINSHADE, para el diseño del control solar pasivo a través de los huecos en la edificaciones [Kabre Ch., 1999, p.263-274]; y el programa SOMBRERO, que acoplado a otros programas, puede calcular los efectos de sombra sobre una superficie orientada arbitrariamente dentro del concepto de edificación solar pasiva [Niewienda A. y Heidta F.D., 1996, p.253-263]. El estudio solar en la edificación también se está desarrollando mediante la tecnología de Redes Neuronales Artificiales (*ANNs*, *Artificial neuronal networks*) [Kalogirou S.A. y Bojic M., 2000, p.479-491]. Esta tecnología ya ha sido aplicada a robótica, medicina, sistemas de control, etc., y ahora se está empezando aplicar a las energías

renovables, donde una de sus ventajas es la rapidez con la que se adquieren las soluciones [Kalogirou S.A., 2000, p.373-401].

## 1.1.- Arquitectura bioclimática

La conservación de la energía en los edificios para alcanzar un máximo de confort térmico, fue durante algún tiempo realizada a través del concepto de edificios herméticamente cerrados y cuyo ambiente interior era controlado automáticamente. Hoy día esta perspectiva no se considera muy correcta debido a los gastos energéticos que esto provoca y lo que se intenta es integrar la edificación en el medio donde es construido. De esta forma y para minimizar la energía que se va a consumir al habitar la edificación, se debe considerar aspectos como las condiciones climáticas del lugar, aislamiento térmico, aprovechamiento de la radiación solar, uso de la vegetación, etc.. El efecto de la vegetación en edificaciones y áreas urbanas en la reducción del consumo de energía lo han estudiado, entre otros, McPherson *et al.* (1989, p.127-138) y H. Akbari (2001, p. 295-310). El diseño de viviendas que incorporan técnicas de conservación de energía, en particular sistemas de calentamiento y/o refrigeración mediante energía solar, están modificando el aspecto de las viviendas tradicionales. Con esta nueva concepción en la edificación ha surgido el concepto de *Arquitectura Bioclimática*. M. Sala y L. C. Nelli (1994, p.1173-1177) publicaron una guía cuya base es la de orientar a futuros arquitectos en el desarrollo de este concepto.

La **Arquitectura Bioclimática** puede definirse como aquella que optimiza sus relaciones energéticas con el entorno medioambiental mediante su propio diseño arquitectónico [Ciemat, 2001, p.1.26]. Diferentes ejemplos arquitectónicos se han basado en este concepto para desarrollar edificaciones cuyos diseños pueden alcanzar un significativo ahorro energético, mejorando las condiciones ambientales sin sacrificar la calidad arquitectónica. Se pueden citar algunos ejemplos recientes que utilizan este concepto: edificio de oficinas en Argentina en un clima semidesértico [de Shiller, Silvia y Evans, J.Martin, 1998, p.445-450]; edificaciones en Malasia en clima caliente y húmedo donde las estrategias seleccionadas fueron el uso de la ventilación, deshumidificación y sombreamientos para obtener condiciones de confort [Zain-Ahmed, A *et al.*, 1998, p.437-440]; análisis de diseños bioclimáticos para mejorar ciudades con edificaciones de autoconstrucción, realizado en Brasil [Labaki, L.C. y

Kowaltowski, DCCK, 1998, p.63-77] y una edificación arquitectónica que integra tecnologías de baja energía para un control climático en zona con clima desértico [Etzion, Y. *et al.*, 1997, p.417-425].

La arquitectura bioclimática hace mención a la utilización de la energía solar en la edificación, considerando requerimientos térmicos y eléctricos para que exista un consumo mínimo de la energía convencional (gas, carbón, petróleo) en los edificios, sin disminuir el confort térmico exigido por los individuos que los ocupan. Para conseguir este ahorro energético, se debe considerar la integración de los **sistemas solares pasivos y activos** en la arquitectura. Esta integración se encuentra muchas veces limitada porque en la mayoría de los proyectos arquitectónicos, se diseña desde un punto de vista estético, sin tener en cuenta conceptos tales como clima de la zona, orientación de la edificación o gastos de energía. E. Mertens (1999, p.4115-4123) presentó un método que investiga la relación de las condiciones bioclimáticas de los edificios con el uso de la luz solar, considerando el diseño de los espacios abiertos en las ciudades y las sombras entre edificios contiguos. Por otro lado, se han realizado estudios como el de M. Nicoletti (1998, p.32-41) basado en construcciones con bajo consumo energético usando elementos como almacenamiento de aire frío en el interior del edificio o el uso extensivo de la luz natural. Otro aspecto interesante fue desarrollado por G. Pretti y F. La Rocca (2000, p.1-5) donde consideran la relación entre bioclimatismo, ahorro de agua y aspecto estético en las edificaciones.

## 1.2.- Sistemas solares en la edificación

### 1.2.1.- Sistemas solares pasivos

Los **sistemas solares pasivos** son aquéllos en los que a partir de la radiación solar los procesos de captación, almacenaje y transferencia de calor se hace de forma natural (COVINA, 1979). Los sistemas pasivos utilizan los propios elementos y materiales de construcción para obtener el mayor aprovechamiento de la energía solar. En 1986 se editó un libro titulado '*European Passive Solar Handbook*' que posteriormente se ha revisado y reeditado, con nuevos tópicos como son el diseño urbano solar pasivo, uso de la luz natural, etc., estando dirigido a las personas

dedicadas al diseño de edificaciones eficientemente energéticas [Goulding, J. y Lewis, J.O, 1993, p.183-193].

Todos los edificios son de alguna forma pasivos, pero para favorecer la componente pasiva se debe poner especial atención a la localización, configuración, materiales de construcción y orientación de la edificación, así como a un buen aislamiento térmico, sobre todo en la fachada norte (considerando el hemisferio norte). Por otro lado, se deben aprovechar los gradientes térmicos que puede haber dentro de la vivienda, así como tener una buena localización de las ventanas con la apropiada dimensión según el lugar donde está ubicada la vivienda. Dentro del estudio de edificaciones solares pasivas se han editado muchas publicaciones, entre ellas se puede citar algunas de las más recientes cuyos temas centrales son: el diseño para la integración de edificios solares pasivos en áreas urbanas [Tombazis, A.N. y Preuss, S.A., 2001, p.311-318]; el estudio experimental utilizando estrategias de refrigeración natural en Argentina [Filippin, C. *et al.*, 1998, p.105-115]; la evaluación del rendimiento térmico de edificaciones pasivas en Korea [Lim, Sang Hoon, 1997, p.1915-1920]; los resultados experimentales de un edificio piloto con un sistema de autocontrol integrado, obteniéndose buenos resultados con un ahorro del 19% del consumo total de energía cuando se compara con controladores convencionales de calefacción [Guillemín, A. y Morel, N., 2002, p.397-403]; y finalmente, el desarrollo de herramientas para el diseño y evaluación de edificaciones bioclimáticas con sistemas solares pasivos realizado por Edna Shaviv [1999, p.189-204]

### Elementos solares pasivos

Uno de los objetivos en la edificación es proteger al ser humano de las condiciones atmosféricas extremas. Las estrategias pasivas ayudan a atenuar las oscilaciones de temperatura en el interior del edificio durante todo el año, independientemente de las notables variaciones de la temperatura exterior, de forma que se reduzca el consumo energético generado por equipos de acondicionamiento y reduciendo la necesidad de iluminación artificial mediante adecuados diseños de los huecos (puertas, ventanas...). Por tanto, para una adecuada concepción de edificación se debe considerar los siguientes factores: ubicación, orientación, datos climáticos del lugar y vegetación existente en el entorno.

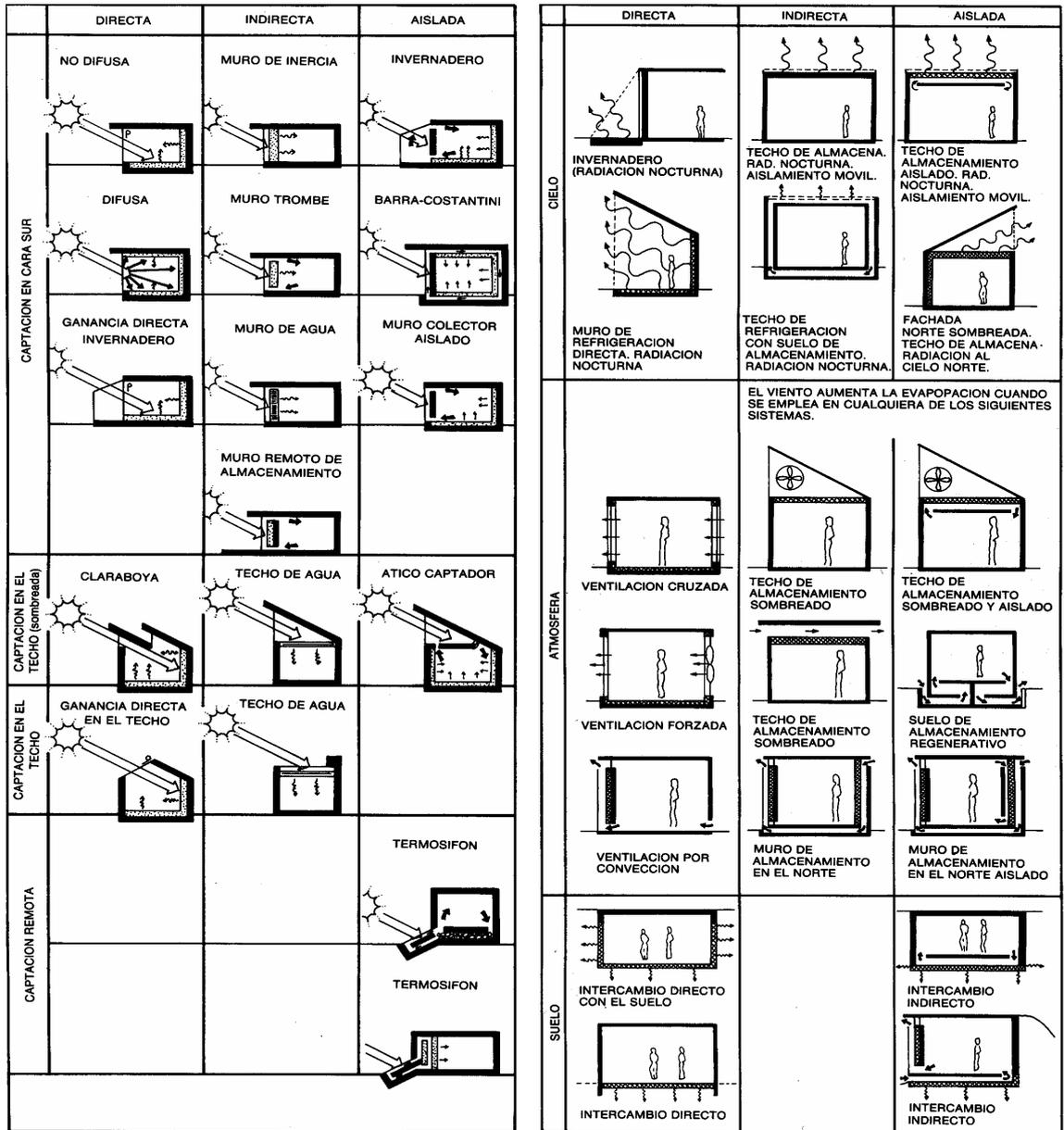
En los sistemas pasivos existen dos tipos de elementos básicos:

- superficie acristalada
- muros con inercia térmica (envolvente del edificio) cuyas funciones son las de captación, acumulación y distribución de la energía solar que incide sobre ellos.

Las estrategias pasivas incluyen la *calefacción pasiva*, *refrigeración pasiva* y *ventilación natural*. Tanto la calefacción como la refrigeración pueden captar o ceder energía, respectivamente, de forma directa, indirecta o aislada.

- *directa*: la energía es captada / cedida por el espacio habitado a través de vidrios.
- *indirecta*: la energía es captada / cedida por elementos que están en contacto con el espacio habitado a través de los muros.
- *aislada o remota*: la energía es captada / cedida por elementos que no están en contacto con el espacio habitado.

En la figura 1 se puede ver la clasificación de los elementos solares de calefacción (Fig.1a) y refrigeración (Fig.1b), para captación directa, indirecta y aislada. En los elementos de *calefacción directa* se puede ver que el almacenamiento térmico está en el interior de la casa y puede localizarse sobre el suelo o muro interior. En la *calefacción indirecta* los mecanismos de transmisión son mediante la conducción a través de los muros y la convección del aire por el calentamiento producido entre el vidrio y el muro. En la *calefacción aislada* los flujos se obtienen por convección de aire libre o forzada (ventiladores) [Heras Celemin, M<sup>a</sup> R. y Marco Montoro, J., 1990].



(a)

(b)

Fig. 1- Clasificación de los elementos solares pasivos de: a) calefacción y b) refrigeración. Traducido por Heras Celemin, M<sup>a</sup> R. y Marco Montoro, J., (1990,p.54-63) del libro 'European passive solar handbook' (1986).

Dentro del concepto de calefacción solar, el usar determinados materiales con cambio de fase como componentes de la cubierta de edificios, puede tener aplicaciones de almacenamiento térmico en solar pasiva. La simulación numérica y experimental usando este tipo de material fue estudiada A.K Athienitis. *et al.* (1997,

p.405-410). Uno de los sistemas de almacenamiento térmico solar puede ser el mismo subsuelo cuyo rendimiento térmico fue medido a escala real durante un largo período de tiempo y posteriormente evaluado por Naohiro Yoshida y Yasutaka Nakajima (1995, p.181-186). Otro elemento solar pasivo muy utilizado es el muro de trombe, estudio experimental de la convección natural en este tipo de muro fue realizado por R. O. Warrington y T. A. Ameel (1995, p.16-21).

El refrigerar un edificio con solar pasiva es mucho más complejo que la calefacción porque en el intercambio radiativo entre Sol-Edificio, la ganancia energética siempre será para el edificio. En la refrigeración se debe evitar el intercambio directo entre el espacio habitado y el Sol. Los elementos de refrigeración solar se pueden clasificar atendiendo el elemento al que ceden la energía y el mecanismo utilizado: al cielo nocturno más frío por radiación, a la atmósfera por convección natural o ventilación forzada y al suelo por conducción [Heras Celemin, M<sup>a</sup> R. y Marco Montoro, J., 1990]. Como elementos de refrigeración pasiva se ha investigado la utilización de la vegetación para reducir los gastos energéticos del aire acondicionado, por ejemplo se ha estudiado el efecto de las hiedras en la pared [Di, H.F. y Wang, D. N., 1999, p.235-245]; las plantaciones de árboles cercanos a edificaciones [Raeissi, S. y Taheri, M., 1999, p.565-570], o el utilizar tejado con vegetación (*green roof*) para reducir los gastos de aire acondicionado en construcción industrial [Lazzarin, R. M. *et al.*, 2002].

Otro aspecto importante para la aplicación de la calefacción y refrigeración solar está en edificios con grandes superficies acristaladas. En estos casos la carga de refrigeración y de radiación solar es muy grande, por lo que es difícil garantizar unas adecuadas condiciones de confort en el interior. Mejoras en edificios de almacén mediante la implementación de técnicas de control energéticamente eficientes, estudiando problemas de refrigeración y calefacción asociados las fachadas acristaladas, fueron investigadas por Shane West (2001, p.281-289). El efecto de sombreamiento es una de las hipótesis que se debe considerar para evitar los problemas creados por superficies acristaladas tal como es el excesivo calentamiento. Esta cuestión se va a desarrollar en el apartado titulado "*Aperturas y sombreadores en la edificación*".

### 1.2.2.- Sistemas solares activos

Los **sistemas solares activos** pueden ser *térmicos* o *fotovoltaicos*. Estos sistemas suelen utilizarse como apoyo a los sistemas convencionales de calefacción y electricidad.

Los *sistemas solares térmicos activos* convierten la radiación solar en energía térmica mediante mecanismos activos. Para ello necesitan de un sistema de captador, fluido para transportar la energía térmica, almacenaje, intercambiador y sistemas auxiliares de tuberías, válvulas, controles, etc.. Estos sistemas necesitan de instalación, que puede estar integrada o no en el edificio, colocándose la mayoría de las veces después que el edificio ya está construido. Para que esta instalación opere correctamente, es necesario el mantenimiento así como considerar la duración de los componentes y la amortización de la propia instalación.

Debido a que el tema principal de esta tesis es el estudio de un captador solar térmico para el calentamiento de agua y aplicaciones en arquitectura bioclimática, se estudiarán extensamente los captadores solares térmicos en el siguiente apartado. Para tener una idea de la aplicación de los sistemas fotovoltaicos en la edificación, se va a extender un poco más la explicación de estos sistemas en este mismo apartado.

Los *sistemas solares fotovoltaicos* son aquellos que transforman directamente la luz solar en electricidad. Es una tecnología que forma parte de las energías renovables, encontrándose hoy en día en plena madurez debido al gran crecimiento que ha experimentado su desarrollo y aplicaciones. La aplicación de la energía solar fotovoltaica en la edificación comenzó en la electrificación rural, siendo sistemas autónomos donde cada usuario tiene su propio generador. Actualmente ya se utilizan los sistemas solares fotovoltaicos integrados en edificios y conectados a red. Algunas veces estos sistemas se añaden posteriormente a la construcción del edificio, comúnmente sobre los tejados, aunque avances recientes en esta tecnología permiten la integración de los módulos fotovoltaicos (PV, *photovoltaic*) como elementos constructivos en edificios. Precisamente debido a que estos sistemas están formados por módulos, se puede dimensionar para cada consumo e instalar nuevos módulos según vayan aumentando las necesidades.

Cuando se habla de integrar los sistemas fotovoltaicos como elementos constructivos en los edificios se deben considerar dos posibilidades: la integración en

edificios ya construidos o en nuevas construcciones. Las diferentes aplicaciones arquitectónicas en los edificios puede ser la integración en cubiertas inclinadas, cubiertas horizontales, fachadas, cubiertas semitransparentes y como elementos de sombra –ver fig.2 - [Ciemat, 2001].

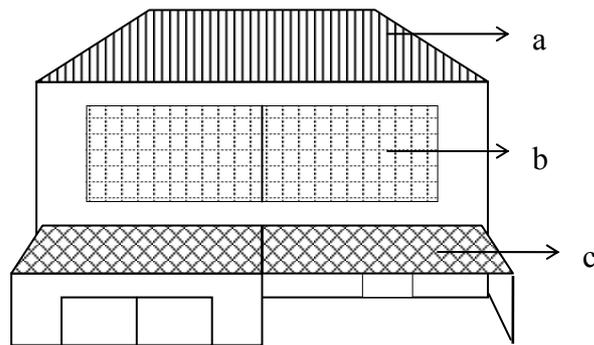


Fig. 2.- Algunas posibilidades de integración de módulos fotovoltaicos en una vivienda: a) cubierta inclinada, b) fachadas y c) cubierta semitransparente o como elemento de sombra.

Hoy día se están realizando un gran número de estudios en la aplicación de los módulos fotovoltaicos en edificación, así como en las mejoras de los materiales utilizados. Brogren, M. *et al.* (2003, p.567-575) desarrollaron y evaluaron un tipo de elemento concentrador para los paneles fotovoltaicos aplicados en fachadas. Las estrategias de revestimientos fotovoltaicos para superficies de edificios comerciales, también han sido investigadas y optimizadas. Se puede alcanzar en los días claros del año, una reducción del 60% en el uso de la energía convencional cuando se utilizan los sistemas fotovoltaicos con un adecuado revestimiento, considerándose aspectos como es la iluminación y una demanda de potencia no excesiva [Underwood, Ch.P. y Jones, A.D., 2002, p.243-250]. Por otra parte, el estudio de los beneficios eléctricos en la edificación utilizando la luz natural y variando el tamaño de las ventanas junto con la cantidad de paneles fotovoltaicos integrados en la fachada, fue desarrollado por Vartiainen, Ero [2001, p.113-120].

Una de las barreras que limita el uso extensivo de edificios que integran paneles fotovoltaicos (BIPV, del inglés *Building Integrated Photovoltaic*), es la carencia de herramientas de simulación que predicen el rendimiento de estos sistema antes de

su instalación, para así tomar las decisiones económicas correspondientes [Fanne, A. *et al.*, 2002, p.211-221]. Para subsanar esto se han obtenidos datos experimentales, utilizando diferentes tipos de células integradas en las edificaciones, para mejorar y prever la validez de las simulaciones que se hagan por ordenador de estos sistemas [Davis, M.W. *et al.*, 2002, p.173-180]. Una nueva versión de un programa de simulación para calcular el rendimiento de los sistemas fotovoltaicos aplicados a la edificación (ENERGY-10) fue desarrollada por A. Walker *et al.* [2002, p.149-155]. También se ha realizado un modelo a lo largo del ciclo de vida que caracteriza la energía y el rendimiento ambiental de los sistemas BIPV respecto a las edificaciones convencionales [Keoleian, G.A. y Lewis, G.McD., 2002, p.271-293], en este caso se consideró la aplicación de las placas PV en el tejado.

Para cualquier sistema fotovoltaico que esté integrado en edificios, se debe tener en cuenta que la ventilación de los módulos es un factor importante. La ventilación en la cara externa de los módulos favorece la disminución de la temperatura por lo que mejora el rendimiento del sistema. La estimación de los parámetros térmicos que afectan al rendimiento de las fachadas fotovoltaicas ventiladas e integradas en los edificios fue investigada por L. Mei *et al.* (2002, p.81-96). Este método permite obtener directamente los coeficientes de transferencia de calor desde los datos medidos en la fachada fotovoltaica.

Para resumir, cuando se quiere conseguir un ahorro energético y un confort térmico en la edificación, hay que considerar sistemas solares pasivos así como activos. Si consideramos sólo el pasivo, puede que los niveles de nuestro confort térmico no sean los suficientes, por lo que sería necesaria una energía adicional, recomendándose los sistemas solares activos frente a los convencionales para respetar el medio ambiente. Por otro lado, es posible utilizar un sistema solar activo dentro de una aplicación pasiva, en esta idea se basa el trabajo presentado en esta memoria: El captador solar está incorporado en el sistema de sombra de la edificación, por tanto como sistema activo se tiene un captador solar térmico, mientras que el sistema pasivo está en los elementos de sombreamiento. Este diseño favorece la integración arquitectónica de los captadores solares.

Para completar este capítulo se hará un estudio más detallado de los sombreadores en la edificación en el siguiente apartado.

### 1.3.- Aberturas y sombreadores en la edificación

Tal y como se ha dicho, las aberturas y elementos sombreadores forman parte de los elementos pasivos en la edificación. Cualquier abertura en una edificación puede incluir vidrio o plástico, armazones, puertas, sistemas sombreadores externos o internos, etc. Las aberturas pueden servir como una conexión física y/o visual con el exterior, así como una forma de permitir el paso de la radiación solar.

Las aberturas afectan al uso de la energía en el edificio mediante cuatro mecanismos [Ashrae, 1997]: transferencia térmica de calor, absorción de calor por la incidencia del sol, fugas de aire y luz natural. En general, los impactos energéticos que pueden producir las aberturas en la edificación pueden ser minimizados utilizando:

- 1) luz natural para compensar los requisitos de iluminación,
- 2) estrategias de sombreado y acristalamiento para controlar las ganancias solares de calor y así minimizar los requisitos de calefacción y refrigeración,
- 3) apropiados acristalamientos que minimizan las pérdidas de calor por conducción,
- 4) sistemas que minimizan las pérdidas de aire en las aberturas.

El utilizar la luz natural para compensar los requisitos de iluminación en la edificación, al mismo tiempo que reduce el consumo de luz eléctrica ayudando al confort dentro de la vivienda, es una estrategia que se está utilizando cada vez más en las edificaciones y que está siendo investigada desde diferentes aspectos según se detalla a continuación. Steve Sharples *et al.* (2001, p.503-509) realizan un estudio de los elementos que reducen la transmitancia de la luz natural a través de los acristalamientos, como por ejemplo la contaminación del aire. Una descripción general de los sistemas que existen en el mercado para dar luz natural en la edificación fue realizada por M. Kischkoweit-Lopin (2002, p.77-82), mientras que la eficacia de estos sistemas en la iluminación fue investigada por M. Fontoynt (2002, p.83-94). También se han realizado diferentes simulaciones: mediante una predicción de la luz natural disponible en una edificación durante un año [Walkenhorst, O. *et al.*, 2002, p.385-395] o determinando la distribución de iluminación dentro de una habitación usando mecanismos controladores de sombra [Athienitis, A.K. y Tzempelikos, A., 2002, p.271-281]. Por otra parte, existen estudios más concretos del uso de la luz natural en

edificios: ejemplos de sistemas ópticos para mejorar su uso en zonas tropicales [Edmonds, I.R. y Greenup, P.J., 2002, p.111-121]; diseños que predicen la luz natural en atrios [Littlefair, P., 2002, p. 105-109]; descripción de un nuevo sistema (*anadolic*) que permite la captación de luz y distribuye la componente difusa [Scartezzini, Jean-Louis, 2002, p.123-135]; estudios para evaluar la incomodidad del brillo y reflejos de una habitación con luz natural [Velds, Martine, 2002, p.95-103], así como el diseño de un innovador controlador de luz natural y artificial integrado en el edificio [Guillemin, A. y Morel, N., 2001, p.477-487].

El camino más efectivo para reducir las ganancias solares en las aberturas del edificio es el interceptar la radiación directa procedente del Sol antes que ésta alcance la superficie acristalada. El efecto de la temperatura sobre el coeficiente de ganancia solar en las aberturas de los edificios fue investigado por Tseng, C.C. y Goswami, D.Y. (2001, p.684-690). El hueco acristalado es el elemento del edificio que está más relacionado con la captación solar, por lo que la colocación de cualquier sombreador puede variar significativamente esta captación. La medición de las ganancias solar en las aberturas con la combinación de elementos de sombra han sido realizadas por distintos autores como: S.J. Harrison, y S.J. Van Wonderen (1998, p. 1051-1062), Hancock *et al.* (2000, p.163-176) y M. R. Collins y S. J. Harrison (2001, p.691-699).

La radiación captada por la abertura acristalada que exista en el edificio depende de la radiación incidente, la superficie de la abertura y el coeficiente de transmisión del vidrio [Ciemat, 2001]. La evaluación de propiedades térmicas estudiando diferentes tipos de acristalamientos y considerando transferencia de calor y elementos de sombra fue investigado G. Alvarez *et al.* (2000, p.803-812)(2001, p.1813-1828) y J.L.J. Rosenfeld *et al.* (2000, p.1-13). Otros estudios sobre nuevos sistemas de acristalamientos han sido desarrollados por C.M. Lampert (1999, p.197-203), Y. Etzion y E. Erell (2000, p.433-444), A. Davis. y A. Lighting (2002, p.12-19) y E. S. Lee *et al.* (2000, p.3241-3256).

Las estrategias de sombreado reducen la transferencia de energía desde el exterior del edificio como se comentó anteriormente. Dado que la investigación de esta tesis se basa en el estudio de un tipo de captador solar que está integrado en sistemas sombreadores, se va a explicar más en detalle los elementos que se utilizan para sombrear en las edificaciones.

### Elementos sombreadores

Para utilizar un elemento sombreador se debe estudiar la orientación del hueco o ventana donde se va a colocar, la geometría de las estructuras relativas al cambio de la posición solar y la geografía de la localidad, así como el tiempo y la cantidad de radiación solar directa que puede traspasar el hueco en la edificación durante el año. Junto a todo esto no hay que olvidar los efectos de sombras que pueden crear los edificios contiguos. E. Shaviv y A. Yezioro (1997, p.83-88) han analizado estas sombras mediante simulación, mientras que J. C. Lam (2000, p.647-659) incluyó en sus estudios las implicaciones energéticas que éstas conllevan en la edificación.

Los elementos sombreadores pueden estar clasificados como fijos o ajustables, externos o internos. Las aberturas que están completamente sombreadas desde el exterior, reducen la absorción de energía procedente del Sol en un 80% [Ashrae, 1997]. En todas las estructuras exteriores de sombra, el aire debe moverse libremente para permitir que el calor absorbido por los materiales sombreadores y vidrio salga al medio exterior. La evaluación de los sistemas de sombras que utilizan estrategias de control fue desarrollada por T. E. Kuhn *et al.* (2000, p.59-74) determinando la protección del excesivo calentamiento que ofrecen estos sistemas.

Las aberturas pueden ser sombreadas mediante *sombreadores externos* que pueden ser fijos (fig.3a) o ajustables (fig.3b): voladizos; lamas (*louvers* o *louvres* en inglés) fijas o móviles, paralelas o perpendiculares al cerramiento, pudiendo ser horizontales o verticales; vegetación de hoja caduca (deja pasar la radiación directa en el invierno impidiéndola en el verano), etc..

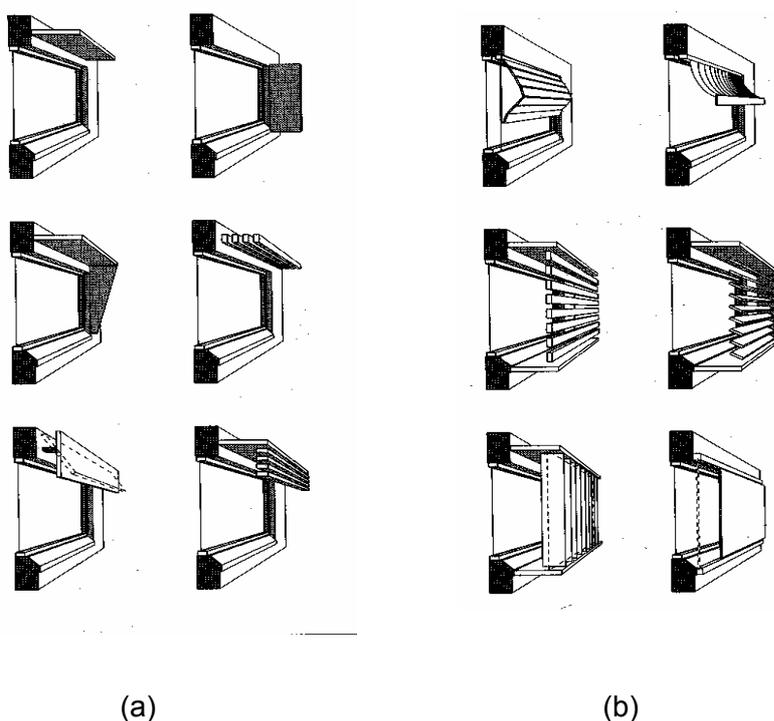


Fig.3 - Mecanismos sombreadores externos: a) fijos, b) ajustables o móviles  
[Commission of the European Communities, 1999]

Existen investigaciones recientes que analizan el efecto de la sombra de los árboles en el control de la radiación solar que llega a la edificación, así como su relación con el uso de la energía dentro de una vivienda [Simpson, J.R., 2002, p.1067-1076 [Papadakis, G. *et al.*, 2001, p.831-836][Simpson, J.R. y McPherson, E.G., 1998, p.69-74][Akbari, H., 2002, p.S119-S126]. Por otra parte, el voladizo (fig.4), elemento que hoy día es muy utilizado para dar sombras en los edificios, ha sido investigado por S. Raessi. y M. Taheri (1998, p.293-302), optimizando sus dimensiones considerando aspectos energéticos. El estudio de cómo influye la utilización de estos voladizos en diferentes aspectos climáticos dentro de la vivienda, considerando datos de Madrid, fue desarrollado por S. T.Claros y A. Soler [2002, p.587-598]. Finalmente, el efecto que producen las lamas sombreadoras (*louver*s) fijos sobre el rendimiento térmico de la edificación cuando son utilizados como mecanismo de sombra, fue desarrollado mediante simulación en TRNSYS por G. Datta (2001, p. 497-507).

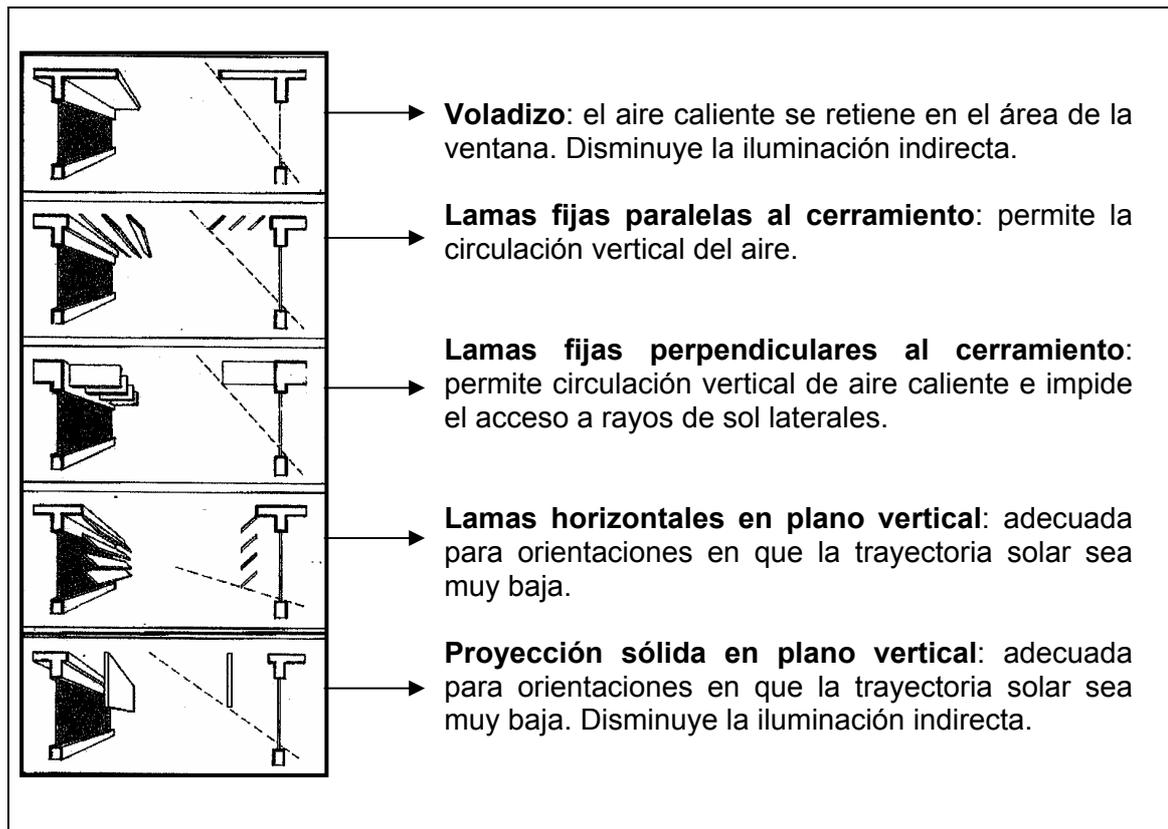


Fig. 4- Dispositivos fijos de sombreamiento horizontal. Proyección solar [Ciemat, 2001].

En el desarrollo de esta memoria se van a estudiar dispositivos sombreadores de edificios externos para obtener un sombreamiento horizontal. Por esta razón, se especifica en la figura 4 estos tipos de sombreadores y sus proyecciones solares. El término inglés que se suele utilizar para nombrar a las lamas sombreadoras es *louvre*, mientras que la denominación de los captadores solares integrados en estos elementos sombreadores y colocados en la edificación se expresa en inglés como *solar louvre building integrated collector*.

Debido al ángulo de incidencia solar, los dispositivos fijos horizontales son recomendables para fachadas con orientación Sur (hemisferio norte), para asegurar la protección solar durante el final de la primavera, todo el verano y principio del otoño [Ashrae, 1997]. Las fachadas con orientación Este u Oeste, al estar sometidas a una altura solar reducida, es preferible utilizar mecanismos verticales regulables para controlar la radiación directa solar [Ciemat, 2001].

Los *sombreadores internos* pueden ser: estores enrollable, persianas venecianas, cortinas, etc. Estos sistemas se utilizan generalmente para dar privacidad en el interior y aspectos estéticos, al mismo tiempo que permite controlar la entrada de la luz solar. La efectividad que tienen estos elementos depende de la capacidad que tengan para reflejar el exceso de radiación solar antes que este sea absorbida y convertida en calor dentro de la edificación [Ashrae, 1997]. Hay nuevos sistemas que limitan este exceso de radiación solar utilizando persianas integradas en el acristalamiento. Diferentes estudios sobre estos sistemas han sido realizados por J. Breitenbach *et al.* (2001, p.433-442) y M. R. Collins y S. J. Harrison (2001, p. 677-683). La cantidad de energía consumida en una edificación así como la ganancia de calor solar y la entrada de luz natural, puede controlarse también utilizando persianas automatizadas [Ullah, M.B. y Lefebvre, G., 2000, p.408-418] o utilizando diferentes materiales especiales con características particulares de difusión y refracción [Hunn, B.D. *et al.*, 1996, p.354-375].

Ventajas y desventajas de sombreadores internos, externos, integrales, fijos y ajustables [James and James, 1999]:

- 1) Los sombreadores externos son más efectivos para proteger del Sol (hasta un 80%) ya que interceptan los rayos solares antes de que atraviesen el vidrio. Son más caros en la instalación y mantenimiento.
- 2) Los elementos interiores son en general más baratos y fácilmente ajustables. Protegen a los ocupantes de la habitación de los rayos solares, pero no son efectivos para reducir las ganancias de calor. Las persianas reflectoras reducen este efecto en un 15-20%.
- 3) El sombreador integral instalado dentro de una doble o triple unidad de vidrio, combina la ventaja de los dos tipos anteriores. El calor se disipa al exterior y el sombreador se mantiene protegido de las condiciones climáticas exteriores.
- 4) El voladizo horizontal fijo elimina los rayos solares que tienen una mayor altura solar, pero reduce la entrada de luz natural siendo poco apropiada para orientaciones Este y Oeste. No son los más apropiados en lugares donde existen alto nivel de radiación y donde el exceso de calor es un problema, como es en el sur de Europa.

- 5) La radiación solar directa con una baja altura solar es más difícil de proteger. Las lamas verticales fijas, si son realmente efectivas, excluyen una gran parte de luz natural y obstruye la visión.
- 6) El sombreador ajustable evita algunos de estos problemas. Lamas exteriores, estores enrollables, persianas venecianas, etc., pueden estar abiertas en gran parte del día y cerrarse sólo cuando los rayos solares lo hagan recomendable. En las fachadas orientadas al este y al oeste, las lamas horizontales deben estar completamente cerradas para bloquear los rayos solares, mientras que las lamas verticales pueden estar parcialmente abiertas para permitir el paso de los rayos reflejados o difusos desde el norte, bloqueando al mismo tiempo la radiación directa. Sistemas completamente automatizados, los cuales responden a los cambios del ángulo solar, niveles de temperatura y/o luz, podrían ser particularmente adecuados para sistemas exteriores.

## 2. CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS

La energía solar puede ser transformada mediante procesos químicos, eléctricos y térmicos. La fotosíntesis es un proceso químico que produce alimento para las plantas y convierte el  $\text{CO}_2$  en  $\text{O}_2$ . Las células fotovoltaicas convierten la energía solar en electricidad. Los procesos de conversión térmica proporcionan la energía térmica para calentar o enfriar espacios, calentamiento de agua doméstica, generación de potencia, destilación y otros procesos de calentamiento (ASHARE, 1999).

Un captador solar es en general, un equipo que transforma la energía de la radiación solar en alguna otra forma de energía. Un captador solar térmico es un intercambiador de calor que convierte la energía de la radiación solar en energía térmica. En esencia, consiste en un receptor que absorbe la radiación solar y transfiere la energía térmica a un fluido de operación. Debido a la naturaleza de la energía radiante (su característica espectral, su variabilidad diaria y estacional, etc.) así como los diferentes tipos de aplicaciones para el cual puede utilizarse la energía solar térmica, el análisis y diseño de los captadores solares presentan características

particulares en las transferencias de calor y procesos ópticos, así como en el tipo de materiales usados. Para calcular la radiación incidente sobre las superficies en diferentes captadores solares, tanto anual como temporal, se pueden utilizar diagramas de distribución de irradiación, tal y como realizaron M. Rönnelid y B. Karlsson (1997, p.191-201).

Por otro lado, debido a la rentabilidad y sencillez de algunos de estos captadores solares, su uso se encuentra cada día más extendido sobre todo en la producción de agua caliente sanitaria en la edificación. Las investigaciones más recientes en energía solar, tiene como especial interés el uso de captadores solares en sistemas de aire acondicionado: refrigeración y calefacción. En estas investigaciones se destaca el uso del captador solar como evaporador en sistemas que utilizan bombas de calor para calefacción [Cervantes J. y Torres-Reyes, 2002, p.1289] [Hawladar M. *et al.*, 2001, p.1049][Kaygusuz, K., 2000, p.79-102][Wu, Ch. *et al.*, 1998, p.143-147][Chaturvedi, S.K. *et al.*, 1998, p.181-191]; aplicaciones en sistemas de refrigeración [Syed A. *et al.*, 2002, p.877-886][Florides, G.A. *et al.*, 2002, p.43-51], [Nord, J.W. *et al.*, 2001, p.566-570][Henning, H. *et al.*, 2001, p. 220-229][Magzoub, E.E. y Osman, E.A.,1998, p. 373-379], y estudios de sistemas de refrigeración con deshumidificación [Meza, J., 1998, p. 149-154][Grossman G., 2001, p. 53-62].

Aunque en general se hable de captadores solares térmicos para producir energía térmica y los captadores fotovoltaicos para producir electricidad, hoy día existen captadores solares integrados térmicos fotovoltaicos. Este tipo de captadores, conocidos también como captadores solares híbridos, producen simultáneamente energía térmica y eléctrica. Estudios recientes de este tipo de captadores han sido realizados por Imre L. y Bitat A. [1998, p.638-643], Sopian K. *et al.* [2000, p.353-365], Zondag H.A. *et al.*[2002, p.113-128].

En el siguiente apartado se explicarán los tipos de captadores solares térmicos y sus características.

## **2.1.- Características de los captadores solares térmicos**

Un captador solar térmico de baja temperatura normalmente consta de:

- superficie absorbente, usualmente una superficie oscura y térmicamente conductora,
- cubierta transparente que deja pasar las longitudes de onda más cortas y bloquea las longitudes de onda más larga transmitidas por el absorbedor,
- medio o fluido que transfiere el calor como puede ser el aire, agua, etc.

Para mejorar el rendimiento del captador solar, hoy día se está investigando sobre diferentes superficies y materiales absorbentes que puedan mejorar el funcionamiento del captador. Materiales absorbentes polimerizados han sido investigados por Mansour, A.F. *et al.* [2002, p.393-397] y Tsilingiris, P.T. [2002, p.135-150], concluyendo que se mejora la eficiencia del captador comparado con otros tipos de absorbentes. El fabricar captadores solares para calentamiento de agua con material polímero reduce en un 50% el peso del captador comparado con los materiales usuales, facilitando así la instalación [Cristofari, C. *et al.*, 2002, p.99-12]. Diferentes materiales absorbentes selectivos también han sido analizados en los últimos años [Gordo, P.R. *et al.*, 2002, p.315-319][Zhang, Q., 2001, p.3113-3120], [Kaluzs, L. *et al.*, 2001, p.61-83][Hachemi, A., 1999, p.675-682][Yueyan, S. y Xiaoji, Y., 1999, p.21-29]. El usar un tipo de absorbente coloreado puede mejorar la integración de los captadores solares con los diseños arquitectónicos, estudios sobre este tipo de absorbente se llevó a cabo por Tripanagnostopoulos, T. *et al.* (2000, p.343). Finalmente, fueron desarrolladas herramientas para estudiar la durabilidad de los materiales absorbentes por Carlsson, B. *et al.* (2000, p.223-238).

Los captadores de media y alta temperatura requieren reflectores de los rayos solares para concentrar la radiación solar en el absorbedor. Esta tecnología de los captadores solares se ha desarrollado de tal manera, que las temperaturas alcanzables pueden superar los 1000 °C [Kreith, 1999]. El diseño de los captadores solares y el tipo de fluido de trabajo depende de las temperaturas que se quieran alcanzar y de la aplicación.

La clasificación de los captadores solares térmicos puede hacerse atendiendo tres factores:

- 1) tipo de fluido de trabajo (agua, aceite, aire o *'heat pipe'*);
- 2) si concentra o no los rayos solares;
- 3) estático o con seguimiento de la trayectoria solar.

- **Fluido de trabajo**

Los fluidos de operación más usados son el agua y el aire. Las relativas ventajas y desventajas del uso de cada fluido y los sistemas asociados a cada caso aparecen en la **Tabla 1**.

Tabla 1- *Ventajas y desventajas de captadores con líquido y aire*. Adaptada de [Kreider, 2001]

Características	Líquido	Aire
Eficiencia	Son captadores más eficientes para una diferencia de temperatura dada.	Los captadores generalmente operan con una eficiencia menor.
Configuración del sistema	Se puede combinar fácilmente con servicios de agua caliente y sistemas de refrigeración.	El aire se puede suministrar directamente al espacio que pretende calentarse. Puede precalentar agua caliente.
Protección para la congelación	Podrían necesitar anticongelante e intercambiadores de calor, aumentando el costo y reduciendo la eficiencia.	No necesita
Mantenimiento	Deben tomarse precauciones en fugas, corrosión y estado de ebullición.	Requiere poco mantenimiento. Las fugas se reparan fácilmente con cinta para tubos, aunque las pérdidas pueden ser difíciles de encontrar.
Espacio requerido	Los tubos con aislantes ocuparían el espacio nominal y son más convenientes para instalar en edificaciones ya construidas.	Los tubos y el almacenamiento son voluminosos, aunque el entubado se hace con la técnica estándar de HVAC ( <i>Heating, Ventilation and Air Conditioning</i> ).
Operación	Menor energía requerida para bombear el líquido.	Se requiere más energía para mover el aire; operación más ruidosa.
Costes	La mayor porción del coste se debe al captador.	La mayor porción del coste se debe al almacenamiento.
Uso actual	La industria solar les ha prestado mayor atención.	La industria solar les ha prestado menor atención.

El uso de un fluido de operación u otro viene determinado por las aplicaciones. Por ejemplo, los captadores de aire son más indicados para el calentamiento de

espacios, así como secado. En este sentido se desarrolló el estudio experimental de A. Ahmed-Zaid *et al.* (1999, p.1083-1099), mejorando la eficiencia térmica de captadores solares de aire para el secado de alimentos. Cálculos de la transferencia de calor en este tipo de captadores fueron realizadas por G. Rodondo y R. Volpes (1998, p.21-27). Los captadores con líquidos se utilizan generalmente para aplicaciones de agua caliente industrial y doméstica.

Además de los captadores que utilizan el líquido o el aire, hay otro tipo de captadores que usan el cambio de fase líquido-vapor para transferir calor con alta eficiencia. Estos captadores tienen un tubo de calor (*heat pipe*), que opera como un conductor térmico con alta eficiencia [Ashrae, 2000]. Los tubos de calor son fabricados con una estructura capilar, sellado al vacío y conteniendo una pequeña cantidad de fluido (por ejemplo metanol) que es sometido a ciclos de evaporación-condensación. En este ciclo, el líquido se evapora por el calentamiento solar, y el vapor se traslada hasta una región donde condensa, cediendo su calor latente a una corriente de fluido (generalmente agua). Este proceso se repite al retornar el fluido condensado para evaporarse nuevamente (Fig.5). Entre la sección de evaporación y condensación existe una sección adiabática.

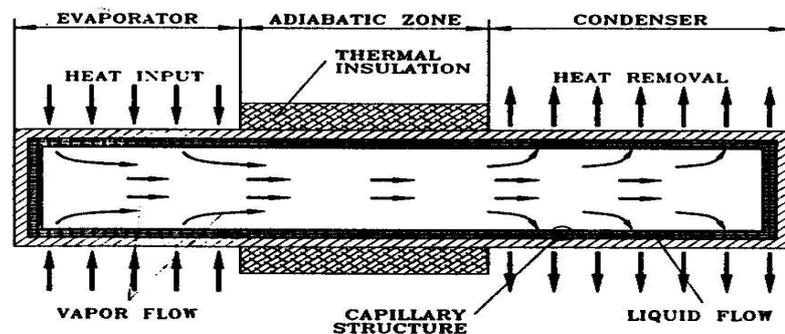


Fig.5- *Tubo de calor (Heat pipe)* [Groll M., 1992, p.99].

Como los procesos de evaporación o condensación no pueden realizarse con temperaturas superiores a las de cambio de fase, los tubos de calor ofrecen una inherente protección en procesos de congelación o sobrecalentamiento.

Existen recientes estudios realizados con tubos de calor, así como de su aplicación en captadores solares: la variación de entropía en sistemas con tubos de

calor fue investigado por Khalkhali *et al.* (1999, p.1027-1043); la comparación de diferentes tipos de tubos de calor estudiando experimentalmente sus rendimientos fue realizado por S. Said. y B. Akash (1999, p.276-684), mientras que M. Groll y S. Rösler realizaron un profundo estudio de los principios de operación y rendimientos de los tubos de calor, incluyendo estudios de termosifón que ocurren en el interior. El rendimiento térmico de tubos de calor en captadores solares planos fue investigado por H. M. S. Hussein *et al.* (1999, p.1949-1961), K.A.R. Ismail y M.M. Abogderah (1998, p.51-59) y T.Y. Bong *et al.* (1993, p.491-498). Y finalmente, aplicaciones de tubos de calor para calentamiento de agua doméstica también han sido investigadas por W. Chun *et al.* (1999, p.807-817).

Los captadores con líquido como fluido térmico, generalmente utilizan un depósito de almacenamiento del agua caliente. Hay un tipo de captadores que tienen integrado el sistema de almacenamiento, son los llamados ICS (*Integral Collector Storage*). Estos captadores incorporan el depósito térmico dentro del propio captador donde la superficie del tanque se utiliza como superficie absorbente, generalmente cubierto con una lámina transparente y aislamiento en la parte inferior. Generalmente se utilizan en clima templado y con escasos requerimientos de almacenamiento térmico. En climas más fríos se debe usar protección anticongelante.

- **Concentración en el captador y seguimiento del receptor**

Los captadores solares térmicos pueden concentrar o no la radiación solar que le llega al receptor. Los captadores concentradores son aquellos que concentran la radiación solar mediante receptores que poseen una superficie reflectora, concentrando la energía a un foco puntual o a un eje focal, donde se sitúa el absorbedor. Este tipo de captador sólo utiliza la radiación directa del Sol, mientras que los no concentradores pueden usar tanto la radiación directa como la difusa y el albedo. La razón por la que se utiliza muchas veces los captadores concentradores no es tanto por la cantidad de energía que puedan recibir, sino más porque la energía térmica que se obtiene alcanza temperaturas mucho más altas. Esto se debe a que el área donde se producen las pérdidas de calor (llamada área receptora) es mucho más pequeña que el área de abertura (área que intercepta la radiación solar). Una de las características más importantes de captadores es la **relación de concentración**, que es la relación que existe entre el área de la abertura del concentrador y el área del

receptor que absorbe la energía [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1974]. Los captadores concentradores se pueden dividir en dos grupos: captadores sin formación de imagen (baja relación de concentración) y captadores formadores de imágenes lineales (relación de concentración intermedia) [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991]. Los concentradores no formadores de imagen pueden reflejar al receptor toda la radiación incidente con ángulos de incidencia dentro de un rango determinado. Los límites de este rango definen el **ángulo de aceptación** del concentrador. No sólo toda la radiación incidente dentro del ángulo de aceptación es reflejada al receptor, también lo hace la radiación difusa dentro de este ángulo.

Tabla 2- *Tipos de captadores solares térmicos*. Adaptada de [Kreider, 2001] y [Kreith, 1999].

Tipos	Seguimiento	Relación de Concentración	Temperatura de operación (°C)
Captador plano (FPC)	NO	1	≤ 70
Captador plano con superficie reflectora	NO	1	60-120
Captador de tubos de vacío	NO	1	100-200
Captador de concentración de segmentos parabólicos o captador CPC	NO	2-3	80-120 <sup>a</sup> 100-200 <sup>b</sup>
Cilindro-parabólico	SI	10-50	150-350
Cilindro-parabólico reflector de Fresnel	SI	100-1000	300-1000
Paraboloides	SI	200-2000	250-700
Heliostatos con receptor central	SI	200-2000	400-1000

<sup>a</sup> Para CPC con tubos no evacuados, fijos o con pocos ajustes en la inclinación [Rabl Ari, 1985]

<sup>b</sup> Para CPC con tubos de vacío [Rabl Ari, 1985]

El ejemplo típico de un captador no concentrador es el captador plano, y como captadores de concentración están los captadores: de concentrador paraboloide, cilindro-parabólico, de concentración de segmentos parabólicos, cilindro-parabólico tipo fresnel, etc.. Los captadores de tubos de vacío pueden ser con o sin concentración, según sea la superficie reflectante donde son montados los tubos. En la tabla 2 se esquematizan los tipos de captadores solares térmicos con las correspondientes características.

## **2.2.- Tipos de captadores solares térmicos**

Para cualquier instalación con captadores solares siempre hay que considerar las condiciones climáticas y localización para que estos captadores operen con un buen rendimiento. Una forma de hacer este estudio es mediante programas de simulación donde se relaciona la radiación solar que llega a la superficie del captador con el rendimiento obtenido, así como las influencias de las propiedades térmicas y ópticas en la eficiencia del captador. Diferentes investigadores han desarrollado estos programas [Adsten, M. *et al.*, 2002, p.499-509][Hellstrom, B. *et al.*, 2003, p.331-344] [Badescu, V., 2001, p. 667-679].

En esta sección se van a describir los distintos tipos de captadores solares térmicos según la concentración de los rayos solares.

### **2.2.1.- Captadores no concentradores**

- Captador plano

El captador plano (FPC, *Flat Plate Collector*) es el más común de los captadores que se utilizan hoy día, siendo el más económico y apropiado para convertir la energía solar en calor para temperaturas moderadas (máxima 100°C) [Kreider, 2001]. Las ventajas de este captador es su simple construcción, su costo relativamente bajo, fácil de reparar y durabilidad, encontrándose muchos modelos comerciales en el mercado. Absorben tanto radiación solar directa como difusa, por lo que tienen una gran ventaja en los climas nublados [Ashrae, 2000]. Estos captadores

pueden usar como fluido de transferencia de calor tanto líquido (agua, aceite, etc.), como el aire. En la fig.6 se muestran los FPC que utiliza líquido y aire como fluido de trabajo.

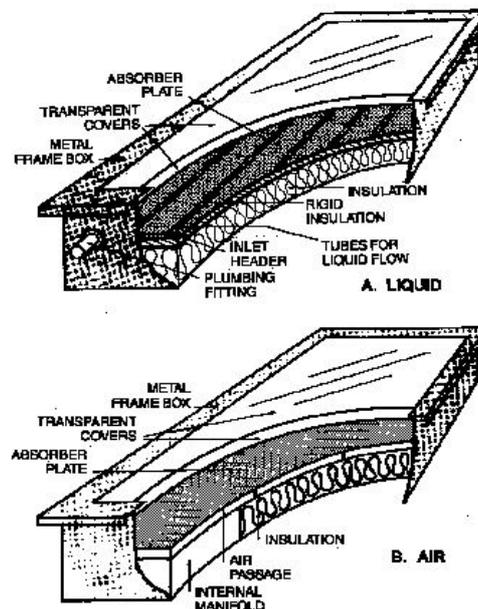


Fig.6 – Captadores de Placa Plana [Ashrae, 2000]: a) con fluido de operación líquido, b) con fluido de operación aire.

La primera diferencia que existe entre estos dos diseños está en la placa absorbente, así como en el fluido térmico. Debido a que la transferencia de calor del aire es muy pobre, algunas veces este flujo pasa por encima y debajo de la placa absorbente para aumentar la superficie de transferencia de calor, existiendo una mayor eficiencia térmica cuando el flujo de aire está sobre la placa [Ito, S., 2000, p.148].

Un FPC generalmente contiene los siguientes componentes [ASHRAE, 1999] [ASHRAE, 2000]:

- Cubierta: una o más capas de vidrio o de otro material que sea transparente para el paso de la radiación solar, y relativamente opaca para la salida de radiación de onda-larga.
- Tubos o conductos: conducen el fluido térmico desde la entrada hasta la salida del captador.

- Placa absorbente: esta puede ser plana, con ondulaciones, plana con ranuras, etc., teniendo los conductos sujetos en la placa o simplemente integrados en la placa.

- Aislante: minimiza las pérdidas de calor de la parte inferior del captador.

- Caja del captador: sustenta las componentes del captador, consiguiendo que sea un elemento compacto. Además debe ser rígido, resistente a la corrosión en condiciones exteriores, y contemplar protección contra las dilataciones provocadas por variaciones de temperatura.

La placa negra absorbente se calienta con la radiación que pasa a través de la cubierta transparente. Al absorber esta radiación, el absorbente aumenta su temperatura emitiendo a su vez dentro de la banda del infrarrojo. La cubierta, que es opaca para la emisión de esta radiación, impide las pérdidas térmicas y radiativas generadas por la placa absorbiéndola, así, la cubierta actúa como una superficie no transparente (opaca) a la radiación infrarroja, esto se conoce como efecto invernadero. De esta forma, la cubierta aumenta de temperatura, radiando de nuevo al absorbente. El aislante que se encuentra en la parte inferior del captador impide a su vez que existan pérdidas térmicas por debajo.

La parte absorbente es la parte más compleja del FPC, puede tener una gran variedad de formas, así como transportar diferentes fluidos térmicos (Fig. 7).

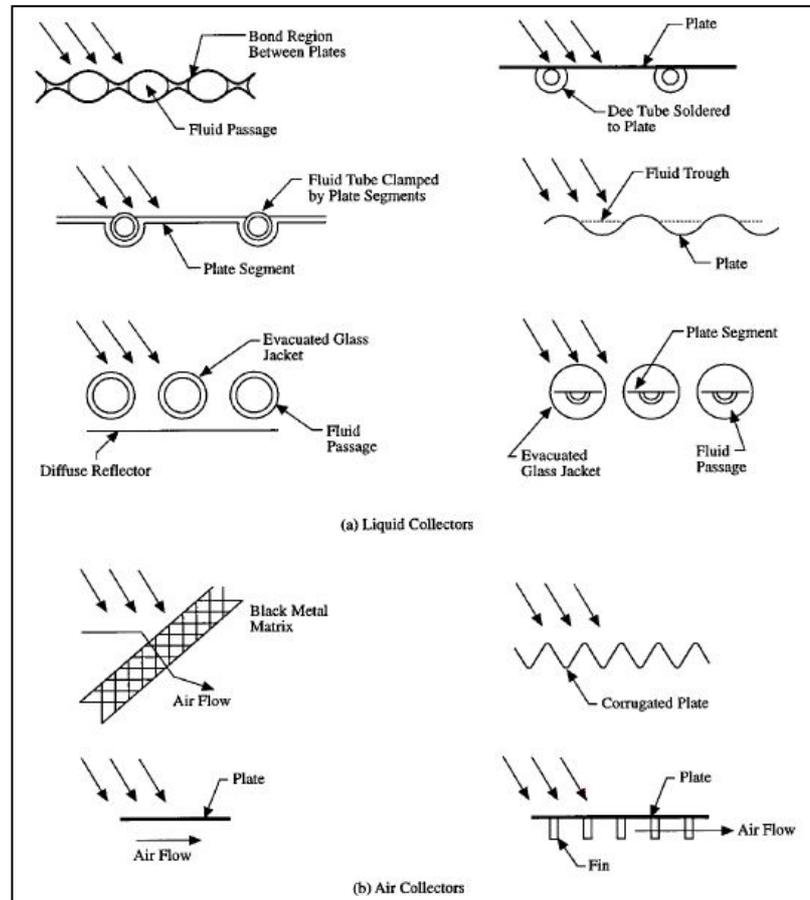


Fig.7 – Típicas configuraciones de placas absorbentes [Kreider, 2001].

Estudios experimentales con diferentes formas de placas absorbentes en captadores planos han sido investigadas en los últimos años [Riffat, S.B. *et al.*, 2000, p.1203-1215][Hachemi, A., 1999, p.371-384]. Otras investigaciones teóricas recientes se centran en determinar el rendimiento de captadores planos: utilizando condiciones climáticas específicas [Sumathy, K., 1999, p.59-66][Amer, E.H. *et al.*, 1998, p.285-293], utilizando diferentes formas de placas absorbentes [Shariah, A.M. *et al.*, 1999, p.733-741] y optimizando el ángulo inclinación del captador [Shariah, A.M. *et al.*, 2002, p.587-598]. La mayor aplicaciones de estos captadores está el calentamiento de agua doméstica, aunque también se utilizan para procesos de calentamiento en industria [Khalifa, Abdul, 1999, p.1825-1833][Kulatunga, A., 1999, p.35-45][Nagaraju, J. *et al.*, 1999, p.491-497].

Además de usar líquido o aire, existen ya estudios analíticos y experimentales de captadores planos bifásicos, donde el fluido es una mezcla de líquido-vapor

operando mediante termosifón. Estos estudios han demostrado que la eficiencia de este sistema es mejor que los sistemas convencionales para el calentamiento de agua [Vieira, M. y Reinaldo, R., 2000, p.3-9] y [Vieira, M. *et al.*, 2000, p.315-319].

Los materiales convencionales utilizados en las placas absorbentes son el cobre, aluminio o acero. Los tratamientos superficiales de los absorbentes pueden ser pintándolo de pintura negra mate o cubriéndolo con un revestimiento selectivo, de esta forma se incrementa la absorción de la radiación solar y se reduce la emisión del absorbedor. La absorción y emitancia de las superficies selectivas más comunes están dadas en la Tabla 3.

Tabla 3- *Absortancia y Emitancia de las superficies selectivas comunes*. Adaptada de [Kreith, 1999] y [Duffie *et al.*, 1974].

Superficie	Absortancia	Emitancia
Cromo negro	0,95	0,10
Níquel negro	0,90	0,08
Óxido de cobre	0,90	0,17
PbS en Al	0,89	0,20
Pintura negra mate	0,98	0,98

- Captadores de tubo de vacío

Estos captadores están formados por cilindros concéntricos siendo el exterior de vidrio, y estando evacuado el espacio entre ellos (Fig. 8). El vacío reduce las pérdidas por convección y conducción entre el cristal y el absorbedor, por lo que estos captadores pueden trabajar a mayores temperaturas que los FPC. Las temperaturas de operación están entre los 100°C y los 200°C [Kreider, 2001]. Así como los FPC, estos captadores pueden absorber radiación directa y difusa y no necesitan seguimiento de los rayos solares. Sin embargo, su eficiencia es mayor para ángulos de incidencia menores a 90° [Ashrae, 2000].

Existen dos posibles configuraciones de captadores de tubo de vacío. El primero, fig. 8.a), es como un captador de placa plana de pequeñas dimensiones con

el fluido térmico pasando a través del tubo del captador. El segundo, fig. 8.b), utiliza un tubo absorbedor de vidrio con un recubrimiento selectivo. El fluido comienza a calentarse al pasar por medio del tubo absorbedor, regresando en contacto con la superficie del absorbedor caliente, el esquema de este segundo tipo se puede ver en la fig. 8.c).

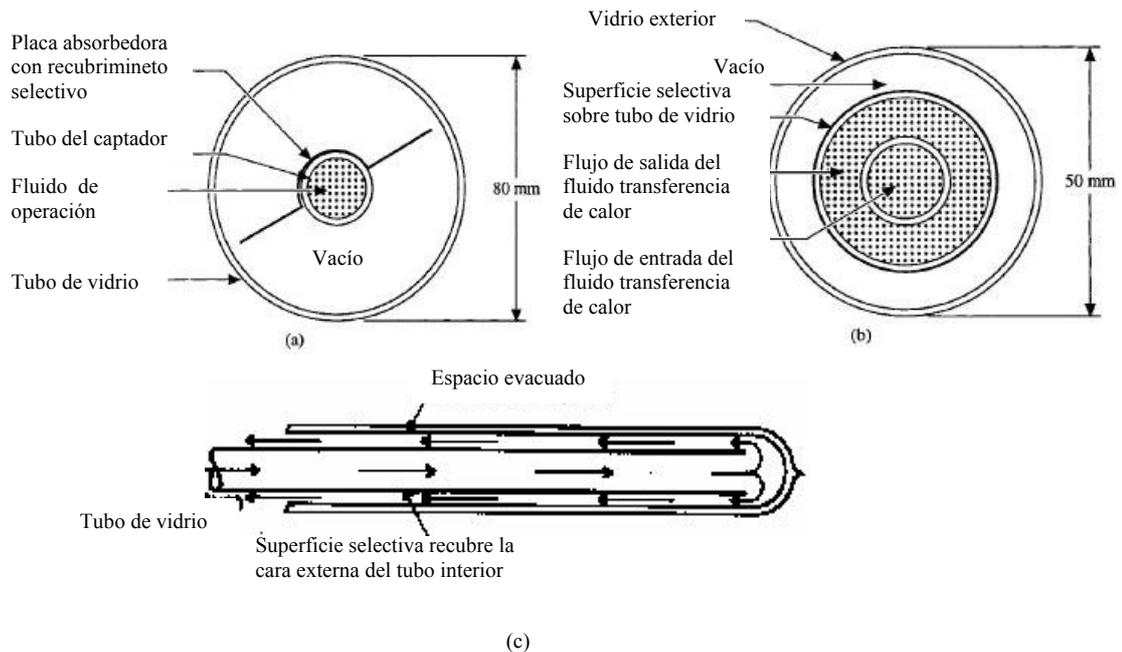


Fig.8 – Captadores de tubo de vacío, adaptada de Kreider (2001) y ASHRAE (2000, p.33.3): a) con pequeño captador plano, b) con recubrimiento selectivo y c) esquema del anterior.

La ventaja que estos captadores tienen frente a los FPC es que pueden operar a altas temperaturas, por lo que pueden utilizarse usados para la absorción de energía en equipos de aire acondicionado [Ashrae, 2000]. Estudio del rendimiento térmico de este tipo de captadores para calefacción fue desarrollado por Wang, Z.F. (2001, p.141-147). Otra aplicación de los captadores con tubos de vacío fue desarrollada por Kumar, R *et al.* (2001, p.1699-1706), donde se estudió el rendimiento de olla de presión cuyo funcionamiento de basa en este tipo de captadores. Como desventajas están las rupturas que se producen en el vidrio y las fugas que se pueden producir debido a la expansión térmica [Kreider, 2001]. Para determinar las posibles mejoras en el rendimiento de estos captadores se ha investigado sobre las diferentes condiciones de operación [Lee, B., 2001, p.539-544][Kumar, R. *et al.*, 1999, p.149-158].

### 2.2.2.- Captadores concentradores

Para aplicaciones en las que se necesite energía a altas temperaturas, es necesario disminuir el área donde se producen las pérdidas de calor. Los captadores concentradores usan reflectores o lentes para focalizar la radiación solar procedente desde una gran área hasta un foco o área muy pequeña, así se consigue altas temperaturas. Estos captadores son los mejores para lugares con cielo claro donde la mayor proporción de radiación solar es recibida mediante radiación directa, usándose para obtener temperaturas mayores a 100°C [Kreith, 1999]. La desventaja que tienen estos captadores frente a los FPC es su inconveniencia para el uso en lugares con climas nublados. No obstante, pueden tener un papel importante como captadores para sistemas de refrigeración solar [AIA, 1976].

Debido al movimiento aparente del Sol respecto de un punto en la Tierra, los captadores concentradores convencionales deberán seguir constantemente la trayectoria solar. Existen dos métodos de seguimiento del movimiento del Sol, en un solo eje o en dos [Ashrae, 1999]. El método de seguimiento en dos ejes, altura-azimut, consiste en el seguimiento del Sol tanto en altitud como en azimut. Este método permite al concentrador seguir de forma precisa la posición del Sol, los Captadores Paraboloídes (fig. 9e) usan este método de seguimiento. El otro método, seguimiento en un solo eje, es el utilizado por captadores como los cilindro-parabólicos (fig. 9b). Un estudio comparativo de la eficiencia térmica así como de costes para diferentes captadores con seguimiento solar para el calentamiento de agua, fue realizada por Michaelides, I.M. *et al.* (1999, p.1287-1303).

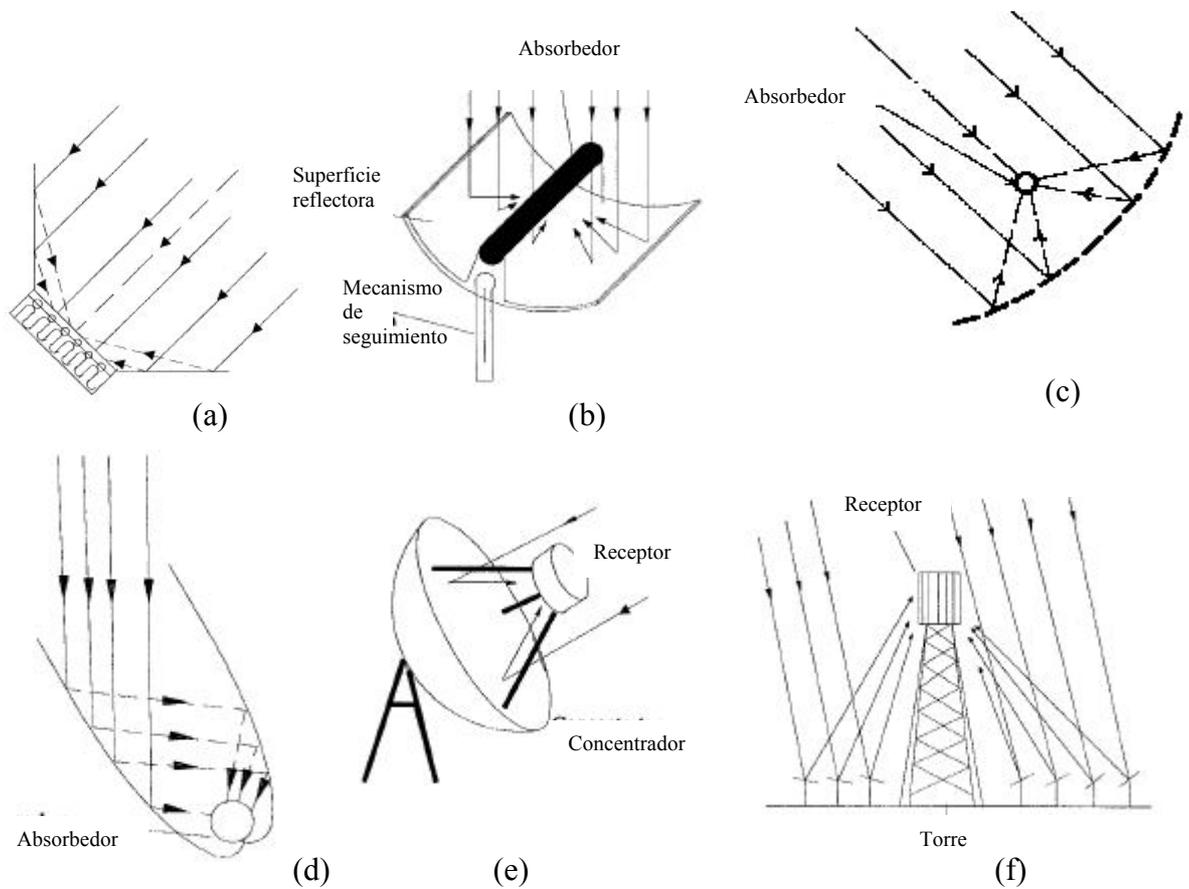


Fig. 9- Tipos de captadores concentradores, [Kreith,1999] y [Ashrae,1999]:

a) Plano con superficies reflectoras, b) Cilindro-parabólico, c) Cilindro-parabólico tipo Fresnel, d) Parabólico compuesto de segmentos parabólicos, e) Paraboloide, f) Central receptora.

- Captador plano con superficie reflectora

La temperatura alcanzable por los captadores planos, puede incrementarse en gran medida si gran parte de la radiación solar captada, se concentra en una pequeña área. Así es cómo funciona el captador de placa plana con aletas reflectoras (Fig.9a). Unas simples placas reflector pueden incrementar la cantidad de radiación directa incidente en el FPC.

- Captador cilindro-parabólico (PTC)

Los captadores cilindro-parabólicos (PTC, del inglés *Parabolic Trough Collector*), son aquellos captadores que tienen una superficie especular semicilíndrica y cuya sección recta es una parábola, (Fig.9b). Utilizan seguimiento del Sol en un eje. Tienen una superficie reflectora, de forma que los rayos solares se concentran en el tubo absorbedor (foco lineal). El fluido térmico que circula por este tubo puede ser agua o aceite. Las temperaturas máximas de operación alcanzables, cuando se utiliza el aceite, pueden estar en torno los 350-380°C. Cuando por los tubos absorbedores pasa el agua, se puede obtener vapor directamente (DSG, *Direct Steam Generation*), mientras que si se utiliza el aceite, éste servirá como alimentación a un generador de vapor. Las posibles aplicaciones puede ser en plantas de producción de electricidad, así como en otros procesos térmicos como en las plantas de desalación de agua, estando esta última aplicación investigada por diferentes científicos [Zarza E., 1995] [Kalogirou S., 1998, p.65-88][García Rodríguez, L *et al.*, 1999, p.139-145]. Algunas de las últimas publicaciones sobre análisis ópticos, optimización y evaluación de los captadores cilindro-parabólicos son: G. C. Bakos *et al.* (2001, p.43-50), Z. Wang (2000, p.69-76) y S. Kalogirou *et al.* (1997, p.49-59).

- Captador cilindro-parabólico tipo Fresnel

Los captadores cilindro-parabólicos pueden estar simulados por medio de varias franjas planas (lentes de Fresnel), cada una de ellas ajustadas al ángulo correspondiente, así que todas juntas reflejen como una lámina única (Fig. 9c). Este es un concentrador que puede ser construido con menos herramientas que los tradicionales cilindroparabólicos [Ashrae, 1999]. Por otro lado, para evitar las aberraciones ópticas de una lente con otra, cada una debe tener su propio seguimiento solar, lo que incrementa el costo del captador, mantenimiento e instalación [Rabl, A. 1985].

- Captador de concentración de segmentos parabólicos (CPC)

Estos captadores poseen un reflector parabólico, donde la mitad derecha e izquierda la forman dos parábolas truncadas, de forma que los rayos que pasen por uno de los bordes del receptor es focalizado en la parábola opuesta, (Fig. 9d). Así, los rayos solares que pasen por la abertura van a concentrarse en el absorbedor. Estos captadores pueden operar correctamente con radiación solares directa o difusa y pueden ser tanto de baja concentración, cuando operan con un amplio rango de ángulos, como de alta concentración, cuando este rango es reducido. Los de baja

relación de concentración y con los ejes este-oeste, pueden operar en estacionario todo el año o haciéndole pequeñas reajustes en algunas estaciones. Estos captadores tienen especial interés en aplicaciones de vapor a baja presión, así como calentamiento de agua hasta el punto de ebullición. Un modelo matemático fue desarrollado por Fraidenraich N. *et al.* [1999, p.99-110] para determinar el rendimiento óptico y térmico para este tipo de captadores. Aplicaciones como la de purificar agua contaminada ha sido estudiada por Ajona J.I. y Vidal I. [2000, p.109-120], entre otros, utilizando un prototipo de CPC.

- Captador Parabolóide

Los captadores con un concentrador reflector esférico o parabolóide (Fig.9e), son generalmente usados cuando las temperaturas requeridas van desde los 250°C hasta los 500°C (Kreith, 1999). Estos captadores necesitan dos ejes de seguimiento. En algunos casos el concentrador está fijo mientras que el receptor se mueve para seguir el foco de la radiación solar reflejada. Un estudio interesante de cómo influyen las propiedades ópticas de los espejos paraboloides en el comportamiento térmico de los captadores solares, fue realizado por Q. Chou *et al.* (1997, p.307-313).

- Torre receptora con Helióstatos

Temperaturas entre 500 y 1000°C, adecuadas para una planta térmica de generación de electricidad pueden alcanzarse con un campo de espejos planos con seguimiento solar, llamado heliostatos, concentrando la radiación solar en un receptor que es localizado en lo alto de la torre central (Fig. 9f). Basados en la misma forma de operación se construyen hornos solares. Un prototipo de horno solar que utiliza los heliostatos para la concentración de los rayos solares, consiguiéndose temperaturas hasta 3400°C, ha sido estudiado por Chen Y.T. *et al.* (2002, p.531-544).

## 2.3.- Nuevos captadores solares térmicos

En la actualidad se sigue investigando en la creación de nuevos captadores solares así como en mejorar los captadores solares ya desarrollados. Algunos ejemplos de nuevos diseños de captadores se exponen a continuación.

- Diseño de Groenhout *et al.* (2002, p. 131-137): Se trata de un nuevo captador para calentar agua. El diseño incorpora un absorbedor con doble placa plana montado en un concentrador estacionario. El captador tiene como innovador el incorporar dos reflectores concentradores, usando láminas reflectantes aluminizadas. Se estudiaron las características de las pérdidas de calor, en un rango de temperaturas de 30 a 100°C, obteniéndose en resultados preliminares una reducción de estas pérdidas comparadas con los captadores planos convencionales.
- Diseño de Kurklu *et al.* (2002, p. 391-399): Se desarrolló un nuevo captador para el calentamiento de agua y se investigó su rendimiento térmico. El captador solar consta de dos secciones contiguas, una toda llena de agua y otra con un material de cambio de fase. Este material funciona tanto como acumulador de energía para la estabilización de la temperatura del agua, como un material aislante debido a su bajo valor de conductividad térmica. Los resultados de este estudio indican que la temperatura del agua excede los 55°C durante el día con alta radiación y se mantiene sobre los 30°C durante la noche. La eficiencia térmica instantánea se mantiene entre los 22% y 80%.
- Modelo de Tsilingiris (1999, p. 1237-1250): Para mejorar la tecnología de calentamiento de agua con energía solar desarrolló un innovador captador solar fabricado con materiales polímeros reciclados de bajo coste. Se realizaron estudios del rendimiento, de los coeficientes de pérdidas con las condiciones climatológicas del Mediterráneo y de costes de estos captadores, comparándose todos estos factores con los captadores convencionales.
- El uso de pavimento asfáltico como captador solar ha sido investigado por Van Bijsterveld *et al.* (2001, p. 140-148). Este sistema podría ser usado para calefacción y refrigeración en las calles. Se hicieron análisis térmicos mediante un programa de simulación, considerando datos reales de temperatura del pavimento. Con estos análisis se pudo ver que aparecen valores de picos altos en el estrés y tensión alrededor de los tubos que forman el captador. Se concluyó que el utilizar estos captadores para la obtención de energía, será necesario complejos estudios de ingeniería y económicos para que sea efectivo su uso.

Dentro de los nuevos tipos de captadores solares térmicos, cabe destacar los utilizados para ser integrados en la edificación. Estos tipos de captadores se integran en el tejado de las viviendas, formando parte en la construcción del edificio. Algunos estudios realizados se exponen a continuación.

- Un tipo de captador solar plano ha sido desarrollado, donde el captador solar está fabricado con una capa de cemento y con tubos de aluminio insertados en la superficie superior. No necesita ni vidrio en la parte superior ni aislante en la parte inferior y ha sido usado como un captador convencional de calentamiento de agua (Fig.10). Ha sido probado experimentalmente durante varios años consiguiéndose una temperatura moderada, 36°C y 58°C, durante el día en el invierno en edificios que incorporan estos captadores. Este tipo de captadores pueden formar parte del tejado de las viviendas, llegando a ser una técnica de calentamiento de agua solar pasiva [Chaurasia, P.B.L, 2000, p. 703-716].

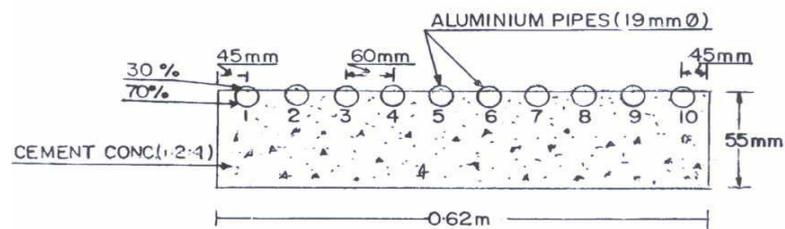


Fig.10 - Sección del captador solar con superficie absorbente de cemento y tubos de aluminio [Chaurasia, P.B.L, 2000, p. 706]..

- Para reducir el costo de energía en la refrigeración de casas construidas en regiones húmedas y calientes, se ha desarrollado un nuevo tipo de tejado que actúa como un captador solar. Esta es una nueva configuración de captador solar (RSC, *Roof Solar Collector*) está diseñada para maximizar la ventilación natural y minimizar la fracción de energía solar absorbida por la vivienda. Este captador consta de un tipo de tejas específicas (CPAC) en la parte superior, una cámara de aire (*gap*) y un tablero de yeso en la parte inferior. Se han estudiado experimentalmente los efectos de flujos inducidos de aire dentro de la cámara de aire para determinar los coeficientes de transferencia de calor y de confort térmico [Khedari J. *et al.*, 2000, p.171-178][Hirunlabh *et al.*, 2001, p. 383-391][Khedari J. *et al.*, 2002, p.455-459]. Para mejorar el rendimiento de este captador, se ha

introducido un ventilador dentro de la cámara de aire (ventilación forzada) cuya energía requerida se obtiene con una placa fotovoltaica. Con este dispositivo se ha demostrado una alta reducción del calentamiento solar de las viviendas, además de incrementarse la ventilación dentro de las mismas [Khedari J. *et al.*, 2002, p.1317-1320].

- Se han realizado estudios experimentales de un sistema de placas de hormigón horizontal que actúan como captadores solares pasivos. Fue estudiada la transferencia de calor por convección natural, radiación y conducción. Los resultados muestran que la energía incidente en la placa no fue un parámetro que afecta mucho al calor absorbido por la misma y que las pérdidas de calor por radiación están en un 60%, mientras que por convección natural fue un 40%, [Bilgenm E. y Richard M., 2002, p. 405-413].
- **Captador solar integrado en un sombreador de edificios (*Solar Louvre Building Collector*)**

Dentro de la clasificación de nuevos captadores solares térmicos se encuentra el captador solar sombreador, siendo el tema desarrollado en esta memoria.

El diseño de este captador sombreador se ha considerado según la geometría que presentan los sombreadores que se encuentran en el mercado (ver en la sección de Edificación). Un esquema simplificado de la sección del captador sombreador se puede ver en la Fig.11.

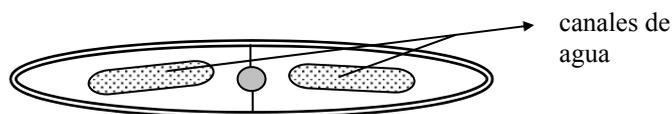


Fig. 11 – *Sección de la base del sombreador.*

El hueco del centro permite la rotación del captador para tener la inclinación deseada, mientras que el agua que va a calentarse pasa por dos canales incorporados en el interior del sombreador. Este captador va a tener una cubierta de plástico con una cámara de aire para disminuir las transferencias de calor con el exterior. Los canales tienen una altura media de 1 cm, la sección del sombreador tendrá unos 25 cm de ancho y 4 cm de alto. Se considera un cierto material aislante en la parte inferior

del captador para evitar las pérdidas de radiación, convección y conducción por la parte inferior. Todo el captador está bien sellado para que no se produzcan fugas.

En el diseño de los captadores solares sombreadores se ha considerado las diferentes condiciones en su aplicación, tal como es la posición de la ventana, dimensiones y latitud. Se ha calculado el número necesario de captadores sombreadores, así como el espacio que debe existir entre ellos, para mantener en sombra la superficie acristalada durante el verano, permitiendo la incidencia solar durante el invierno. En todos los casos se ha considerado superficies acristaladas con orientación sur. En la figura 12 está esquematizada la integración de estos captadores en el sombreado de la ventana.

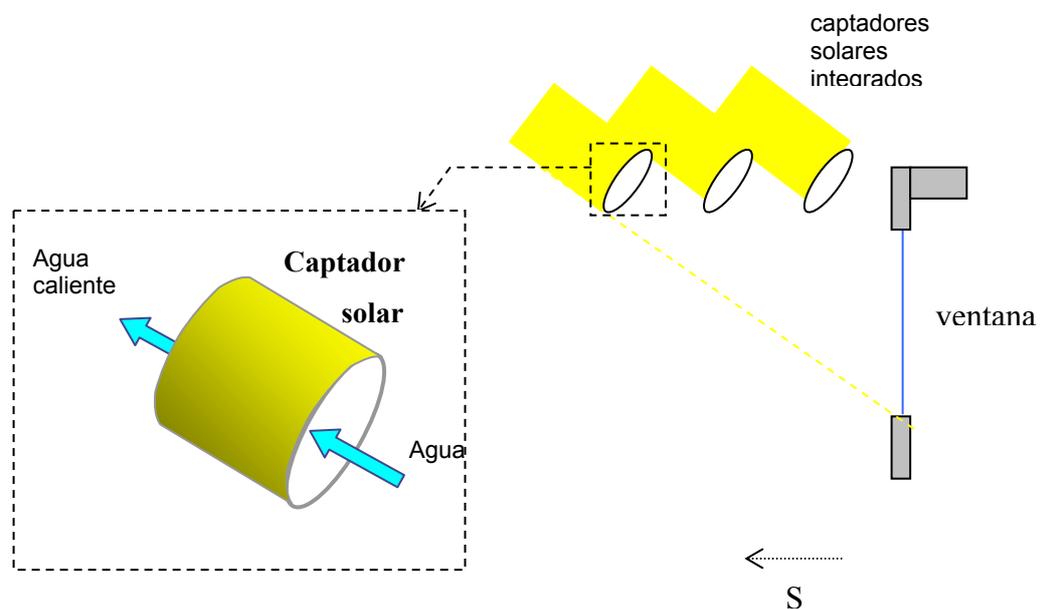


Fig.12 – Integración y esquema de los captadores solares sombreadores.

Este sistema permitirá que se obtenga agua caliente durante todo el año, dependiendo de las condiciones meteorológicas del lugar, a la vez que permite aprovechar la sombra que proporciona este captador en las superficies acristaladas. Estos captadores sombreadores bloquean la radiación solar incidente antes de su paso a través del acristalamiento, por lo que son una estrategia eficaz para evitar el excesivo calentamiento.

En los próximos capítulos se hará un estudio más profundo de este tipo de captador: características geométricas, evaluación de los coeficientes de transferencia de calor, la integración en sistema de calentamiento de agua doméstico, etc. Uno de los modelos desarrollados para este captador solar ya ha sido publicado [Palmero, A. y Oliveira, A.C., 2003].

### 3. REFERENCIAS

1. Adsten, M.; Perers, B.; Wackelgard, E.. **The influence of climate and location on collector performance.** Renewable Energy v 25 n 4, April 2002. p 499-509.
2. Ahmed-Zaid, A.; Messaoudi, H.; Abenne, A.; Le Ray, M.; Desmons, J.Y.; Abed, B.. **Experimental study of thermal performance improvement of a solar air flat plate collector through the use of obstacles: Aplicacion for the drying of `yellow onion'.** International Journal of Energy Research v 23 n 12, Oct 10 1999, p 1083-1099.
3. AIA Research Corporation Washington, DC, **Solar Dwelling Design Concepts,** 1976.
4. Ajona, J.I.; A. Vidal. **The Use of CPC collectors for detoxification of contaminated water: Design, costruction and preliminary results.** Solar Energy, January 2000, p. 109-120.
5. Akbari, H., Pomerantz, M. y Taha, H.**Cool surfaces and shade trees to reduce energy use and improve air quality in urban areas.** Solar Energy v 70 n 3 2001, p 295-310.
6. Akbari, H.. **Shade trees reduce building energy use and CO<sub>2</sub> emissions from power plants.** Envriionmental Pollution v 116 n SUPL.1, 2002, p S119-S126.
7. Alizadeh, S.; Saman, W.Y. **Modeling and performance of a forced flow solar collector /regenerator using liquid desiccant.** Solar Energy v 72 n 2, Feb 1 2002. p 143-154.
8. Alkhamis, A.I.; Sherif, S.A.. **Feasibility study of a solar-assisted heating/cooling system for an aquatic center in hot and humid climates.** International Journal of Energy Research v 21 n 9, Jul 1997. p 823-839.
9. Almanza R. y Lentz A.. **Electricity production at low powers by DSG with parabolic troughs.** Solar Energy v 64 nos. 1-3, 1998, p 115-120.
10. Alvarez, G., Flores, J.J. y Nair, P.K.. **Influence of thermal emittance on the performance of laminated solar control glazing.** Aplied Thermal Engineering v 21, 2001, p 1813-1828.
11. Alvarez, G.; Palacios, M.J.; Flores, J.J.**Test method to evaluate the thermal performance of window glazings.** Aplied Thermal Engineering v 20 n 9 Jun 2000. p 803-812.

12. Amer, E.H.; Jadeja, P.; Nayak, J.K.; Sharma, G.K.. **Comparison of two dynamic test methods for solar flat-plate collectors**. Energy Conversion and Management v 39 n 3-4, Feb-Mar 1998. p 285-293.
13. ASHRAE handbook **Fundamentals**, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1997.
14. ASHRAE handbook **Fundamentals**. Ed. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1999.
15. ASHRAE handbook **HVAC Systems and Equipment**. Ed. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2000.
16. Athienitis, A. K. y Tzempelikos, A.. **A methodology for simulation of daylight room illuminance distribution and light dimming for a room with a controlled shading device**. Solar Energy v 72 n 4, April 2002, p 271-281.
17. Athienitis, A.K y Tzempelikos, A.. **A methodology for simulation of daylight room illuminance distribution and light dimming for a room with a controlled shading device**. Solar Energy v 72 n 4, 2002, p 271-281.
18. Athienitis, A.K.; Liu, C.; Hawes, D.; Banu, D. y Feldman, D.. **Investigation of the thermal performance of a passive solar test-room with wall latent heat storage**. Building and Environment v 32 n 5 Sep 1997. p 405-410.
19. Badescu, V.; Popescu, G.; Feidt, M.. **Simulation of a thermal solar power plant operating on Mars under clear sky and dust storm conditions**. Acta Astronautica v 49 n 12, December 2001. p 667-679.
20. Bakos, G.C.; Ioannidis, I.; Tsagas, N.F.; Seftelis, I.. **Design, optimization and conversion-efficiency determination of a line-focus parabolic-trough solar - collector (PTC)**. Applied Energy v 68 n 1, Jan 2001. p 43-50.
21. Bartelsen, Bernd; Rockendorf, Gunter; Vennemann, Norbert; Tepe, Rainer; Lorenz, Klaus; Purkarthofer, Gottfried. **Elastomer-metal-absorber: Development and application**. Solar Energy v 67 n 4, 1999. p 215-226.
22. Benz, N.; Beikircher, T.. **High efficiency evacuated flat-plate solar collector for process steam production**. Solar Energy v 65 n 2, 1999. p 111-118.
23. Bilgen, E.; M. -A. Richard. **Horizontal concrete slabs as passive solar collectors**. Solar Energy, May 2002. p 405-413.
24. Biryukov, S.; Faiman, D.; Goldfeld, A.. **Optical system for the quantitative study of particulate contamination on solar collector surfaces**. Solar Energy v 66 n 5, Aug 1999. p 371-378.
25. Bong, T.Y.; Ng, K.C.; Bao, H.. **Thermal performance of a flat-plate heat-pipe collector array**. Solar Energy v 50 n 6, 1993, p 491-498.

26. Bouchlaghem, N.. **Optimizing the design of building envelopes for thermal performance**. Automation in Construction v 10 n 1 Nov 2000. p 101-112.
27. Breitenbach, J.; Lart, S.; Langle, I.; Rosenfeld, J.L.J.. **Optical and thermal performance of glazing with integral venetian blinds**. Energy and Buildings v 33 n 5 May 2001. p 433-442.
28. Brogren, Maria, Wennerberg, J., Kaper, R. y Karlsson, B. **Design of concentrating elements with CIS thin-film solar cells for facade integration**. Solar Energy Materials and Solar Cells v 75 n 3 Feb 1 2003. p 567-575.
29. Carlsson, B.; Moller, K.; Frei, U.; Brunold, S.; Koehl, M.. **Comparison between predicted and actually observed in-service degradation of a nickel pigmented anodized aluminum absorber coating for solar DHW systems**. Solar Energy Materials and Solar Cells v 61 n 3, 2000. p 223-238.
30. Cervantes, J. Gonzalo; Torres-Reyes, E.. **Experiments on a solar-assisted heat pump and an exergy analysis of the system**. Applied Thermal Engineering v 22 n 12, August 2002. p 1289-1297.
31. Ciemat, **La energía solar en la edificación**, Ed. Ciemat, 2001.
32. Claros, Santiago-Tomás y Solar, Alfonso. **Indoor daylight climate-influence of light shelf and model reflectance on light shelf performance in Madrid for hours with unit sunshine fraction**. Building and Environment 37, 2002, p 587-598.
33. Collins, M.R. y Harrison, S.J. **The effects of calorimeter tilt on the inward-flowing fraction of absorbed solar radiation in a venetian blind**. ASHRAE Transactions v 107 PART. 1 2001, p 677-683.
34. Collins, M.R. y Harrison, S.J. **Test of measured solar heat gain variation in a fenestration and shade combination with respect to test specimen tilt**. ASHRAE Transactions v 107 PART. 1, 2001, p 691-699.
35. Commission of the European Communities, **A Green Vitruvius: Principles and practice of sustainable architectural design**, Ed. James & James, 1999.
36. COVINA (proyecto PES2/79) e Grupo GFC-NPFE da Universidade do Porto, **O vidro na conservação da energia em edifícios**, 1979.
37. Cristofari, C.; G. Notton; P. Poggi; A. Louche. **Modelling and performance of a copolymer solar water heating collector**. Solar Energy, February 2002, p. 99-112.
38. Chaturvedi, S.K.; Chen, D.T.; Kheireddine, A.. **Thermal performance of a variable capacity direct expansion solar-assisted heat pump**. Energy Conversion and Management v 39 n 3-4, Feb-Mar 1998. p 181-191.

39. Chaurasia, P.B.L.. **Solar water heaters based on concrete collectors.** Energy 25, 2000, p. 703-716.
40. Chen, Y. T.; K. K. Chong, C. S. Lim; B. H. Lim, K. K. Tan; Omar Aliman; T. P. Bligh; B. K. Tan; Ghazally Ismail. **Report of the first prototype of non-imaging focusing heliostat and its application in high temperature solar furnace.** Solar Energy, June 2002. p 531-544.
41. Chou, Qiaoli; Ye, Hong; Ge, Xinshi; Wei, Wei; Ying, Hong; Qi, Xiaozhong; Ying, Jiang. **Calculation of influence of optical properties of paraboloid mirror and receiver window on thermal behavior of solar collector system with emulation mold of 4-D thermal network.** Taiyangneng Xuebao/Acta Energetica Solaris Sinica v 18 n 3, July 1997. p 307-313.
42. Chun, Wongee; Heack, Y.; Youl, H.; Soo, Y.. **An experimental study of the utilization of heat pipes for solar water heaters.** Applied Thermal Engineering 19, 1999, p 807-817.
43. Datta, Gouri. **Effect of fixed horizontal louver shading devices on thermal performance of building by TRNSYS simulation.** Renewable Energy v 23, 2001, p 497-507.
44. Davies, Arfon y Lighting, Arup. **The application and control of chromogenic switchable glazing.** Lighting Journal (Rugby, England) v 67 n 5 September/October 2002. p 12-19.
45. Davis, Mark W., Fanney, A. Hunter y Dougherty, Brian P.. **Measured versus predicted performance of building integrated photovoltaics.** International Solar Energy Conference 2002. p 173-180.
46. de Schiller, Silvia y Evans, John Martin. **Energy and environment in an architectural design application.** Renewable Energy v 15 n 1-4 pt 1 Sep-Dec 1998. p 445-450.
47. Di, H.F. y Wang, D.N.. **Cooling effect of ivy on a wall.** Experimental Heat Transfer v 12 n 3 1999. p 235-245.
48. Dounis, A. I.; Santamouris, M. J. y Lefas, C. C.. **Implementation of artificial intelligence techniques in thermal comfort control for passive solar buildings.** Energy Conversion and Management v 33 n 3 Mar 1992 p 175-182.
49. Duffie, J.A. y Beckman, W.A.. **Solar Energy Thermal Processes.** Ed. John Wiley & Sons, 1974.
50. Duffie, J.A. y Beckman, W.A. **Solar Energy Thermal Processes,** (Second Edition), ed. John Wiley & Sons, USA, 1991.
51. Edmonds, I. R. y Greenup, P. J.. **Daylighting in the tropics .** Solar Energy v 73 n 2, August 2002, p. 111-121.

52. Eskin, N.. **Transient performance analysis of cylindrical parabolic concentrating collectors and comparasion with experimental results.** Energy Conversion & Management 40, 1999, p 175-191.
53. Etzion, Y.; Pearlmutter, D.; Erell, E. y Meir, I.A.. **Adaptive architecture: Integrating low-energy technologies for climate control in the desert.** Automation in Construction v 6 n 5-6 Sep 1997. p 417-425.
54. Etzion, Yair y Erell, Evyatar. **Controlling the transmission of radiant energy through windows: A novel ventilated reversible glazing system.** Building and Environment v 35 n 5 2000. p 433-444.
55. Fanney, A. Hunter, Davis, Mark W. y Dougherty, Brian P..**Short-term characterization of building integrated photovoltaic panels Corporate.** Actas del International Solar Energy Conference 2002. p. 211-221. Realizada en Nevada (Estados Unidos) en el 2002. Editada por J. Boise Pearson y Brian N. Farhi.
56. Filippin, C.; Beascochea, A.; Esteves, A.; De Rosa, C.; Cortegoso, L.; Estelrich, D.. **Passive solar building for ecological research in Argentina: the first two years experience.** Solar Energy v 63 n 2 Aug 1998. p 105-115.
57. Florides, G. A.; S. A. Kalogirou; S. A. Tassou; L. C. Wrobel. **Modelling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus.** Solar Energy, January 2002, p. 43-51.
58. Fontoynt M.. **Perceived performance of daylighting systems: lighting efficacy and agreeableness.** Solar Energy v 73 n 2, August 2002, p. 83-94.
59. Fraidenraich, N.; De Lima, R. De C.F.; Tiba, C.; Barbosa, E.M. De S.. **Simulation model of a CPC collector with temperature-dependent heat loss coefficient.** Solar Energy v 65 n 2, 1999. p 99-110.
60. Gallo, Cettina. **Bioclimatic architecture.** Renewable Energy v 5 n 5-8 Aug 1994. p 1021-1027.
61. García Rodríguez, L; Palmero Marrero, A. I. y Gómez Camacho, C..**Aplication of direct steam generation into solar parabolic trough collector to multieffect distallation.** Desalination 125, 1999, p 139-145.
62. Garde, F.; Boyer, H. y Gatina, J.C..**Elaboration of global quality standards for natural and low energy cooling in French tropical island buildings.** Building and Environment v 34 n 1 Jan 1999. p 71-83.
63. Gordo, P.R.; Cabaco, J.M.C.; Nunes, Y.; Paixao, V.M.B.; Maneira, M.J.P. **Cylindrical hollow magnetron cathode. Al-N selective coatings for solar collector absorbers.**Vacuum v 64 n 3-4 January 2002. p 315-319.

64. Goulding, John y Lewis, J. Owen. **Energy-efficient building design: handbooks for European architects.** Renewable Energy v 3 n 2-3 Mar-Apr 1993. p 189-193.
65. Gratia, E. y De Herde, A..**A simple design tool for the thermal study of an office building.** Energy and Buildings v 34 n 3 March 2002. p 279-289.
66. Gratia, Elisabeth; De Herde, Andre. **A simple design tool for the thermal study of dwellings.** Energy and Buildings v 34 n 4 April 2002. p 411-420.
67. Greyvenstein, G.P.; Van Niekerk, W.M.K.. **Life-cycle cost comparison between heat pumps and solar water heaters for the heating of domestic water in South Africa.** Journal of Energy in Southern Africa v 10 n 3, Aug 1999. p 86-91.
68. Groenhout, N.K.; Behnia, M.; Morrison, G.L. **Experimental measurement of heat loss in an advanced solar collector.** Experimental Thermal and Fluid Science v 26 n 2-4, June 2002. p 131-137.
69. Groll, M.; Rösler, S.. **Operation principles and performance of heat pipes and closed two-phase thermosyphons.** J.Non-Equilib.Thermidynamic v 17 n 2, 1992, p 91-151.
70. Grossman, Gershon. **Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning.** Solar Energy, January 2002, p 53-62.
71. Guillemín A. y Morel, N.. **Experimental results of a self-adaptive integrated control system in buildings: a pilot study.** Solar Energy v 72 n 5, May 2002, p 397-403.
72. Guillemín, A. y Morel, N..**Innovative lighting controller integrated in a self-adaptive building control system.** Energy and Buildings v 33 n 5 May 2001. p 477-487.
73. Gunnewiek, L. H.; K. G. T. Hollands; E. Brundrett. **Effect of wind on flow distribution in unglazed transpired-plate collectors.** Solar Energy, April 2002, p. 317-325.
74. Hachemi, A.. **Experimental study of thermal performance of offset rectangular plate fin absorber-plates.** Renewable Energy v 17 n 3, July 1999. p 371-384.
75. Hachemi, A.. **Theoretical and experimental study of efficiency factor, heat transfer and thermal heat loss coefficients in solar air collectors with selective and nonselective absorbers.** International Journal of Energy Research v 23 n 8, Jun 25 1999. p 675-682.

76. Hachemi, A.. **Thermal heat performance enhancement by interaction between the radiation and convection in solar air heaters.** Renewable Energy v 12 n 4, Dec 1997. p 419-433.
77. Hancock, C.E.; Farrar-Nagy, Sara; Reeves, Paul y Anderson, Ren. **Impacts of shading and glazing combinations on residential energy use in a hot dry climate.** Actas de Summer Study on Energy Efficiency in Buildings v 1 2000. p 163-176. Editado por ACEEE (American Council for an Energy-Efficient Economy), California (Estados Unidos), 2000.
78. Harrison, Stephen J. y van Wonderen, Simon J.. **Evaluation of solar heat gain coefficient for solar-control glazings and shading devices.** ASHRAE Transactions v 104 n Pt 1B 1998. ASHRAE, Atlanta, GA, USA. p 1051-1062 SF-98-8-1.
79. Hawlader, M.N.A.; Chou, S.K.; Ullah, M.Z.. **The performance of a solar assisted heat pump water heating system.** Applied Thermal Engineering v 21 n 10, July 2001. p 1049-1065.
80. Hellstrom, B.; Adsten, M.; Nostell, P.; Karlsson, B.; Wackelgard, E.. **The impact of optical and thermal properties on the performance of flat plate solar collectors.** Renewable Energy 28, 2003, p. 331-344.
81. Henning, H.-M.; Erpenbeck, T.; Hindenburg, C.; Santamaria, I.S.. **Potential of solar energy use in desiccant cooling cycles.** International Journal of Refrigeration v 24 n 3, May 2001. p 220-229.
82. Heras Celemin, M<sup>a</sup> R. y Marco Montoro, J.. **Comportamiento energético de edificios solares pasivos,** Ed. Ciemat, 1990.
83. Hiller, Marion D.E.; Beckman, William A. y Mitchell, John W.. **TRNSHD - a program for shading and insolation calculations.** Building and Environment v 35 n 7 2000. p 633-644.
84. Hirunlabh, Jongjit; Wachirapuwadon, Sopin; Pratinthong, Naris; Khedari, Joseph. **New configurations of a roof solar collector maximizing natural ventilation.** Building and Environment v 36 n 3, Apr 2001. p 383-391.
85. Hunn, Bruce D.; Grasso, Maureen M.; Rewerts, Ardis M. y Beaudry, Mark A.. **Evaluation of directional shading fabric composites with application to improved daylighting.** HVAC&R Research v 2 n 4, Oct 1996, p 354-375.
86. Hussein, H.M.S.; Mohamad, M.A.; El-Asfour, A.S.. **Optimization of a wickless heat pipe flat plate solar collector.** Energy Conversion and Management v 40 n 18, 1999. p 1949-1961.

87. Imre, L.; Bitai, A.. **Combined solar photovoltaic- thermal system.** Proceedings of the Conference on Mechanical Engineering v 2, 1998. Technical Univ of Budapest, Budapest, Hungary. p 638-643.
88. Ismail, K.A.R.; Abogderah, M.M.. **Performance of a heat pipe solar collector.** Journal of Solar Energy Engineering 120, 1998, p 51-59.
89. Ito, Sadasuke; Kashima, Minoru; Miura, Naokatu. **Flat plate solar collector with dual channels for air flows.** Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference v 1, 2000. IEEE, Piscataway, NJ, USA,00CB37022. p 148-153.
90. Jaramillo, O.A.; Del Rio, J.A.. **Optical fibres for a mini-dish/stirling system: Thermodynamic optimization.** Journal of Physics D: Applied Physics v 35 n 11, Jun 7 2002. p 1241-1250.
91. Kabre, Ch..**WINSHADE: a computer design tool for solar control.** Building and Environment v 34 n 3 May 1999. p 263-274.
92. Kalogirou, S.A.. **Artificial neural networks in renewable energy systems applications: A review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews v 5 n 4 December, 2000, p 373-401.
93. Kalogirou, Soteris A.; Bojic, Milorad. **Artificial neural networks for the prediction of the energy consumption of a passive solar building.** Energy (Oxford) v 25 n 5 2000. p 479-491.
94. Kalogirou, Soteris. **Use of parabolic trough solar energy collectors for sea-water desalination.** Applied Energy v 60 n 2, Jun 1998. p 65-88.
95. Kalogirou, Soteris; Lloyd, Stephen; Ward, John. **Modelling, optimisation and performance evaluation of a parabolic trough solar collector steam generation system.** Solar Energy v 60 n 1, Jan 1997. p 49-59.
96. Kaluza, L.; Surca-Vuk, A.; Orel, B.; Drazic, G.; Pelicon, P.. **Structural and IR spectroscopic analysis of sol-gel processed CuFeMnO//4 spinel and CuFeMnO//4/silica films for solar absorbers.** Journal of Sol-Gel Science and Technology v 20 n 1, January 2001. p 61-83.
97. Kaygusuz, Kamil. **Experimental and theoretical investigation of a solar heating system with heat pump.** Renewable Energy v 21 n 1, Sep 2000. p 79-102.
98. Kaygusuz, Kamil. **Investigation of a combined solar-heat pump system for residential heating. Part 2: Simulation results.** International Journal of Energy Research v 23 n 14, 1999. p 1225-1237.

99. Keoleian, Gregory A. y Lewis, Geoffrey McD. **Modeling the life cycle energy and environmental performance of amorphous silicon BIPV roofing in the US.** *Renewable Energy* v 28 n 2 February 2003. p 271-293.
100. Khalifa, Abdul-Jabbar N.. **Thermal performance of locally made flat plate solar collectors used as part of a domestic hot water system.** *Energy Conversion and Management* v 40 n 17, 1999. p 1825-1833.
101. Khalkhali, H.; Faghri, A.; Zuo, Z.J.. **Entropy generation in a heat pipe system.** *Applied Thermal Engineering* 19, 1999, p 1027-1043.
102. Khedari, J.; Ingkawanich, S.; Waewsak, J.; Hirunlabh, J.. **A PV system enhanced the performance of roof solar collector.** *Building and Environment* 37, 2002. p 1317-1320.
103. Khedari, Joseph; Mansirisub, Weerapong; Chaima, Sompong; Pratinthong, Naris ; Hirunlabh, Jongjit. **Field measurements of performance of roof solar collector.** *Energy and Buildings* v 31 n 3, 2000. p 171-178.
104. Khedari, Joseph; Yimsamerjit, Patsada; Hirunlabh, Jongjit. **Experimental investigation of free convection in roof solar collector.** *Building and Environment* 37, 2002, p. 455-459.
105. Kischkoweit-Lopin, Martin. **An overview of daylighting systems.** *Solar Energy* v 73 n 2, August 2002, p. 77-82.
106. Kreider, Jan F., **Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning**, Ed. Jan F. Kreider, CRC Press, 2001.
107. Kreith, Frank, **Mechanical Engineering Handbook**. Ed. Frank Kreith, CRC Press, 1999.
108. Kuhn, T.E.; Buhler, C. y Platzer, W.J..**Evaluation of overheating protection with sun- shading systems.** *Solar Energy* v 69 n SUPPLEMENT 2000. p 59-74.
109. Kulatunga, Athula. **Flat plate solar collector for a tropical climate: determining the solar energy contribution.** *Energy Engineering: Journal of the Association of Energy Engineering* v 96 n 5, 1999. p 35-45.
110. Kumar, R.; Adhikari, R.S.; Garg, H.P.; Kumar, A.. **Thermal performance of a solar pressure cooker based on evacuated tube solar collector.** *Applied Thermal Engineering* v 21 n 16, November 2001. p 1699-1706.
111. Kumar, R.; Kaushik, S.C.; Garg, H.P.; Vatsa, N.. **Numerical analysis of a tubular solar collector with cusp reflectors.** *International Journal of Ambient Energy* v 20 n 3, 1999. p 149-158.

112. Kurklu, Ahmet; Ozmerzi, Aziz; Bilgin, Sefai. **Thermal performance of water-phase change material solar collector.** Renewable Energy v 26 n 3, July 2002. p 391-399.
113. Labaki, L.C. y Kowaltowski, D.C.C.K.. **Bioclimatic and vernacular design in urban settlements of Brazil.** Building and Environment v 33 n 1 Jan 1998. p 63-77.
114. Lam, Joseph C.. **Shading effects due to nearby buildings and energy implications.** Energy Conversion and Management v 41 n 7 May 2000. p 647-659.
115. Lampert, C.M.. **State-of-the-art of switchable glazing and related electronic products.** Proceedings, Annual Technical Conference - Society of Vacuum Coaters 1999. p 197-203.
116. Lauret, A.J.P.; Mara, T.A.; Boyer, H.; Adelard, L. y Garde, F.. **A validation methodology aid for improving a thermal building model: Case of diffuse radiation accounting in a tropical climate.** Energy and Buildings v 33 n 7 September 2001. p 711-718.
117. Lazzarin, R.M., D'Ascanio, A. y Gasparella, A.. **Utilization of a green roof in reducing the cooling load of a new industrial building.** 1st International Conference on Sustainable Energy Technologies, 12-14 June 2002. Porto, Portugal.
118. Lee, B.. **The progress and prospect of middle/high temperature evacuated tubular solar collector.** Renewable Energy v 24 n 3-4, November-December 2001. p 539-544.
119. Lee, Eleanor S.; DiBartolomeo, Dennis L. y Selkowitz, Stephen. **Electrochromic windows for commercial buildings: Monitored results from a full-scale testbed.** Proceedings ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings v 3 2000. p 3241-3256.
120. Li, J.H.; Jiang, Q.. **Experimental research on a high efficient flat plate solar collector.** Taiyangneng Xuebao/Acta Energiae Solaris Sinica v 22 n 2, April 2001. p 131-135.
121. Lim, Sang Hoon. **Thermal performance evaluations of passive solar building in Korea.** Energy Systems, Renewable Energy Resources, Environmental Impact and Policy Impacts on Energy Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference v 3-4 1997. IEEE, Piscataway, NJ, USA, 97CB36203. p 1915-1920 97284
122. Littlefair, Paul. **Daylight prediction in atrium buildings.** Solar Energy v 73 n 2, August 2002, p. 105-109.

123. Magzoub, E.E.; Osman, E.A.. **Computer simulation of solar cooled buildings in Khartoum.** *Renewable Energy* v 14 n 1-4, May-Aug 1998. p 373-379.
124. Mansour, A.F.; El-Shaarawy, M.G.; El-Bashir, S.M.; El-Mansy, M.K.; Hammam, M.. **Optical study of perylene dye doped poly(methyl methacrylate) as fluorescent solar collector.** *Polymer International* v 51 n 5, May 2002. p 393-397.
125. McPherson, E.Gregory; Simpson, James R. y Livingston, Margaret. **Effects of three landscape treatments on residential energy and water use in Tucson, Arizona.** *Energy and Buildings* v 13 n 2 Apr 14 1989 p 127-138.
126. Mei, L., Infield, D., Eicker, U. y Fux, V. **Parameter estimation for ventilated photovoltaic facades.** *Building Services Engineering Research and Technology* v 23 n 2 2002. p 81-96.
127. Mertens, Elke. **Bioclimate and city planning - open space planning.** *Atmospheric Environment* v 33 n 24 1999. p 4115-4123.
128. Meza, Jose I.; Khan, Arshad Y.; Gonzalez, Jorge E.. **Experimental assessment of a solar-assisted air conditioning system for application in Puerto Rico.** *Solar Engineering International Solar Energy Conference*, 1998. ASME, Fairfield, NJ, USA. p 149-154.
129. Michaelides, I.M.; Kalogirou, S.A.; Chrysis, I.; Roditis, G.; Hadjiyianni, A.; Kambezidis, H.D.; Petrakis, M.; Lykoudis, S.; Adamopoulos, A.D.. **Comparison of performance and cost effectiveness of solar water heaters at different collector tracking modes in Cyprus and Greece.** *Energy Conversion and Management* v 40 n 12, 1999. p 1287-1303.
130. Morin, O.J.. **Desing and operating comparison of MSF and MED systems.** *Desalination* 93, 1993, p 69-109.
131. Nagaraju, J.; Garud, S.S.; Kumar, K. Ashok; Rao, M. Ramakrishna. **1 MW//t/h industrial solar hot water system and its performance.** *Solar Energy* v 66 n 6, 1999. p 491-497.
132. Nicoletti, Manfredi. **Architectural expression and low energy design.** *Renewable Energy* v 15 n 1-4 pt 1 Sep-Dec 1998. p 32-41.
133. Niewianda, A. y Heidta, F.D.. **Sombrero: a PC-tool to calculate shadows on arbitrarily oriented surfaces.** *Solar Energy* v 58 nos 4-6, 1996, p 253-263.
134. Nord, J.W.; Lear, W.E.; Sherif, S.A.. **Analysis of heat-driven jet-pumped cooling system for space thermal management.** *Journal of Propulsion and Power* v 17 n 3 May/June 2001. p 566-570.

135. Palmero, Ana y Oliveira, A.C. **Numerical Simulation of an Integrated Solar Louvre Collector System**. International Journal of Ambient Energy, vol.24, nº1. Ambient Press Limited, UK, 2003.
136. Papadakis, G.; Tsamis, P.; Kyritsis, S.. **An experimental investigation of the effect of shading with plants for solar control of buildings**. Energy and Buildings v 33 n 8 October 2001. p 831-836.
137. Peretti, G. y La Rocca, F. **Water ‘in’ and ‘around’ the building: The integration between bioclimatic, water-saving, and aesthetic aspects**. Renewable Energy v 19 n 1-2, 2000, p 1-5.
138. Rabl, Ari. **Active Solar Collectors and Their Applications**. Oxford University Press, 1985, New York.
139. Raeissi, S.; Taheri, M.. **Energy saving by proper tree plantation**. Building and Environment v 34 n 5 1999. p 565-570.
140. Raeissi, S.; Taheri, M..**Optimum overhang dimensions for energy saving**. Building and Environment v 33 n 5 Sep 1998. p 293-302.
141. Riffat, S.B.; Doherty, P.S.; Aziz, E.I. Abdel. **Performance testing of different types of liquid flat plate collectors**. International Journal of Energy Research v 24 n 13, Oct 2000. p 1203-1215.
142. Rodono, G.; Volpes, R.. **Heat transfer calculation in a free convection air solar collector**. Energy and Buildings v 27 n 1, Feb 1998. p 21-27.
143. Rönnelid, M. and Karlsson, B.. **Irradiation distribution diagrams and their use for estimating collectable energy**. Solar Energy v 61 n 3, 1997, p. 191-201.
144. Rosenfeld, J.L.J.; Platzer, W.J.; Van Dijk, H.; Maccari, A.. **Modelling the optical and thermal properties of complex glazing: Overview of recent developments**. Solar Energy v 69 n SUPPLEMENT 2000. p 1-13.
145. Said, Salem; Akash, Bilal. **Experimental performance of a heat pipe**. Heat Mass Transfer v 26 n 5, 1999, p 679-684.
146. Sala, Marco; Nelli, Lucia Ceccherini. **Bioclimatic architecture in Europe; A handbook in advanced technology**. Renewable Energy v 5 n 5-8 Aug 1994. p 1173-1177.
147. Scartezzini, Jean-Louis. **Anidolic daylighting systems**. Solar Energy v 73 n 2, August 2002, p. 123-135.
148. Shariah, A.M.; Rousan, A.; Rousan, Kh.K.; Ahmad, A.A.. **Effect of thermal conductivity of absorber plate on the performance of a solar water heater**. Applied Thermal Engineering v 19 n 7, 1999. p 733-741.

149. Shariah, A; Al-Akhras, M.-A; Al-Omari, I.A. **Optimizing the tilt of solar collectors**. *Renewable Energy* v 26 n 4, Aug. 2002, p. 587-598.
150. Sharples, Steve; Stewart, Lorraine y Tregenza, Peter R..**Glazing daylight transmittances: A field survey of windows in urban areas**. *Buildings and Environment* v 36 n 4 May 2001. p 503-509.
151. Shaviv, Edna y Yezioro, Abraham. **Analyzing mutual shading among buildings**. *Solar Energy* v 59 nos 1-3 1997. p 83-88.
152. Shaviv, Edna. **Computer aided energy conscious building design**. *Renewable Energy* v 15 n 1-4 pt 1 Sep-Dec 1998. p 343-348.
153. Shaviv, Edna. **Design tools for bio-climatic and passive solar buildings**. *Solar Energy* v 67 n 4 1999. p 189-204.
154. Simpson, J.R. y McPherson, E.G.. **Simulation of tree shade impacts on residential energy use for space conditioning in Sacramento**. *Atmospheric Environment* v 32 n 1 Jan 1998. p 69-74.
155. Simpson, James R.. **Improved estimates of tree-shade effects on residential energy use**. *Energy and Buildings* v 34 n 10 November 2002. p 1067-1076.
156. Soontornchainacksaeng, Thanakom. **Parameters analysis and potential of energy storage case study: Solar collector for diurnal water heating and nocturnal water cooling**. *Strojnicki Vestnik/Journal of Mechanical Engineering* v 47 n 8, 2001. p 449-454.
157. Sopian, K.; Liu, H.T.; Kakac, S.; Veziroglu, T.N.. **Performance of a double pass photovoltaic thermal solar collector suitable for solar drying systems**. *Energy Conversion and Management* v 41 n 4, 2000. p 353-365.
158. Sopian, K.; Supranto; Daud, W.R.W.; Othman, M.Y.; Yatim, B.. **Thermal performance of the double-pass solar collector with and without porous media**. *Renewable Energy* v 18 n 4, 1999. p 557-564.
159. Sopian, K.; Zulkifli, R.; Sahari, J.; Othman, M.Y.. **Thermal performance of thermoplastic natural rubber solar collector**. *Journal of Materials Processing Technology* v 123 n 1, Apr 10 2002. p 179-184.
160. Sumathy, K.. **Study on the thermal performance of a flat-plate collector in Hong Kong**. *International Journal of Ambient Energy* v 20 n 2, 1999. p 59-66.
161. Syed, Athar; Maidment, Graeme G.; Missenden, John F.; Tozer, Robert M.; Shelton, Sam V.; Morner, Sucin; Anand, Mukul; Chiriac, Florea; Kohler, Jay; Erickson, Don. **An efficiency comparison of solar cooling schemes**. *ASHRAE Transactions* v 108 PART 1, 2002. p 877-886.

162. Tarnizhevskij, B.V.; Abuev, I.M.. **Technical level and mastering the plane solar collector production in Russia.** Teploenergetika n 4, Apr 1997. p 13-15.
163. Tatlier, Melkon; Erdem-Senatalar, Ayse. **Effects of thermal gradients in a solar adsorption heat pump utilizing the zeolite-water pair.** Applied Thermal Engineering v 19 n 11, 1999. p 1157-1172.
164. Tombazis, A.N. y Preuss, S.A. **Design of passive solar building in urban areas.** Solar Energy v 70 n 3 2001. p 311-318.
165. Toure, Siaka. **Characteristic temperatures in a natural convection solar air heater.** Energy Conversion and Management v 42 n 9, 2001. p 1157-1168.
166. Tripanagnostopoulos, T.; Souliotis, M.; Nousia, Th.. **Solar collectors with colored absorbers.** Solar Energy v 68 n 4, 2000. p 343-356.
167. Tripanagnostopoulos, Y.; M. Souliotis; Th. Nousia. **CPC type integrated collector storage systems.** Solar Energy, April 2002, p. 327-350.
168. Tripanagnostopoulos, Y.; Th. Nousia; M. Souliotis; P. Yianoulis. **Hybrid photovoltaic/thermal solar systems.** Solar Energy, March 2002, p. 217-234.
169. Tseng, C.-C. y Goswami, D.Y..**Effect of tilt angle and temperature difference on solar heat gain coefficient measurement of fenestration system.** ASHRAE Transactions v 107 PART. 1 2001. p 684-690.
170. Tsilingiris, P.T.. **Back absorbing parallel plate polymer absorbers in solar collector design.** Energy Conversion and Management v 43 n 1 January 2002. p 135-150.
171. Tsilingiris, P.T.. **Towards making solar water heating technology feasible - the polymer solar collector approach.** Energy Conversion and Management v 40 n 12, 1999. p 1237-1250.
172. Ullah, M.B. y Lefebvre, Gerald. **Estimation of annual energy-saving contribution of an automated blind system.** ASHRAE Transactions v 106 2000. p 408-418.
173. Underwood, Chris P. y Jones, A.D. **Cladding strategies for building - integrated photovoltaics.** Building Services Engineering Research and Technology v 23 n 4 2002. p 243-250.
174. Van Bijsterveld, W.T.; Houben, L.J.M.; Scarpas, A.; Molenaar, A.A.A.. **Using pavement as solar collector : Effect on pavement temperature and structural response.** Transportation Research Record n 1778, 2001. p 140-148.

175. Vartiainen, Eero. **Electricity benefits of daylighting and photovoltaics for various solar facade layouts in office buildings.** Energy and Buildings v 33 n 2 Jan 2001. p 113-120.
176. Velds, Martine. **User acceptance studies to evaluate discomfort glare in daylit rooms.** Solar Energy v 73 n 2, August 2002, p 95-103.
177. Vieira, M.E.; Duarte, P.O.O.; Buarque, H.L.B.. **Determination of the void fraction and drift velocity in a two-phase flow with a boiling solar collector.** Solar Energy v 69 n 4, 2000. p 315-319.
178. Vieira, M.E.; Reinaldo, R.F.. **Efficiency analysis of a two-phase solar collector operated by thermosiphon.** Informacion Tecnologica v 11 n 5, 2000. p 3-9.
179. Walkenhorst, Oliver; Luther, Joachim; Reinhart, Christoph y Timmer, Jens. **Dynamic annual daylight simulations based on one-hour and one-minute means of irradiance data.** Solar Energy v 72 n 5, May 2002, p. 385-395.
180. Walker, Andy, Weaver, Norm, Kiss, Gregory, Balcomb, Doug y Becker-Humphry, Melinda. **Analyzing two federal building integrated photovoltaics projects using energy-10 simulations.** International Solar Energy Conference 2002. p 149-155. Realizada en Nevada (Estados Unidos) en el 2002. Editada por J. Boise Pearson y Brian N. Farhi.
181. Wang, Z.F.. **Study on measurement of thermal performance of all-glass evacuated tubular solar air heater.** Taiyangneng Xuebao/Acta Energiae Solaris Sinica v 22 n 2, April 2001. p 141-147.
182. Wang, Zhifeng. **Optical analysis and heat transfer of parabolic solar collector.** Taiyangneng Xuebao/Acta Energiae Solaris Sinica v 21 n 1, Jan 2000. p 69-76.
183. Warrington, R.O. y Ameel, T.A. **Experimental studies of natural convection in partitioned enclosures with a Trombe wall geometry.** Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME v 117 n 1 Feb 1995. p 16-21.
184. West, Shane. **Improving the sustainable development of building stock by the implementation of energy efficient, climate control technologies.** Building and Environment v 36 n 3 Apr 2001. p 281-289.
185. Wu, Chih; Chen, Lingen; Sun, Fengrui; Cao, Shui. **Optimal collector temperature for solar-driven heat pumps.** Energy Conversion and Management v 39 n 1-2, Jan 1998. p 143-147.

186. Yoshida, Naohiro y Nakajima, Yasutaka. **Research of solar building with underground thermal storage system.** ASME-JSES-JSME International Solar Energy Conference v 1 1995. ASME, New York, NY, USA. p 181-186.
187. Yueyan, Shi; Xiaoji, Yang. **Selective absorbing surface for evacuated solar collector tubes.** Renewable Energy v 16 n 1-4 pt 2, Jan-Apr 1999. p 632-634.
188. Zain-Ahmed, A.; Sayigh, A.A.M.; Surendran, P.N. y Othman, M.Y. **Bioclimatic design approach to low-energy buildings in the Klang Valley, Malaysia.** Renewable Energy v 15 n 1-4 pt 1 Sep-Dec 1998. p 437-440.
189. Zarza Moya, E. **Solar Thermal Desalination Project Phase II Results and Final Project Report.** Editado por la Secretaria General Técnica del CIEMAT. Madrid, 1995. ISBN: 84-7834-258-0.
190. Zhang, Q.-C.. **Optimizing analysis of W-AIN cermet solar absorbing coatings.** Journal of Physics D: Applied Physics v 34 n 21, Nov 7 2001. p 3113-3120.
191. Zhang, Qi-Chu. **Recent progress in high-temperature solar selective coatings.** Solar Energy Materials and Solar Cells v 62 n 1, 2000. p 63-74.
192. Zheng, Hongfei; Wu, Yuyuan; Zheng, Dexiu. **Experimental study on the performance of the solar collector with vacuum glazing.** Taiyangneng Xuebao/Acta Energiae Solaris Sinica v 22 n 3 July 2001. p 270-273.
193. Zondag, H. A.; D. W. de Vries; W. G. J. van Helden; R. J. C. van Zolingen; A. A. van Steenhoven. **The thermal and electrical yield of a PV-thermal collector.** Solar Energy, February 2002, p. 113-128.

***III. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA CAPTADOR-SOMBREADOR EN EL EDIFICIO: SELECCIÓN DE PARÁMETROS Y CUANTIFICACIÓN DE ENERGÍA CAPTADA***

# ***Índice de materias***

## **0. PRESENTACIÓN**

## **1. RADIACIÓN SOLAR**

- 1.1. El Sol
- 1.2. Geometría solar
  - 1.2.1. Posición del Sol respecto de un pto. en la Tierra
  - 1.2.2. Posición del Sol respecto de una superficie inclinada en la Tierra
  - 1.2.3. Diagrama de la trayectoria solar

## **2. DISEÑO DEL SISTEMA CAPTADOR-SOMBREADOR**

- 2.1. Parámetros geométricos del captador solar sombreador
- 2.2. Características del sistema captador-sombreador

## **3. ENERGÍA CAPTADA POR EL SISTEMA CAPTADOR-SOMBREADOR**

- 3.1. Energía solar captada por un solo captador sombreador
  - 3.1.1. Energía incidente sobre el captador
  - 3.1.2. Energía absorbida en el interior del captador
- 3.2. Energía solar captada por el sistema captador-sombreador

## **4. RESULTADOS DEL ANÁLISIS**

- 4.1. Selección de los parámetros geométricos que definen el sistema captador-sombreador
- 4.2. Energía captada por los captadores sombreadores

## **5. CONCLUSIONES**

## **6. REFERENCIAS**

### **ANEXOS**

*Anexo A.- Esquema de sombreadores reales (laminas) y fotografías de edificaciones con sistemas sombreadores.*

*Anexo B - Características del software informático EES.*

## Índice de figuras

- Fig. 1.- *Uso de los sombreadores para la protección de superficies acristaladas.*
- Fig.2.- *Variación de la relación  $I_{cs}/I_o$  a lo largo del año.*
- Fig.3.- *Curva de irradiancia espectral en función de la longitud de onda. [Duffie, J.A, y Beckman, W.A., 1974, p.5].*
- Fig. 4.- *Movimiento de la Tierra alrededor del Sol.*
- Fig. 5.- *Ecuación del tiempo (E) como función de los días de un año.*
- Fig.6.- *Definición de ángulo horario y declinación. Adaptado de Kreith, Frank y Kreider, Jan F. (1978, p.47).*
- Fig. 7.- *Diagrama que muestra la altitud solar y el azimut.*
- Fig. 8.- *Definición de ángulo de incidencia (i).*
- Fig.9.- *Vista espacial de la trayectoria solar para los solsticios y equinocio.*
- Fig.10.- *Carta solar para latitud de 30°N en: a) proyección equidistante horizontal (adaptada de Kreith, Frank y Kreider, Jan F, 1978, p.52) y b) proyección cilíndrica (adaptada de Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.885).*
- Fig. 11.- *Sección de un sombreador solar: a) diseño real ofrecido por la empresa Maple Sunscreening y b) diseño de la adaptación a un captador solar sombreador.*
- Fig.12.- *Integración y esquema de los captadores solares sombreadores.*
- Fig.13.- *Parámetros geométricos de un captador sombreador.*
- Fig.14.- *Configuración del sistema captador-sombreador respecto a la ventana.*
- Fig.15.- *Detalles geométricos del sistema captador-sombreador sin considerar efectos de sombras entre sombreadores.*
- Fig.16.- *Detalles geométricos del sistema captador-sombreador considerando los efectos de sombras entre sombreadores.*
- Fig.17.- *Parámetros geométricos detallados del captador-sombreador para calcular el ángulo de incidencia.*
- Fig.18.- *Número de captadores sombreadores para cada latitud (hemisferio norte) con anchos del captador sombreador de 0,1 m y 0,25 m y área de la ventana de 1 m<sup>2</sup> ( $\xi$  varía según las condiciones del apartado 2.2).*
- Fig.19.- *Relación de áreas de captadores sombreadores/área de ventana para sombrear vs. latitudes (hemisferio norte), con anchos del captador*

sombreador de 0,1m y 0,25m, ( $\xi$  varía según las condiciones de apartado 2.2).

Fig. 20.- Radiación Solar Global (superficie horizontal) para días promedios de cada mes. Lisboa TRY.

Fig. 21.- Energía solar anual incidente y transmitida en función del ángulo de inclinación ( $\chi$ ) en los casos ideal y real.

Fig. 22.- Energía solar incidente y transmitida durante el verano en función del ángulo de inclinación  $\chi$ .

## **Índice de tablas**

Tabla 1.- Valores de la longitud  $L$  y correspondientes radios de curvatura de lamas exteriores (información dada por la empresa MAPLE Sunscreening, UK).

Tabla 2.- Símbolos para las diferentes energías captadas por el captador según la radiación solar.

Tabla 3.- Absortancia de algunas superficies selectivas comunes y transmitancia de diferentes vidrios y plásticos. Adaptada de [Kreith, 1999, p.8-118] y [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.208]

Tabla 4.-Valores de algunos parámetros geométricos considerando  $L=0,25$  m para diferentes ciudades europeas.

Tabla 5.- Valores de los parámetros  $E$  y  $N$  para diferentes ángulos de inclinación del captador ( $\chi$ ) considerando  $L=0,25$  m y  $H_w=1,5$  m y 1 m. ( $N=N_1$  para  $H_w=1,5$ m,  $N=N_2$  para  $H_w=1$ m)

## Glosario

A	área de superficie plana del captador ( $m^2$ )
$b_0$	coeficiente modificador del ángulo de incidencia (adimensional)
E	ecuación del tiempo
E	espaciado entre captadores (m)
H	distancia vertical que separa el extremo superior de la ventana del soporte horizontal del sistema captador-sombreador (m)
$h_{max}$	máxima altura solar al mediodía – corresponde al 21 de junio – (grados)
$h_{min}$	altura solar mínima al mediodía solar-correspondiente al 21 de diciembre- (grados)
HN	hemisferio norte
HS	hemisferio sur
$H_w$	altura de la ventana (m)
i	ángulo de incidencia (grados)
$I_0$	constante solar media ( $1372 \text{ W/m}^2$ )
$I_{cs}$	constante solar ( $\text{W/m}^2$ )
$I_{dif,\beta}$	irradiancia solar difusa instantánea de una superficie plana con un ángulo $\beta$ respecto la horizontal ( $\text{W/m}^2$ )
$I_{dir,\beta}$	irradiancia solar directa instantánea normal a una superficie plana con un ángulo $\beta$ respecto la horizontal ( $\text{W/m}^2$ )
$K_{\tau\alpha}$	modificador del ángulo de incidencia (adimensional)
L	Longitud del eje mayor de la sección del captador (m)
$l_0$	Largo del captador (m)
$L_e$	la distancia a la fachada del extremo del captador más lejano (m)
$L_{of}$	longitud del meridiano de referencia horaria (grados)
$L_{sol}$	longitud del captador-sombreador que recibe los rayos solares (m)
$L_{loc}$	longitud de la localidad (grados)
n	día Juliano
N	número de captadores que constituyen el sistema captador – sombreador
Q	energía instantánea (J)
R	radio de curvatura de la superficie del captador (m)
$u_n$	vector normal a la superficie
$u_s$	vector unitario de posición del Sol

Símbolos griegos

$\alpha$	absortancia de la placa absorbente
$\alpha$	altitud solar (grados)
$\beta$	ángulo entre el plano de la superficie y la horizontal (grados)
$\beta_1$	ángulo que forma la horizontal con la recta que une el extremo del captador más lejano a la fachada con la base de la ventana (grados)
$\beta_2$	ángulo que forma la horizontal con la recta que une el extremo del captador más lejano a la fachada con parte superior de la ventana
$\gamma$	ángulo formado entre el plano que contiene los ejes de los captadores y la recta que une los extremos más cercanos de dos captadores contiguos (grados)
$\delta$	declinación (grados)
$\theta$	ángulo diferencia de $\chi$ y $\beta$ (grados)
$\theta_0$	ángulo de abertura de la superficie del captador (grados)
$\theta_z$	ángulo cenital solar (grados)
$\lambda$	longitud de onda ( $\mu\text{m}$ )
$\xi$	ángulo que fija la insolación o sombreadamiento total de la ventana (grados)
$\phi$	latitud (grados)
$\tau$	transmitancia de la cubierta transparente
$(\tau\alpha)$	producto transmitancia-absortancia efectivo
$\chi$	ángulo de inclinación del captador respecto a la horizontal (grados)
$\psi$	azimut (grados)
$\psi_n$	ángulo azimut de superficie (grados)
$\omega$	ángulo horario (grados)

Subíndices

abs	absorbida
cub	cubierta transparente del captador
dif	difusa
dir	directa
inc	incidente
n	incidencia normal
placa	placa absorbente del captador

## 0. PRESENTACIÓN

En la actualidad existe una gran preocupación por el ahorro energético para conseguir una menor dependencia de la energía convencional. La integración de sistemas de energía renovables en la edificación, es una importante estrategia para soluciones energéticas sostenibles.

Para conseguir un ahorro energético en los edificios, sin disminuir los niveles de confort térmico exigido por los usuarios, se debe considerar la integración de los sistemas solares térmicos pasivos y activos en la arquitectura. Esta integración se encuentra muchas veces limitada porque la mayoría de los proyectos arquitectónicos, se diseñan desde un punto de vista estético, sin tener en cuenta conceptos tales como el clima de la zona, la orientación de la edificación o el consumo de energía.

Las aberturas solares en los edificios deben ser diseñadas para optimizar la ganancia solar durante el periodo más frío. Por otra parte, la radiación solar debe ser bloqueada durante los periodos cálidos, evitando así el excesivo calentamiento del interior y el deslumbramiento. Los dispositivos externos en la edificación, forman parte de la estrategia de sombreado, cuya función es la de bloquear la radiación solar incidente antes de su paso a través del acristalamiento. Hoy día uno de más utilizados son los dispositivos de sombreado móviles (elementos con estructuras de lamas regulables que permiten optimizar el control). Estos dispositivos, además de la protección solar en las estaciones más calientes, permiten el movimiento vertical de aire caliente ayudando a reducir la temperatura superficial de los muros.

Los sistemas de energías renovables deben ser implementados con una integración estética y costes apropiados. La integración de los captadores en componentes externos de los edificios contribuye a la reducción de costes en la implementación, permitiendo además una mayor libertad arquitectónica. Si esto no ocurre, es improbable que esta tecnología consiga penetrar en el mercado de los constructores y clientes más conservadores.

Una solución integrada será particularmente interesante si el sistema puede ser usado durante todo el año. Con este propósito, un captador solar fue integrado en el diseño de sombreadores existentes, usando lamas horizontales, tal y como aparece en la Fig.1.

El objetivo principal de este capítulo es la descripción del sistema de captadores solares integrado en las lamas de los sombreadores, así como la cuantificación de energía captada a partir de la radiación solar.

Para alcanzar estos objetivos, se identifica la configuración más adecuada del captador solar objeto de estudio. Se consideran los captadores solares integrados en dispositivos sombreadores y dispuestos paralelamente. Cada uno de los sombreadores integra el dispositivo de captación solar térmico cuyo objetivo es calentar agua que circula en su interior (captador solar térmico). Estos tipos de sombreadores utiliza por tanto para el calentamiento de agua sanitaria, al mismo tiempo que da sombra en las ventanas de los edificios donde se instala (ver fig. 1).

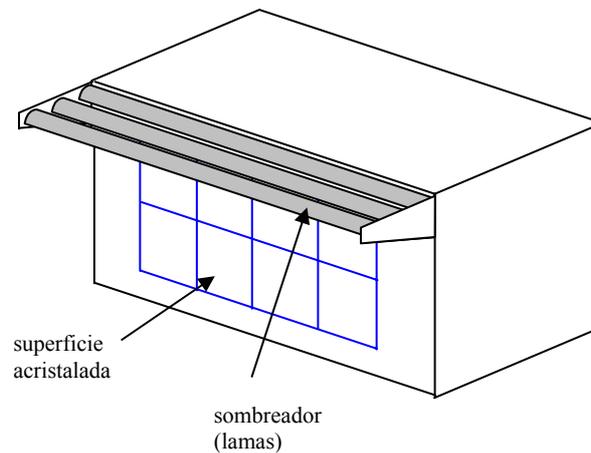


Fig. 1 – *Uso de los sombreadores para la protección de superficies acristaladas.*

Se realiza el estudio de la captación de energía solar del captador como función de su geometría y de su disposición respecto a las ventanas. Se discute

la disposición de los captadores para que exista sombra en las ventanas durante el verano, permitiendo la incidencia solar durante el invierno. Se cuantifica además la energía que puede transmitir el captador al fluido de trabajo.

Se utilizan datos climáticos de Lisboa (Portugal) con los que se cuantifica la influencia de la inclinación de los captadores en la energía captada a partir de la radiación solar.

## 1. RADIACIÓN SOLAR

### 1.1.- El Sol

El Sol tiene una estructura y características las cuales determinan la naturaleza de la energía que este irradia al espacio. La radiación solar que llega hasta la Tierra, establece los ciclos naturales tales como el del agua y del carbono, por lo que el Sol es la fuente de energía para toda la actividad atmosférica.

Las características del Sol y su relación espacial con la Tierra se obtienen al fijar la intensidad de la radiación solar fuera de la atmósfera terrestre. Nuestro planeta se encuentra a una distancia media del Sol de  $1495 \times 10^{11}$  m, con un ángulo sólido de  $32'$ , por lo que se puede afirmar que la intensidad que llega a la superficie exterior de la atmósfera es prácticamente constante. La constante solar  $I_{cs}$ , es la energía por unidad de tiempo, procedente del Sol incidente sobre una unidad de área de superficie plana normal al vector de posición del Sol ubicada en el límite superior de la atmósfera terrestre. Esta constante tiene un valor medio de  $1372 \text{ W/m}^2$  ( $I_0$ ). El que la distancia Tierra-Sol no sea fija durante el año, lleva a que exista una variación del flujo de la radiación extraterrestre, es decir, de la constante solar en un rango de  $\pm 3\%$ . La dependencia de la radiación extraterrestre con el tiempo (año) se ve en la fig.2.

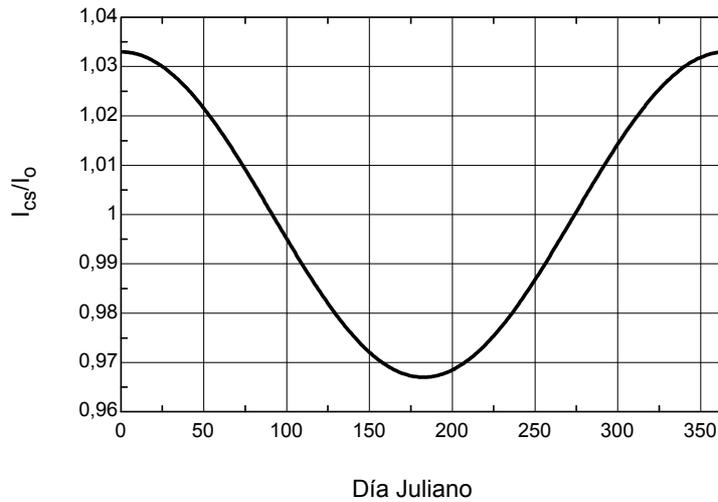


Fig.2 - Variación de la relación  $I_{cs}/I_o$  a lo largo del año.

Esta dependencia, considerando cada día del año, se puede expresar con la siguiente ecuación:

$$I_{cs} = 1372 \left[ 1 + 0,033 \cos\left(\frac{2\pi n}{365,25}\right) \right] \quad (3.1)$$

donde  $n$  es el día Juliano

Además de conocer la energía total en el espectro solar, es necesario saber la distribución espectral de la radiación. En la fig.3 se muestra la curva de irradiancia espectral en función de la longitud de onda ( $\lambda$ ) obtenido por la NASA en 1971.

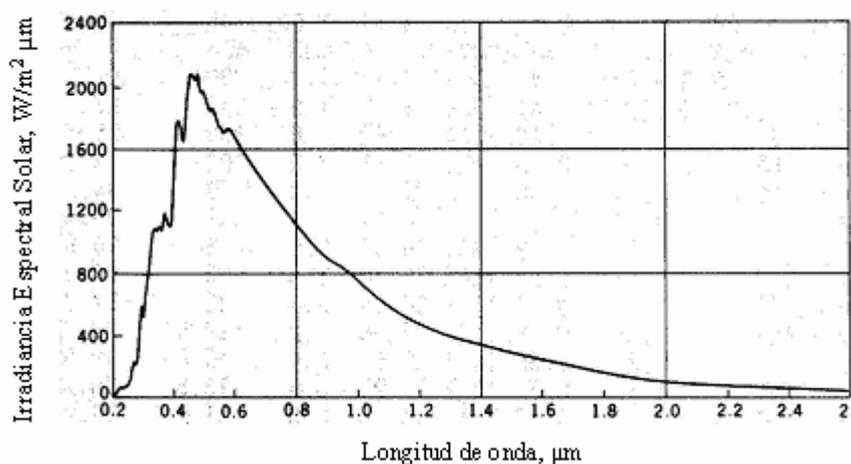


Fig.3 – Curva de irradiancia espectral en función de la longitud de onda. Adaptada de Duffie, J.A, y Beckman, W.A. (1991, p.7).

La radiación que llega desde el Sol se compone de diferentes longitudes de onda. El espectro de radiación está formado por longitudes de onda que van desde 0,28 a las 5 μm, dando lugar a tres regiones: UV-ultravioleta ( $\lambda < 0.4 \mu\text{m}$ ), visible ( $0.4 < \lambda < 0.76 \mu\text{m}$ ) e IR-infrarrojo ( $\lambda > 0.76 \mu\text{m}$ ).

La radiación incidente en la superficie de la Tierra debido al Sol está sujeta a modificaciones debido a varios efectos:

- variaciones en la distancia Tierra-Sol,
- variación en la dispersión (scattering) atmosférico debido a moléculas de aire, vapor de agua y polvo,
- variación en la absorción atmosférica debido a moléculas de ozono, oxígeno, agua y anhídrido carbónico.

La radiación solar normal incidente en la atmósfera terrestre tiene una distribución espectral indicada en la fig. 3. Los rayos X y otras longitudes de onda más corta del espectro solar son prácticamente absorbidos en la ionosfera por nitrógeno, oxígeno y otros componentes atmosféricos. Principalmente, la

absorción de la radiación solar en la atmósfera la ocasionan el vapor de agua y el ozono. En el ultravioleta está la banda de absorción más importante del ozono, mientras que para el vapor de agua la banda de absorción es el IR. Para longitudes de onda mayores a  $2,3 \mu\text{m}$ , la combinación de una baja radiación extraterrestre y una fuerte absorción por parte del anhídrido carbónico y el vapor de agua, hace que la transmisión de la atmósfera sea prácticamente nula a estas longitudes de onda. Por tanto, desde el punto de vista de la aplicación de la energía solar en la superficie terrestre, solamente las radiaciones con longitudes de onda entre  $0.29$  y  $2.5 \mu\text{m}$  son consideradas. Esta radiación solar es transmitida a través de la atmósfera, sufriendo variaciones debido a los fenómenos de absorción, explicada anteriormente, y dispersión.

De la dispersión resulta la atenuación de la radiación solar extraterrestre y su redistribución en todas las direcciones del espacio sin cambio significativo de la longitud de onda. Los aerosoles, vapor de agua y partículas de polvo, son las mayores responsables de los fenómenos de scattering en la atmósfera.

Los aerosoles son muy pequeños comparados con la longitud de onda de la radiación en el espectro de la energía solar. La dispersión de la radiación por parte de estas partículas, está de acuerdo con la teoría de Rayleigh con un coeficiente que varía como  $\lambda^{-4}$ . Las partículas de polvo son generalmente mayores que los aerosoles, aunque su tamaño y concentración varía con el lugar y en el tiempo. El vapor de agua es el constituyente atmosférico que más contribuye a los fenómenos de dispersión.

La radiación solar a nivel del suelo se puede descomponer en:

- radiación directa, aquella que se recibe del Sol sin haber sufrido ningún cambio de dirección por reflexión o difusión;
- radiación difusa, es la que se recibe del Sol después de haber sufridos cambios de dirección al atravesar la atmósfera;
- radiación reflejada, la componente reflejada por el suelo circundante,  
y
- radiación global, que es la suma de la radiación directa, difusa y reflejada.

Cuando se habla de radiación solar se trata de energía, cuya unidad es julio (J). En cambio, la potencia radiante que llega a una superficie plana dada por unidad de área, es la irradiancia, cuya unidad es  $W/m^2$ .

## 1.2.- Geometría solar

Para poder definir las posiciones relativas de Sol y Tierra, se considerará el modelo planetario de Ptolomeo, o sea, se supone que el Sol describe un movimiento aparente de rotación en torno a la Tierra. Para este modelo se describe el movimiento del Sol en un sistema de coordenadas fijas a la Tierra, con origen en el lugar de interés. Para mantener esta hipótesis, se consideran ciertas perturbaciones en la velocidad de rotación de la Tierra.

En la geometría del movimiento solar, debe ser conocida la relación de los ejes de rotación terrestre con el plano de su órbita, la eclíptica. La órbita de la Tierra alrededor del Sol no es circular, sino elíptica, por lo que la distancia Sol-Tierra no es constante, siendo la diferencia entre las posiciones extremas de un 3,3%, lo que implica una variación de la radiación solar recibida por la Tierra durante el año. La Tierra se sitúa en su posición más próxima al Sol el 21 de diciembre, mientras que el 21 de Junio está en la más alejada.

En la figura 4 se representa las posiciones relativas de la Tierra respecto al Sol. La inclinación del eje de rotación de la Tierra respecto al eje de la eclíptica está en torno  $23,45^\circ$ . Esta inclinación es la responsable, a lo largo del año, de la variación en la duración de las noches y los días, así como de los cambios de estaciones.

Las cuatro posiciones que determinan el comienzo de las cuatro estaciones son los dos solsticios y los dos equinoccios. En el solsticio de invierno, el polo norte se encuentra en la posición más alejada en la trayectoria de los rayos solares, al contrario del solsticio de verano. En los equinoccios de primavera y de otoño, ambos polos equidistan del Sol, por lo que la noche y el día tienen la misma duración. Los trópicos de Cáncer y Capricornio

corresponden a latitudes extremas donde el Sol incide perpendicularmente al plano horizontal del lugar, por lo menos una vez al año.

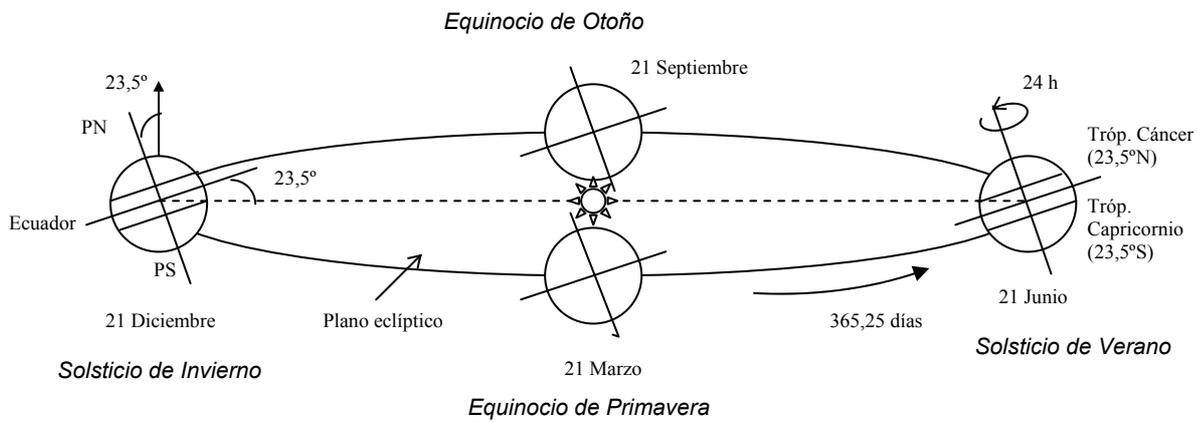


Fig. 4 - Movimiento de la Tierra alrededor del Sol.

### 1.2.1.- Posición del Sol respecto de un punto en la Tierra

Para especificar la posición solar respecto de la Tierra se debe definir la hora solar local verdadera, que no coincide con la hora oficial local. Es necesario hacer varias correcciones para convertir la hora oficial a la hora solar. En la primera corrección (C1), se considera la diferencia de longitud existente entre el meridiano del observador y el meridiano de referencia respecto del cual se define la hora oficial (meridiano de Greenwich). La segunda corrección (C2) se obtiene mediante la *ecuación del tiempo*, la cual recoge el efecto de las perturbaciones en la órbita terrestre para describir la posición aparente del Sol respecto la Tierra. En ocasiones, será necesario introducir una tercera corrección (C3), para contemplar los cambios horarios que los gobiernos hacen atendiendo a consideraciones de ahorro energético. Por tanto, la hora solar se define como:

$$\text{hora solar} = \text{hora oficial} + C1 + C2 + C3 \quad (3.2)$$

Donde:

$$C1 = 4(L_{of} - L_{loc})$$

$$C2 = E / 60$$

C3 = cambio horario

Siendo:

$L_{of}$  = longitud del meridiano de referencia horaria

$L_{loc}$  = longitud de la localidad (positiva hacia el E y negativa hacia el W)

$E$  = *ecuación del tiempo*, obtenida de la figura 5, siendo la expresión,

$E = 9.87 \text{ sen } 2\rho - 7.53 \text{ cos } \rho - 1.5 \text{ sen } \rho$  (en minutos)

$$\rho = 2\pi (n-81) / 364$$

$n$  = día Juliano (p.e. 1 de Enero,  $n=1$  y 4 de septiembre,  $n = 247$ )

Para el caso de la isla de Tenerife, donde la latitud media es  $28,3^\circ\text{N}$  y la longitud es  $16,5^\circ\text{W}$ , se tendría:

$$L_{of} = 0^\circ$$

$$L_{loc} = 16,5^\circ\text{W}$$

$$\text{hora solar (Tenerife)} = \text{hora oficial} + 4*(-16,5) + E/60 + \begin{cases} 0 & \text{(desde final* de septiembre hasta final de abril)} \\ -1 & \text{(desde final de abril hasta final de septiembre)} \end{cases}$$

\* final es último domingo

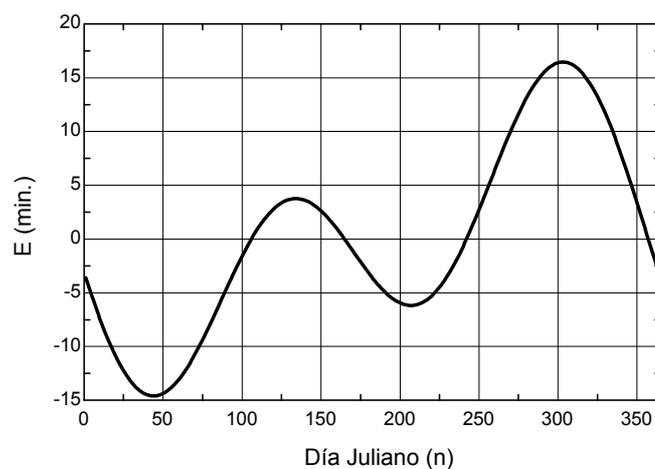


Fig. 5 - Ecuación del tiempo (E) como función de los días de un año.

Para describir la posición del Sol respecto de la Tierra se puede considerar dos sistemas de coordenadas:

- *sistema ecuatorial horario*, donde el sistema de referencia es definido por el plano del Ecuador terrestre y el eje que une los polos. Este es el sistema más utilizado porque la posición de cualquier astro es la misma independientemente del lugar o el momento de observación. Este sistema vendrá determinado por las *coordenadas ecuatoriales horarias*.
- *sistema horizontal*, definido por el plano horizontal y la vertical del lugar. Este sistema surge por el movimiento aparente de los astros como consecuencia de la rotación de la Tierra, por lo que la posición de un astro en un instante determinado respecto a dos observadores colocados en latitudes diferentes, no coincide. Este sistema vendrá determinado por las *coordenadas horizontales*.

#### *Coordenadas ecuatoriales horarias*

La declinación ( $\delta$ ) – ver fig.6 - es el ángulo que forman el plano ecuatorial terrestre con el plano que contiene a la eclíptica (órbita de la Tierra en torno al Sol). Puede obtenerse con las tablas astronómicas, aunque lo más práctico es usar la expresión aproximada de Cooper:

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left( 360 \frac{284 + n}{365} \right) \quad (3.3)$$

siendo n el día juliano.

El ángulo horario ( $\omega$ ) – ver fig.6 - es el ángulo que forman el meridiano pasando por el Sol, en un instante de tiempo dado, con el meridiano del observador situado en el punto P, tomando como positivo antes del mediodía solar y negativo después de éste. Una rotación de la Tierra (24 horas)



El azimut solar ( $\psi$ ) es el ángulo que forma con el sur (en el HN) o con el norte (en el HS), la proyección sobre el plano horizontal de la línea recta que une la posición del Sol con el punto de observación, utilizando las proyecciones sobre el plano horizontal de este punto. Es positivo en sentido horario en HN y en sentido contrario en HS. El azimut es igual a cero en el Sur.

Para los estudios de ingeniería solar, muchas veces es conveniente usar el ángulo cenital solar ( $\theta_z$ ), siendo el complementario del ángulo altitud.

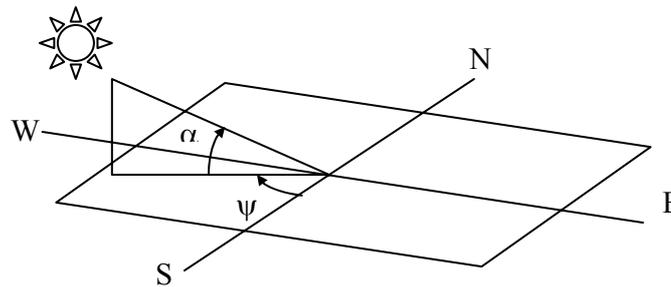


Fig. 7 - Diagrama que muestra la altitud solar y el azimut.

Las coordenadas de los dos sistemas pueden ser relacionadas. Considerando el triángulo NPV de la figura 6 y utilizando ecuaciones de trigonometría esférica, se llega a las relaciones para la altitud solar ( $\alpha$ ) y ángulo azimut solar ( $\psi$ ) [Bourges, B., 1992, p.7]:

$$\text{sen } \alpha = \text{sen } \delta \text{ sen } \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \tag{3.5}$$

$$\text{sen } \psi = \frac{\cos \delta \text{ sen } \omega}{\cos \alpha} \tag{3.6}$$

$$\cos \psi \cos \alpha = \text{sen } \phi \text{ sen } \delta \cos \omega - \text{sen } \delta \cos \phi \tag{3.7}$$

### 1.2.2.- Posición del Sol respecto de una superficie inclinada en la Tierra

La radiación directa solar interceptada por una superficie depende del ángulo de incidencia ( $i$ ). Este ángulo se define como aquél sustentado entre la normal a la superficie y la línea que determina la posición del Sol desde la superficie.

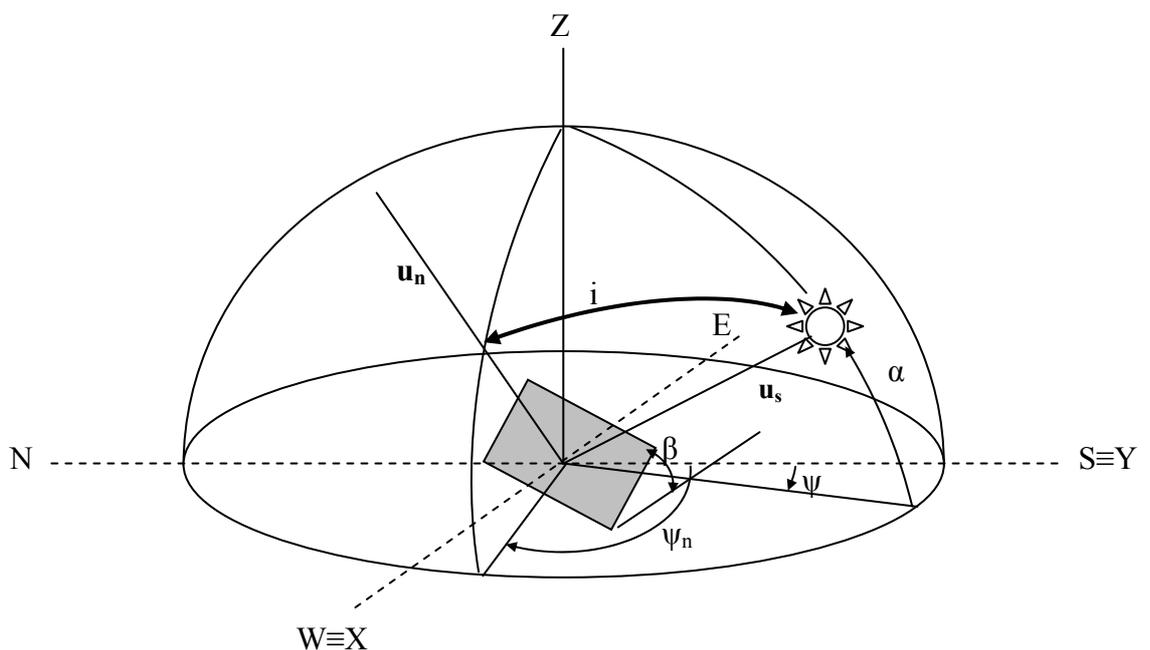


Fig. 8 - Definición de ángulo de incidencia ( $i$ ).

Se considera una superficie inclinada cuya posición viene determinada por el ángulo  $\beta$  (ángulo entre el plano de la superficie y la horizontal) y por el azimut de superficie  $\psi_n$  (desviación de la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie desde el sur en HN).

Para encontrar el ángulo de incidencia, se define el vector unitario de posición del Sol ( $u_s$ ) y el vector normal a la superficie ( $u_n$ ), en un sistema ortogonal X, Y, Z (fig.8).

$$u_s = (\cos \alpha \cos \psi, \cos \alpha \operatorname{sen} \psi, \operatorname{sen} \alpha) \quad (3.8)$$

$$u_n = (\operatorname{sen} \beta \cos \psi_n, \operatorname{sen} \beta \operatorname{sen} \psi_n, \cos \beta) \quad (3.9)$$

De esta forma el ángulo de incidencia ( $i$ ) entre la normal a la superficie y el Sol es:

$$\cos i = u_s \cdot u_n = \operatorname{sen} \alpha \cos \beta + \cos \alpha \operatorname{sen} \beta \cos(\psi_n - \psi) \quad (3.10)$$

Si se considera el ángulo cenital solar,  $\theta_z$  (complementario del ángulo altitud,  $\alpha$ ) la ec. (3.10) se transforma en la siguiente:

$$\cos i = \cos \theta_z \cos \beta + \operatorname{sen} \theta_z \operatorname{sen} \beta \cos(\psi_n - \psi) \quad (3.11)$$

Por otro lado, la relación para el ángulo de incidencia ( $i$ ) se puede poner en función de los ángulos declinación ( $\delta$ ), latitud ( $\phi$ ), azimut de superficie ( $\psi_n$ ), ángulo horario ( $\omega$ ) y ángulo de inclinación respecto la horizontal ( $\beta$ ). Para ello se sustituyen las ecuaciones (3.5), (3.6) y (3.7) en (3.10), y se llega a la siguiente expresión [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.15]:

$$\begin{aligned} \cos i = & \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \phi \cos \beta - \operatorname{sen} \delta \cos \phi \operatorname{sen} \beta \cos \psi_n + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \\ & + \cos \delta \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \beta \cos \psi_n \cos \omega + \cos \delta \operatorname{sen} \beta \operatorname{sen} \psi_n \operatorname{sen} \omega \end{aligned} \quad (3.12)$$

### 1.2.3.- Diagrama de la trayectoria solar

Una forma gráfica de representar la trayectoria aparente del Sol desde un punto de la superficie terrestre es mediante el *diagrama de la trayectoria solar*. Para un observador terrestre, el Sol está describiendo un movimiento de rotación alrededor de la Tierra cada día y variando durante el año. Para cada día la trayectoria del Sol está situada en un plano con un ángulo igual a (90-latitud) respecto de la horizontal. En la figura 9 se ve el recorrido aparente del Sol para los solsticios y equinocio en una latitud determinada.

Cuando se representa la proyección de la trayectoria aparente del Sol en un plano horizontal, para una latitud determinada y en diferentes días significativos (p.e. solsticio y equinocio) tenemos las *cartas solares* (fig.10). En estas cartas se puede conocer el azimut, la altura solar, el ángulo horario y la declinación, para una determinada latitud.

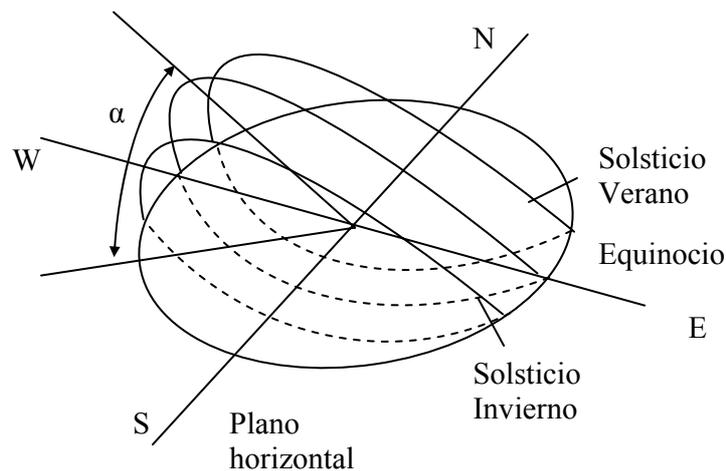
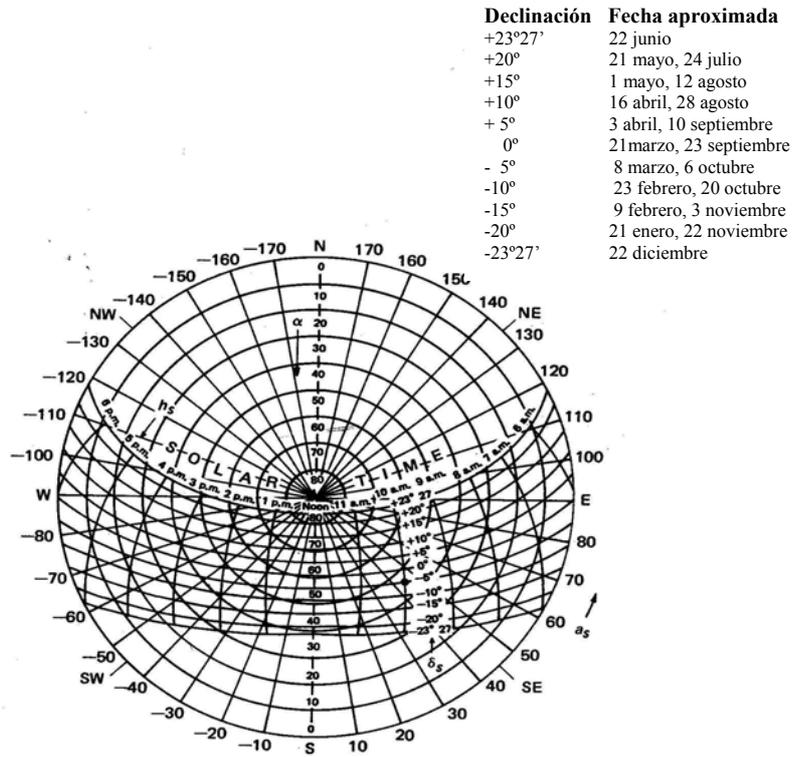
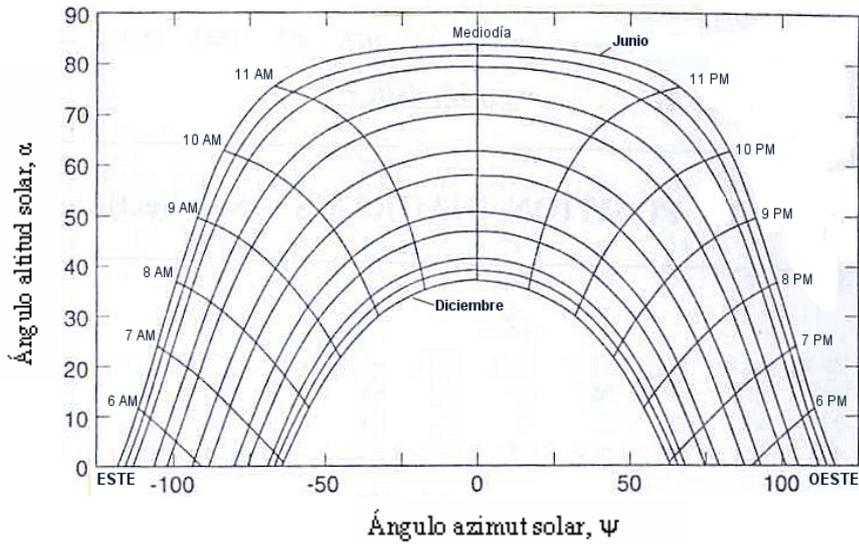


Fig.9 - Vista espacial de la trayectoria solar para los solsticios y equinocio.

Hay varios tipos de cartas solares según el tipo de proyección que se haga de la trayectoria solar, destacando entre ellos la carta solar con proyección equidistante horizontal (fig. 10a) y la carta solar con proyección cilíndrica (fig. 10b). La equidistante horizontal es muy útil para estudiar los fenómenos de sombra con captadores solares, ventanas y edificación en general, pero son más difíciles de interpretar. Las cilíndricas son más fáciles de interpretar porque en ellas se representan las líneas del azimut y de altura solar en líneas rectas y equidistantes. En este caso las trayectorias aparentes del Sol son representadas por líneas tipo sinusoidal.



a) Proyección equidistante horizontal



b) Proyección cilíndrica

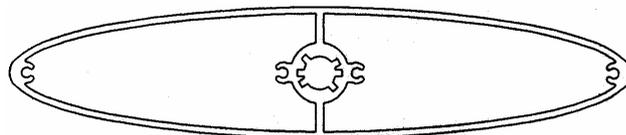
Fig. 10 – Carta solar para latitud de 30°N en: a) proyección equidistante horizontal (adaptada de Kreith, Frank y Kreider, Jan F, 1978, p.52) y b) proyección cilíndrica (adaptada de Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.885).

Para encontrar la altura solar  $\alpha$  y el azimut  $\psi$  en una carta solar del tipo a) se debe seguir los siguientes pasos:

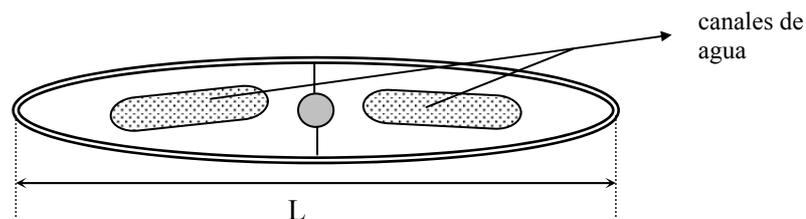
- 1) Se selecciona la carta correspondiente a la latitud que se quiere estudiar.
- 2) Se busca la declinación  $\delta$  del día considerado.
- 3) Se determina la *hora solar* tal y como se indicó en la ec.(3.2).
- 4) Se lee la altitud y azimut en el punto determinado por la declinación y la hora solar. Para latitudes intermedias entre dos cartas, se interpola linealmente para encontrar la altitud y azimut.

## 2. DISEÑO DEL SISTEMA CAPTADOR - SOMBREADOR

La estructura externa del captador solar sombreador tiene el mismo diseño que los sombreadores que se encuentran en el mercado - ver Anexo A -. Un esquema de la sección de un sombreador se puede ver en la figura 11. El agua que calienta el captador pasa por dos canales incorporados en el interior del sombreador tal como muestra la figura. Puede observarse un hueco central en el que se aloja el eje de rotación del captador que permite que éste adopte la inclinación deseada.



a) *Diseño real de la empresa Maple (Maple Sunscreening).*



b) Diseño adaptado a un captador solar sombreador.

Fig. 11 – Sección de un sombreador solar: a) diseño real ofrecido por la empresa Maple Sunscreening y b) diseño de la adaptación a un captador solar sombreador.

Este captador tiene una cobertura de plástico con una cierta cámara de aire para minimizar las pérdidas térmicas. Con el mismo objetivo se coloca un cierto material aislante en la superficie inferior del captador. El captador en su conjunto está bien sellado para evitar fugas.

La sección del captador sombreador tendrá unas dimensiones similares a la de los sombreadores (lamas) que se encuentran en el mercado. En la tabla siguiente se exponen las diferentes dimensiones de estos sombreadores exteriores (datos de la empresa MAPLE Sunscreening, UK): longitud de la mayor línea de simetría (L) y radio de curvatura.

Tabla 1- Valores de la longitud L y correspondientes radios de curvatura de lamas exteriores (información dada por la empresa MAPLE Sunscreening, UK).

Longitud de lama (L) (mm)	Radio de Curvatura (mm)
100	187,22
125	265,98
140	298,15
160	315,07
180	320,00
250	470,06

En el diseño de los captadores solares sombreadores se consideran las diferentes condiciones en su aplicación, tal como es la orientación de la ventana, dimensiones y latitud. La integración de estos captadores en las fachadas, ver figura 12, sobre ventanas o superficies acristalada formarán el denominado sistema solar sombreador. Este sistema debe estar dimensionado para dar sombras en el verano, al mismo tiempo que permite la incidencia solar sobre la superficie acristalada en el invierno.

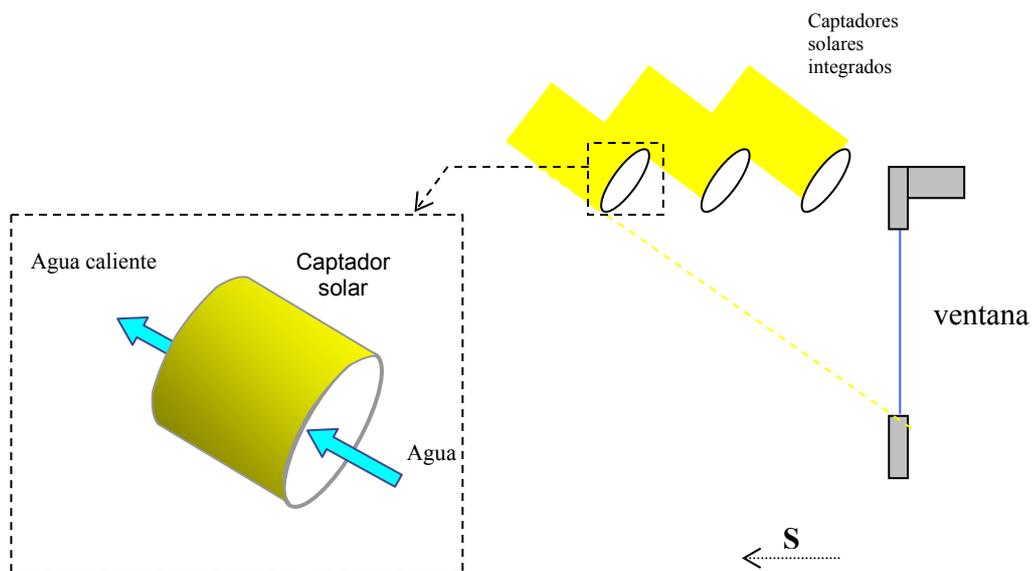


Fig.12 – Integración y esquema de los captadores solares sombreadores.

## 2.1. Parámetros geométricos del captador solar y sistema captador - sombreador

Los parámetros geométricos del captador sombreador se pueden dividir en tres grupos:

- los que caracterizan su forma y su posición relativa respecto la horizontal,

- los que determinan la posición relativa respecto la ventana y fachada donde van a ser instalados. En este caso se hablará de un conjunto de captadores sombreadores formando así lo que denominaremos **sistema captador-sombreador**.
- los que definen la posición del sistema captador-sombreador respecto al Sol

Los parámetros que indican la forma del captador sombreador y su posición respecto la horizontal se muestran en la figura 13 y son los siguientes:

- Ángulo de abertura,  $\theta_0$ .
- Radio de curvatura, R.
- Longitud del eje mayor de la sección del captador (ancho), L.
- Largo,  $l_0$ .
- Ángulo de inclinación respecto a la horizontal,  $\chi$ .

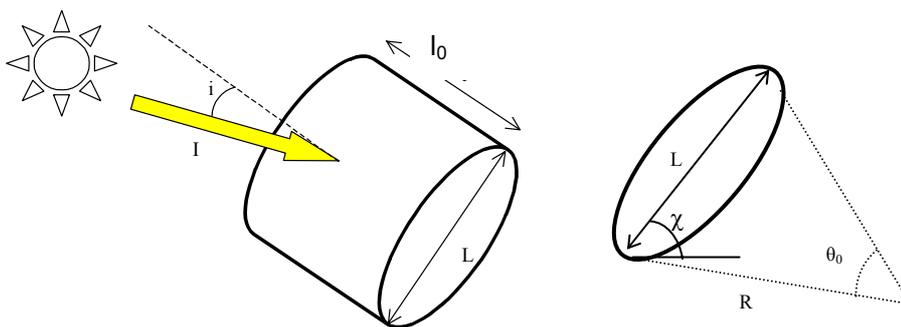


Fig.13 - *Parámetros geométricos de un captador sombreador.*

Considerando el ancho del captador sombreador (L) y su radio de curvatura (R), se puede calcular el ángulo de abertura del sombreador ( $\theta_0$ ):

$$\theta_0 = 2\arcsen \frac{L}{2R} \quad (3.13)$$

Cuando se trata el sistema captador-sombreador, se debe considerar la integración de varios captadores sombreadores paralelos, debiendo recurrirse a otros parámetros geométricos. Estos parámetros adicionales definen la posición relativa entre los propios sombreadores y respecto a la ventana que van a sombrear. Finalmente, la orientación de la ventana respecto al Sol completa la geometría del problema. Todas estos parámetros se relacionan a continuación y se representan en la fig.14.

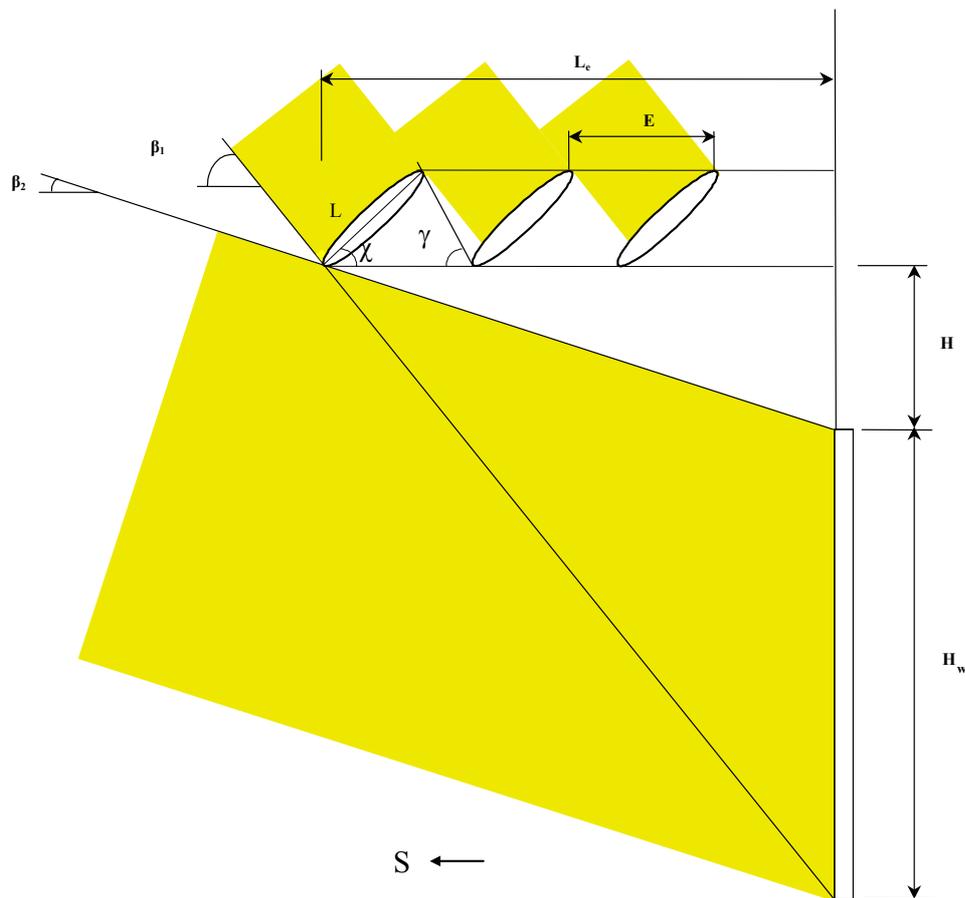


Fig. 14- Configuración del sistema captador-sombreador respecto a la ventana.

Para fachadas con orientación Sur, debido al ángulo de incidencia solar, los dispositivos sombreadores más recomendables son los sombreadores paralelos colocados en un soporte horizontal sobre la ventana y perpendicular a la fachada [Ciemat, p.9.7, 2001]. Los parámetros que caracterizan el conjunto de captadores sombreadores y su posición respecto la ventana son los siguientes:

- El número de captadores que constituyen el sistema captador - sombreador,  $N$ .
- El espaciado entre captadores, es decir, distancia entre puntos homólogos de dos captadores adyacentes,  $E$ .
- La distancia a la fachada del extremo del captador más lejano,  $L_e$ .
- La altura de la ventana,  $H_w$ .
- La distancia vertical que separa el extremo superior de la ventana del soporte horizontal del sistema captador-sombreador,  $H$ .
- El ángulo formado entre el plano que contiene los ejes de los captadores y la recta que une los extremos más cercanos de dos captadores contiguos,  $\gamma$ .
- El ángulo que forma la horizontal con la recta que une el extremo del captador más lejano a la fachada con la base de la ventana,  $\beta_1$ .
- El ángulo que forma la horizontal con la recta que une el extremo del captador más lejano a la fachada con parte superior de la ventana,  $\beta_2$ .

Finalmente, la orientación del sombreador respecto al Sol se fija mediante:

- La latitud del emplazamiento ( $\phi$ ).
- La orientación de la fachada donde está incorporado el sistema (Sur).

## 2.2. Características del sistema captador-sombreador

Para determinar las características del sistema captador-sombreador se define el objetivo que debe cumplir: ofrecer sombra en verano así como permitir el soleamiento en invierno, siendo capaz de calentar el fluido de trabajo que pasa por el interior del captador a lo largo de todo el año.

Para lograr del modo más eficiente este objetivo se tienen que cumplir estas condiciones:

- La **insolación total** de la ventana al mediodía solar cuando se tienen las menores alturas solares. Se toma como condición altura solar mínima a esa hora – correspondiente al 21 de diciembre -,  $h_{\min}$ , más un pequeño ángulo ( $\xi$ ) que permita la insolación total no sólo para el 21 de diciembre, sino también para los meses más fríos en el año correspondientes a cada latitud,
- el **total sombreadamiento** de la ventana cuando se tienen las mayores alturas solares al mediodía solar. Se toma la condición de máxima altura solar al mediodía – corresponde al 21 de junio -,  $h_{\max}$ , menos el mismo ángulo  $\xi$ , para que exista sombreadamiento total para el período más cálido correspondiente a cada latitud.

Bajo estas condiciones se obtienen los valores  $\beta_1 = h_{\max} - \xi$  y  $\beta_2 = h_{\min} + \xi$ . Para fijar el valor del ángulo  $\xi$ , se van a considerar las siguientes hipótesis:

- para latitudes inferiores a  $45^\circ\text{N}$  (climas más cálidos), se considera que el período donde debe existir una insolación total sobre la ventana, está comprendido entre el 21 de noviembre al 21 de enero; y el período donde el sombreadamiento debe ser total, está entre el 21 de abril al 21 de agosto. De esta forma, y consultando el ángulo de altitud solar en las cartas solares para estas latitudes, se puede fijar el ángulo  $\xi$  con un valor medio de  $10^\circ$ . Así queda  $\beta_1 = h_{\max} - 10^\circ$  y  $\beta_2 = h_{\min} + 10^\circ$ .

- para latitudes superiores a 45°N (climas más fríos), se considera que el período donde debe existir una insolación total sobre la ventana, está comprendido entre el 21 de octubre al 21 de febrero, y el período donde el sombreado debe ser total, está entre el 21 de mayo al 21 de julio. De esta forma, y consultando el ángulo de altitud solar en las cartas solares, se puede fijar el ángulo  $\xi$  con un valor medio de 5°. Así queda  $\beta_1 = h_{\max} - 5^\circ$  y  $\beta_2 = h_{\min} + 5^\circ$ .

Para definir el sistema captador-sombreador se deben encontrar los parámetros geométricos E (espacio entre captadores) y N (número de captadores), que dependen de los restantes parámetros del problema. Para ello se debe definir la latitud donde se implantará el sistema, la altura de la ventana o superficie acristalada ( $H_w$ ) y el ángulo respecto de la horizontal de los captadores sombreadores ( $\chi$ ), considerándose fijo a lo largo del año.

Para obtener estos parámetros se utilizan las razones trigonométricas para triángulos rectángulos aplicadas a la configuración del sistema captador-sombreador (ver figura 14). De esta manera se llega a las siguientes expresiones:

$$H = L_e \operatorname{tg} \beta_2 \quad (3.14)$$

$$H_w = L_e \operatorname{tg} \beta_1 - H \quad (3.15)$$

por lo que sustituyendo (3.14) en (3.15) se llega a

$$L_e = \frac{H_w}{(\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2)} \quad (3.16)$$

Para que exista un completo sombreado de la ventana en verano, el ángulo formado entre el plano que contiene los ejes de los sombreadores y la recta que une los extremos más cercanos de dos sombreadores contiguos,  $\gamma$ , debe ser igual a  $h_{\max}$  - ver fig.15 -. Mayores ángulos conllevan un incremento en el número de sombreadores necesarios, además de producir sombra entre ellos;

ángulos menores suponen un soleamiento parcial de la ventana. En la figura 15 se detallan los aspectos trigonométricos que nos determinarán las siguientes ecuaciones.

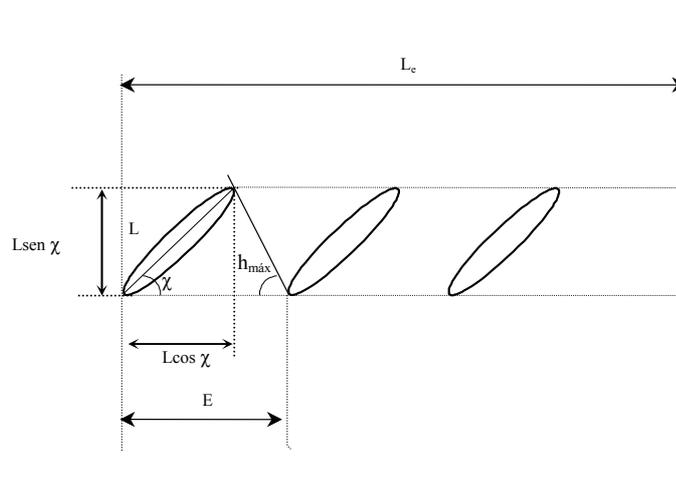


Fig. 15- Detalles geométricos del sistema captador-sombreador sin considerar efectos de sombras entre sombreadores.

Las ecuaciones que nos permiten calcular E y N se obtienen a partir de las siguientes expresiones:

$$\operatorname{tg}(h_{máx}) = \frac{L \operatorname{sen} \chi}{E - L \cos \chi} \quad (3.17)$$

$$L_e = (N - 1)E + L \cos \chi \quad (3.18)$$

de tal forma que:

$$E = L \left( \cos \chi + \frac{\operatorname{sen} \chi}{\operatorname{tg}(h_{máx})} \right) \quad (3.19)$$

$$N = \frac{L_e - L \cos \chi}{E} + 1 \quad (3.20)$$

Fijando la latitud del emplazamiento donde se quiere colocar el sistema captador-sombreador, el ancho del captador ( $L$ ) y la altura de la ventana ( $H_w$ ) que se quiera sombrear, se pueden determinar los demás parámetros geométricos del sistema:  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $H$ ,  $L_e$ ,  $E$  y  $N$ , según el ángulo de inclinación  $\chi$ . Los resultados de este análisis se desarrollan en el apartado 4 de este capítulo.

En este desarrollo se ha calculado  $E$  y  $N$  imponiendo la condición que la altura solar máxima ( $h_{m\acute{a}x}$  -correspondiente al 21 de junio), fuese igual a  $\gamma$ . Para menores alturas solares va a existir sombra entre los captadores sombreadores. Estas sombras son importantes porque afectan el total de la energía solar captada por el sistema captador-sombreador. En la figura 16 se detalla los aspectos geométricos cuando se estudia los efectos de sombra entre los sombreadores.

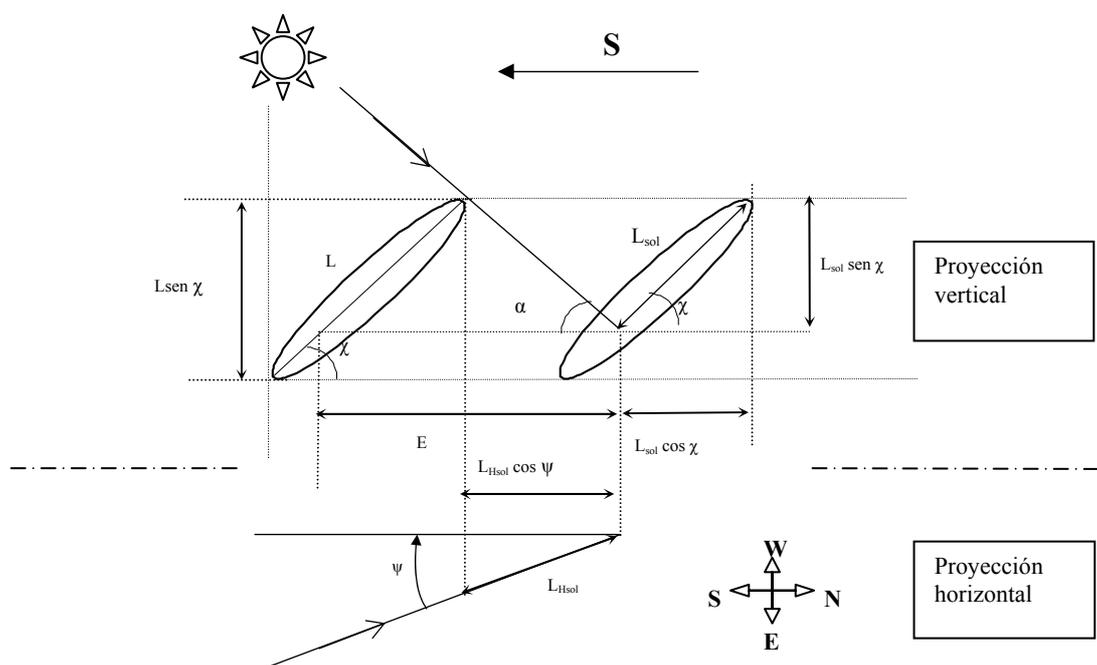


Fig. 16 - Detalles geométricos del sistema captador-sombreador considerando los efectos de sombras entre sombreadores.

En el siguiente desarrollo se detallan todos los parámetros geométricos necesarios para calcular la longitud del captador-sombreador que recibe los rayos solares,  $L_{sol}$ . En estos cálculos se desprecia la curvatura de la superficie, considerándose como si se tratara de un captador plano. La longitud  $L_{sol}$  varía con la posición del Sol respecto al sistema captador-sombreador, y va a depender de  $E$ , de la inclinación de los sombreadores respecto de la horizontal ( $\chi$ ), del azimut ( $\psi$ ) y de la altura solar ( $\alpha$ ). La condición necesaria para que exista sombra entre los captadores es:

$$L_{Hsol} \cos \psi > E - L \cos \chi \quad (3.21)$$

Las ecuaciones que nos determinan  $L_{sol}$  se exponen a continuación (ver fig. 16).

$$tg \alpha = \frac{L_{sol} \sen \chi}{L_{Hsol}} \quad (3.22)$$

$$L_{Hsol} \cos \psi = E - L_{sol} \cos \chi \quad (3.23)$$

Combinando estas dos ecuaciones se obtiene  $L_{sol}$ :

$$L_{sol} = \frac{E}{\frac{\sen \chi \cos \psi}{tg \alpha} + \cos \chi} \quad (3.24)$$

### 3. ENERGÍA CAPTADA POR EL SISTEMA CAPTADOR-SOMBREADOR

En este apartado se va a considerar en primer lugar un único captador sombreador, sin considerar los efectos de sombra que se producen cuando varios sombreadores se instalan sobre la ventana para obtener la sombra

deseada. Y en segundo lugar, se va a considerar el sistema total sombreador, estudiando los efectos de sombra que se producen entre los diferentes sombreadores.

Se va a analizar la influencia de diferentes parámetros en los captadores solares que forman el sistema captador-sombreador cuando se analizan las magnitudes siguientes:

- La radiación solar incidente en los captadores solares.
- La radiación solar absorbida por la placa del interior de los captadores, cuando la radiación solar se transmite desde la cubierta hacia el interior.

Para efectuar el cálculo correspondiente a estas magnitudes se utiliza el *software* informático EES (Klein,S.A. y Alvarado,F.L., 1997) - ver Anexo B -, que incluye algunas subrutinas de cálculo de propiedades de diversos fluidos. Se tienen en cuenta la curvatura del sombreador y la variación del ángulo de incidencia solar a lo largo de la superficie del sombreador. Se utilizan datos de radiación solar de un año típico de referencia (TRY, *Typical Reference Year*) de Lisboa.

### **3.1. Energía solar captada por un solo captador sombreador**

Para calcular la energía total captada por el captador sombreador, se van a considerar los parámetros geométricos que definen la superficie del sombreador, figura 17, así como el coseno del ángulo de incidencia ( $\cos i$ ) de la radiación solar.



Teniendo el coseno del ángulo de inclinación se va a determinar las ecuaciones para la energía incidente y absorbida, tanto para radiaciones directa como difusa.

La expresión del ángulo de incidencia (3.12), considerando orientación sur ( $\psi_n = 0$ ), queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \cos i = & \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen} \phi \cos \beta - \operatorname{sen} \delta \cos \phi \operatorname{sen} \beta + \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \operatorname{sen} \phi \operatorname{sen} \beta \cos \omega \end{aligned} \quad (3.25)$$

Utilizando relaciones trigonométricas se llega a:

$$\cos i = \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen}(\phi - \beta) + \cos \delta \cos \alpha \cos(\phi - \beta) \quad (3.26)$$

El ángulo de inclinación del punto estudiado respecto de la horizontal ( $\beta$ ) se puede poner en función de  $\theta$  (fig. 17):

$$\beta = \chi - \theta \quad (3.27)$$

Considerando esta igualdad, la ecuación (3.26) queda de la siguiente forma:

$$\cos i = \operatorname{sen} \delta \operatorname{sen}(\phi - \chi + \theta) + \cos \delta \cos \alpha \cos(\phi - \chi + \theta) \quad (3.28)$$

### 3.1.1. Energía incidente sobre el captador sombreador

La **energía incidente debida a la radiación directa** instantánea que llega a una superficie plana tiene la siguiente expresión:

$$Q_{inc,dir} = I_{dir,\beta} A \quad (3.29)$$

donde  $A$  es el área de la superficie e  $I_{dir,\beta}$  es la irradiancia solar directa instantánea normal a una superficie plana con un ángulo  $\beta$  respecto la horizontal

y cuya expresión está en función de la irradiancia solar directa instantánea en la dirección del sol ( $I_{dir}$ ) y del ángulo de incidencia ( $i$ ), (ver fig. 17) :

$$I_{dir,\beta} = I_{dir} \cos i \quad (3.30)$$

Si se considera elementos diferenciales de superficie:

$$dA = l_0 dS = l_0 R d\theta \quad (3.31)$$

la ecuación (3.29) queda de la siguiente forma:

$$Q_{inc,dir} = \int I_{dir} \cos i dA = I_{dir} l_0 R \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} \cos i d\theta \quad (3.32)$$

Sustituyendo en esta ecuación la ecuación (3.28), resolviendo la integral y simplificando, se llega a que la energía incidente directa instantánea que llega a la superficie del sombreador con orientación sur, viene dada por:

$$Q_{inc,dir} = I_{dir} 2Rl_0 \sin \frac{\theta_0}{2} [\sin \delta \sin(\phi - \chi) + \cos \delta \cos \alpha \cos(\phi - \chi)] \quad (3.33)$$

La **energía incidente debida a la radiación difusa** instantánea que llega a una superficie plana tiene la siguiente expresión:

$$Q_{inc,dif} = I_{dif,\beta} A \quad (3.34)$$

donde  $I_{dif,\beta}$  es la irradiancia solar difusa instantánea de una superficie plana con un ángulo  $\beta$  respecto la horizontal y cuya expresión, en función de la irradiancia solar difusa instantánea en una superficie horizontal ( $I_{dif,H}$ ) y del ángulo de inclinación  $\beta$ , es:

$$I_{dif,\beta} = I_{dif,H} \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (3.35)$$

Considera elementos diferenciales de superficie (3.20) y la ecuación (3.16), la ecuación (3.34) queda de la siguiente forma:

$$Q_{inc,dif} = \int_A I_{dif,H} \frac{1 + \cos \beta}{2} dA = I_{dif,H} \frac{l_0 R}{2} \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} [1 + \cos(\chi - \theta)] d\theta \quad (3.36)$$

Realizando la integral y simplificando se obtiene:

$$Q_{inc,dif} = I_{dif,H} \frac{Rl_0}{2} \left( \theta_0 + 2 \cos \chi \operatorname{sen} \frac{\theta_0}{2} \right) \quad (3.37)$$

### 3.1.2. Energía absorbida en el interior del captador sombreador

La cubierta transparente del captador solar permite que gran parte de la radiación solar que incide sobre esta cubierta sea transmitida hacia el interior del captador. Esta radiación solar transmitida por la cubierta hacia el interior va a sufrir de una serie de reflexiones entre la placa y la cubierta, al mismo tiempo que la placa va absorbiendo parte de esta radiación. De esta forma se puede calcular la energía absorbida por la placa absorbente en el interior del captador en un determinado tiempo. Tal y como se ha considerado en los cálculos anteriores se realizan los cálculos con valores instantáneos de radiación.

Para obtener la energía absorbida en el interior del captador se debe conocer la absorptancia de la placa ( $\alpha$ , fracción de la radiación incidente absorbida) y la transmitancia de la cubierta ( $\tau$ , fracción de la radiación incidente transmitida). El producto transmitancia-absorptancia efectivo, ( $\tau\alpha$ ), representa una propiedad del conjunto cubierta-placa absorbedora y depende de la proporción de radiación directa, difusa y reflejada que llega a la superficie del captador. La relación que existe entre este producto y el ángulo de incidencia se puede encontrar mediante el modificador del ángulo de incidencia,  $K_{\tau\alpha}$ :

$$K_{\tau\alpha} = \frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} \quad (3.38)$$

donde  $(\tau\alpha)_n$  se refiere al producto transmitancia-absortancia para incidencia normal ( $i = 0^\circ$ ).

Cuando la cubierta de los captadores es plana la dependencia de  $K_{\tau\alpha}$  con el ángulo de incidencia es [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.309]:

$$K_{\tau\alpha} = 1 + b_0 \left( \frac{1}{\cos i} - 1 \right) \quad (3.39)$$

donde  $b_0$  es una constante llamada coeficiente modificador del ángulo de incidencia. El valor de  $K_{\tau\alpha}$  se calcula experimentalmente en función del ángulo de incidencia, obteniéndose así el  $b_0$ . Para un captador con la cubierta plana y con vidrio simple (sólo un vidrio)  $b_0 = -0.10$ , mientras que con cubierta de doble vidrio  $b_0 = -0.17$  (ASHRAE 93-77, 1977).

Igualando las ecuaciones (3.38) y (3.39) se llega a:

$$(\tau\alpha) = (\tau\alpha)_n \left[ 1 + b_0 \left( \frac{1}{\cos i} - 1 \right) \right] \quad (3.40)$$

El producto transmitancia-absortancia efectivo,  $(\tau\alpha)$ , se puede considerar prácticamente igual al producto de la transmitancia de la cubierta aislada ( $\tau_{cub}$ ), por la absortancia de la placa aislada ( $\alpha_{placa}$ ), considerando que la cubierta tiene una absorción despreciable [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.286]:

$$(\tau\alpha) \cong 1,01 \tau_{cub} \alpha_{placa} \quad (3.41)$$

La **energía absorbida de la radiación directa** instantánea por la placa plana en el interior del captador tiene la siguiente expresión [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.235] :

$$Q_{abs,dir} = I_{dir,\beta} A(\tau\alpha) \quad (3.42)$$

Considerando elementos diferenciales de superficie (3.31) y la ecuación (3.30), la ecuación (3.42) queda de la siguiente forma:

$$Q_{abs,dir} = \int_A I_{dir}(\tau\alpha) \cos i \, dA \quad (3.43)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.40) y (3.31) se llega a:

$$Q_{abs,dir} = I_{dir} I_0 R \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} (\tau\alpha)_n \left[ 1 + b_0 \left( \frac{1}{\cos i} - 1 \right) \right] \cos i \, d\theta \quad (3.44)$$

donde  $(\tau\alpha)_n$  es prácticamente igual al producto  $(\tau_{cub})_n$  por  $(\alpha_{placa})_n$ , que son las componentes de transmitancia y absorptancia normal a la superficie ( $i=0$ ). Mientras que  $\tau_n$  depende del tipo, ancho, número de vidrios de la cubierta, así como de la longitud de onda, el valor de  $\alpha_n$  sólo va a depender del material de fabricación de la placa absorbadora, y en mayor medida, de la pintura selectiva con la que se cubra esta placa. En la Tabla 3 se encuentran algunos valores de  $\tau_n$  y de  $\alpha_n$ .

Tabla 3 - Absortancia de algunas superficies selectivas comunes y transmitancia de diferentes vidrios y plásticos. Adaptada de [Kreith, 1999, p.8-118] y [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.208]

Superficie selectiva	$\alpha_n$	Material de la cubierta	$\tau_n$
Cobre negro sobre cobre	0,89	Vidrio simple no absorbente	0,85
Titanio ox nitrato (Tinox) <sup>(a)</sup>	0,95	Vidrio doble no absorbente	0,82
Cromo negro	0,95	PMMA (plástico poli-metil metacrilato) <sup>(b)</sup>	0,92
Níquel negro en acero galvanizado	0,81		
Pintura negra mate	0,98		

(a) información obtenida en [www.solar4ever.de](http://www.solar4ever.de)

(b) información obtenida en [www.psrc.usm.edu](http://www.psrc.usm.edu)

Considerando un solo vidrio ( $b_0=-0.1$ ) y teniendo en cuenta que  $(\tau\alpha)_n$  es constante, la ecuación (3.44) queda de la siguiente forma:

$$Q_{abs,dir} = 1.1(\tau\alpha)_n I_{dir} l_0 R \int_{-\theta/2}^{+\theta/2} \cos i d\theta - 0.1 I_{dir} l_0 R (\tau\alpha)_n \theta_0 \quad (3.45)$$

En el primer sumando, se encuentra la definición de la energía incidente debida a radiación directa, ecuación (3.32), sustituyéndola se tiene:

$$Q_{abs,dir} = 1.1(\tau\alpha)_n Q_{inc,dir} - 0.1 I_{dir} l_0 R (\tau\alpha)_n \theta_0 \quad (3.46)$$

Para calcular la radiación difusa que se transmite a través de una cubierta se debería hacer mediante la integración de todos los ángulos de esta radiación. La distribución angular de la radiación difusa generalmente es desconocida, por lo que para aplicaciones en captadores solares se hace la siguiente aproximación: se considera que la radiación difusa es igual en cualquier dirección y que su transmisividad es la misma a la correspondiente a una radiación incidente directa con un ángulo de 60° [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.227].

La **energía absorbida debida a la radiación difusa** instantánea hacia el interior del captador tiene la siguiente expresión:

$$Q_{abs,dif} = Q_{inc,dif} (\tau\alpha)_{dif} \quad (3.47)$$

Considerando la aproximación anterior para la transmitividad en radiación difusa ( $\tau_{dif}=\tau$  con  $i=60^\circ$ ), multiplicando y dividiendo por  $(\tau\alpha)_n$ , y usando la expresión (3.38) se llega a:

$$Q_{abs,dif} = Q_{inc,dif} (\tau\alpha)_n K_{\tau\alpha,i=60^\circ} \quad (3.48)$$

Sustituyendo el valor del ángulo de incidencia ( $i=60^\circ$ ) en la ecuación (3.38), la constante  $K_{\tau\alpha, i=60^\circ}$  queda de la siguiente forma:

$$K_{\tau\alpha,i=60^\circ} = 1 + b_0 \quad (3.49)$$

### 3.2. Energía solar captada por el sistema captador-sombreador

Para calcular la energía solar captada por todo el sistema se va a considerar un número  $N$  de captadores, donde  $N-1$  captadores van a sufrir períodos de sombreado debido a los captadores que tiene delante. Tal y cómo se vio en el apartado 2.2, esta sombra viene representada por la longitud  $L_{sol}$  (ec. 3.24). De esta forma, la energía de los  $N-1$  captadores va a ser la suma de la energía de cada uno de los captadores multiplicada por el factor  $L/L_{sol}$ , factor que nos indica la proporción de la cubierta que recibe los rayos solares. La energía total del sistema captador-sombreador será la suma de las energías captadas por los  $N$  captadores.

Considerando una latitud determinada y los correspondientes datos de radiación directa, difusa y global, sobre superficie horizontal, en un año de referencia (TRY, *Typical Reference Year*), se puede obtener la energía captada por el sistema captador-sombreador, dando una inclinación fija a los captadores en todo el año. Estos resultados se exponen en el siguiente apartado.

## 4. RESULTADOS DEL ANÁLISIS

### 4.1. Selección inicial de algunos parámetros geométricos

Los parámetros geométricos del sistema captador-sombreador se pueden determinar para diferentes lugares siguiendo la metodología expuesta en el apartado 2 de este capítulo y partiendo de las siguientes hipótesis iniciales:

- el sistema solar sombreador debe estar dimensionado para dar sombras en los períodos más cálidos del año, al mismo tiempo que permite la incidencia solar sobre la superficie acristalada en los períodos más fríos;
- la longitud del sombreador ( $l_0$ ) debe ser igual o superior al ancho de la ventana, para evitar al máximo posible la entrada de radiación solar lateral, y
- se considera una orientación Sur de la fachada acristalada,

En las tablas siguientes se tienen los valores de los parámetros geométricos que definen el sistema captador-sombreador para algunas ciudades europeas: Londres (Inglaterra), Zurich (Suiza), Porto (Portugal), Lisboa (Portugal) y Santa Cruz de Tenerife (España). Se va considerar el valor del ángulo  $\xi$  según las condiciones expuestas en el apartado 2.2:  $\xi = 10^\circ$  para latitudes menores de  $45^\circ$  y  $\xi = 5^\circ$  para latitudes mayores de  $45^\circ$ .

En la tabla 4 se determinan los parámetros geométricos que no dependen del ángulo de inclinación de los captadores respecto la horizontal ( $\chi$ ), fijándose el ancho del captador en 0,25 m.

Tabla 4- Valores de algunos parámetros geométricos considerando  $L=0,25$  m para diferentes ciudades europeas.

Ciudad	Latitud (°N)	$h_{\text{máx}}(^{\circ})$ (21Jun)	$h_{\text{min}}(^{\circ})$ (21Dic)	$\beta_1(^{\circ})$	$\beta_2(^{\circ})$	$H_w=1\text{m}$		$H_w=1,5\text{m}$	
						H(m)	$L_e$ (m)	H(m)	$L_e$ (m)
London	51,5	62	15,1	57	20,1	0,312	0,852	0,467	1,278
Zürich	47,23	66,27	19,37	61,27	24,37	0,330	0,729	0,495	1,094
Porto	41,15	72,35	25,45	62,35	35,45	0,595	0,836	0,892	1,253
Lisboa	38,7	74,8	27,9	64,8	37,9	0,578	0,743	0,867	1,114
Sta. Cruz Tfe	28,28	85,22	38,32	75,22	48,32	0,421	0,375	0,632	0,562

En la tabla 5 se obtiene los parámetros que definen el espacio entre los captadores sombreadores (E) y el número de captadores (N), según el ángulo de inclinación de estos. Se fija el ancho del captador en 0,25 m y la altura de la ventana en 1,5 m y 1 m.

Tabla 5- Valores de los parámetros E y N para diferentes ángulos de inclinación del captador ( $\chi$ ) considerando  $L=0,25$  m y  $H_w=1,5$  m y 1 m. ( $N=N_1$  para  $H_w=1,5$  m,  $N=N_2$  para  $H_w=1$  m).

$\chi(^{\circ})$ ciudad	15			25			35			45		
	E (m)	$N_1$	$N_2$									
Londres	0,276	5	3	0,283	5	3	0,281	5	3	0,271	5	3
Zurich	0,270	4	3	0,273	4	3	0,268	4	3	0,254	5	3
Porto	0,262	5	3	0,260	5	3	0,250	5	4	0,233	6	4
Lisboa	0,259	4	3	0,255	4	3	0,244	5	3	0,225	5	4
Sta. Cruz Tfe.	0,247	2	2	0,235	2	2	0,217	3	2	0,192	3	2

El sistema captador-sombreador queda totalmente definido con los valores H, N, E y  $L_e$ , cuando se fija la latitud, L y  $H_w$ . Se debe observar que el

número de captadores necesarios que determinan el sistema captador-sombreador disminuye significativamente con la altura de la ventana, mientras que se mantiene prácticamente constante aunque el ángulo de inclinación del captador varíe.

En la figura 18 se puede obtener una visión general de cómo varía el número de captadores sombreadores necesarios (N), en un rango de latitudes desde 25°N hasta 65°N, para sombrear una ventana de área determinada ( $A_{vent}=1\text{ m}^2$ ) y según el ancho del captador (L). Se ha considerado que el ángulo de inclinación de los captadores respecto de la horizontal ( $\chi$ ) es igual a la latitud.

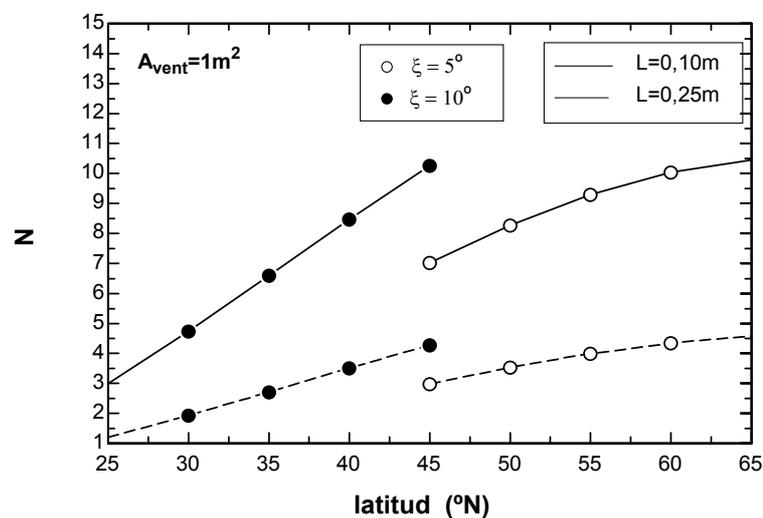


Fig. 18- Número de captadores sombreadores para cada latitud (hemisferio norte) con anchos del captador sombreador de 0,1 m y 0,25 m y área de la ventana de  $1\text{ m}^2$  ( $H_w = 1\text{ m}$ ,  $\xi$  varía según las condiciones del apartado 2.2).

Tal y como se aprecia, cuando se consideran latitudes inferiores a 45° el número necesario de captadores aumenta rápidamente y de forma lineal con la latitud, variando más rápido cuanto más pequeño sea el ancho del captador (L). Para latitudes mayores este aumento no es tan rápido, manteniéndose aproximadamente constante cuando el ancho es 0,25 m. Como es evidente, se necesitará un mayor número de captadores cuanto más estrechos sean.

En la siguiente figura se muestra la relación que existe entre el área del sistema captador-sombreador (considerando el área proyectada del conjunto de captadores sombreadores) y el área de la ventana para sombrear, respecto a latitudes norte. Se ha señalado las latitudes de algunas de las ciudades estudiadas: Londres, Lisboa y Santa Cruz de Tenerife.

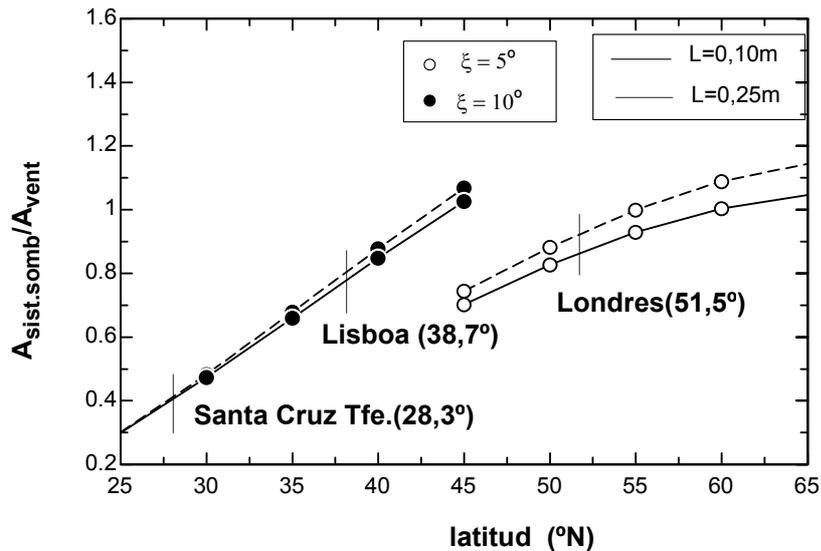


Fig. 19- Relación de áreas de captadores sombreadores/área de ventana para sombrear vs. latitudes (hemisferio norte), con anchos del captador sombreador de 0,1 m y 0,25 m. ( $H_w = 1$  m,  $\xi$  varía según las condiciones de apartado 2.2).

Para latitudes como las de Santa Cruz, el área de la ventana podría ser 2,5 veces mayor que el área del sombreador y se mantendría las condiciones deseadas de sombreado. Para Lisboa y Londres el área del sombreador seguiría siendo inferior al área de la ventana, pero con una diferencia menor (10 - 20% inferior). Para latitudes superiores se observa que el área del sombreador y la ventana deben ser prácticamente iguales.

## 4.2. Energía solar captada por los sombreadores

En esta sección se exponen los resultados de la energía solar captada por el conjunto de sombreadores teniendo en cuenta los valores de los parámetros geométricos obtenidos en el apartado anterior.

Para cada uno de los doce meses del año, se va a considerar un día promedio de cada mes, y se calcula la energía captada hora a hora para ese día. Tanto la energía total incidente como absorbida será la suma de las energías que se obtienen para cada uno de los captadores que forman el sistema captador-sombreador.

Los datos de radiación solar que se utilizarán son los de Lisboa en un año de referencia (TRY). En la figura 20 se representan los datos de la radiación solar global por metro cuadrado sobre una superficie horizontal, para los meses con radiación más baja (invierno) y más alta (verano). Las curvas de radiación solar global para el resto de los meses estarán comprendidas en la zona intermedia.

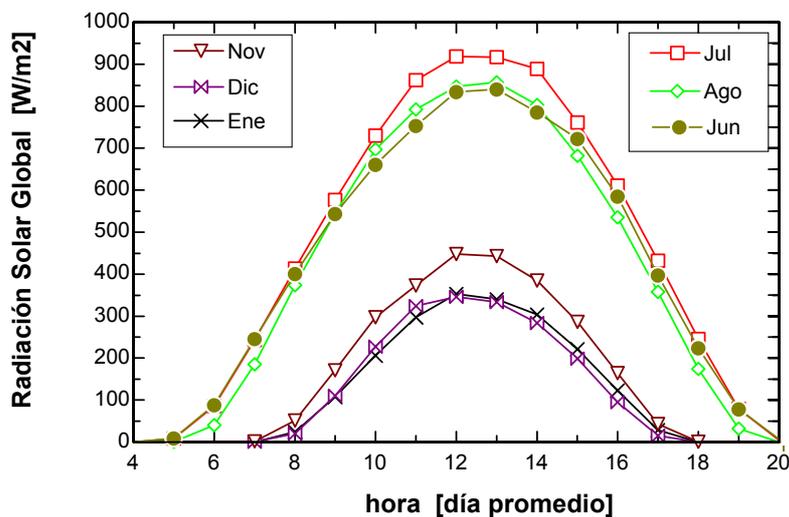


Fig. 20- Radiación Solar Global (superficie horizontal) para días promedios de cada mes. Lisboa TRY.

Los datos que se van a considerar para realizar los cálculos son los siguientes:

- Datos de radiación solar de Lisboa (TRY)
- Latitud (Lisboa) = 38,7 °N
- Número de captadores (N) = 3
- Ancho de cada captador (L) = 0,25 m
- Radio de curvatura (R) = 0,47
- Largo de cada captador ( $l_0$ ) = 1m
- Cubierta de vidrio simple no absorbente:  $b_0 = - 0,01$  y  $\tau_n = 0,85$
- Absortancia de la placa absorbente ( $\alpha_n$ ) = 0,89
- Inclinación del captador respecto la horizontal( $\chi$ ): 0° hasta 45°

En los cálculos de energía, se van a considerar las tres unidades de captadores, de tal forma que dos de ellos sufren períodos de sombras por el captador que tienen delante. Los cálculos se hacen con el programa EES, haciéndose la simulación para cada hora del día promedio de cada mes.

Para el captador que no es sombreado, la energía incidente debida a la radiación solar directa y difusa se calcula con las ecuaciones (3.33) y (3.37), respectivamente. La energía absorbida para estas mismas radiaciones se calcula con las ecuaciones (3.46) y (3.48), respectivamente. Para el caso de los captadores que sufren de sombreadamiento, se realizan los cálculos con las mismas expresiones anteriores multiplicando por el factor  $L/L_{sol}$  en las ecuaciones donde aparece la energía incidente. El valor de  $L_{sol}$  se calcula con la ecuación (3.24).

La energía global incidente será la suma de las energías incidentes obtenidas mediante radiación directa y difusa, para los tres captadores que forman el sistema captador-sombreador considerando todos los días del año. De forma análoga se calcula la energía total absorbida.

En la figura 21 se representan los resultados obtenidos para la energía solar global incidente y la energía absorbida, integrada a lo largo del año. Se consideran ángulos de incidencia desde 0 a 45°. Se muestra los resultados obtenidos para el sistema captador-sombreador formado por los tres captadores, comparando la **situación ideal**, en la que no se consideran efectos de sombra entre ellos, y la **situación real**, en la que el primero está totalmente expuesto a la radiación solar y los dos restantes están parcialmente sombreados. La energía obtenida es calculada para cada metro de captador.

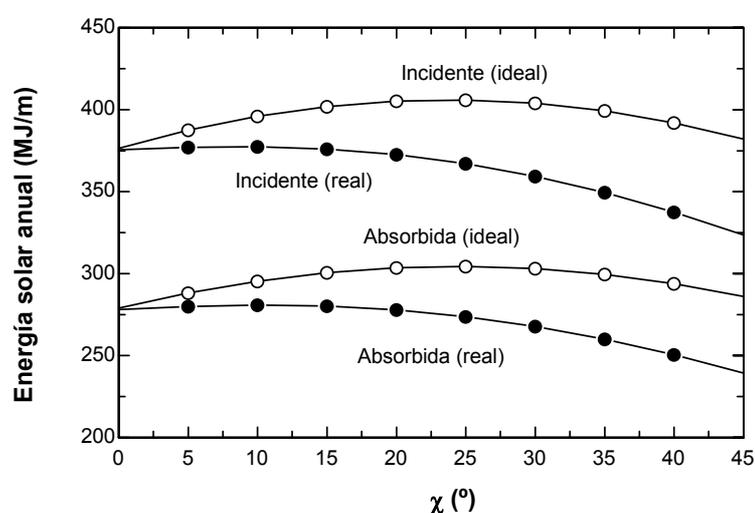


Fig. 21 - Energía solar anual incidente y transmitida en función del ángulo de inclinación ( $\chi$ ) en los casos ideal y real.

Como se observa en esta figura, la energía solar captada por el sistema captador-sombreador depende de los efectos de sombra así como de la inclinación de los captadores que forman el sistema. Los efectos de sombra se hacen más importantes para mayores ángulos de inclinación. Con los efectos de sombra, la energía absorbida se reduce un 7% para  $\chi = 15^\circ$ , un 12% para  $\chi = 30^\circ$  y un 17% para  $\chi = 45^\circ$ , mientras que para la energía incidente, debido a los efectos de sombra, tiene una reducción del 6%, 11% y 15%, para los mismos ángulos de inclinación. Como resultado final puede establecerse que el ángulo de inclinación óptimo para maximizar tanto la energía incidente como absorbida en el caso real es de 10°-15°. En este caso, para  $\chi = 30^\circ$  la reducción de la

energía absorbida respecto del valor máximo es 4%, mientras que con  $\chi = 45^\circ$  esta reducción es del 14%.

En la figura 22 se ofrecen detalles adicionales de los resultados, restringiendo el periodo del año considerado exclusivamente al verano, incluyendo los meses de mayo, junio, julio y agosto. Para este período del año, la energía incidente o absorbida para el caso ideal es la misma que para el caso real, concluyéndose así que, según los parámetros utilizados en el sistema captador-sombreador, en el verano los captadores no sufren de períodos de sombreamientos entre ellos. Según muestran los resultados, la reducción de la energía absorbida respecto la incidente en verano está en un 25% para cualquier ángulo de inclinación.

El ángulo de inclinación óptimo para maximizar tanto la energía incidente como la absorbida se encuentra entre  $5^\circ$ - $10^\circ$ , inferior al ángulo de inclinación para el estudio anual. Pero en este caso, la reducción de la energía absorbida respecto del valor máximo tiene una diferencia más apreciable, para  $\chi = 30^\circ$  es 7%, mientras que con  $\chi = 45^\circ$  esta reducción es del 21%.

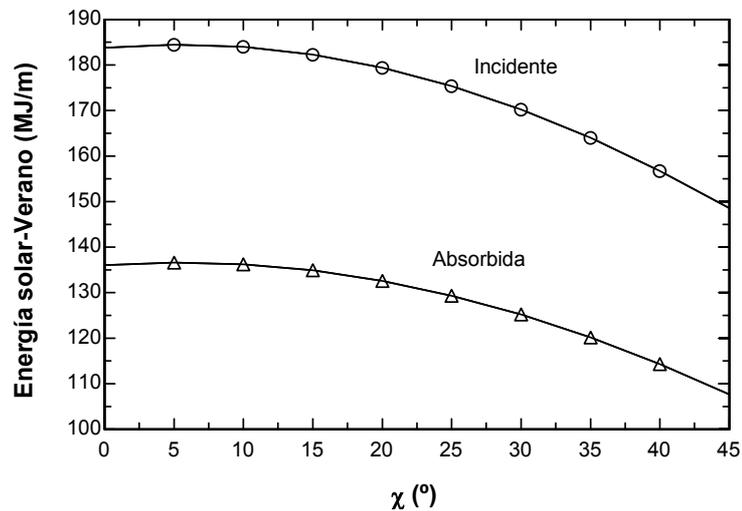


Fig. 22- Energía solar incidente y transmitida durante el verano en función del ángulo de inclinación  $\chi$ .

## 5. CONCLUSIONES

La optimización del sistema captador-sombreador, se analiza en función de los parámetros necesarios para caracterizar el sistema, dependientes de la localización geográfica, así como de la geometría y orientación de la ventana o superficie acristalada donde se quiera instalar.

- Cuando se estudia el número necesario de captadores (N) para cada latitud norte, se concluye que para latitudes inferiores a  $45^\circ$ , el valor de N aumenta rápidamente y de forma lineal con la latitud, variando más rápido cuanto más pequeño sea el ancho del captador (L). Para latitudes mayores este aumento no es tan rápido, manteniéndose aproximadamente constante cuando el ancho es 0,25m.
- En la relación que existe entre el área del sistema captador-sombreador (considerando el área proyectada del conjunto de captadores sombreadores) y el área de la ventana para sombrear, respecto a latitudes norte, se concluyó que para mantener las condiciones deseadas de sombreador, en latitudes como las de Santa Cruz el área de la ventana podría ser 2,5 veces mayor que el área del sombreador. Para Lisboa y Londres el área del sombreador sería 10 - 20% inferior al área de la ventana. Para latitudes superiores el área del sombreador y la ventana deben ser prácticamente iguales.

Por otra parte, respecto a la cuantificación de energía captada por los captadores que integran el sistema captador-sombreador, y utilizando los datos climáticos de Lisboa, se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- La radiación solar global incidente para un captador compuesto por tres sombreadores a lo largo del año puede ser mayor de 400 MJ por metro de longitud de captador instalado; considerado sólo el verano este valor puede alcanzar los 184 MJ/m.

- La inclinación más adecuada del captador para su operación durante todo el año es de  $10^\circ$  a  $15^\circ$ , mientras que la inclinación más adecuada en el período veraniego es de  $5^\circ$  a  $10^\circ$ . Estos valores son menores a los aconsejables para los captadores solares planos convencionales (para superficies planas se recomienda una inclinación igual a la latitud ( $\text{latitud}_{\text{Lisboa}} = 38.7^\circ \text{N}$ ) menos  $10^\circ$  ó  $15^\circ$  para el período veraniego [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.121]).
- La reducción en la energía absorbida por los efectos de sombra entre los distintos captadores respecto del valor máximo es del 14% para  $45^\circ$  de inclinación considerando la operación a lo largo del año. Si se considera sólo la operación en verano, para la misma inclinación esta reducción llega al 21%.

## 6. REFERENCIAS

1. ASHRAE Standard 93-77. **Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors**. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York (USA), 1977.
2. Atecyr (Asociación técnica española de climatización y refrigeración). **Aplicaciones de la energía solar a baja temperatura**, Index, Madrid (España), 1977.
3. Bernard, Bourges. **Climatic Data Handbook for Europe (Climatic data for the design of solar energy systems)**. Ed. Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1992.
4. Ciemat, **La energía solar en la edificación**, Ed. Ciemat, Madrid (España), 2001.
5. Duffie, J.A, y Beckman, W.A. **Solar Energy Thermal Processes**, (Second Edition), ed. John Wiley & Sons, USA, 1991.
6. Klein, S. A., y Alvarado, F. L.. **Engineering Equation Solver. F-chart Software**, Middleton, USA, 1997.
7. Kreith, Frank y Kreider, Jan F.. **Principles of solar engineering (series of solar fluids engineering)**. McGraw-Hill Book Company, USA, 1978.
8. Ferreira Máximo, **O pequeno livro da Astronomia**, Ed. Bizancio, Portugal, 2001.
9. Maple Sunscreening, pertenece a la compañía Maple Blind, con dirección: Wood Street, Cheadle, Stockport, Cheshire SK8 1AQ, UK. Tel: 0161 491 5494.

## ANEXO A

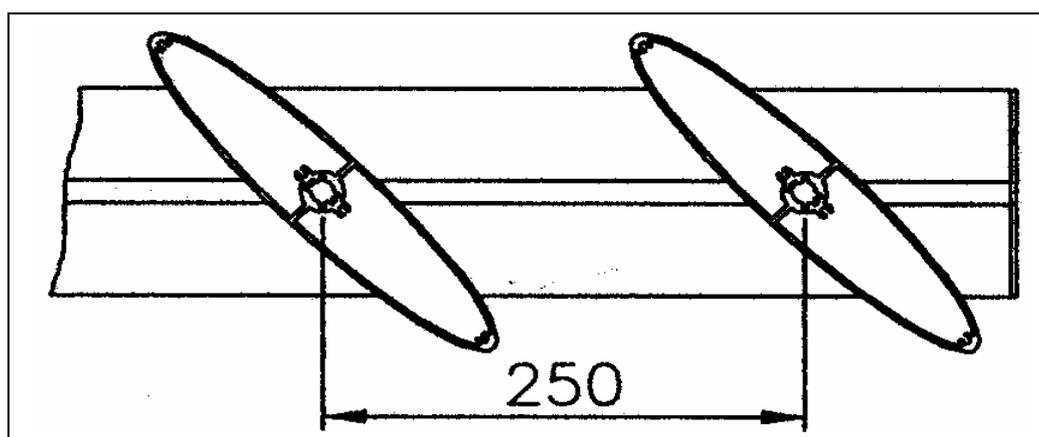
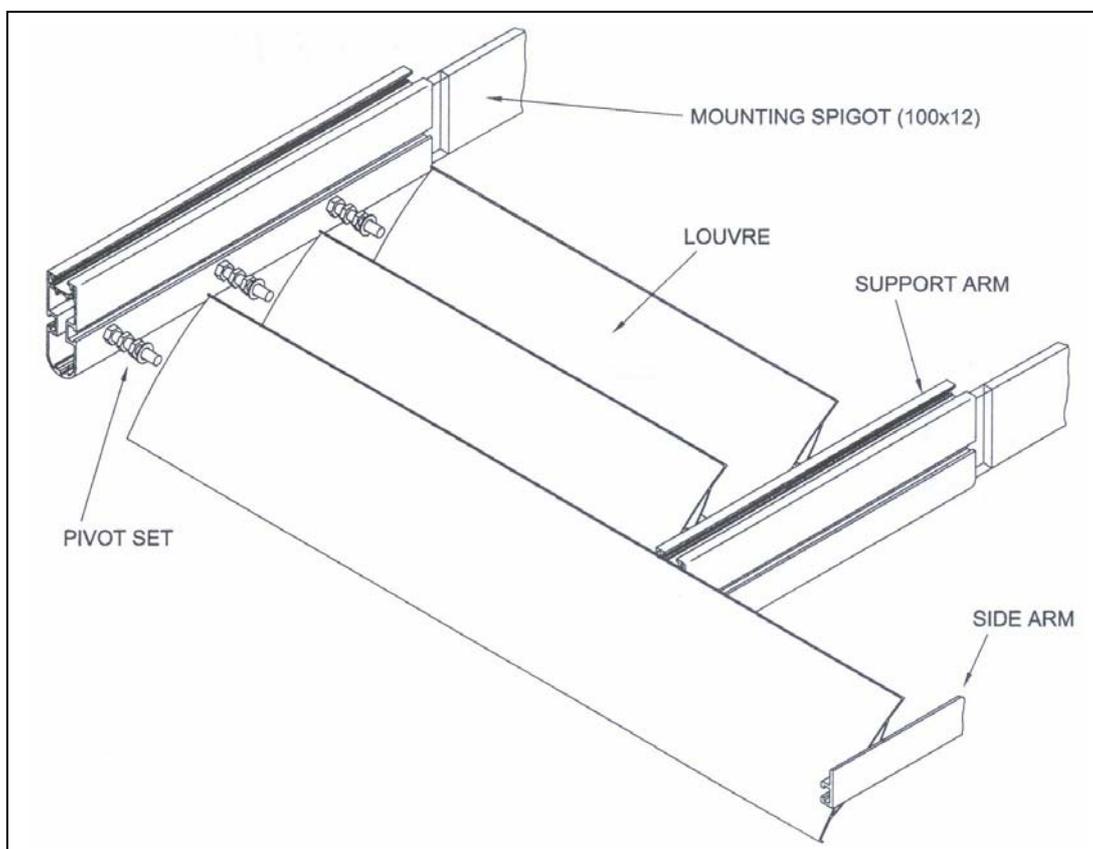


Fig. A1 – Esquema de los sombreadores reales (lamas): a) perspectiva en tres dimensiones y b) sección transversal. (Diseños de la empresa MAPLE SUNSCREENING, UK)

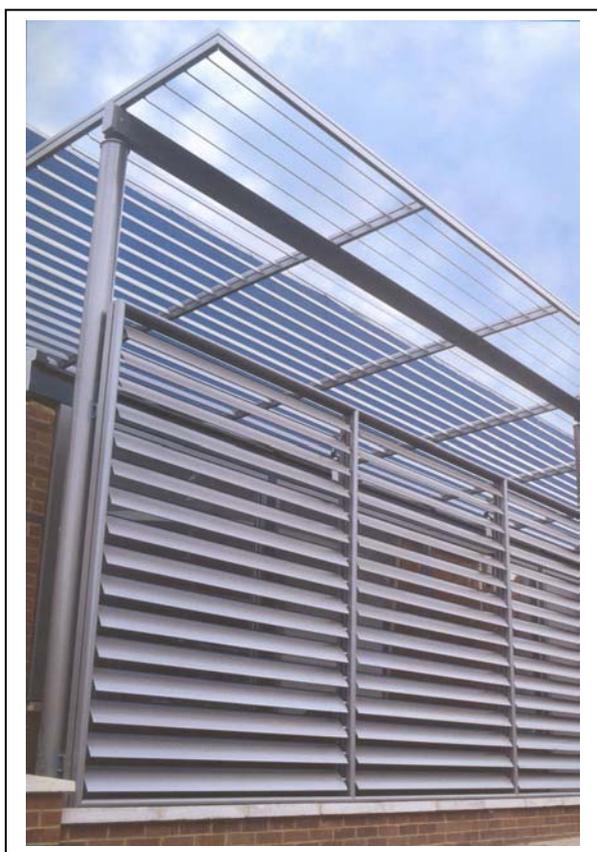
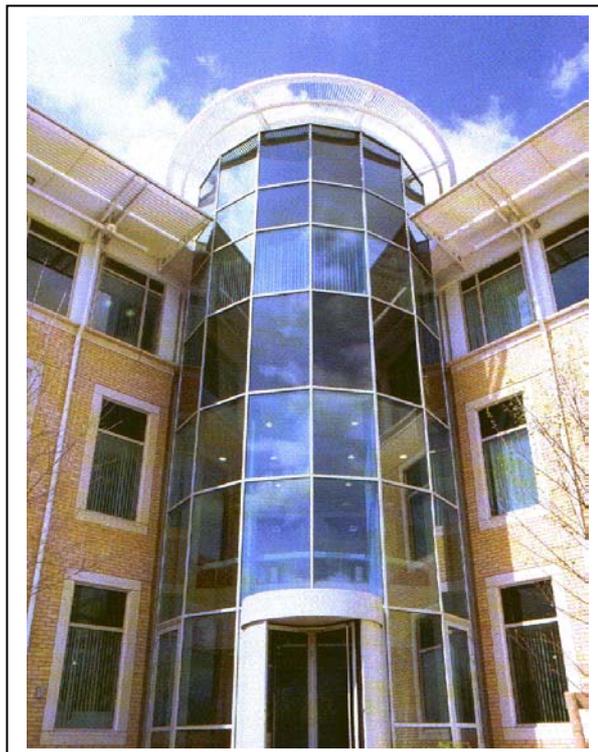
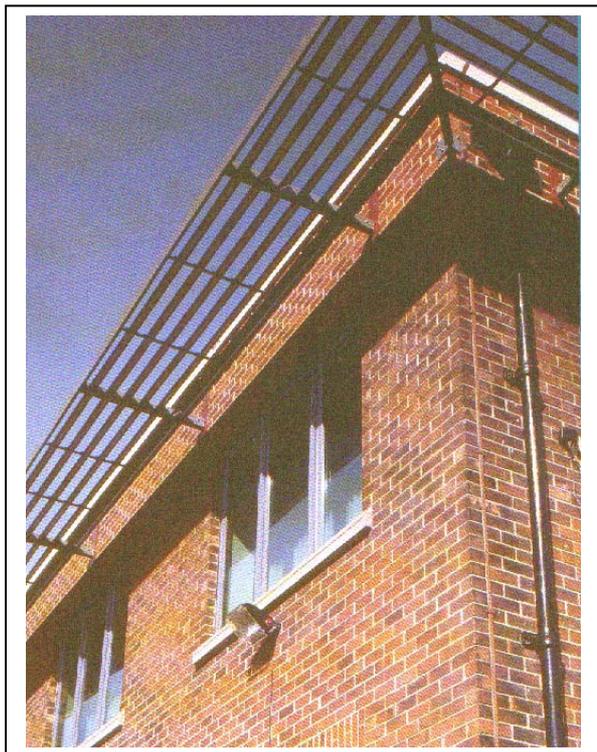


Fig. A2 – Ejemplos de edificaciones que tienen instalados los sombreadores tipo lamas (fotografías de la empresa MAPLE SUNSCREENING, UK)

## ANEXO B

### Características del software informático EES

La función básica del software informático EES (*Engineering Equation Solver*) es encontrar la solución de un grupo de ecuaciones algebraicas. EES puede también resolver ecuaciones diferenciales, ecuaciones con variables complejas, de optimización, proporciona regresiones lineales y no lineales, pudiéndose realizar gráficas con las soluciones obtenidas. Además, tiene una librería de funciones con propiedades matemáticas y termodinámicas. El EES también permite escribir funciones, procedimientos y tablas de datos que pueden utilizarse en el desarrollo del cálculo. La versión EES ha sido desarrollada para ordenadores *Apple Macintosh* y para sistemas operativos de *Windows*. Las características de este software se pueden encontrar en la página: <http://www.fchart.com>.

### Método numérico usado en EES

EES usa una variante del método de Newton para resolver sistemas de ecuaciones algebraicas no lineales. La matriz Jacobiana necesaria en el método de Newton es evaluada numéricamente para cada iteración. Las técnicas empleadas en este método numérico, son empleadas para mejorar el cálculo de la eficiencia y permitir que problemas muy largos puedan ser resueltos en el límite de memoria de un microordenador. Las propiedades de eficiencia y convergencia de las soluciones son mejoradas por la alteración en cada paso del tamaño de la iteración y la utilización del algoritmo Tarjan, el cual divide el problema en una serie de problemas más pequeños que sean más fáciles para resolver. La explicación más detallada del método numérico usado así como ejemplos explicativos de este método, se puede encontrar en el manual de EES dentro de la página <http://www.fchart.com>.

***IV. DESCRIPCIÓN DE DIFERENTES  
CONFIGURACIONES PARA EL CAPTADOR  
SOLAR SOMBREADOR Y MODELADO***

# ***Índice de materias***

## **0. PRESENTACIÓN**

## **1. DIFERENTES CONFIGURACIONES DEL CAPTADOR**

- 1.1. Configuración 1: Captador con tubos
- 1.2. Configuración 2: Captador con canales adaptados a la geometría de la cubierta exterior.
- 1.3. Configuración 3: Captador con canales no adaptados a la geometría de la cubierta exterior.

## **2. MODELOS PARA EL CAPTADOR SOLAR SOMBREADOR**

- 2.1. Rendimiento de un captador solar térmico
- 2.2. Modelo para la configuración 1
- 2.3. Modelo para la configuración 2
- 2.4. Modelo para la configuración 3

## **3. RESULTADOS**

- 3.1. Configuración 1
- 3.2. Configuración 2
- 3.3. Configuración 3
- 3.4. Comparación de las tres configuraciones

## **4. CONCLUSIONES**

## **5. REFERENCIAS**

## Índice de figuras

Fig.1.- Configuración 1 del captador solar sombreador.

Fig.2.- Configuración 2 del captador solar sombreador.

Fig.3.- Diseño del prototipo del captador solar sombreador: a) dimensiones geométricas y b) elementos y materiales empleados en su construcción.

Fig.4.- Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 1**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – condensación, **conduc** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **p** – placa inferior, **c** – cubierta transparente, **ext** – exterior, **f** – fluido, **nat** – natural, **sat** – saturación (fluido-termosifón), **t** – tubos.

Fig.5.- Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 2**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **ais** – aislante, **p,int** – placa interior, **p,ext** – placa exterior, **c** – cubierta transparente, **c1** - superficie superior de los canales, **c2** - superficie inferior de los canales.

Fig.6.- Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 3**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **ais** – aislante, **c** – canal, **c1** - superficie superior de los canales, **c2** - superficie inferior de los canales, **ext** – exterior, **f** – fluido, **nat** – natural, **p** – placa inferior, **t** – cubierta transparente.

Fig.7.- Rendimiento del captador y temperatura de salida como función del caudal de agua por área de captador ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada y tipos de recubrimiento .

Fig.8.- Rendimiento del captador en función de su longitud para diferentes caudales de agua y condiciones de entrada.

Fig.9.- Rendimiento del captador como función del número de tubos para distintos valores de la relación caudal/área del captador.

Fig.10.-Curvas de rendimiento del captador para diferentes relaciones de caudal y propiedades térmicas, con 4 tubos de 3 m ;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.11.-Efecto del aislamiento térmico en el rendimiento de un captador sombreador con recubrimiento selectivo con 4 tubos de 3 m;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb})/I$ .

Fig.12.-Rendimiento del captador y temperatura de salida como función de la relación caudal de agua/área del captador ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada ( $I = 800 \text{ W/m}^2$  y  $L = 1\text{ m}$ ).

Fig.13.-Rendimiento del captador en función de su longitud para diferentes caudales de agua y temperaturas de entrada.

Fig.14.-Curvas del rendimiento del captador con y sin aislamiento;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.15.-Geometría de las aletas dentro de los canales de agua.

Fig.16.-Curvas del rendimiento del captador con y sin aletas dentro de los conductos de agua;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.17.-Rendimiento del captador y temperatura de salida como función de la relación caudal de agua/área de los canales ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada ( $I = 800 \text{ W/m}^2$  y  $L = 1\text{ m}$ ).

Fig.18.-Rendimiento del captador en función de la longitud de la cubierta transparente ( $L_{trans}$ ) para diferentes temperaturas de entrada.

Fig.19.-Curva del rendimiento del captador para diferentes recubrimientos selectivos;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig. 20.-Curvas del rendimiento del captador para las diferentes configuraciones;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$ .

## Índice de tablas

Tabla 1.- Parámetros que definen la configuración 1 del captador.

Tabla 2.- Parámetros que definen la configuración 2 del captador.

Tabla 3.- Parámetros que definen la configuración 3 del captador.

Tabla 4.- Temperaturas y coeficientes de transferencia de calor en el captador solar sombreador.

## Glosario

A	área (m <sup>2</sup> )
A <sub>col</sub>	área del captador proyectada (m <sup>2</sup> )
b <sub>0</sub>	coeficiente modificador del ángulo de incidencia (adimensional)
c <sub>p</sub>	calor específico del fluido (J·kg <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )
d	diámetro (m)
esp	espesura (m)
F	factor de pérdidas de calor del captador (adimensional)
g	aceleración de la gravedad (m·s <sup>-2</sup> )
Gr	número de Grashof (adimensional)
h	coeficiente de transferencia de calor (W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )
h <sub>vap</sub>	entalpía de vaporización (kJ·kg <sup>-1</sup> )
I	irradiancia solar incidente global (W·m <sup>-2</sup> )
k	conductividad térmica (W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> )
K <sub>τα</sub>	modificador del ángulo de incidencia (adimensional)
L	Longitud (m)
$\dot{m}_{ag}$	caudal másico del fluido de trabajo - agua - (kg·s <sup>-1</sup> )
n <sub>t</sub>	número de tubos
Nu	número de Nusselt (adimensional)
P	perímetro (m)
Pr	número de Prandtl (adimensional)
P <sub>rad</sub>	potencia térmica radiante (W)
$\dot{Q}_U$	potencia térmica extraída por el fluido portador (W)
Ra	número de Rayleigh (adimensional)
Re	número de Reynolds (adimensional)
T	temperatura (°C ó K)
U <sub>L</sub>	coeficientes de pérdidas de calor del captador (W·m <sup>-2</sup> ·K <sup>-1</sup> )
v	velocidad (m·s <sup>-1</sup> )
X <sub>m</sub>	variación de la temperatura media del captador con la temperatura ambiente respecto de la irradiancia (K·m <sup>2</sup> ·W <sup>-1</sup> )

Símbolos griegos

$\alpha$	coeficiente de absorción (adimensional)
$\beta$	coeficiente térmico de expansión volumétrica ( $K^{-1}$ )
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzman ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}$ )
$\Delta T$	variación de la temperatura ( $^{\circ}C$ ó $K$ )
$\varepsilon$	emisividad por radiación de onda larga (adimensional)
$\theta$	ángulo de inclinación respecto de la horizontal ( $^{\circ}$ )
$\eta_{col}$	rendimiento del captador (adimensional)
$\rho$	densidad de masa ( $kg \cdot m^{-3}$ )
$\tau$	coeficiente de transmisión (adimensional)
$\mu$	viscosidad dinámica ( $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$ )
$(\tau\alpha)$	producto transmitancia-absortancia efectivo (adimensional)

Subíndices

abs	absorbida
ag	agua
air	aire
ais	aislante
amb	ambiente
c	cubierta transparente del captador, canal
c1	superficie superior del canal
c2	superficie inferior del canal
cn	convección natural
cond	condensación
conduc	conducción
conv	convección
e	entrada
ext	exterior
f	fluido
inf	inferior
int	interno
m	media

n	normal
nat	natural
p	placa
proy	proyectada
rad	radiación (onda larga)
s	salida
sat	saturación
t	tubos, cubierta transparente
trans	transparente
vap	vapor, vaporización
w	aire circundante

## 0. PRESENTACIÓN

En el capítulo anterior se seleccionaron los valores de los parámetros geométricos que definen la disposición de los captadores respecto al edificio donde se instalan. Se consideró la colocación del captador sombreador horizontalmente sobre ventanas orientadas al sur. El sistema sombreador se compone de varios captadores-sombreadores paralelos cuya geometría externa coincide con una de las disponibles en el mercado en Reino Unido. La optimización de parámetros está basada en el criterio de lograr el sombreado total de la ventana en los meses veraniegos y la insolación total de la ventana en invierno.

En el presente capítulo se definen diferentes configuraciones del captador sombreador estableciendo los modelos correspondientes para cada uno con el objetivo de encontrar un diseño optimizado del mismo. Primero se establece las configuraciones elegidas para realizar el análisis, determinando los parámetros que definen cada configuración. En segundo lugar se establecen los modelos estudiando el comportamiento del captador para cada caso, teniendo en cuenta todos los procesos de transferencia energética que ocurren en cada configuración. Esto permite determinar el rendimiento del captador y analizar la influencia sobre él de los distintos parámetros de diseño y operación. El análisis de resultados permite la selección adecuada de los valores de estos parámetros.

# 1. DIFERENTES CONFIGURACIONES DEL CAPTADOR

En este apartado se exponen diferentes configuraciones para el captador sombreador. La geometría externa de todas ellas es la misma y es representativa de las que existen en el mercado de Reino Unido para sistemas de sombreadores sobre superficies acristaladas. La parte interna del captador y los materiales utilizados varían de una configuración a otra. Mientras que la configuración 1 tiene tubos cilíndricos en el interior, las configuraciones 2 y 3 tienen canales. En la configuración 2 los canales ocupan toda la parte superior del captador, mientras que en la configuración 3 los canales ocupan sólo una parte.

La propuesta de estas tres configuraciones es resultado del proceso de optimización del captador, cuya finalidad es desarrollar el prototipo de captador solar sombreador para ser evaluado experimentalmente. Estas configuraciones fueron propuestas como resultado de la discusión entre los participantes en el proyecto europeo “*Solar Louvre Building Integrated Collector*”, con referencia ENK6-CT-2000-00330, y recogidas en el informe final del proyecto con fecha del 26 de agosto de 2003 [Final technical report, 2003].

## 1.1. CONFIGURACIÓN 1: Captador con tubos

La configuración 1 se describe esquemáticamente en la siguiente fig.1 (dibujo no es a escala). Según se aprecia en esta figura el captador está fabricado con una superficie transparente expuesta al sol, mientras que en la cara opuesta hay un material aislante. El agua – fluido de trabajo – circula por tubos cilíndricos cuyo número y longitud son variables de diseño, aunque inicialmente se toman 4 tubos de 3 m de largo. El diámetro externo de los tubos es de 12 mm y su espesor 2 mm. En el exterior de los tubos también hay agua en condiciones adecuadas de presión tal que normalmente existirá un equilibrio

líquido-vapor durante la operación del sistema. La misión de este fluido exterior a los tubos es asegurar una transferencia de calor efectiva entre la cubierta externa del sombreador y el agua que se quiere calentar, que circula por el interior de los tubos.

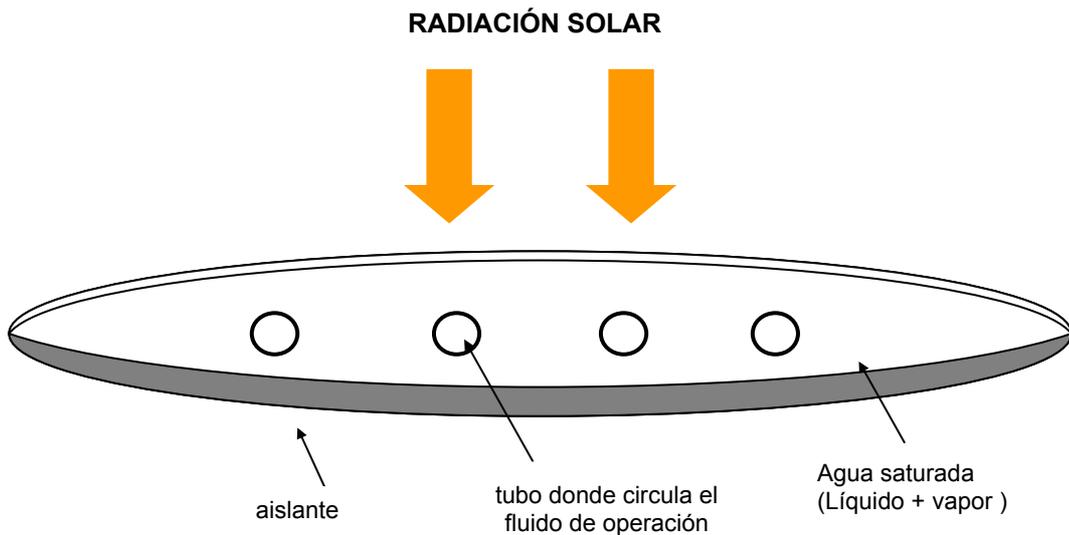


Fig.1 - Configuración 1 del captador solar sombreador.

Los parámetros que definen la configuración del captador son los relativos a la geometría seleccionada, a los materiales empleados y el caudal del fluido de trabajo. Todos los parámetros considerados se muestran en la tabla 1.

Tabla 1- *Parámetros que definen la configuración 1 del captador.*

<b>PARÁMETROS</b>	<b>VALOR ESTABLECIDO</b>
<b>Tubos:</b> - Número de unidades - Longitud - Diámetro externo - Espesor - Propiedades radiativas del recubrimiento selectivo de la cara externa de los tubos y superficie interna inferior del captador: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul>	4 (*) 3 m (*) 12 mm 2 mm Óxido de titanio 0,96 0,1
<b>Fluido de trabajo (agua):</b> - Caudal	20 g·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> (*)
- Temperatura de entrada	40 °C (*)
<b>Cubierta externa del captador:</b> - Propiedades radiativas de la cubierta transparente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de transmisión</li> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul> - Espesor del aislamiento térmico de la cara posterior y conductividad	PMMA (perspex) 0,92 0,05 0,9 3 cm (*) 0,035 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup>
<b>Geometría externa:</b> - Largo de la sección - Longitud - Radio de curvatura	25 cm 1 m (*) 49 cm
<b>Condiciones climáticas:</b> - Radiación solar global - Temperatura de ambiente - Velocidad del aire circundante (valor medio)	800 W/m <sup>2</sup> (*) 20 °C 4,16 m/s
(*) valor establecido como referencia y posteriormente analizado como variable.	

## 1.2. CONFIGURACIÓN 2: Captador con canales adaptador a la geometría de la cubierta externa

La configuración 2 del captador se esquematiza en la fig. 2 (dibujo no es a escala). En la parte superior de su superficie hay una cubierta transparente plástica (PMMA- perspex) que permite el paso de la radiación solar incidente. Bajo esta cubierta existe una cámara de aire que la separa de los conductos del agua circulante. Es esta configuración, a diferencia de la analizada en el apartado anterior, los conductos del agua no son tubulares sino que se adaptan en gran medida a la geometría externa del sombreador. Los conductos son de aluminio cubiertos en su cara externa con un recubrimiento selectivo (óxido de titanio). La parte inferior de la superficie del sombreador está protegida de pérdidas térmicas mediante un aislante. El aislante está montado sobre la cara interna de una superficie de aluminio.

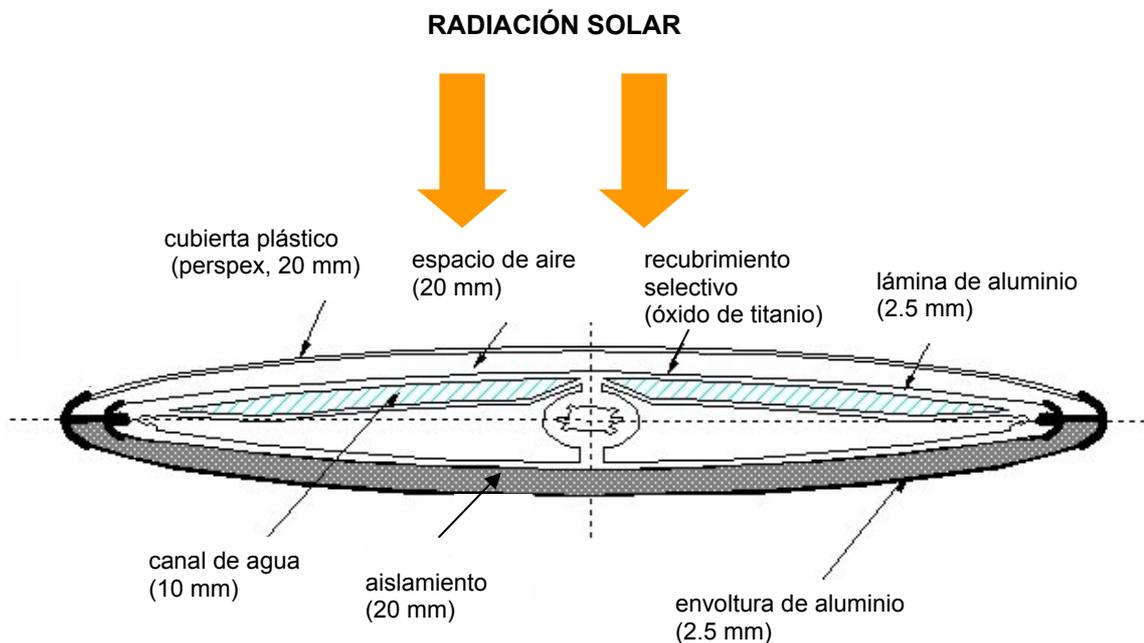


Fig.2 - Configuración 2 del captador solar sombreador.

Los parámetros que definen esta configuración son los relativos a la geometría seleccionada, a los materiales empleados y a los parámetros de operación. La tabla 2 recoge los valores seleccionados inicialmente.

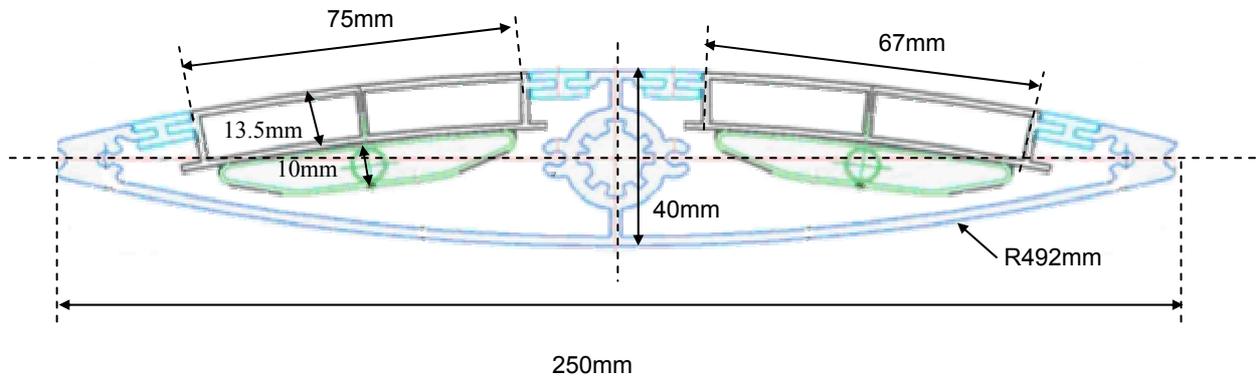
Tabla 2- Parámetros que definen la configuración 2 del captador.

PARÁMETROS	VALOR ESTABLECIDO
<b>Conductos del agua:</b> - Material empleado - Anchura de la sección de cada conducto - Largo de la sección de cada conducto - Propiedades radiativas del recubrimiento selectivo de la cara externa: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul>	Aluminio (2.5 mm) 10 mm 125 mm Óxido de titanio 0,96 0,1
<b>Fluido de trabajo (agua):</b> - Caudal - Temperatura de entrada	20 g·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> (*) 20 – 60 °C
<b>Cubierta externa del captador:</b> - Propiedades radiativas de la cubierta transparente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de transmisión</li> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul> - Espesor de la cubierta transparente - Espesor del aislamiento térmico de la cara posterior y conductividad - Superficie externa inferior	PMMA (perspex) 0,92 0,05 0,9 2,0 mm – 3,0 mm 20 mm 0,035 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> Aluminio (2,5 mm)
<b>Geometría externa:</b> - Largo de la sección - Longitud - Radio de curvatura	25 cm 1 m (*) 49 cm
<b>Condiciones climáticas:</b> - Radiación solar global - Temperatura de ambiente - Velocidad del aire circundante (valor medio)	200 - 800 W/m <sup>2</sup> 20 °C 4,16 m/s
(*) valor establecido como referencia y posteriormente analizado como variable.	

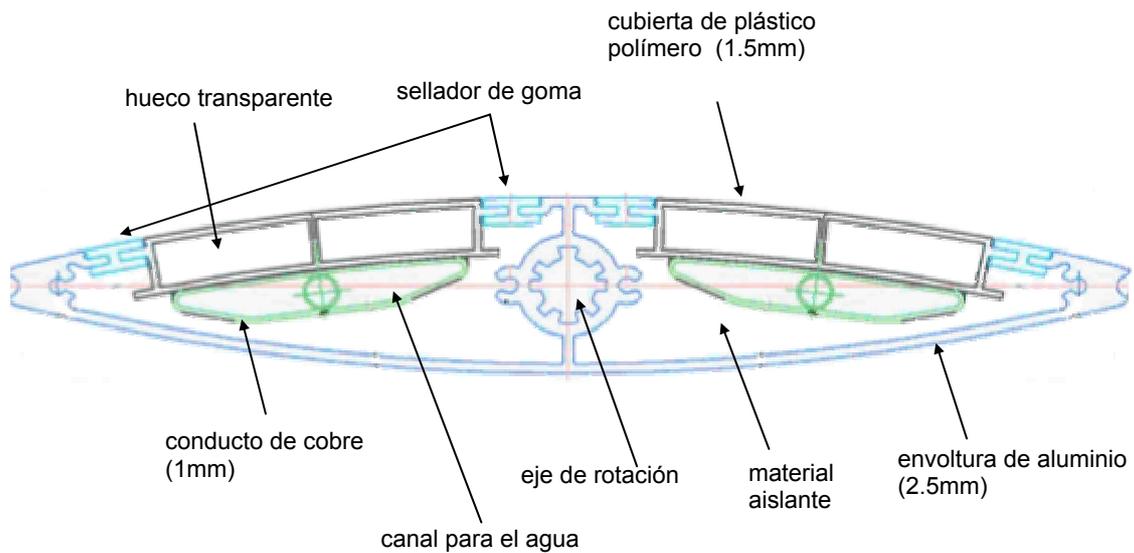
### **1.3. CONFIGURACIÓN 3: Captador con canales no adaptados a la geometría de la cubierta**

La configuración 3 es similar a la configuración anterior, pero ahora la superficie transparente y los canales por donde pasa agua, sólo ocupan una porción de la parte superior del captador. Esta configuración es la utilizada para construir el prototipo del captador sombreador y en la que se desarrolla el estudio experimental. La ventaja que tiene respecto a las configuraciones anteriores, es la de facilitar el proceso constructivo del captador a partir de la estructura externa existente, por tanto, tiene un menor coste en la construcción. El diseño de esta configuración se especifica en la Fig.3 (dibujo no es a escala): dimensiones geométricas de la configuración del captador (figura 3.a.), elementos y materiales empleados en su construcción (figura 3.b.).

En la tabla 3 se describen los parámetros que definen esta configuración: geometría, materiales empleados y parámetros de operación.



a) Dimensiones geométricas



b) Elementos y materiales empleados

Fig. 3 – Diseño del prototipo del captador solar sombreador: a) dimensiones geométricas y b) elementos y materiales empleados en su construcción.

Tabla 3- Parámetros que definen la configuración 3 del captador.

PARÁMETROS	VALOR ESTABLECIDO
<b>Conductos del agua:</b> - Material empleado - Anchura de la sección del conducto - Largo de la sección de cada conducto - Propiedades radiativas del recubrimiento selectivo de la cara externa: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul>	Cobre (1 mm) 10 mm 67 mm Óxido de titanio (**)  0,96 0,1
<b>Fluido de trabajo (agua):</b> - Caudal - Temperatura de entrada	20 g·s <sup>-1</sup> ·m <sup>-2</sup> (*) 20 – 60 °C
<b>Cubierta externa del captador:</b> - Propiedades radiativas de la cubierta transparente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de transmisión</li> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul> - Longitud de la cubierta transparente  - Espesor de la cubierta transparente - Espesor del aislamiento térmico de la cara posterior y conductividad - Superficie externa inferior	Plástico polímero (Provista) 0,9 0,088 0,84 150 mm (75 mm para cada canal) 1,5 mm 16,5 mm 0,035 W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> Aluminio (2,5 mm)
<b>Geometría externa:</b> - Largo de la sección - Alto de la sección - Longitud - Radio de curvatura	25 cm 4 cm 1 m (*) 49 cm
<b>Condiciones climáticas:</b> - Radiación solar global - Temperatura de ambiente - Velocidad del aire circundante (valor medio)	200 - 800 W/m <sup>2</sup> 20 °C 4,16 m/s
(*) valor establecido como referencia y posteriormente analizado como variable. (**) también se simuló para otro material selectivo (cromo negro)	

## **2. MODELOS PARA EL CAPTADOR SOLAR SOMBREADOR**

Después de exponer las diferentes configuraciones para el captador solar sombreador, en este apartado se explican detalladamente los modelos establecidos para cada una de ellas. Se analiza la influencia de los parámetros que caracterizan cada configuración en el rendimiento del captador, lo que nos permite seleccionar los valores más adecuados. Los resultados de este análisis se muestran en el apartado 3.

### **2.1. Rendimiento de un captador solar térmico.**

En general, un captador solar térmico transforma la energía de la radiación solar en calor. Esta energía es transferida desde una fuente radiante de energía que se encuentra a grande distancia hasta un fluido. El modelo del captador se va caracterizar mediante su rendimiento.

En el modelado del captador se asume que se encuentra en estado estacionario. De esta forma, para obtener el rendimiento del captador es necesario establecer su balance energético para estimar la conversión de la energía solar incidente en energía térmica del fluido de operación. La radiación solar absorbida en el captador, por unidad de área de la superficie absorbente, es la diferencia entre la radiación solar incidente y las pérdidas ópticas. Las pérdidas de energía térmica desde el captador a su entorno se deben a procesos de conducción, convección y por radiación infrarroja. Por tanto, para calcular el rendimiento del captador solar es necesario considerar todos los procesos de transferencia de calor experimentador por el sistema.

El rendimiento del captador solar térmico, está definido como el cociente entre la energía térmica extraída por el fluido portador durante un intervalo de tiempo determinado, y el producto del área (total, del absorbedor o de apertura)

del captador por la irradiación solar que incide sobre el captador en el mismo intervalo de tiempo, en condiciones de régimen permanente [UNE-EN ISO 9488]. La definición para rendimiento instantáneo del captador está dada por la siguiente ecuación [Duffie y Beckman, 1991, p.303]:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{Q}_U}{I \cdot A_{col}} \quad (4.1)$$

donde  $\dot{Q}_U$  es la potencia térmica extraída por el fluido portador,  $I$  es la irradiancia solar incidente sobre el captador y  $A_{col}$  es el área total del captador.

La potencia térmica extraída por el fluido portador ( $\dot{Q}_U$ ) se puede expresar en función de las temperaturas de entrada y salida del fluido portador (agua) y el caudal que pasa por el captador [Duffie y Beckman, 1991, p.304]:

$$\dot{Q}_U = \dot{m}_{ag} c_p (T_s - T_e) \quad (4.2)$$

donde  $\dot{m}_{ag}$  es el caudal másico del fluido de trabajo,  $c_p$  es el calor específico a presión constante del fluido,  $T_s$  es la temperatura de salida del fluido y  $T_e$  es la temperatura de entrada.

La  $\dot{Q}_U$  también se puede expresar en función de un factor importante en la definición de un captador solar,  $F$ , denominado la *eficacia del captador* (*collector heat removal factor*). Este factor nos indica la relación entre la energía útil suministrada por un captador solar y la energía que podría suministrar si la superficie del absorbedor del captador estuviese a la temperatura de entrada del fluido. Por definición, la máxima transferencia de calor en el captador ocurre cuando el captador está a la misma temperatura que la de entrada del fluido. En este caso las pérdidas de calor a los alrededores serían nulas. La ecuación que relaciona  $\dot{Q}_U$  con  $F$  viene dada por la siguiente expresión [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.304]:

$$\dot{Q}_U = A_{col} F [I(\tau\alpha) - U_L(T_e - T_{amb})] \quad (4.3)$$

donde  $(\tau\alpha)$  es el producto transmitancia por absorptancia efectivo,  $U_L$  es el coeficiente de pérdidas de calor del captador,  $T_e$  es la temperatura de entrada del fluido y  $T_{amb}$  es la temperatura ambiental. Para definir el rendimiento, se puede utilizar la temperatura media del fluido,  $T_m$ , en lugar de la  $T_e$ , ( $T_m = (T_e + T_s)/2$ ). Por lo que en la ecuación (4.4) la temperatura  $T_{e/m}$  expresa las dos posibilidades. Dependiendo de una u otra posibilidad  $F$  toma diferentes valores:  $F = F_R$  cuando la temperatura considerada es la  $T_e$ , mientras que  $F = F'$  cuando la temperatura es la  $T_m$  (nomenclatura de Beckman).

Sustituyendo las ecuaciones (4.2) y (4.3) en (4.1), se tiene la definición del rendimiento instantáneo del captador solar de la siguiente forma [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.303]:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_{ag} c_p (T_s - T_e)}{I A_{col}} = F(\tau\alpha) - (FU_L) \frac{(T_{e/m} - T_{amb})}{I} \quad (4.4)$$

el cual expresa una relación lineal del rendimiento del captador con el cociente  $\Delta T/I$ , siendo  $\Delta T = (T_{e/m} - T_{amb})$ . Para los modelos que se analizan en los siguientes apartados, el cociente  $\Delta T/I$  viene representado por el símbolo  $X_m$ .

Cuando la radiación solar incidente es normal a la superficie del captador, y los factores  $F$  y  $U_L$  son constantes en el intervalo de operación del captador, se puede describir cómo opera el captador en función de los coeficientes  $[F(\tau\alpha)_n]$  y  $(FU_L)$ . Estos coeficientes dependen de  $\dot{m}_{ag}$ , de las propiedades de los materiales y geometría del captador. Mientras que  $[F(\tau\alpha)_n]$  indica la energía absorbida en el captador - *eficiencia óptica* -, el coeficiente  $(FU_L)$  indica las pérdidas de energía en el mismo - *factor de pérdidas térmicas* -. Estos dos parámetros se obtienen correlacionando los datos experimentales para el captador determinado, o sea, representando  $\eta_{col}$  frente  $X_m$ . O también resolviendo el balance energético en el captador.

En el modelo del captador existe un tercer parámetro que describe los efectos del ángulo de incidencia de la radiación. Es el coeficiente modificador del ángulo de incidencia ( $b_0$ ), definido en el capítulo 3 cuando se introdujo el modificador del ángulo de incidencia ( $K_{\tau\alpha}$ ) - ver ec. (3.39) -. Si el ángulo de incidencia es prácticamente normal a la superficie del captador, el valor de  $K_{\tau\alpha}$  es igual a la unidad.

## 2.2. Modelo para la configuración 1

Se efectúa el modelado del comportamiento de un captador con el objetivo de determinar su rendimiento en función de los parámetros de diseño y operación. Para la selección de estos parámetros es necesario determinar la influencia de cada uno de ellos en el rendimiento para seleccionar los valores más apropiados.

El modelado del captador implica la consideración de todos los procesos de transferencia de calor que tienen lugar en el mismo – ver fig.4 -.

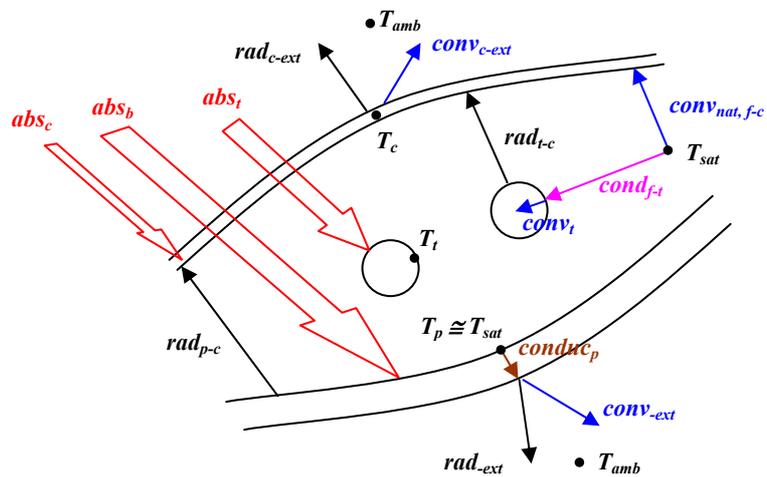


Fig. 4 - Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 1**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – condensación, **conduc** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **p** – placa inferior, **c** – cubierta transparente, **ext** – exterior, **f** – fluido, **nat** – natural, **sat** – saturación (fluido-termosifón), **t** – tubos.

Considerando uno a uno los elementos del captador, tenemos las siguientes temperaturas y transferencias de calor:

- **Cubierta transparente - parte superior del captador sombreador – (plástico):** Su temperatura es  $T_c$ . Existen pérdidas de calor al ambiente por convección ( $conv_{c-ext}$ ) y radiación ( $rad_{c-ext}$ ). Parte de la radiación solar incidente se absorbe en la propia cubierta ( $abs_c$ ) y parte se transmite a los restantes elementos del interior del captador. Además se debe considerar la energía que recibe por convección natural del fluido - vapor saturado - que llena el interior ( $conv_{nat,f-c}$ ) y por radiación desde la placa inferior ( $rad_{p-c}$ ).
- **Parte inferior del captador sombreador (placa absorbente):** La temperatura de la parte inferior del captador es aproximadamente la misma que la del fluido que llena el captador, ya que su cara interna está en contacto con él y su coeficiente de transferencia de calor es alto. Por este motivo son despreciables las transferencias de calor entre ambos. Parte de la radiación solar incidente que llega a la parte inferior del sombreador es absorbida ( $abs_p$ ). Una parte se transmite a través de la parte inferior del captador por conducción ( $conduc_p$ ), llegando al ambiente por convección ( $conv_{-ext}$ ) y radiación ( $rad_{-ext}$ ). Otra parte es transmitida por radiación desde la cara interna hacia los restantes elementos del interior del captador. Sin embargo, dado que sólo habrá diferencia apreciable de temperatura con la cubierta transparente, sólo se considera esta transferencia por radiación (onda larga) entre ambas cubiertas ( $rad_{p-c}$ ).
- **Fluido interior del sombreador – fluido termosifón -:** Este fluido es vapor que se encuentra a la temperatura de saturación a la presión correspondiente establecida en el interior del captador. El fluido recibe parte de la radiación solar transmitida por la cubierta transparente, parte de la cual es absorbida por el mismo, aunque esta componente se considera despreciable. Además el fluido transfiere calor a los tubos por la condensación sobre su superficie ( $cond_{f-t}$ ) y a la cubierta transparente por convección natural ( $conv_{nat,f-c}$ ).

- **Tubos por los que circula el fluido de trabajo:** Parte de la radiación solar transmitida por la cubierta transparente llega a los tubos, siendo parcialmente absorbida por los mismos ( $abs_t$ ). Por conducción a través del tubo se transfiere calor hasta su cara interna, que es transmitida al agua que circula por su interior por convección ( $conv_t$ ). Asimismo, se considera únicamente la transferencia de calor por radiación (onda larga) entre los tubos y la cubierta transparente, ya que tienen diferencias de temperatura superiores a la diferencia con los restantes elementos ( $rad_{t-c}$ ).

En el modelado del captador se asume régimen estacionario para las ecuaciones de transferencias de calor. El modelo consiste sólo en cuatro ecuaciones de balance energético que se detallan a continuación, una para cada uno de los elementos del captador. En todas ellas se considera que la suma de los flujos energéticos de entrada es igual a la suma de los flujos energéticos de salida.

#### 1ª ec.) Cubierta transparente.

Los dos miembros de la ecuación de balance energético en la cubierta transparente son los siguientes:

- flujos energéticos de entrada sobre la cubierta transparente debido a: absorción de la radiación solar, convección natural del fluido saturado y radiación de la placa absorbente.
- flujos energéticos de salida de la cubierta transparente debidos a: radiación y convección hacia el exterior.

La correspondiente ecuación es:

$$\begin{aligned} \alpha_c \cdot I \cdot A_{col} + h_{cn,vap} (T_{sat} - T_c) \cdot A + P_{rad,p} &= \\ = P_{rad,ext} + h_{conv,ext} (T_c - T_{amb}) \cdot A & \end{aligned} \quad (4.5)$$

donde:

$\alpha_c$ : coeficiente de absorción del vidrio.

I: irradiancia global que llega a la superficie.

$A_{col}$ : área del captador proyectada (igual al área de la cubierta del captador proyectada).

A: área de la cubierta considerando la curvatura.

$T_{sat}$ : temperatura de saturación.

$T_c$ : temperatura de la cubierta transparente.

$T_{amb}$ : temperatura ambiental.

$h_{cn,vap}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección natural entre el fluido y el vidrio.

$P_{rad,ext}$ : potencia radiante sobre la cubierta transparente procedente del exterior.

$P_{rad,p}$ : potencia radiante sobre la cubierta procedente de la placa inferior.

$h_{conv,ext}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección forzada entre la cubierta y el exterior.

En la ecuación (4.5) se ha considerado que el área de la cubierta transparente (A) es la misma que el área de la placa inferior ( $A_p$ ). Las correlaciones utilizadas para los coeficientes de transferencia en la ecuación (4.5) se explican a continuación.

- **Convección natural sobre la cubierta:** para contabilizar este efecto se considera la cubierta transparente como plana (superficie abierta e inclinada), con la superficie más caliente en la parte inferior y una temperatura constante en toda la superficie igual a  $T_c$ . El fluido que se encuentra en el interior y en contacto con la cubierta es vapor a una temperatura de saturación ( $T_{sat}$ ) a la presión establecida en el interior del captador. De esta forma se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección natural entre el fluido y la cubierta ( $h_{cn,vap}$ ) a través de la siguiente ecuación [Holman, J.P., 1997, p.345-355]:

$$h_{cn,vap} = Nu_{vap} \frac{k}{L} \quad (4.6)$$

donde:

$Nu_{vap}$ : Número de Nusselt para el vapor saturado.

$k$ : conductividad del vapor a la temperatura media  $T = (T_c + T_{sat})/2$ .

$L$ : largo de la sección de la cubierta (0,25 m)

siendo,

$$Nu_{vap} = \begin{cases} 0,56(Gr_{vap}Pr_{vap})^{1/4} & \text{con } Gr_{vap}Pr_{vap} < 10^9 \text{ (régimen laminar)} \\ 0,1(Gr_{vap}Pr_{vap})^{1/3} & \text{con } Gr_{vap}Pr_{vap} \geq 10^9 \text{ (régimen turbulento)} \end{cases} \quad (4.7)$$

donde  $Gr_{vap}$  es el número de Grashof y  $Pr_{vap}$  es el número de Prandtl. El producto de  $GrPr$  también se conoce como número de Rayleigh ( $Ra$ ). Estos dos números son adimensionales y en este caso se consideran para el vapor saturado con una temperatura media  $T = (T_c + T_{sat})/2$ . Los valores de  $Gr_{vap}$  y  $Pr_{vap}$  son [Holman, J.P., 1997, p.235 y 341]:

$$Pr_{vap} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (4.8)$$

donde  $c_p$  es el calor específico del fluido,  $\mu$  es la viscosidad dinámica y  $k$  la conductividad.

$$Gr_{vap} = \frac{g(\cos \theta) \cdot \beta \cdot \rho^2 (T_{sat} - T_c) L^3}{\mu^2} \quad (4.9)$$

donde  $\theta$  es el ángulo de inclinación respecto de la horizontal de la cubierta plana,  $g$  es aceleración de la gravedad,  $\beta$  es el coeficiente térmico de expansión volumétrica y  $\rho$  es la densidad de masa.

**- Radiación sobre cubierta transparente desde placa inferior:** se considera que la placa inferior y la cubierta transparente son planas y paralelas entre sí. Las temperaturas de ambas superficies son uniformes: la placa inferior está a la misma temperatura que el fluido (vapor saturado) que se encuentra en el interior

( $T_{sat}$ ), mientras que la temperatura de la cubierta es  $T_c$ . Con tales hipótesis se tiene:

$$P_{rad,p} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_c} - 1\right)} \cdot \sigma \cdot (T_{sat}^4 - T_c^4) \cdot A \quad (4.10)$$

siendo:

$\sigma$ : constante de Stefan-Boltzman ( $=5,670 \cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$  en estudios teóricos, mientras que en estudios experimentales es igual a  $5,729 \cdot 10^{-8} \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-4}$  [Incropera, F.P. y De Witt, D.P., 1981], valor que se va a considerar para todos los cálculos).

$\varepsilon_p$ : emisividad por radiación de onda larga de la placa inferior.

$\varepsilon_c$ : emisividad por radiación de onda larga de la cubierta.

- **Radiación sobre la cubierta desde el exterior:** las consideraciones en este caso son: energía incidente sobre la cubierta es uniforme y la temperatura del cielo es la misma que la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ). Con estas hipótesis se obtiene la potencia energética que llega a la cubierta por radiación desde el exterior ( $P_{rad,ext}$ ), está relacionada con los parámetros que intervienen en el proceso del siguiente modo [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.158]:

$$P_{rad,ext} = \sigma \cdot \varepsilon_c \cdot (T_c^4 - T_{amb}^4) \cdot A \quad (4.11)$$

- **Convección forzada del aire externo, dependiendo de la velocidad del aire circundante:** considerando la cubierta plana y sometida a una velocidad de aire circundante constante ( $v_w$ ), se puede expresar el coeficiente de convección forzada debida a la velocidad con esta ecuación [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.174]:

$$h_{conv,ext} = 5,7 + 3,8 \cdot v_w \quad (4.12)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.6), (4.10), (4.11) y (4.12) en la ecuación (4.5) y simplificando, se obtiene la primera ecuación de balance energético correspondiente a la cubierta transparente, y que viene dada por la siguiente expresión:

$$\alpha_c \cdot I \cdot A_{col} + Nu_{vap} \cdot \frac{k}{L} \cdot (T_{sat} - T_c) \cdot A + \sigma \cdot \left( \frac{T_{sat}^4 - T_c^4}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \right) \cdot A = \quad (4.13)$$

$$= \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_c^4 - T_{amb}^4) \cdot A + (5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot (T_c - T_{amb}) \cdot A$$

**2ªec.) Conjunto fluido saturado (fluido termosifón) más placa inferior del captador (placa absorbente).**

Los dos miembros de la ecuación de balance energético en el conjunto fluido saturado más placa inferior del captador son los siguientes:

- flujos energéticos de entrada sobre conjunto fluido saturado + placa absorbente por: absorción de la radiación solar (se debe considerar el coeficiente de transmisión de la cubierta).
- flujos energéticos de salida desde conjunto fluido saturado + placa absorbente por: radiación de la placa absorbente, convección natural del fluido saturado, condensación sobre el exterior de los tubos, conducción en el aislante y convección hacia el exterior por la parte inferior. En este caso se despreció la radiación por la parte inferior debido a la existencia del aislante, y la transferencia de calor entre el fluido saturado que llena el interior captador y la placa absorbente (ambos tienen la misma temperatura).

La ecuación del balance energético para este caso es:

$$\tau_c \cdot \alpha_p \cdot I \cdot (A_p - A_{t,proy}) = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_p} - 1} \cdot \sigma \cdot (T_{sat}^4 - T_c^4) \cdot (A_p - A_{t,proy}) + h_{cn,vap} (T_{sat} - T_c) \cdot A_{col} +$$

$$+ h_{cond} \cdot (T_{sat} - T_t) \cdot A_{t,ext} + \left( \frac{T_{sat} - T_{amb}}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais} \cdot A_p} + \frac{1}{h_{conv,ext} \cdot A_p}} \right)$$

(4.14)

donde:

$\tau_c$ : coeficiente de transmisión de la cubierta.

$\alpha_p$ : coeficiente de absorción de la placa.

$A_p$ : área de placa proyectada.

$A_{t,proy}$ : área de los tubos proyectada, definida como:

$$A_{t,proy} = d_t \cdot n_t \cdot L, \text{ donde } d_t \text{ es el diámetro del tubo, } n_t \text{ número de tubos y } L \text{ es la longitud del tubo.}$$

$A_{t,ext}$ : área externa de los tubos.

$T_t$ : temperatura externa de los tubos.

$h_{cond}$ : coeficiente de transferencia de calor por condensación.

$esp_{ais}$ : espesor del aislante.

$k_{ais}$ : conductividad térmica del aislante.

Las correlaciones utilizadas para los coeficientes de transferencia en la ecuación (4.14), y que no aparecen en la ecuación (4.5), se explican a continuación. Siempre se ha considerado que la placa absorbente es plana.

- **Condensación sobre la parte externa de los tubos debido al fluido saturado:** considerando los tubos en posición horizontal y condensación laminar, el coeficiente de transferencia de calor por condensación es [Holman, J.P., 1997, p.521]:

$$h_{cond} = 0,725 \left[ \frac{\rho \cdot (\rho - \rho_{vap}) \cdot g \cdot h_{vap} \cdot k_f^3}{\mu_f \cdot d_t \cdot (T_{sat} - T_t)} \right]^{1/4} \quad (4.15)$$

donde:

$\rho$ : densidad del agua.

$\rho_{vap}$ : densidad del vapor.

$\mu_f$ : viscosidad dinámica del fluido – agua líquida saturada -.

$h_{vap}$ : entalpía de vaporización.

$k_f$ : conductividad térmica del fluido – agua líquida saturada -.

$d_t$ : diámetro del tubo.

Sustituyendo las ecuaciones (4.6), (4.10), (4.12) y (4.15) en (4.14), el balance energético para el conjunto del fluido saturado + placa inferior del captador, queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \tau_c \cdot \alpha_p \cdot I \cdot (A_p - A_{t,proy}) = & \sigma \cdot \left( \frac{T_{sat}^4 - T_c^4}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_p} - 1} \right) \cdot (A_p - A_{t,proy}) + \left( Nu_{vap} \frac{k}{L} \right) \cdot (T_{sat} - T_c) \cdot A_{col} + \\ & + 0,725 \left[ \frac{\rho \cdot (\rho - \rho_v) \cdot g \cdot h_{vap} \cdot k_f^3}{\mu_f \cdot d_t \cdot (T_{sat} - T_t)} \right]^{1/4} \cdot (T_{sat} - T_t) \cdot A_{t,ext} + \frac{(T_{sat} - T_{amb})}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais} \cdot A_p} + \frac{1}{(5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot A_p}} \end{aligned} \quad (4.16)$$

### 3ªec.) Tubos.

Los miembros que aparecen en la ecuación de balance energético en los tubos se explican a continuación:

- flujos energéticos de entrada sobre los tubos debido a: absorción de la radiación solar y condensación del fluido saturado en las paredes de los tubos.
- flujos energéticos de salida desde los tubos debido a: radiación hacia la cubierta transparente, convección forzada en el interior de los tubos y conducción hacia el interior.

La ecuación de balance energético para los tubos por donde circula el fluido de trabajo (agua) es:

$$\tau_c \cdot \alpha_t \cdot I \cdot A_{t,proy} + h_{cond} \cdot (T_{sat} - T_t) \cdot A_{t,ext} = P_{rad,t} + \left( \frac{\Delta T_{m,t}}{\frac{esp_t}{k_t \cdot A_{t,ext}} + \frac{I}{h_{conv,int} \cdot A_{t,int}}} \right) \quad (4.17)$$

donde:

$\alpha_t$ : coeficiente de absorción de los tubos (es igual a  $\alpha_p$ ).

$A_{t,int}$ : área interna de los tubos.

$esp_t$ : espesor del tubo.

$k_t$ : conductividad térmica de los tubos.

$\epsilon_t$  es la emisividad por radiación de onda larga del tubo ( $=\epsilon_p$ ).

$h_{conv,int}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de los tubos.

$P_{rad,t}$ : potencia radiante sobre la cubierta procedente de los tubos.

$\Delta T_{m,t}$ : variación media de la temperatura del tubo respecto de la temperatura media del fluido (agua) que pasa por el interior de los tubos y definida como:

$$\Delta T_{m,t} = \frac{(T_t - T_e) - (T_t - T_s)}{\ln \left( \frac{T_t - T_e}{T_t - T_s} \right)} \quad (4.18)$$

donde  $T_e$  y  $T_s$  son las temperaturas de entrada y salida del agua en el captador.

- **Radiación sobre cubierta desde los tubos:** se considera que el área de la cubierta es mucho mayor que el área proyectada de los tubos y que la emisividad de las paredes de los tubos y la placa inferior absorbente, es la misma. Estas hipótesis justifican la forma de la potencia radiante sobre la cubierta procedente de los tubos,  $P_{rad,t}$ , correspondiente al primer término del segundo miembro de la ecuación (4.17):

$$P_{rad,t} = \sigma \cdot \varepsilon_t \cdot (T_t^4 - T_c^4) \cdot A_{t,proj} \quad (4.19)$$

- **Convección forzada debido al flujo dentro de los tubos:** dentro de los tubos se debe considerar la posibilidad de flujo turbulento así como laminar debido al caudal de agua que pasa por su interior. El coeficiente de transferencia de calor debido a la convección producida entre el agua y el tubo se expresa del siguiente modo:

$$h_{conv,int} = Nu_{ag} \frac{k_{ag}}{d_{t,int}} \quad (4.20)$$

donde:

$Nu_{ag}$ : Número de Nusselt para el agua.

$k_{ag}$ : conductividad del agua a la temperatura de entrada.

$d_{t,int}$ : diámetro interno del tubo ( $d_{t,int}=d_t \cdot 2 \cdot \text{esp}_t$ ).

siendo [Holman J.P., 1997, p.261-264],

$$Nu_{ag} = \begin{cases} 4 & \text{cuando } Re < 2300 \text{ (régimen laminar)} \\ 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} & \text{cuando } Re > 2300 \text{ (régimen turbulento)} \end{cases} \quad (4.21)$$

donde  $Re$  es el número de Reynolds y en este caso viene definido como,

$$Re = \frac{\rho v_{ag} d_{t,int}}{\mu_{ag}} = \frac{4 \cdot m_{ag}}{\pi \cdot d_{t,int} \cdot \mu_{ag}} \quad (4.22)$$

siendo  $v_{ag}$ ,  $\mu_{ag}$  y  $m_{ag}$  la velocidad, viscosidad dinámica y caudal del agua, respectivamente.

Sustituyendo las ecuaciones (4.15), (4.19) y (4.20) en (4.17), el balance energético para los tubos queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} & \tau_c \cdot \alpha_t \cdot I \cdot A_{t,proy} + 0,725 \left[ \frac{\rho \cdot (\rho - \rho_v) \cdot g \cdot h_{vap} \cdot k_f^3}{\mu_f \cdot d_t \cdot (T_{sat} - T_t)} \right]^{1/4} \cdot (T_{sat} - T_t) \cdot A_{t,ext} = \\ & = \sigma \cdot \varepsilon_t \cdot (T_t^4 - T_c^4) \cdot A_{t,proy} + \frac{\Delta T_{m,t}}{\frac{esp_t}{k_t \cdot A_{t,ext}} + \frac{I}{\left( Nu_{ag} \frac{k_{ag}}{d_{t,int}} \right) \cdot A_{t,int}}} \end{aligned} \quad (4.23)$$

#### **4ªec.) Agua circulante – fluido de trabajo -**

La ecuación de balance energético para el fluido de trabajo - agua -, que circula dentro de los tubos es:

$$m_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) = \frac{\Delta T_{m,t}}{\frac{esp_t}{k_t \cdot A_{t,ext}} + \frac{I}{h_{conv,int} \cdot A_{t,int}}} \quad (4.24)$$

La ecuación (4.24) expresa que la energía térmica captada por el agua que circula en el interior de los tubos del captador, es igual a la energía obtenida por conducción a través de las paredes de los tubos más la energía obtenida por convección del flujo en el interior de los tubos.

El modelo del captador para la **Configuración 1** se obtiene al realizar la simulación con: las cuatro ecuaciones de balance energético (4.13), (4.16), (4.23) y (4.24), la primera igualdad del rendimiento del captador solar - ver ec. (4.4) – y el término  $X_m$  definido como:

$$X_m = \frac{\left(\frac{T_e + T_s}{2}\right) - T_{amb}}{I} \quad (4.25)$$

donde  $X_m$  representa el cociente  $\Delta T/I$ . Como se considera temperatura media el factor  $F$  viene dado por  $F'$ .

Al considerar diferentes temperaturas de entrada del captador ( $T_e$ ) e irradiancias ( $I$ ), se obtienen los distintos valores del rendimiento del captador ( $\eta_{col}$ ) y  $X_m$ , fijando  $T_{amb}$  y  $m_{ag}$ . Al correlacionar  $\eta_{col}$  frente a  $X_m$ , se obtiene una recta cuyos coeficientes determinan las características del captador: eficiencia óptica,  $F'(\tau\alpha)_n$  y factor de pérdidas térmicas, ( $F'U_L$ ).

Un estudio más completo del captador se realiza cuando se analiza cómo varía el rendimiento del captador al modificar algunos parámetros. En esta configuración los parámetros analizados fueron los siguientes:

- Número de tubos y longitudes.
- Caudal del agua circulante dentro de los tubos.
- Longitud del captador.
- Uso de material selectivo.

Los resultados del análisis realizado sobre la influencia de los parámetros anteriores se muestran en el tercer apartado de este capítulo.

## 2.3. Modelo para la configuración 2

El modelado del captador solar se establece con base en los procesos de transferencia de energía térmica en el captador. La fig.5 ilustra los principales

mecanismos considerados, que se detallan a continuación para cada uno de los elementos del sombreador:

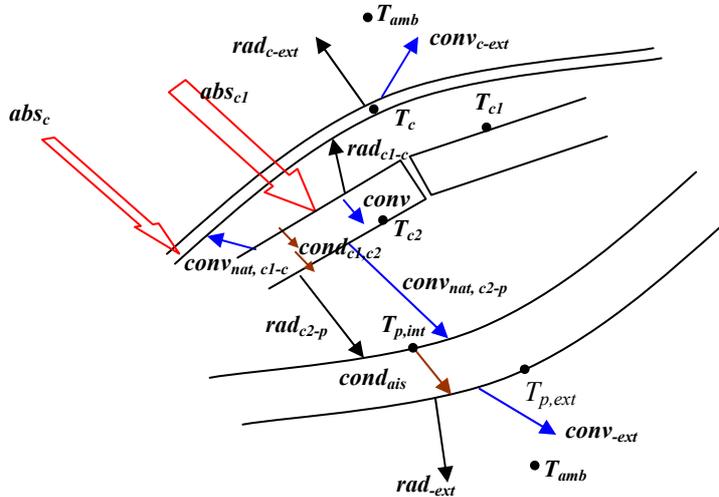


Fig.5 – Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 2**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **ais** – aislante, **p,int** – placa interior, **p,ext** – placa exterior, **c** – cubierta transparente, **c1** - superficie superior de los canales, **c2** - superficie inferior de los canales.

- **Cubierta transparente**, simbolizada con el subíndice c. Una porción de la radiación solar global incidente se absorbe en esta cubierta ( $abs_c$ ), parte se refleja al exterior por pérdidas ópticas y el resto se transmite al interior del sombreador. Por encontrarse la cubierta transparente a una temperatura  $T_c$ , más elevada que la del ambiente,  $T_{amb}$ , existe transferencia neta de calor al medio externo por radiación,  $rad_{c-ext}$ , y por convección,  $conv_{c-ext}$ . En cuanto a la energía transmitida desde la superficie superior de los canales hacia la cubierta hay que considerar la radiación neta entre ambas,  $rad_{c1-c}$ , así como la convección natural en la cámara de aire que las separa,  $conv_{nat,c1-c}$ .
- **Conductos de agua**, se diferencian las superficies superior e inferior con los subíndices c1 y c2, respectivamente. La superficie superior tiene una

temperatura  $T_{c1}$  mayor que la de su parte inferior,  $T_{c2}$ . La superficie superior de los conductos absorbe parte de la radiación solar,  $abs_{c1}$ , transmitiendo parte de la energía al interior de los canales por conducción,  $cond_{c1}$ , y otra parte a la cubierta por radiación y convección natural. Como dentro de los conductos existe flujo de agua, hay transferencia de energía por convección forzada a las respectivas paredes,  $conv$ . A través de la superficie inferior de los canales existe transferencia de calor hacia las placas inferiores del captador: por conducción,  $cond_{c2}$ , por radiación,  $rad_{c2-p}$ , y por convección natural en la cámara de aire que separa los canales de la parte inferior del captador,  $conv_{nat,c2-p}$ .

- **Placas inferiores del captador**, simbolizados con los subíndice  $p,int$  (placa interna),  $p,ext$ , (placa externa) y con temperaturas  $T_{p,int}$  y  $T_{p,ext}$ , respectivamente. La energía transmitida desde la parte inferior de los conductos, llega a la placa inferior-interna mediante radiación y convección natural del aire. Para la transmisión de energía desde la placa interna a la externa se pueden considerar dos hipótesis: existencia de aire entre las placas o existencia de material aislante. En el primer caso la energía será transmitida por convección y radiación, y en el segunda caso sería por conducción,  $cond_{ais}$ . Desde la placa externa del captador hacia el ambiente, se produce transmisión por convección forzada,  $conv_{-ext}$ , y radiación,  $rad_{-ext}$ .

El modelado para esta configuración se realiza de forma similar al modelo anterior. En esta configuración el agua circula por dos canales paralelos a la cubierta, existiendo un espacio de aire entre la cubierta y los canales. Para el estudio de transferencia de calor, el área de la cubierta de la superficie superior total de los canales y de la inferior es igual. El modelo se obtiene con seis ecuaciones de balance energético que se explican a continuación, considerándose siempre estado estacionario. Algunos de los coeficientes de transferencias son semejantes al modelo anterior, por lo que no se van a escribir de nuevo.

**1<sup>o</sup>ec.) Cubierta transparente.**

La ecuación del balance energético para este caso es:

$$\begin{aligned} \alpha_c \cdot I \cdot A_{col} + h_{cn,air} (T_{c1} - T_c) \cdot A + P_{rad,c1} = \\ = P_{rad,ext} + h_{conv,ext} (T_c - T_{amb}) \cdot A \end{aligned} \quad (4.26)$$

donde:

$A_{col}$ : área del captador proyectada.

A: área de la cubierta considerando la curvatura.

$T_c$ : temperatura de la cubierta.

$T_{c1}$ : temperatura de la parte superior de los canales de agua.

$P_{rad,c1}$ : potencia radiante neta entre la cubierta y la pared superior de los canales.

Los miembros que aparecen en la ecuación (4.26) representan :

- flujos energéticos de entrada sobre la cubierta transparente debido a: absorción de la radiación solar, convección natural del aire y radiación de la superficie superior de los canales.
- flujos energéticos de salida de la cubierta transparente debido a: radiación y convección hacia el exterior.

En la ecuación (4.26), el coeficiente de transferencia de calor por convección natural del aire es el único que no se ha expuesto anteriormente. El término  $P_{rad,c1}$  es análogo al  $P_{rad,p}$  - ver ec. (4.10) -, intercambiando la temperatura  $T_{sat}$  por la de  $T_{c1}$  y la emisividad  $\epsilon_p$  por la  $\epsilon_{c1}$ , siendo esta última la emisividad para onda larga de la superficie superior de los canales.

- **Convección natural sobre la cubierta:** para contabilizar este efecto se considera que el espacio ente la cubierta y la superficie de los canales es cerrado, con aire en su interior, inclinado y con temperaturas constantes en

ambas superficies. El coeficiente de transferencia de calor por convección natural en la cubierta debido al aire es ( $h_{cn,vap}$ ) [Holman, J.P., 1997, p.361]:

$$h_{cn,air} = Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \quad (4.27)$$

donde:

$Nu_{air}$ : Número de Nusselt para el aire.

$k_{air}$ : conductividad del aire a la temperatura media  $T = (T_c + T_{c1})/2$ .

$esp_{air}$ : espacio del aire.

siendo,

$$Nu_{air} = \begin{cases} 0,42 \cdot (Gr_{air} Pr_{air})^{1/4} \cdot Pr_{air}^{0,012} \cdot \left(\frac{L}{esp_{air}}\right)^{-0,3} & Gr_{air} Pr_{air} < 10^7 \quad (\text{rég.laminar}) \\ 0,46 (Gr_{air} Pr_{air})^{1/3} & Gr_{air} Pr_{air} \geq 10^7 \quad (\text{régimen turbulento}) \end{cases} \quad (4.28)$$

Los valores de  $Pr_{air}$  y  $Gr_{air}$ , corresponden a los números de Prandtl y Grashof, respectivamente, pero en este caso el fluido es aire. Estos dos números están dados por las mismas ecuaciones que para el vapor – ver ec. (4.8) y (4.9) –, pero en este caso, en lugar de  $T_{sat}$  se tiene  $T_{c1}$ , y la temperatura media del aire es  $T = (T_c + T_{c1})/2$ .

Sustituyendo las ecuaciones de los coeficientes de transferencia de calor en la ecuación (4.26), la primera ecuación de balance energético para la **configuración 2** es:

$$\begin{aligned} & \alpha_g \cdot I \cdot A_{col} + Nu_{air} \cdot \frac{k_{air}}{esp_{air}} \cdot (T_{c1} - T_c) \cdot A + \sigma \cdot \left( \frac{T_{c1}^4 - T_c^4}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_{c1}} - 1} \right) \cdot A = \\ & = \varepsilon_c \cdot \sigma \cdot (T_c^4 - T_{amb}^4) \cdot A + (5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot (T_c - T_{amb}) \cdot A \end{aligned} \quad (4.29)$$

## 2ª ec.) Superficie superior de los canales.

La ecuación del balance energético para la superficie superior de los canales es:

$$\tau_c \cdot \alpha_{c1} \cdot I \cdot A_{col} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_c} + \frac{1}{\varepsilon_{c1}} - 1} \cdot \sigma \cdot (T_{c1}^4 - T_c^4) \cdot A + h_{cn,air} (T_{c1} - T_c) \cdot A + \left( \frac{\Delta T_{m,c1} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c1}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) \quad (4.30)$$

donde:

$\alpha_{c1}$ : coeficiente de absorción de la superficie superior de los canales.

$A_{ag}$ : área total de los canales de agua, y que es igual a  $A_{col}$ .

$esp_{c1}$ : espesor de la superficie superior de los canales.

$k_c$ : conductividad térmica de la superficie de los canales, se considera la misma conductividad para ambas superficies.

$h_{conv,ag}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección.

$\Delta T_{m,c1}$ : variación media de la temperatura de la superficie superior de los canales respecto de la temperatura media del agua que pasa por el interior, definida como:

$$\Delta T_{m,c1} = \frac{(T_{c1} - T_e) - (T_{c1} - T_s)}{\ln \left( \frac{T_{c1} - T_e}{T_{c1} - T_s} \right)} \quad (4.31)$$

Los términos que aparecen en la ecuación (4.30) corresponden a:

- flujos energéticos de entrada sobre la pared superior de los canales debido a: absorción de la radiación solar.
- flujos energéticos de salida desde la pared superior de los canales debido a: radiación absorbida por la cubierta, convección natural del aire, conducción en la pared superior y convección forzada debido al flujo dentro de los canales.

- **Convección forzada debido al flujo dentro de los canales:** se consideran que los canales tienen una sección transversal rectangular y paralela a la cubierta del captador. Debido al caudal de agua que pasa por el interior de los canales, se debe considerar la posibilidad de flujo turbulento así como laminar. El coeficiente de transferencia de calor debido a la convección producida entre el agua y las paredes de los canales se expresa así:

$$h_{conv,ag} = Nu_{ag} \frac{k_{ag}}{d_{ag}} \quad (4.32)$$

donde:

$Nu_{ag}$ : Número de Nusselt para el agua (=  $Nu_f$ , ver ec. (4.21)).

$k_{ag}$ : conductividad del agua a la temperatura de entrada (=  $k_f$ ).

$d_{ag}$ : diámetro hidráulico del canal por donde circula el agua, definido como:

$$d_{ag} = \frac{4 \cdot A_c}{P_c} = 2 \frac{L \cdot esp_{ag}}{L + esp_{ag}} \quad (4.33)$$

siendo,

$A_c$ : área de la sección de cada canal ( $A_c = L \cdot esp_{ag}$ )

$P_c$ : perímetro de los canales ( $P_c = 2 \cdot L + 2 \cdot esp_{ag}$ )

$esp_{ag}$ : altura de la sección de los canales.

$L$ : ancho total de la sección de los canales = largo de la cubierta (0,25 m)

En este caso, dentro de la definición de  $Nu_{ag}$  (4.21), el número  $Re$  viene dado por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho v_{ag} d_{ag}}{\mu_{ag}} = \frac{m_{ag} \cdot d_{ag}}{esp_{ag} \cdot L \cdot \mu_{ag}} \quad (4.34)$$

siendo  $v_{ag}$ ,  $\mu_{ag}$  y  $m_{ag}$  la velocidad, viscosidad dinámica y caudal del agua, respectivamente.

Sustituyendo los coeficientes en la ec. (4.30), la segunda ecuación para el balance energético de la **configuración 2** es:

$$\tau_c \cdot \alpha_{c1} \cdot I \cdot A_{col} = \sigma \cdot \left( \frac{T_{c1}^4 - T_c^4}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{1}{\epsilon_{c1}} - 1} \right) \cdot A + Nu_{air} \cdot \frac{k_{air}}{esp_{air}} \cdot (T_{c1} - T_c) \cdot A + \left( \frac{\Delta T_{m,c1} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c1}}{k_c} + \frac{d_{ag}}{Nu_{ag} \cdot k_{ag}}} \right) \quad (4.35)$$

### 3ªec.) Agua circulante en los canales

La ecuación de balance energético para el agua que circula por el interior de los canales es:

$$m_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) = \left( \frac{\Delta T_{m,c1} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c1}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) - \left( \frac{-\Delta T_{m,c2} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c2}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) \quad (4.36)$$

donde:

$\epsilon_{c2}$ : emisividad de la superficie inferior de los canales.

$\Delta T_{m,c2}$ : variación de la temperatura de la superficie inferior de los canales respecto la temperatura media del agua que pasa por el interior, definida como:

$$\Delta T_{m,c2} = T_{c2} - T_{m,ag} = T_{c2} - (T_{c1} - \Delta T_{m,c1}) \quad (4.37)$$

$T_{m,ag}$ : temperatura media del agua en el interior de los canales.

$T_{c2}$ : temperatura de la superficie inferior de los canales.

La ecuación (4.36) expresa que la energía térmica captada por el agua que circula en el interior de los canales del captador, es igual a la energía obtenida por conducción a través de la parte superior e inferior de los canales más la energía obtenida por convección forzada del agua al estar en contacto con ambas superficies.

#### 4ª ec.) Superficie inferior de los canales.

La ecuación de balance energético en la superficie inferior de los canales comprende los dos miembros siguientes:

- flujos energéticos de entrada sobre la superficie inferior de los canales: conducción a través de la superficie y convección forzada debido al flujo de agua dentro de los canales.
- flujos energéticos de salida desde la superficie inferior de los canales debido a: convección natural del aire que se encuentra entre los canales y la superficie inferior del captador y radiación entre estas dos superficies.

El balance energético se establece en la ecuación (4.38) :

$$\left( \frac{-\Delta T_{m,c2} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c2}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) = h_{cn,c2-p} \cdot (T_{c2} - T_{p,int}) \cdot A + P_{rad,c2-p} \quad (4.38)$$

donde:

$T_{p,int}$ : temperatura de la placa inferior e interior del captador que está en contacto con el espacio de aire y el aislante.

$h_{cn,c2-p}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección natural del aire que se encuentra debajo de los canales.

$P_{rad,c2-p}$ : es la potencia radiante neta entre la superficie inferior de los canales y la placa inferior del captador.

El término  $P_{rad,c2-p}$  es análogo a  $P_{rad,c1}$ , descrito anteriormente, pero ahora se consideran las temperaturas  $T_{c2}$  y  $T_{p,inf}$ , y las emisividades de la superficie inferior de los canales y las placas inferiores del captador ( $\epsilon_{c2}$ ), que son iguales.

**- Convección natural entre la superficie inferior de los canales y la placa inferior del captador:** para contabilizar este efecto se considera que la superficie inferior de los canales y la placa inferior del captador son planas, inclinadas, paralelas y con la misma área, con aire en el espacio que separa ambas. El coeficiente de transferencia de calor por convección natural en cada una de las superficies es el mismo, por lo que el coeficiente total entre las dos superficies será igual a la mitad del coeficiente debido a cada superficie:

$$h_{cn,c2-p} = \frac{1}{2} \left( Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \right) \quad (4.39)$$

siendo [Holman, J.P., 1997, p.357],

$$Nu_{air} = \begin{cases} 0,56 \cdot \left[ Gr_{air} Pr_{air} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \right]^{1/4} & Gr_{air} Pr_{air} \cos(\pi/2-\theta) < 10^{11} \text{ (reg.lam.)} \\ 0,17 \cdot \left[ Gr_{air} Pr_{air} \cdot \cos^2\left(\frac{\pi}{2} - \theta\right) \right]^{1/4} & Gr_{air} Pr_{air} \cos(\pi/2-\theta) \geq 10^{11} \text{ (reg.turb.)} \end{cases} \quad (4.40)$$

Los valores de  $Pr_{air}$  y  $Gr_{air}$ , se obtienen con las mismas expresiones dadas en las ecs. (4.8) y (4.9), pero en este caso sería aire, con temperatura media  $T = (T_{c2} + T_m)/2$ , donde  $T_m$  es la temperatura media entre la superficie inferior de los

canales ( $T_{c2}$ ) y la superficie inferior del captador ( $T_{p,inf}$ ). En  $Gr_{air}$  la variación de temperatura sería ( $T_{c2}-T_m$ ).

Sustituyendo los coeficientes en la ecuación (4.38), la cuarta ecuación de balance energético para la **configuración 2** queda de la siguiente forma:

$$\left( \frac{-\Delta T_{m,c2} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c2}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) = \frac{1}{2} \left( Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \right) \cdot (T_{c2} - T_{p,int}) \cdot A + \sigma \cdot \left( \frac{T_{c2}^4 - T_{p,int}^4}{\frac{1}{\varepsilon_{c2}} + \frac{1}{\varepsilon_{c2}} - 1} \right) \cdot A \quad (4.41)$$

**5ªec.) Placa inferior interna del captador, - entre el espacio de aire y el aislante -**

Para establecer el balance energético sobre la placa inferior interna del captador (con temperatura  $T_{p,int}$  - ver Fig.5 -), se van a considerar dos hipótesis:

- 1ª) que entre esta placa y la externa del captador ( $T_{p,ext}$ ) existe material aislante,
- 2ª) que entre esas mismas dos placas existe una cámara de aire.

Con estas dos hipótesis se puede estudiar el efecto de colocar aislamiento o no en la parte inferior del captador para esta configuración.

En la ecuación de balance energético considerando la 1ª y 2ª hipótesis, (4.42), se ha simplificado el área de las superficies en todos los miembros de la ecuación por considerarse iguales:

$$h_{cn,c2-p} \cdot (T_{c2} - T_{p,int}) \cdot A + P_{rad,c2-p} = \begin{cases} \frac{(T_{p,int} - T_{p,ext})}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais}}} \cdot A & \text{(con aislante)} \\ P_{rad,p-pext} + h_{cn,p-pext} \cdot (T_{p,int} - T_{p,ext}) \cdot A & \text{(con aire)} \end{cases} \quad (4.42)$$

donde:

$T_{p,ext}$ : temperatura de la placa inferior externa del captador que está en contacto con el aislante y el exterior.

$P_{rad,p-pext}$ : potencia radiante neta entre la superficie inferior interna y la superficie inferior externa del captador cuando no hay aislamiento.

$h_{cn,p-pext}$ : coeficiente de transferencia de calor por convección natural del aire que se encuentra entre las superficies inferiores del captador cuando no hay aislamiento.

Los miembros que aparecen en la ecuación (4.42) se dividen en:

- flujos energéticos de entrada sobre la superficie inferior interna del captador, iguales en ambos casos, por: convección natural del aire entre la placa inferior de los canales y la superficie inferior del captador y radiación entre estas dos superficies, y
- flujos energéticos de salida desde la superficie inferior interna del captador debido a: conducción a través del aislante, o radiación y convección natural en la cámara de aire.

Los términos  $P_{rad,p-pext}$  y  $h_{cn,p-pext}$  son análogos a otros coeficientes que ya se expusieron en este capítulo – ver ecs. (4.10) y (4.27)-.

Sustituyendo los coeficientes de transferencia en la ecuación (4.42), la quinta ecuación de balance energético para la **configuración 2** queda de la siguiente forma:

$$\frac{I}{2} \left( Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \right) \cdot (T_{c2} - T_{p,int}) + \sigma \cdot \left( \frac{T_{c2}^4 - T_{p,int}^4}{\frac{1}{\epsilon_{c2}} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1} \right) =$$

$$= \left\{ \begin{array}{l} \frac{(T_{p,int} - T_{p,ext})}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais}}} \quad \text{(con aislante)} \\ \sigma \cdot \left( \frac{T_{p,int}^4 - T_{p,ext}^4}{\frac{1}{\epsilon_{c2}} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1} \right) + \frac{I}{2} \left( Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \right) \cdot (T_{p,int} - T_{p,ext}) \quad \text{(con aire)} \end{array} \right. \quad (4.43)$$

**6ªec.) Placa inferior externa del captador, - entre el aislante y el exterior -**

En la ecuación del balance energético para este caso, también se deben considerar las dos hipótesis anteriores:

$$\left. \begin{array}{l} \text{(con aislante)} \quad \frac{(T_{p,int} - T_{p,ext})}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais}}} \\ \text{(con aire)} \quad \begin{array}{l} P_{rad,p-pect} + \\ + h_{cn,p-pect} \cdot (T_{p,int} - T_{p,ext}) \end{array} \end{array} \right\} = h_{conv,ext} \cdot (T_{p,ext} - T_{amb}) + P_{rad,ext} \quad (4.44)$$

Los miembros que aparecen en la ecuación (4.44) se dividen en:

- flujos energéticos de entrada sobre la superficie inferior externa del captador: conducción a través del aislante, o radiación y convección natural de la cámara de aire.

- flujos energéticos de salida desde la superficie inferior externa del captador debido a: convección forzada debido al aire circundante y radiación hacia el exterior.

Sustituyendo los coeficientes, la sexta ecuación de balance energético para la **configuración 2** queda de la siguiente forma:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{(T_{p,int} - T_{p,ext})}{\frac{esp_{ais}}{k_{ais}}} \quad \text{(con aislante)} \\ & \sigma \cdot \left( \frac{T_{p,int}^4 - T_{p,ext}^4}{\frac{1}{\epsilon_{c2}} + \frac{1}{\epsilon_{c2}} - 1} \right) + \frac{1}{2} \left( Nu_{air} \frac{k_{air}}{esp_{air}} \right) \cdot (T_{p,int} - T_{p,ext}) \quad \text{(con aire)} \end{aligned} \right\} =$$

$$= (5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot (T_{p,ext} - T_{amb}) + \sigma \cdot \epsilon_{c2} \cdot (T_{p,ext}^4 - T_{amb}^4) \quad (4.45)$$

El modelo del captador para la **configuración 2** se obtiene al realizar la simulación con: las seis ecuaciones de balance energético (4.29), (4.35), (4.36), (4.41), (4.43) y (4.45), la primera igualdad del rendimiento del captador solar - ver ec. (4.4) - y el término  $X_m$  definida en (4.25). Se opera de forma similar que para la **configuración 1**, obteniéndose el coeficiente de eficiencia óptica,  $F'(\tau\alpha)_n$ , y factor de pérdidas térmicas,  $(F'U_L)$ .

Para realizar el estudio más completo del captador, los parámetros analizados en esta configuración fueron los siguientes:

- Caudal del agua circulante dentro de los canales.
- Longitud del captador.

- Uso del aislamiento térmico.
- Uso de aletas.

Los resultados del análisis realizado sobre la influencia de los parámetros anteriores se muestran en el tercer apartado de este capítulo.

## 2.4. Modelo para la configuración 3

Tal y como se ha realizado en las configuraciones anteriores, el modelado del captador solar se establece con base en los procesos de transferencia de energía térmica en el captador. En la figura 6 se detallan las transferencias de calor y las temperaturas para cada uno de los elementos que forman esta configuración.

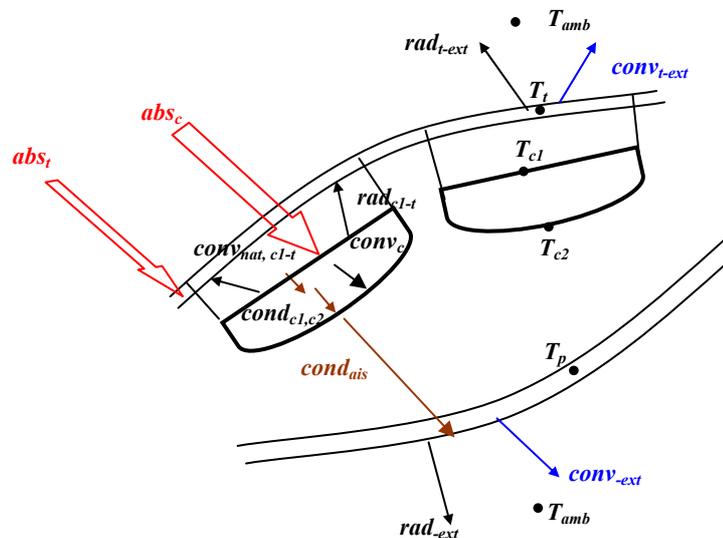


Fig.6 – Procesos de transferencia de calor en el captador solar para la **Configuración 3**: **abs** – radiación solar absorbida, **cond** – conducción, **conv** – convección, **rad** – radiación (onda larga), **amb** – ambiente, **ais** – aislante, **c** – canal, **c1** - superficie superior de los canales, **c2** - superficie inferior de los canales, **ext** – exterior, **f** – fluido, **nat** – natural, **p** – placa inferior, **t** – cubierta transparente.

A continuación se explican cada uno de los elementos del captador, detallando las transferencias de calor y las temperaturas para cada elemento:

- **Cubierta transparente**, simbolizada con el subíndice t. Esta cubierta transparente es plástica y ocupa sólo una parte de toda la cubierta superior del captador (un 40% de toda el área de la cubierta), teniendo prácticamente la misma dimensión que los canales de agua. El resto de la cubierta también es plástica pero de otro material, considerándose ambas a la misma temperatura  $T_t$ . Una porción de la radiación solar global incidente se absorbe en esta cubierta ( $abs_t$ ), parte se refleja al exterior por pérdidas ópticas y el resto se transmite al interior del sombreador. Por encontrarse la cubierta transparente a una temperatura  $T_t$  más elevada que la del ambiente,  $T_{amb}$ , existe transferencia de calor al medio por radiación y por convección,  $rad_{t-ext}$  y  $conv_{t-ext}$ , respectivamente. En cuanto a la energía transmitida desde la superficie superior de los canales hacia la cubierta hay que considerar la radiación neta entre ambas,  $rad_{c1-t}$ , así como la convección natural en la cámara de aire que las separa,  $conv_{nat,c1-t}$ .
- **Conductos de agua**, simbolizados con el subíndice c. La temperatura de su parte superior  $T_{c1}$  es mayor que la de su parte inferior,  $T_{c2}$ . Hay que considerar la radiación solar absorbida por los conductos  $abs_c$  y la convección dentro de ellos,  $conv_c$ . En las superficies superior e inferior de los canales se considera transferencia de calor por conducción,  $cond_{c1}$  y  $cond_{c2}$ , respectivamente. La energía transmitida desde los conductos a la placa inferior del captador es también por conducción,  $cond_{ais}$ , por encontrarse sólo material aislante en este espacio.
- **Placa inferior del captador**, simbolizado con el subíndice p y se encuentra a una temperatura  $T_p$ . Parte de la energía que llega a la cara interna de esta placa, se transmite hacia el exterior por radiación,  $rad_{-ext}$ , y por convección desde la cara externa,  $conv_{-ext}$ . La energía térmica que recibe la placa inferior se debe a la conducción a través del aislamiento térmico,  $cond_{ais}$ , proveniente de la parte inferior de los conductos de agua.

El modelado para esta configuración se realiza de forma similar al modelo anterior. El agua circula por dos canales paralelos a la cubierta, existiendo un espacio de aire entre la cubierta y los canales. Una de las diferencias respecto al modelo anterior es que, en este caso, ese espacio no está en contacto directo con los canales, sino que los separa una superficie plástica. Por esa razón, en la transmisividad de la radiación solar a los canales de agua se considera cubierta plástica doble. Por tanto, si  $\tau_t = 0,9$  es el coeficiente de transmisión cuando existe sólo una cubierta plástica, ahora  $\tau_t=0,9^2=0,81$ , lo que nos indica una menor transmisividad al interior del captador.

Otra diferencia importante es que, en esta configuración, la cubierta transparente no ocupa toda la cubierta superior del captador, aunque el área de la cubierta transparente y de la superficie de los canales si es prácticamente el mismo.

El modelo se obtiene con cinco ecuaciones de balance energético que se explican a continuación, considerándose siempre estado estacionario. Estas ecuaciones son semejantes a las de la **configuración 2**, por lo que no es necesario explicarlas tan detalladamente. Se sigue considerando superficies planas para el estudio de la convección natural.

### 1ª ec.) Cubierta transparente

La ecuación de balance energético para la cubierta transparente es semejante a la misma ecuación para la **configuración 2**, ver (4.29), cambiando solamente las áreas. De esta forma, para la **configuración 3**, la primera ecuación de balance energético resulta:

$$\alpha_t \cdot I \cdot A_{col} + Nu_{air} \cdot \frac{k_{air}}{esp_{air}} \cdot (T_{cl} - T_t) \cdot A_{trans} + \sigma \cdot \left( \frac{T_{cl}^4 - T_t^4}{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1}{\varepsilon_{cl}} - 1} \right) \cdot A_{trans} = \quad (4.46)$$

$$= \varepsilon_t \cdot \sigma \cdot (T_t^4 - T_{amb}^4) \cdot A_{trans} + (5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot (T_t - T_{amb}) \cdot A_{trans}$$

donde:

$A_{col}$ : área de la cubierta del captador proyectada.

$A_{trans}$ : área de la cubierta transparente proyectada.

$\varepsilon_t$ : emisividad por radiación de onda larga de la cubierta transparente.

En esta configuración, además del plástico transparente tipo polímero que forma parte de la cubierta del captador, existen unos selladores de goma que ajustan esta parte transparente al resto de la estructura del sombreador, ver Fig.3. Como estas gomas son aislantes, se desprecia la transferencia de calor para la parte no transparente de la cubierta. Por otro lado, debido a que parte transparente es prácticamente plana, en los cálculos se va a considerar sólo el área proyectada.

### 2ªec.) Pared superior de los canales

Tal y como ocurre en la primera ecuación, en el balance energético de la parte superior de los canales se tienen condiciones semejantes a la **configuración 2**. Así, procediendo de la misma forma que en la ec. (4.35), se obtiene la segunda ecuación de balance para la **configuración 3**:

$$\tau_t \cdot \alpha_{cl} \cdot I \cdot A_{col} = \sigma \cdot \left( \frac{T_{cl}^4 - T_t^4}{\frac{1}{\varepsilon_t} + \frac{1}{\varepsilon_{cl}} - 1} \right) \cdot A_{trans} +$$

$$+ Nu_{air} \cdot \frac{k_{air}}{esp_{air}} \cdot (T_{cl} - T_t) \cdot A_{trans} + \left( \frac{\Delta T_{m,cl} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{cl}}{k_c} + \frac{d_{ag}}{Nu_{ag} \cdot k_{ag}}} \right) \quad (4.47)$$

Hay que considerar que en esta configuración el área proyectada de la superficie de los canales de agua,  $A_{ag}$ , es aproximadamente igual al área proyectada de la cubierta transparente,  $A_{trans}$ . Además, tal y como se explicó anteriormente, en la trasmisividad,  $\tau_t$ , se está considerando dos superficies plásticas ( $\tau_t=0,9^2$ ).

**3ªec.) Agua circulante dentro de los canales**

La ecuación de balance para el agua circulante dentro de los canales es la misma que para la **configuración 2**, ver ec. (4.36), al mantenerse las mismas condiciones de partida. Por lo que la tercera ecuación de balance energético para la **configuración 3** es:

$$m_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) = \left( \frac{\Delta T_{m,c1} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c1}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) - \left( \frac{-\Delta T_{m,c2} \cdot A_{ag}}{\frac{esp_{c2}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) \quad (4.48)$$

**4ªec.) Superficie inferior de los canales**

La diferencia que hay en este caso respecto a la configuración anterior es que debajo de la superficie inferior de los canales no existe espacio de aire, sólo hay material aislante. Por lo tanto, en la ecuación (4.41) en lugar de convección natural y radiación a la cámara de aire, se debe considerar sólo conducción. De esta forma, simplificando el área de la superficie de los canales a ambos lados, la cuarta ecuación de balance para la **configuración 3** es:

$$\left( \frac{-\Delta T_{m,c2}}{\frac{esp_{c2}}{k_c} + \frac{1}{h_{conv,ag}}} \right) = \frac{k_{ais}}{esp_{ais}} \cdot (T_{c2} - T_p) \quad (4.49)$$

**5ªec.) Placa inferior del captador**

La ecuación de balance para la placa inferior del captador que se compone de los siguientes términos

- flujos energéticos de entrada: conducción a través del material aislante desde la parte inferior de los canales, y
- flujos energéticos de salida: radiación y convección forzada debido al aire circundante hacia el exterior por la parte inferior del captador.

, expresados de modo conveniente en la siguiente ecuación:

$$h_{cond,ais} \cdot (T_{c2} - T_p) \cdot A_{ag} = \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{amb}^4) \cdot A_p + h_{conv,ext} \cdot (T_p - T_{amb}) \cdot A_p \quad (4.50)$$

donde se ha considerado que el área de los canales es igual al área de cubierta transparente y que no existe conducción en la placa inferior del captador, y siendo

$A_p$ : área de la placa inferior del captador.

$T_p$ : temperatura de la placa inferior del captador.

$\varepsilon_p$  : emisividad de la placa inferior del captador.

Sustituyendo los coeficientes de transferencia en la ec. (4.50), la quinta ecuación de balance de energía para la **configuración 3** queda de la siguiente forma:

$$\begin{aligned} \frac{k_{ais}}{esp_{ais}} \cdot (T_{c2} - T_p) \cdot A_{ag} = \\ = (5,7 + 3,8 \cdot v_w) \cdot (T_p - T_{amb}) \cdot A_p + \varepsilon_p \cdot \sigma \cdot (T_p^4 - T_{amb}^4) \cdot A_p \end{aligned} \quad (4.51)$$

tomándose el espesor del aislante debajo de los canales,  $esp_{ais}$ , con un valor medio.

El modelo del captador para la **configuración 3** se obtiene al realizar la simulación con las cinco ecuaciones de balance energético (4.46), (4.47), (4.48), (4.49) y (4.51), la primera igualdad del rendimiento del captador solar - ver ec. (4.4) – y el término  $X_m$  definida en (4.25). Se opera de forma similar que para la

**configuración 1 y 2**, obteniéndose el coeficiente de eficiencia óptica,  $F'(\tau\alpha)_n$ , y factor de pérdidas térmicas,  $(F'U_L)$ .

Para realizar el estudio más completo del captador se analizó cómo afectaban diferentes parámetros al rendimiento del captador:

- Caudal del agua circulante dentro de los canales.
- Longitud de la superficie transparente del captador.

Los resultados obtenidos se muestran en el tercer apartado de este capítulo. Por último, se hace una comparación de las curvas de rendimiento de todas las configuraciones fijando los diferentes parámetros.

### 3. RESULTADOS DEL ANÁLISIS

En el presente apartado se analiza la influencia de los distintos parámetros que caracterizan cada modelo en el rendimiento del captador solar sombreador. Toda la simulación se realiza con el programa informático EES [Klein, S. A., y Alvarado, F. L., 1997], - ver Anexo B del capítulo 3 -.

Las condiciones climáticas y de operación ensayadas en las diferentes configuraciones, cubren unos intervalos de irradiancia solar global de 200 W/m<sup>2</sup> a 800 W/m<sup>2</sup>, temperatura de entrada del agua en el captador de 20°C a 60°C, considerándose una temperatura ambiente de 20°C y una velocidad media del aire circundante de 4,16 m/s.

#### 3.1. Configuración 1

Se analiza el efecto sobre el rendimiento del captador de los siguientes parámetros:

- Caudal másico del fluido de operación, variando el intervalo de velocidad en el interior de los tubos, entre 0,1 m/s y 1 m/s.
- Longitud de los tubos, entre 1 y 5 m.
- Número de tubos, entre 2 y 6.
- Propiedades térmicas y ópticas de los materiales.
- Espesor del aislamiento térmico.

En el estudio de este último parámetro se obtiene la curva del rendimiento del captador,  $\eta_{col}$ , en función de  $X_m$ , al variar la irradiancia y la

temperatura de entrada. Por lo tanto se pueden determinar los coeficientes de eficiencia óptica,  $F'\tau\alpha_n$ , y factor de pérdidas térmicas del captador,  $F'U_L$ , utilizando las siguientes expresiones:

$$\eta_{col} = F'\tau\alpha_n - (F'U_L) \frac{(T_m - T_{amb})}{I} \quad (4.52)$$

$$X_m = \frac{T_m - T_{amb}}{I} \quad (4.53)$$

donde la temperatura media del captador es  $T_m = \left( \frac{T_e + T_s}{2} \right)$ .

A continuación se muestran los resultados obtenidos en cada caso.

### **Caudal másico del fluido de operación**

El efecto sobre el rendimiento del captador de la variación del caudal de agua circulante en los tubos se muestra en la fig.7, expresada por unidad de área de captador. Se fija el número de tubos,  $n_t = 4$ , la longitud de cada tubo que es la misma que del captador,  $L = 3$  m y la irradiancia  $I = 800$  W/m<sup>2</sup>. El caudal de agua se varía entre 0,020 y 0,270 kg·s<sup>-1</sup>·m<sup>-2</sup> de área de captador, que corresponden a velocidades en los tubos de 0,1 m/s a 1 m/s. También fue estudiado el efecto del recubrimiento selectivo en los tubos, considerando la emisividad,  $\epsilon_t$ , igual a 0,1 cuando es selectivo, mientras que en uno no selectivo la emisividad es igual al coeficiente de absorción,  $\alpha_t$ , siendo en este caso 0,96.

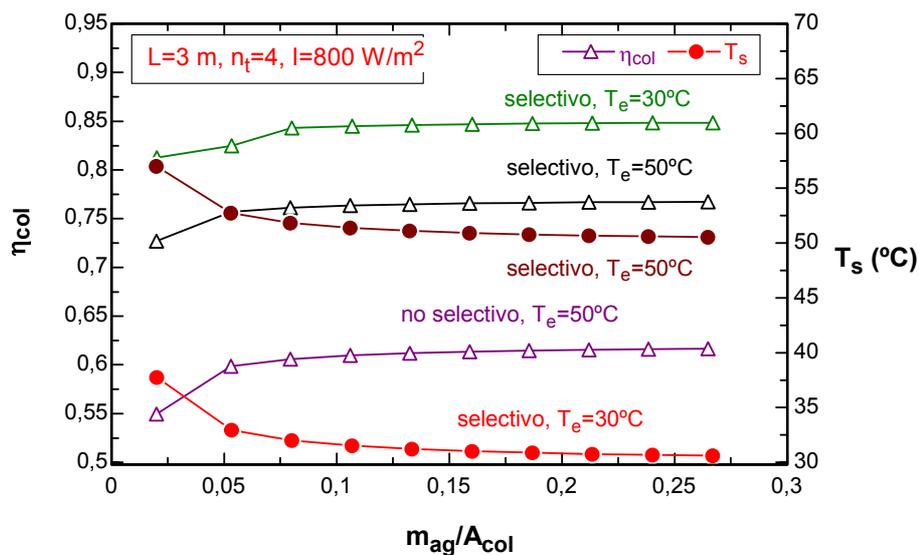


Fig. 7 – Rendimiento del captador y temperatura de salida como función del caudal de agua por área de captador ( $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada y tipos de recubrimiento .

Se observa que con el aumento del caudal de agua disminuye la temperatura de salida y se incrementa el rendimiento del captador. Inicialmente existe un rápido incremento del rendimiento, motivado por el paso del régimen laminar al turbulento – a unos  $0,040$   $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$  –, llegando a mantenerse prácticamente constante el rendimiento para valores altos de caudal de agua. Por lo tanto, no resulta interesante usar valores altos de caudal, porque además de precisar mayor potencia en el bombeo, no hay un incremento significativo en la energía captada. En esta figura 7 también se puede observar la influencia del uso de recubrimiento selectivo en el rendimiento del captador. Para las temperaturas de entrada más bajas ( $20^{\circ}C$ - $30^{\circ}C$ ), se comprobó que la influencia del recubrimiento selectivo en el rendimiento, no era tan significativo como cuando se consideran las temperaturas de entrada más altas ( $50^{\circ}C$ - $60^{\circ}C$ ), tal y como se muestra en la figura 7 para  $T_e = 50^{\circ}C$ .

En un sistema de calentamiento de agua, donde los captadores operan en circuito cerrado con los tanques de almacenamiento, es preferible que la temperatura del agua de entrada en el captador sea lo más baja posible, para así operar con un mayor rendimiento del captador solar (ver ecuación 4.4). En teoría, una relación de caudal de agua entorno a  $0,020$   $kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$  es el mejor

compromiso entre el coeficiente de transferencia de calor del captador, la energía captada por el fluido de trabajo y la potencia de bombeo [ASHRAE, 2000, p.33.5]. En la figura 7 se demostró que una mayor relación de caudal no mejora significativamente el rendimiento para esta configuración, por lo que el valor de referencia que se considera en lo sucesivo para el caudal de agua por área de colector será  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

### Longitud de los tubos

El efecto de la longitud de los tubos en el rendimiento del captador se presenta en la Fig.8. Las longitudes consideradas van desde 1 a 5 metros. Se comparan dos situaciones: a) el incremento de la longitud manteniendo constante el caudal (velocidad del agua en los tubos constante); b) el incremento de la longitud manteniendo constante la relación caudal de agua/área del captador, en este caso la velocidad del agua en los conductos se incrementaría con la longitud. Tanto en una como en otra situación, se considera un recubrimiento selectivo en las paredes de los tubos,  $\varepsilon_t = 0,1$ , se fija el número de tubos,  $n_t = 4$  y la irradiancia,  $I = 800 \text{ W/m}^2$ .

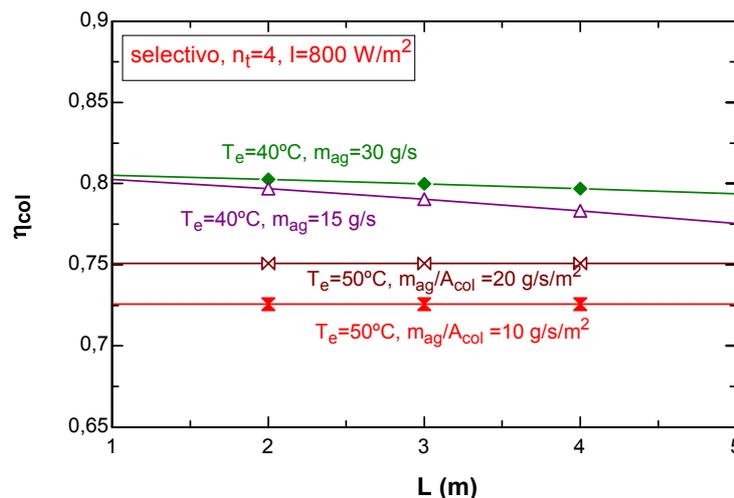


Fig. 8 – Rendimiento del captador en función de su longitud para diferentes caudales de agua y condiciones de entrada.

Los resultados de la primera situación se muestran en la parte superior de la figura con caudales de agua de 15 g/s y 30 g/s, fijando la temperatura de entrada en 40°C. Se observa que el rendimiento desciende ligeramente con el aumento de  $L$ . Los resultados de la segunda situación se muestran en la parte inferior de la gráfica, donde se mantiene constante la relación caudal de agua/área del captador, fijándolo en  $10 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , para  $T_e=50^\circ\text{C}$ . El rendimiento en este caso se mantiene constante con la variación de  $L$ . También se puede observar que el rendimiento aumenta con el incremento del caudal, pero disminuye con el incremento de  $T_e$ . En cualquiera de los casos analizados, la longitud de los tubos tiene una pequeña influencia sobre el rendimiento del captador.

### **Número de tubos**

La influencia que tiene el número de tubos por el que circula el fluido de trabajo sobre el rendimiento del captador se muestra en la figura 9. Se considera un intervalo de  $n_t$  desde 2 hasta 6 y se mantiene constante: longitud de los tubos,  $L = 4 \text{ m}$ , irradiancia,  $I = 800 \text{ W/m}^2$ , temperatura de entrada,  $T_e = 40^\circ\text{C}$ , y uso de recubrimiento selectivo,  $\varepsilon_t = 0,1$ .

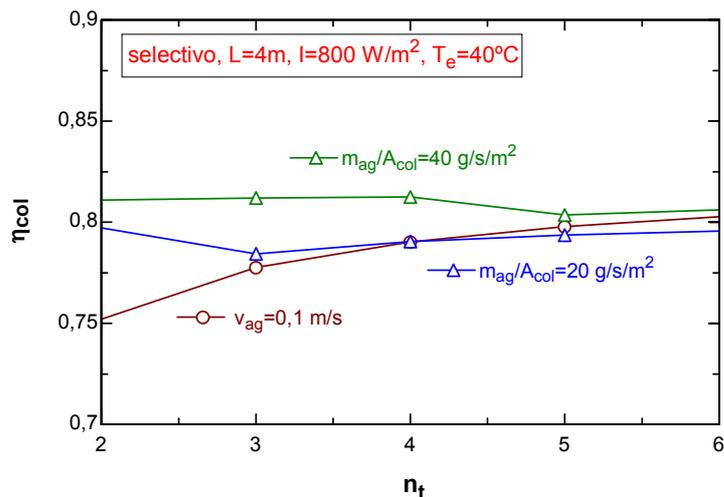


Fig. 9 - *Rendimiento del captador como función del número de tubos para distintos valores de la relación caudal/área del captador.*

Puede observarse en la figura anterior que manteniéndose constante la relación caudal/área del captador, considerando  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y  $40 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , hay pequeñas variaciones en la eficiencia del captador. Mientras que en  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , la reducción del rendimiento se observa cuando el número de tubos,  $n_t$ , pasa de 2 a 3, para  $40 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  esta reducción se obtiene cuando  $n_t$  pasa de 4 a 5. Para ambas situaciones esta variación se debe a que el flujo en el interior de los tubos pasa de turbulento a laminar, dado que para mantener constante el caudal en el captador, la velocidad del fluido decrece al aumentar el número de tubos.

Por otra parte, si se mantiene en los tubos la velocidad del fluido constante,  $v_{ag} = 0,1 \text{ m/s}$ , el rendimiento del captador aumenta con el número de tubos según se observa en la Fig. 9.

### **Propiedades térmicas y ópticas de los materiales**

Respecto al análisis de la influencia del uso de recubrimientos selectivos sobre los tubos del captador, en la Fig.10 se muestran los resultados obtenidos. En ella se representan los rendimientos obtenidos para dos relaciones de caudal/área del captador con y sin recubrimiento selectivo sobre los tubos (se siguen usando los mismo valores de emisividad expuestos anteriormente). El rendimiento se representa frente al promedio de la diferencia de temperatura entre el fluido de operación y el ambiente, dividido por la irradiancia. Teniendo en cuenta la relación lineal existente entre el rendimiento del captador y esta magnitud, ver ec.(4.4), las correspondientes rectas de ajuste ofrecen en cada caso los valores de los coeficientes  $F'U_L$  (factor de pérdidas térmicas) y  $F'\tau\alpha_n$  (eficiencia óptica).

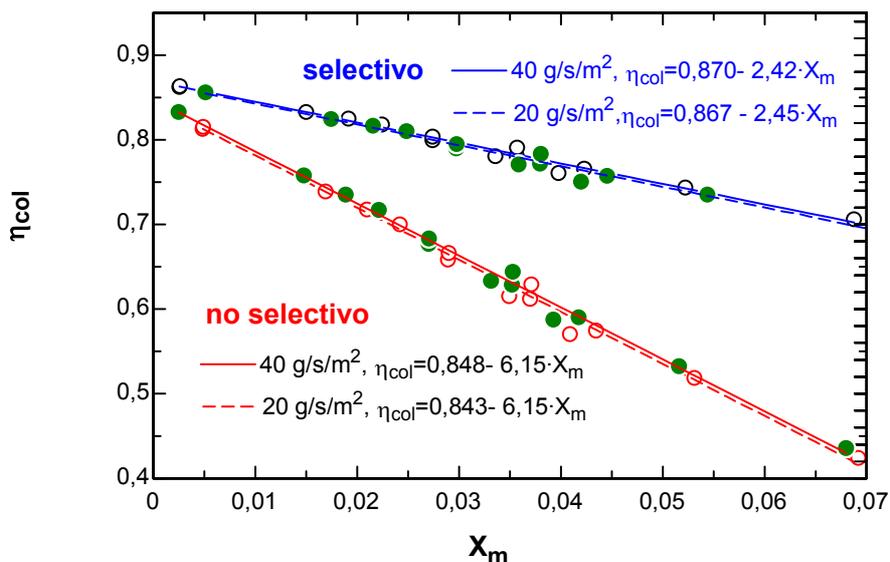


Fig. 10- Curvas de rendimiento del captador para diferentes relaciones de caudal y propiedades térmicas, con 4 tubos de 3 m ;  $X_m = ((T_e + T_s) / 2 - T_{amb}) / I$ .

Fijando el tipo de revestimiento, selectivo o no, las rectas del rendimiento del captador muestran un comportamiento similar cuando la relación caudal de agua/área de captador es  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y  $40 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ . Por lo que se deduce escasa influencia de este parámetro frente a los coeficientes del rendimiento del captador.

El uso o no de recubrimiento selectivo se hace más evidente en el factor de pérdidas térmicas del captador. Mientras que con recubrimiento selectivo el factor de pérdidas térmicas tiene un valor inferior a  $3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , cuando no es selectivo este factor aumenta hasta más de  $6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ . La eficiencia óptica es similar en ambos casos. Estos valores indican que el captador solar sombreador con la **configuración 1** tiene muy buen rendimiento cuando se compara con otros captadores solares existentes. Un captador solar plano común no selectivo, ( $\varepsilon = \alpha = 0,97$ ), tiene unos valores típicos de  $F'\tau\alpha_n = 0,7-0,8$  (según la cubierta sea de uno o dos vidrios) y  $F'U_L = 7-8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ; mientras que con recubrimiento selectivo ( $\varepsilon = 0,07$ ) el valor de  $F'U_L$  está entorno de 4 [Simon, F.F., 1976, p.458].

**Espesor del aislamiento térmico**

El efecto del aislamiento térmico del sombreador en el rendimiento del captador se muestra en la figura 11. Se ha considerado el espesor del aislamiento térmico desde 1 cm a 3 cm, y también se ha estudiado la posibilidad de no tener aislamiento. En todos los casos la velocidad del fluido en los tubos se mantiene constante,  $v_{ag} = 0,1 \text{ m/s}$ , lo que corresponde a una relación de caudal de agua/área de captador de  $30 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

Se observa que no sería aconsejable no utilizar aislamiento térmico en el captador por la gran reducción en el rendimiento que esto ocasionaría. Nótese que incluso un espesor pequeño del aislamiento térmico, como 1 cm, tiene ya un efecto apreciable en cuanto al incremento del rendimiento.

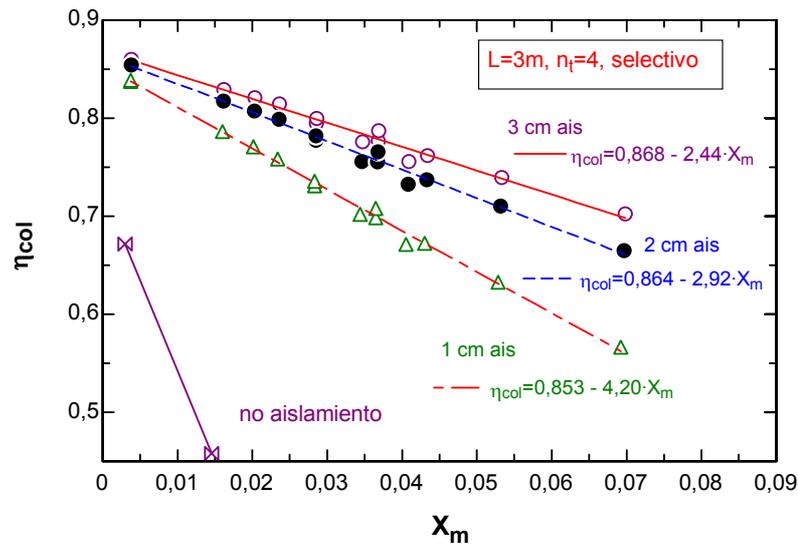


Fig.11 - Efecto del aislamiento térmico en el rendimiento de un captador sombreador con recubrimiento selectivo con 4 tubos de 3 m;  $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb})/I$ .

## 3.2. Configuración 2

Se analiza el efecto sobre el rendimiento del captador de los siguientes parámetros:

- Caudal másico del fluido de operación en los canales por unidad de área de captador variando desde  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  a  $250 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .
- Longitud de los canales, entre 1 y 5 m.
- Uso del aislamiento térmico.
- Uso de aletas.

Tal y como ocurría en la configuración anterior, en este último caso se obtiene la curva del rendimiento del captador en función de  $X_m$ , al variar la irradiancia y la temperatura de entrada. Así se determinan los coeficientes de eficiencia óptica y factor de pérdidas de calor del captador con esta configuración.

En todos los parámetros analizados se ha considerado que la parte superior de los canales tienen un recubrimiento selectivo de óxido de titanio, por lo que la emisividad es 0,10 mientras que el coeficiente de la absorción es 0,96. A continuación se muestran los resultados obtenidos en cada caso.

### **Caudal másico del fluido de operación**

La Fig.12 muestra el rendimiento del captador solar para valores del cociente el caudal másico de agua dividido por  $A_{col}$  desde  $20\cdot 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y  $250\cdot 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  de área del captador.

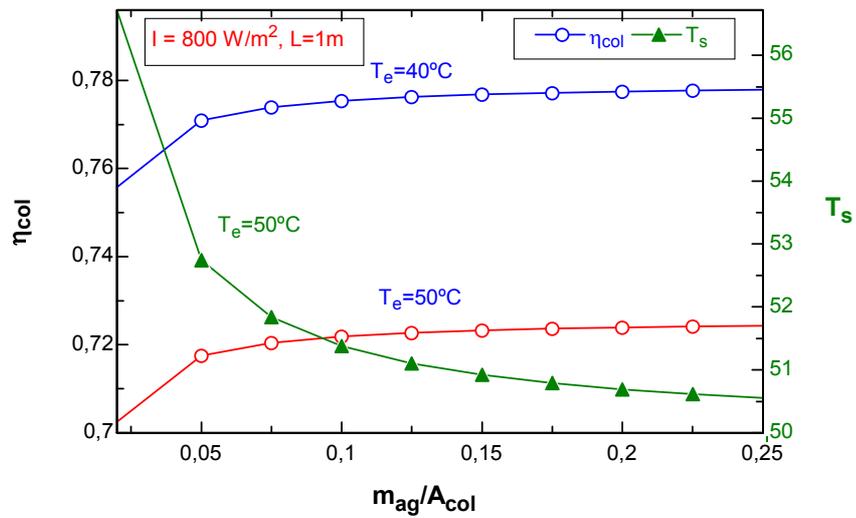


Fig. 12 – Rendimiento del captador y temperatura de salida como función de la relación caudal de agua/área del captador ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada ( $I = 800 \text{ W/m}^2$  y  $L = 1 \text{ m}$ ).

El incremento del caudal de agua circulante hace decrecer la temperatura de salida del captador, incrementándose el rendimiento del mismo. De forma similar a lo que ocurría en la **configuración 1**, ver Fig. 7, existe un rápido incremento del rendimiento, motivado por el paso del régimen laminar al turbulento, llegando a mantenerse prácticamente constante para valores altos de caudal de agua. Por la misma razón expuesta en la configuración anterior, en la práctica se considera que el mejor valor de referencia para la relación de caudal de agua/área de captador es de  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

### Longitud de los canales

El efecto de la longitud del captador en el rendimiento se presenta en la Fig.13. Las longitudes consideradas van desde 1 a 5 metros.

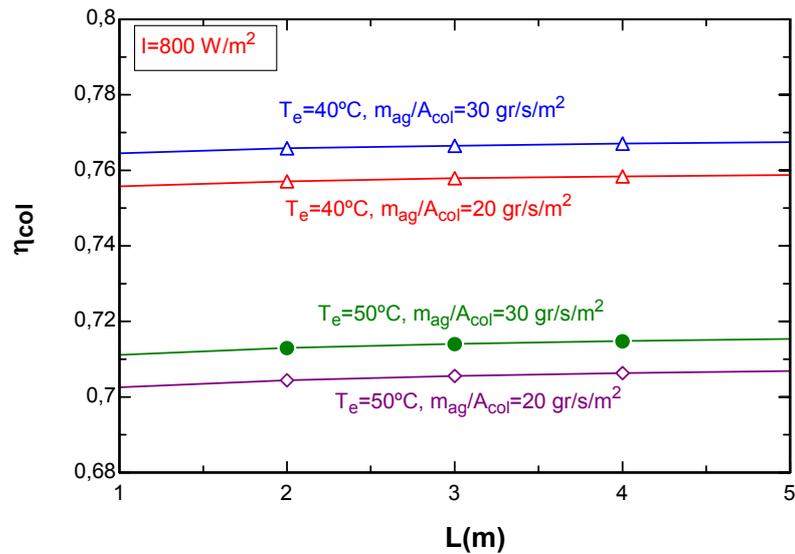


Fig. 13 – Rendimiento del captador en función de su longitud para diferentes caudales de agua y temperaturas de entrada.

Manteniendo la relación caudal de agua/área de captador en  $0,020$  y  $0,030 \text{ kg/s/m}^2$ , el rendimiento del captador permanece prácticamente constante. Esto se debe a que al aumentar  $L$  aumenta la relación del caudal, pero al mismo tiempo el incremento de  $L$  hace que las pérdidas de calor aumenten. Por lo tanto, la longitud del sombreador tiene poca influencia en el rendimiento del captador.

### Uso del aislamiento térmico

Se analiza en este apartado la influencia del aislamiento térmico en el rendimiento del captador. En la Fig.14 se muestran los resultados para una relación caudal de agua/área de captador igual a  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y para una longitud del captador de  $1 \text{ m}$ .

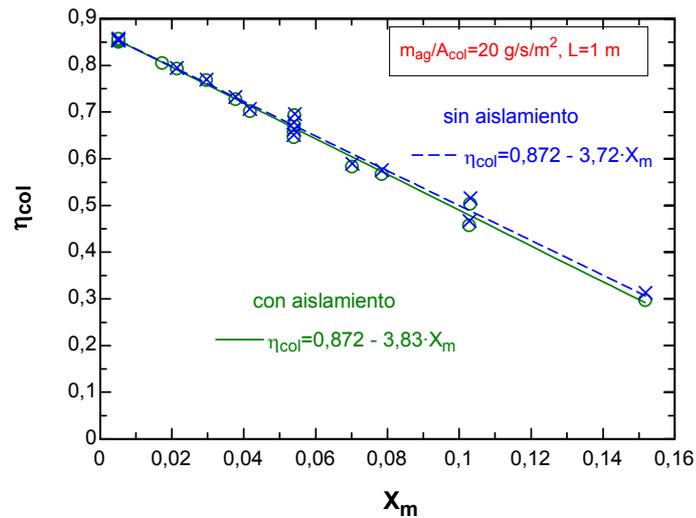


Fig. 14 – Curvas del rendimiento del captador con y sin aislamiento;  
 $X_m = ((T_e + T_s)/2 - T_{amb}) / I$

Para la configuración básica (con aislante térmico de 2 cm de espesor), la eficiencia óptica es igual a 0,87 y el factor de pérdidas térmicas es  $3,8 \text{ W/m}^2/\text{K}$ . Estos valores indican que el captador solar sombreador con esta configuración, también alcanza un muy buen rendimiento cuando se compara con otros captadores solares existentes, como por ejemplo el captador solar plano. En los captadores solares sombreadores, la eficiencia óptica es mayor debido a que el revestimiento de plástico tiene una eficiencia mejor que el vidrio común y que el coeficiente de pérdidas es bajo debido a un recubrimiento selectivo y un buen aislamiento.

Se comprueba que para caudales de agua mayor se verifica que se sigue manteniendo el buen comportamiento del rendimiento del captador.

La Fig.14 demuestra que no es importante la influencia de la capa de aislamiento térmico en la parte inferior del captador. Se debe a que aún sin esta capa de aislamiento, la cámara de aire existente entre los conductos de agua y la cara inferior de la cubierta del captador proporciona por sí mismo un aislamiento satisfactorio. Por tanto, teóricamente el usar una cámara de aire es ligeramente mejor que usar un material aislante - factor de pérdidas del captador

pasa de 3,7 a 3,8 W/m<sup>2</sup>/K -. Económicamente, el no usar material aislante en el captador, puede ser más ventajoso. No obstante, bajo condiciones reales de operación, si la cavidad de aire no está bien sellada, los movimientos e infiltraciones de aire podrían incrementar el coeficiente de pérdidas.

Detalles adicionales del análisis se muestran en la tabla 4, donde se ofrecen las temperaturas de la superficie inferior de los conductos ( $T_{c2}$ ) y de la superficie inferior-interna del captador ( $T_{p,int}$ ), y los coeficientes de transferencia de calor entre las dos superficies inferiores del captador ( $h_{cn,p-pxt}$  y  $h_{rad,p-pxt}$ , cuando no hay aislamiento, y  $h_{ais}$  cuando hay aislamiento). Se observa que el coeficiente de transferencia de calor total en la parte inferior del captador cuando se utiliza aislamiento térmico ( $h_{cn,p-pxt} + h_{rad,p-pxt}$ ) es inferior al utilizar aislamiento térmico ( $h_{ais}$ ). Estos valores corresponden a  $m_{ag}/A_{col} = 20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ,  $T_e = 40^\circ\text{C}$  y  $L = 1\text{m}$ .

Tabla 4 - *Temperaturas y coeficientes de transferencia de calor en el captador solar sombreador.*

I W/m <sup>2</sup>	$T_{c2}$		$T_{p,int}$		$h_{cn,p-pxt}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$P_{rad,p-pxt}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$h_{cn,p-pxt} + P_{rad,p-pxt}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$h_{ais}$ (W/m <sup>2</sup> /K)
	con aislamiento	sin aislamiento	con aislamiento	sin aislamiento				
800	31,15	32,94	20,83	20,71	0,928	0,3257	1,254	1,75
600	30,52	32,27	20,79	20,66	0,9171	0,3245	1,242	1,75
400	29,9	31,6	20,74	20,62	0,9057	0,3234	1,229	1,75
200	29,28	30,93	20,69	20,58	0,8937	0,3222	1,216	1,75

### Uso de aletas

Otro parámetro estudiado fue el uso de aletas dentro de los conductos de agua para mejorar la transferencia de calor, ver Fig. 15. Se han considerado 14 aletas (siete por cada canal), con una sección de 2 mm de ancho por 4 mm de alto y separadas entre sí por una distancia de 10 mm.

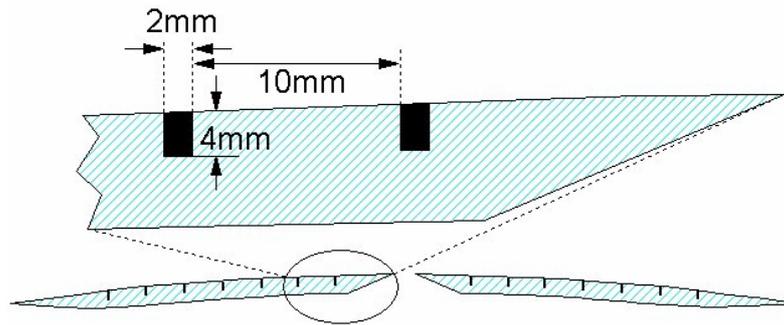


Fig.15 – Geometría de las aletas dentro de los canales de agua.

En la Fig. 16 se representa las curvas del rendimiento del captador con y sin aletas.

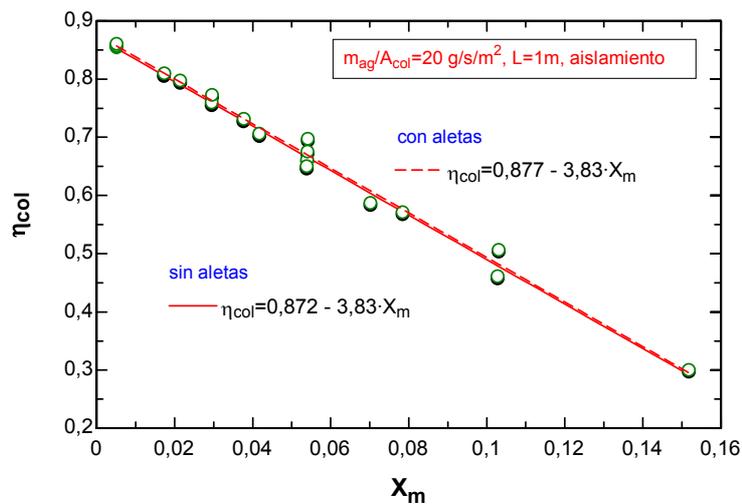


Fig. 16 – Curvas del rendimiento del captador con y sin aletas dentro de los conductos de agua;  $X_m = ((T_e + T_s) / 2 - T_{amb}) / l$ .

Para un caudal de agua de  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , el flujo de agua en los canales es laminar. Sin embargo, el coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en el interior de los canales es ya suficientemente alto,  $133 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , como para hacer despreciable el efecto de la incorporación de aletas. Además,

los resultados obtenidos en la Fig.16, muestran que existe escasa influencia en el rendimiento del captador, por lo que el incremento del coste de fabricación por incluir las aletas no se justifica.

### 3.3. Configuración 3

En esta configuración, el rendimiento del captador fue analizado según los siguientes parámetros:

- Caudal másico del fluido de operación en los canales por unidad de área de canales variando desde  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  a  $250 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .
- Longitud de la cubierta transparente, entre 10 y 25 cm.
- Variación de la irradiancia y la temperatura de entrada,  $T_e$ , para obtener la curva del rendimiento del captador en función de  $X_m$ . De esta forma se determinan los coeficientes de eficiencia óptica y factor de pérdidas de calor del captador con esta configuración. En este caso se analiza para dos tipos de recubrimientos selectivos de la superficie superior de los canales de agua.

En esta configuración, el área de captación solar se considera el área proyectada de la cubierta transparente, la cual es inferior en un 40% respecto del área total proyectada de la cubierta del captador, ver Fig.3a.

En todos los parámetros analizados se ha considerado que la parte superior de los canales tienen un recubrimiento selectivo de óxido de titanio sobre cobre ( $\epsilon = 0,10$  y  $\alpha = 0,96$ ). Sólo se analiza el uso de otro recubrimiento selectivo, cromo negro sobre cobre ( $\epsilon = 0,09$  y  $\alpha = 0,87$ ), en la curva del rendimiento frente a  $X_m$ .

**Caudal másico del fluido de operación**

Tal y como en las otras configuraciones, se obtiene el rendimiento del captador y la temperatura de salida en función de la relación del caudal másico de agua por unidad de área de los canales del captador ( $A_{ag}$ ), ver la siguiente figura. El área de referencia usada para calcular el rendimiento es el área total del captador ( $A_{col}$ ).

El comportamiento es similar al de las otras configuraciones. El incremento del caudal hace decrecer la temperatura de salida aumentando ligeramente el rendimiento del captador hasta mantenerse prácticamente constante para valores altos del caudal. La diferencia que existe entre esta configuración y las **configuraciones 1 y 2**, es que en este caso los valores que alcanza el rendimiento son inferiores. Esto se debe a que el área de captación en esta configuración es inferior un 40% respecto de las otras configuraciones.

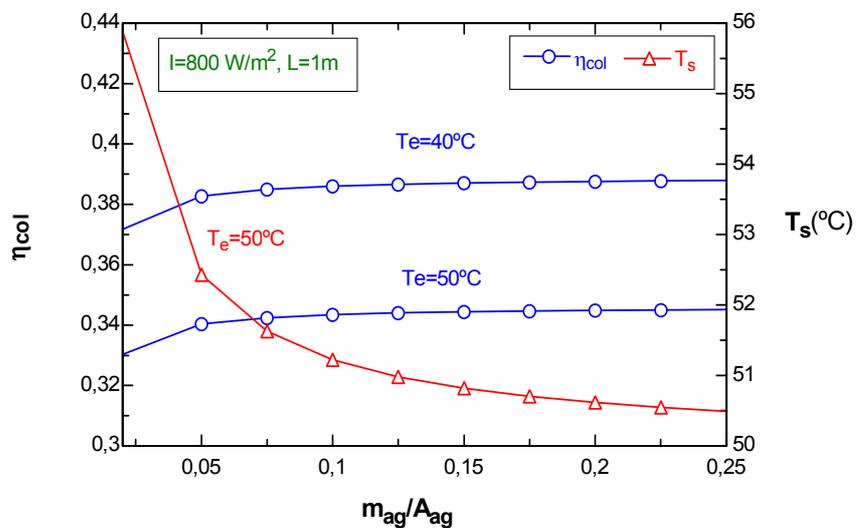


Fig.17 – Rendimiento del captador y temperatura de salida como función de la relación caudal de agua/área de los canales ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ ), para diferentes temperaturas de entrada ( $I = 800 \text{ W/m}^2$  y  $L = 1 \text{ m}$ ).

### Longitud de la cubierta transparente

El efecto que tiene la longitud de la cubierta transparente en el rendimiento del captador se analiza en la Fig. 18, para longitudes ( $L_{trans}$ ) entre 0,1 m y 0,25 m.

Para esta configuración, el largo de la sección de la cubierta transparente es de 0,150 m (cada canal tiene una longitud de 0,075 m), mientras que el largo total de la sección de la cubierta del captador de 0,25 m. Tal y como se ve en esta figura, el aumentar el largo de la cubierta transparente desde 0,15 m hasta los 0,25 m, hace que el rendimiento del captador aumente linealmente un 69%. Por tanto, aumentar el ancho de los canales de agua, lo que implicaría un aumento en la longitud de la cubierta transparente, tiene una gran influencia en el rendimiento del captador.

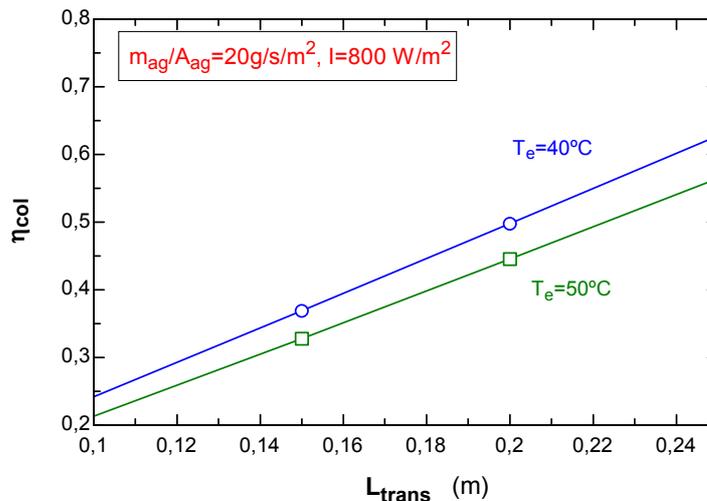


Fig.18 – Rendimiento del captador en función de la longitud de la cubierta transparente ( $L_{trans}$ ) para diferentes temperaturas de entrada.

### Curva del rendimiento del captador

Fijando el valor de la relación caudal de agua/área de los canales en  $20 \text{ g}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  y variando la temperatura de entrada e irradiancia solar, se obtiene el

rendimiento del captador en función de  $X_m$ , tal y como se muestra en la siguiente figura.

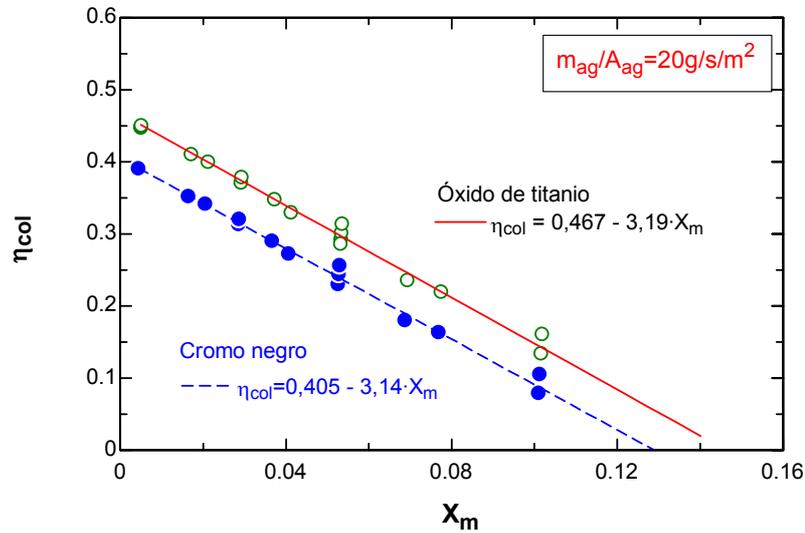


Fig. 19 – Curva del rendimiento del captador para diferentes recubrimientos selectivos;  $X_m = ((T_e + T_s) / 2 - T_{amb}) / I$

En esta figura está contemplado el uso de recubrimientos selectivos sobre la superficie de cobre de los canales: óxido de titanio ( $\epsilon = 0,10$  y  $\alpha = 0,96$ ) y cromo negro ( $\epsilon = 0,09$  y  $\alpha = 0,87$ ). Para los dos casos, el coeficiente de eficiencia óptica,  $F'\tau\alpha_n$ , es superior a 0,4, mientras que el factor de pérdidas térmicas,  $F'U_L$ , es inferior a 3,20. Cuando se comparan estos valores con los de un captador plano selectivo,  $F'\tau\alpha_n=0,81$  y  $F'U_L=4-5$ , o incluso con los valores obtenidos en la **configuración 2** cuando existía aislamiento térmico,  $F'\tau\alpha_n=0,87$  y  $F'U_L=3,83$ , se ve que para esta **configuración 3** aunque el factor de pérdidas térmicas sea mejor, debido a un buen aislamiento, la eficiencia óptica es inferior comparada con los otros dos casos. Esto se debe a que la superficie transparente de la parte superior del captador sólo ocupa una parte de la cubierta del captador, lo que implica una menor captación de energía solar.

Por otra parte, en la Fig.19 se puede ver que para el óxido de titanio la eficiencia óptica ( $F'\tau\alpha_n=0,47$ ) es superior que para el cromo negro ( $F'\tau\alpha_n=0,41$ ). Esto se debe a que el óxido de titanio tiene un coeficiente de absorción mejor.

Se comprueba que para mayores caudales de agua se verifica que se sigue manteniendo el mismo comportamiento del rendimiento del captador.

### **3.4. Comparación de las tres configuraciones**

La comparación de las tres configuraciones se hace con las curvas del rendimiento del captador para cada uno de los modelos. En la Fig.20, están representadas estas curvas para las tres configuraciones con los respectivos parámetros que caracterizan cada una de ellas. Estos parámetros se encuentran en las tablas 1, 2 y 3, expuestas en el primer apartado de este capítulo. Los valores de los parámetros anteriores son los seleccionados en el análisis expuesto en los apartados 3.1 al 3.3.

Para los tres casos se fija la longitud de los conductos igual a 1 m, se considera los intervalos de irradiancia solar global ( $I$ ) de 200 a 800  $W/m^2$ , la temperatura de entrada del agua en el captador ( $T_e$ ) de 20°C a 60°C, la temperatura de ambiente de 20°C, una velocidad media del aire circundante de 4,16 m/s y la relación de caudal de agua/área de captación igual a 20  $g \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$ , siendo el área de captación igual al área de los canales para la configuración 3, mientras que para las otras dos configuraciones es el área del colector. En total se realiza la simulación con 19 pares de valores de  $T_e$  e  $I$ . El uso de recubrimiento selectivo con óxido de titanio también está contemplado en los tres casos ( $\epsilon = 0,10$  y  $\alpha = 0,96$ ), así como la cubierta transparente de plástico. El resto de los parámetros variables se fijan para cada configuración:

- **Configuración 1:**  $n_t = 4$  y  $esp_{ais} = 2$  cm.
- **Configuración 2:** uso de aislamiento térmico.
- **Configuración 3:**  $L_{trans} = 15$  cm.

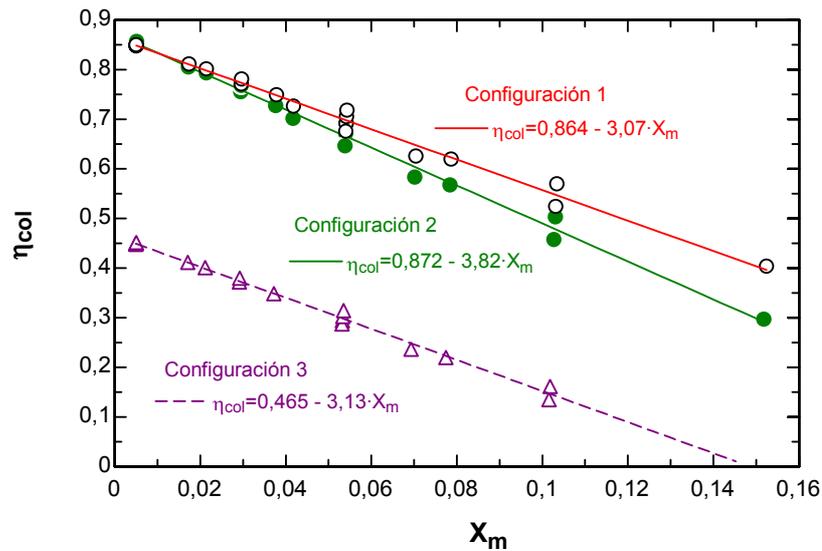


Fig. 20 – Curvas del rendimiento del captador para las diferentes configuraciones;  $X_m = ((T_e + T_s) / 2 - T_{amb}) / I$ .

En esta figura se pueden comparar las curvas del rendimiento del captador sombreador para las tres configuraciones propuestas en este capítulo. Tal y como se puede ver, la **configuración 1** presenta el mejor rendimiento con un factor de pérdidas térmicas inferior a las otras configuraciones,  $F'U_L = 3,07 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , y con una eficiencia óptica similar a la **configuración 2**,  $F'\tau\alpha_n = 0,86$ , pero bastante superior a la **configuración 3**,  $F'\tau\alpha_n = 0,47$ . La reducción de la eficiencia óptica de la **configuración 3** respecto de las otras dos configuraciones está entorno del 47%. Esto se debe a que la **configuración 1** y la **configuración 2**, tienen la misma área de captación solar (área de la cubierta transparente es igual para las dos y es la misma que área que el captador), mientras que la **configuración 3** tiene un 40% menos de área transparente respecto a las otras dos configuraciones.

El factor de pérdidas térmicas en los tres casos es similar porque todas las configuraciones tienen un buen aislamiento térmico en la parte inferior del captador.

Un captador solar plano común sin recubrimiento selectivo, ( $\epsilon = \alpha = 0,97$ ), tiene unos valores experimentales típicos de  $F'\tau\alpha_n = 0,7-0,8$  (según la cobertura

sea de uno o dos vidrios) y  $F'U_L = 7-8 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ; mientras que con recubrimiento selectivo ( $\varepsilon = 0,07$ ) el valor de  $F'U_L$  está entorno de 4, [Simon, F.F., 1976, p.458]. Si se comparan estos valores con los obtenidos por las diferentes configuraciones, se concluye que el captador solar sombreador con la **configuración 1 y 2** tiene muy buen rendimiento comparado con los captadores solares planos existentes. El que  $F'U_L$  sea mayor para estas configuraciones, se debe a que la placa absorbente tiene recubrimiento selectivo más eficaz que las usadas normalmente ( $\varepsilon = 0,1$  comparado con  $\varepsilon = 0,07$ ).

Hay que tener en cuenta, que los valores obtenidos de la curva del rendimiento del captador para las diferentes configuraciones, son valores teóricos. Los valores de la eficiencia del captador y las pérdidas térmicas obtenidos en un desarrollo experimental pueden variar respecto de los teóricos. Esta discusión se plantea en el próximo capítulo (capítulo 5).

## 4. CONCLUSIONES

En este capítulo se han desarrollado tres modelos para el captador solar sombreador denominándose respectivamente **configuración 1, 2 y 3**. El objetivo fue analizar la influencia de los parámetros geométricos y de operación para cada uno de ellas. Las conclusiones obtenidas fueron las siguientes:

- La longitud del captador sombreador para las tres configuraciones, así como el número de tubos por los que circula en fluido de operación para la primera configuración, tienen escasa influencia en el rendimiento cuando se considera una relación constante entre el caudal másico y el área del captador.
- Las propiedades térmicas y ópticas de los materiales así como el aislamiento térmico de la parte inferior del captador, tienen una importante influencia en el rendimiento del captador. El recubrimiento selectivo sobre la superficie de los tubos o canales y el uso de aislamiento térmico son altamente recomendables.
- El área de la cubierta transparente en la parte superior del captador tiene una gran influencia en el rendimiento. Los valores más altos del rendimiento se obtuvieron para cubierta de un material plástico tipo PMMA y lógicamente, cuando esta cubierta ocupa toda la parte superior del captador.
- Cuando se comparan los parámetros que definen la curva de rendimiento del captador solar para las tres configuraciones, fijando la relación caudal en  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , utilizando recubrimiento selectivo y aislamiento térmico, se obtienen los siguientes resultados: a) valores de  $F'U_L$  inferiores a  $4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  (factor de pérdidas térmicas) para los tres casos y b) valor de  $F'\tau\alpha_n$  (eficiencia óptica) superior a 0,8 para las **configuraciones 1 y 2**, mientras que para la **configuración 3** está entorno a 0,5.
- Los valores teóricos de los parámetros que definen el rendimiento del captador para la **configuración 1 y 2**, son buenos comparados con los de

captadores solares planos existentes en el mercado con recubrimiento selectivo ( $F'\tau\alpha_n = 0,7-0.8$  y  $F'U_L \approx 4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ).

- La **configuración 1** no tiene gran interés práctico porque, además de tener un rendimiento similar al de la **configuración 2**, en la práctica es difícil asegurar un funcionamiento perfecto como termosifón, ya que sería complicado mantener las condiciones ideales de evaporación y condensación, así como evitar fugas que podrían surgir.
- La **configuración 2** será la más aconsejable desde el punto de vista térmico, justificándose solamente la opción por la **configuración 3** por razones constructivas y económicas.

## 5. REFERENCIAS

1. ASHRAE Handbook. **Heating, ventilating and air-conditioning systems and equipment**. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2000.
2. Duffie, J.A, y Beckman, W.A. **Solar Energy Thermal Processes**, (Second Edition), John Wiley & Sons, 1991.
3. “*Final technical report*” del proyecto europeo titulado “**Solar Louvre Building Integrated Collector**”, con nº de contrato ENK6-CT-2000-00330. Informe para la Comisión Europea, 2003.
4. Holman, J.P. **Heat Transfer**. Ed. McGraw-Hill, 8ª edición, 1997.
5. Klein, S. A., y Alvarado, F. L.. **Engineering Equation Solver. F-chart Software**, Middleton, USA, 1997.
6. UNE-EN ISO 9488, febrero 2001. Energía solar, Vocabulario (ISO 9488:1999).
7. Simon, Frederick F., **Flat-plate solar collector performance evaluation with a solar simulation as a basis for collector selection and performance prediction**. Solar Energy, 1976, vol. 18, p. 451-466.

***V. ESTUDIO EXPERIMENTAL DEL CAPTADOR  
SOLAR INTEGRADO***

# ***Índice de materias***

## **0. PRESENTACIÓN**

## **1. ESTUDIO EXPERIMENTAL**

- 1.1. Equipo experimental
- 1.2. Condiciones para el desarrollo experimental

## **2. RESULTADOS EXPERIMENTALES**

- 2.1. Rendimiento del prototipo de captador solar sombreador
- 2.2. Cálculo de error

## **3. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES CON MODELO TEÓRICO**

## **4. CONCLUSIONES**

## **5. RECOMENDACIONES**

## **6. REFERENCIAS**

## **ANEXOS**

*Anexo A – Calibración de los termopares*

*Anexo B – Coeficiente de correlación*

## Índice de figuras

Fig.1.- *Fotos del equipo experimental: a) vista de los captadores solares sombreadores integrados y b) vista de las componentes que forman el circuito por donde circula el agua.*

Fig.2.- *Esquema del equipo experimental.*

Fig.3.- *Prototipo del captador solar (Final Technical Report, Proyecto europeo 'Solar Louvre Building Integrated Collector').*

Fig.4.- *Diseño del prototipo del captador solar.*

Fig.5.- *Curva experimental del rendimiento del captador con los puntos experimentales conseguidos respecto  $X_m$ .*

Fig.6.- *Intervalos correspondientes a las épocas de invierno y verano en el rendimiento del captador.*

Fig.7.- *Puntos experimentales del rendimiento del captador con curva de ajuste y barra de error experimental ( $\Delta\eta=\pm 0,057$ ).*

Fig.8.- *Curvas experimental y teórica del rendimiento del captador solar sombreador.*

## Índice de tablas

Tabla 1.- *Parámetros para la configuración del prototipo del captador solar.*

Tabla 2.- *Rango de valores típicos recogidos experimentalmente de temperaturas, irradiancia y rendimiento del captador para invierno y verano.*

Tabla 3.- *Parámetros experimentales que determinan el rendimiento del captador con los correspondientes errores relativos.*

## Glosario

$A_{col}$	área del captador proyectada ( $m^2$ )
$\overline{c_p}$	calor específico medio del agua ( $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ )
$F'$	eficacia del captador (adimensional)
$I$	irradiancia solar incidente global ( $W \cdot m^{-2}$ )
$l_o$	ancho del captador solar (m)
$L$	Largo del captador (m)
$\dot{m}_{ag}$	caudal másico del fluido de trabajo - agua - ( $kg \cdot s^{-1}$ )
$R$	coeficiente de correlación
$R^2$	coeficiente de determinación
$T$	temperatura ( $^{\circ}C$ ó $K$ )
$U_L$	coeficientes de pérdidas de calor del captador ( $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ )
$V$	volumen ( $m^3$ )
$x_i$	parámetro
$X_m$	variación de la temperatura media del captador con la temperatura ambiente respecto de la irradiancia ( $K \cdot m^2 \cdot W^{-1}$ )

### Símbolos griegos

$\sigma$	desviación cuadrática media
$\Delta\eta$	error experimental del rendimiento
$\eta_{col}$	rendimiento del captador (adimensional)
$(\tau\alpha)_n$	producto transmitancia-absortancia efectivo normal (adimensional)

### Subíndices

a	ambiente
d	depósito
e	entrada
exp	experimental
s	salida
teor	teórico

## 0. PRESENTACIÓN

En los capítulos anteriores se ha dado la descripción completa del sistema captador-sombreador integrado, se han analizado diferentes configuraciones del captador y descrito los modelos para cada configuración. En este capítulo se realiza el estudio completo de la campaña experimental, desarrollada para el captador solar integrado en un sistema sombreador con aplicaciones de calentamiento de agua. La configuración escogida para este estudio experimental fue la configuración 3 cuyo modelo fue descrito en el capítulo anterior. El escoger esta configuración y no otra de las expuestas en el anterior capítulo con curvas de rendimiento más favorable, se debe a que esta configuración poseía menos problemas en la construcción debido a sus características geométricas, lo que ayudaría a su posible introducción en el mercado como captador solar sombreador.

Dentro del estudio experimental se va a explicar detalladamente los elementos que forman el equipo experimental, así como las condiciones de trabajo que se utilizaron para obtener el rendimiento del captador solar sombreador.

El objetivo principal es encontrar la curva de rendimiento del captador sombreador en el desarrollo experimental y hacer una comparación con el modelo teórico.

## 1. ESTUDIO EXPERIMENTAL

### 1.1.- Equipo experimental

El equipo experimental fue montado en la Facultad de Ingeniería de Porto (Portugal), en la azotea del edificio de Mecánica y con una orientación Sur (figura 1).



a) Captadores solares sombreadores integrados



*b) Componentes que forman el circuito por donde circula el agua*

Fig. 1- *Fotos del equipo experimental: a) vista de los captadores solares sombreadores integrados y b) vista de las componentes que forman el circuito por donde circula el agua.*

El equipo experimental está constituido por los siguientes elementos básicos, formando el conjunto un circuito cerrado (fig. 2):

1. Captador solar sombreador
2. Depósito de agua
3. Vaso de expansión con manómetro
4. Bomba de circulación
5. Caudalímetro con control de caudal
6. Termómetros
7. Piranómetro
8. Sistema de adquisición de datos y ordenador personal

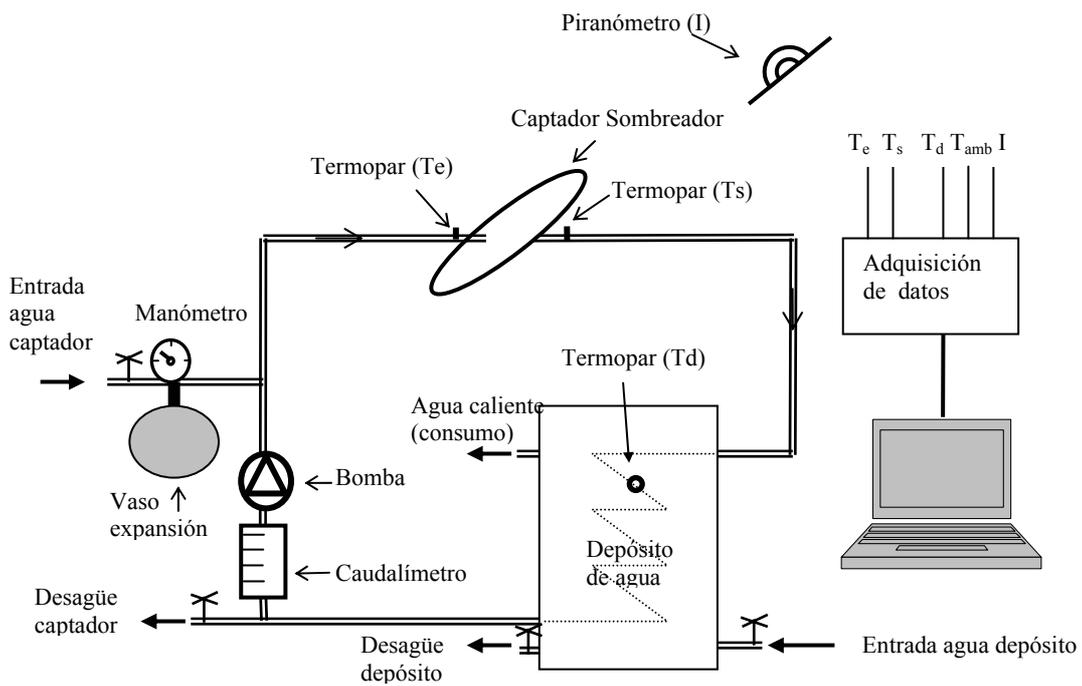


Fig. 2 – Esquema del equipo experimental.

## 1. Captador solar sombreador

El modelo para el prototipo del captador solar utilizado en el estudio experimental se desarrolló en el capítulo anterior. En la figura 3 se muestra una foto de este prototipo de captador solar integrado en un sombreador. Se aprecian los dos tubos por donde entra el agua a los canales del captador y la cubierta transparente de la parte superior.



Fig. 3- Prototipo del captador solar (*Final Technical Report, Proyecto europeo 'Solar Louvre Building Integrated Collector'*)

El sistema captador-sombreador está formado por 5 sombreadores. La unidad de captador solar tiene un largo de 2 m y la sección transversal tiene un ancho de 0,25 m y un alto de 0,04 m. La inclinación que tiene el captador solar en todo el estudio experimental es de 25° respecto la horizontal, evitándose así los efectos de sombras entre sombreadores en el período de medición.

Este prototipo de captador fue desarrollado en el proyecto '*Solar Louvre Building Integrated Collector*', financiado por la Comunidad Europea dentro del programa 'Energy, Environment and Sustainable Development FP5', que transcurrió entre 2001 y 2003 [*Final technical report, 2003*].

En el análisis experimental se vieron reflejadas algunas deficiencias de la fabricación del prototipo, entre otros cabe destacar la falta de puntos de soldadura de los canales, lo que generaban un problema de fuga de agua. Aunque este problema se solucionó, el que el aislamiento tenga una cierta humedad afecta a los resultados.

## 2. Depósito de agua

El depósito tiene una capacidad de 60 litros cuya función es la de almacenar el agua caliente que podría ser consumida. Posee dos entradas: el agua caliente que viene del captador y el agua de la red que se calienta mediante un dispositivo externo cuando se considera necesario para realizar el ensayo. Como salidas tiene el agua que ha sido calentada por el sistema solar y que podría ser consumida, y el desagüe del depósito. Exteriormente tiene una capa de aislamiento para evitar pérdidas térmicas.

## 3. Vaso de expansión con manómetro

En el circuito se necesita un vaso de expansión que está calculado para admitir, al menos, toda la dilatación del agua de la instalación. Este vaso de expansión, con 18 litros de capacidad, tiene incorporado un manómetro y una válvula de seguridad para evitar un exceso de presión en el sistema. Además posee una llave que permite la entrada de agua al sistema. Este sistema forma un circuito cerrado por donde circula el agua, admitiendo una presión máxima de 1,2 bar. Por precaución se trabajó con una presión de 1 bar.

## 4. Bomba de circulación

La bomba permite que exista una circulación continua del agua en el circuito. Está conectada a un temporizador de forma que se conecta y desconecta de forma controlada. El tiempo de funcionamiento de la bomba es generalmente desde 10:00 h a 15:00 h, período en que se recogen los datos de las temperaturas e irradiancia solar.

La bomba es de la marca Grundfos, modelo UPS 25-60 (50 Hz – 230 V), con tres posiciones de velocidad. Siempre se trabajó con la velocidad intermedia (0,3 A y 65 W).

## 5. Caudalímetro con control de caudal

Para controlar el caudal de agua que circula por el circuito, se utiliza un controlador de caudal (rotámetro) que tiene incorporado un caudalímetro. La válvula del controlador permite fijar el caudal deseado, mientras que con el medidor se puede obtener su valor de forma visual. El agua utilizada para las mediciones cumplía la relación caudal de agua/área de los canales del captador por donde pasaba el agua igual a  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

El rotámetro utilizado para fijar el caudal es de la fábrica inglesa Taconova, cuyo modelo es 23-1238. Mide caudales de (0,07-0,13 l/s) con una precisión de  $\pm 10\%$ . Para disminuir los errores instrumentales, se optó por determinar el caudal midiendo el tiempo transcurrido en recogerse un volumen de agua en una probeta con capacidad de  $2501 \pm 1 \text{ cm}^3$ , en circuito abierto.

## 6. Termopares y sensores

Los termopares (tipo T) y sensores permiten captar los valores de temperaturas e irradiancia solar, necesarios para determinar la eficiencia del captador solar. Los termopares, que fueron previamente calibrados (ver Anexo A), se colocaron en el tubo de entrada de agua al captador, en el tubo de salida de agua del captador y en el depósito de agua, registrando respectivamente en el ordenador las temperaturas  $T_e$ ,  $T_s$  y  $T_d$ . La desviación cuadrática media cometido por cada uno de estos termopares tiene estos valores:  $\sigma_e = 0,017$ ,  $\sigma_s = 0,046$  y  $\sigma_d = 0,022$ , respectivamente.

Se utilizaron dos sensores, uno para obtener la irradiancia registrada por el piranómetro (I) y otro para la temperatura ambiental ( $T_a$ ), colocándose los dos muy próximos al captador. El sensor para la  $T_a$  tiene una precisión de  $\pm 0,46 \text{ }^\circ\text{C}$ .

## 7. Piranómetro

El piranómetro está diseñado para medir la irradiancia en la superficie del plano, la cual resulta de la radiación solar directa y difusa incidente que llega sobre la cubierta de cristal hemisférica, utilizada ésta para la protección del

viento y otros agentes extraños. El piranómetro se colocó con la misma inclinación que el captador.

El piranómetro usado es de la marca Kipp & Zonen, modelo CM6B 920545, con una sensibilidad de  $11,20 \mu\text{V}/\text{W}/\text{m}^2$  y una precisión de  $\pm 4\%$ . Ha sido previamente calibrado activándose en el 22/01/2003.

## 8. Sistema de adquisición de datos y ordenador personal

En el sistema de adquisición de datos está conectado a un ordenador portátil que es donde se hace el registro de datos. Los parámetros registrados fueron la irradiancia ( $I$ ) y las temperaturas de: entrada al captador ( $T_e$ ), salida del captador ( $T_s$ ), depósito ( $T_d$ ) y ambiente ( $T_{amb}$ ). Estos registros se hacían cada minuto y se archivan en tablas de datos en el ordenador. El programa utilizado en el ordenador para registrar los datos era el HP VEE 5.0.

El sistema de adquisición de datos es de la marca Hewlett Packard, modelo 34970A, mientras que el ordenador portátil es de la marca Toshiba, modelo S310 CDS, con 2,1GB.

### **1.2.- Condiciones para el desarrollo experimental**

En este apartado se especifican las condiciones que se siguieron para determinar el rendimiento térmico de captadores solares dentro de un estudio experimental. Estas condiciones fueron las siguientes:

- los datos experimentales se recogen en los días claros en el período del mediodía (desde 10:00 hasta 15:00), para asegurar que la radiación directa sea prácticamente normal a la superficie del captador (ángulo de incidencia respecto a la normal de la superficie  $< 30^\circ$ ),
- los valores experimentales se registran cada minuto,

- la relación del caudal que pasa por el circuito cerrado del sistema con respecto al área de la superficie superior de los canales del captador es de  $0,020 \text{ kg/s/m}^2$ ,
- la presión en el circuito cerrado es 1 bar,
- la inclinación del piranómetro es la misma que la del captador solar ( $25^\circ$  respecto de la horizontal) y está situado en la misma altura, de esta forma se asegura que los datos registrados por el piranómetro corresponde con la radiación que llega a la superficie del captador.

Con estas condiciones de partida se registraron los valores de las temperaturas y de la irradiancia. Para obtener los puntos correspondientes al rendimiento del captador siempre se cumplieron estas dos condiciones:

- los valores que se registran están en la condición de régimen permanente (valores con una variación menor que 2% para cada período de tiempo estudiado), y
- en el período de tiempo considerado, 10 minutos, se promedian los valores de la temperatura de entrada y salida del captador, temperatura de ambiente e irradiancia. Cada punto del rendimiento del captador se obtenía al sustituir estos valores medios en la ecuación del rendimiento.

El prototipo de captador solar sombreador utilizado en el estudio experimental corresponde a la **configuración 3** expuesta en el capítulo 4. En la Tabla 1 se especifican los parámetros que definen el prototipo.

Tabla 1- Parámetros para la configuración del prototipo del captador solar.

PARÁMETROS	VALOR ESTABLECIDO
<b>Conductos del agua:</b> - Material empleado - Anchura de la sección del conducto - Largo de la sección de cada conducto - Propiedades radiativas del recubrimiento selectivo de la cara externa: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul>	Cobre (1 mm) 10 mm 67 mm Cromo negro 0,87 0,09
<b>Fluido de trabajo (agua):</b> - Caudal - Temperatura de entrada	$5,36 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ 20 – 60 °C
<b>Cubierta externa del colector:</b> - Propiedades radiativas de la cubierta transparente: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Coeficiente de transmisión</li> <li>• Coeficiente de absorción</li> <li>• Emisividad para radiación de onda larga</li> </ul> - Longitud total de la cubierta transparente - Espesor de la cubierta transparente - Espesor del aislamiento térmico de la cara posterior y conductividad - Superficie externa inferior	Plástico polímero (Provista) 0,9 0,088 0,84 150 mm 1,5 mm 16,5 mm $0,04 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ Aluminio (2,5 mm)
<b>Geometría externa:</b> - Largo de la sección - Alto de la sección - Longitud - Radio de curvatura	250 mm 40 mm $2 \cdot 10^3 \text{ mm}$ 492 mm
<b>Posición del colector:</b> - Ángulo de inclinación respecto la horizontal - Orientación - Latitud - Longitud (Porto, Portugal)	25° Sur 41,09°N-8,37°W

Con estos datos se obtiene que el área proyectada del captador solar,  $A_{col}$ , tiene un valor de  $0,50 \text{ m}^2$  ( $A_{col}=2 \cdot 10^3 \cdot 250= 5 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$ ), mientras que el área proyectada de la superficie superior de los canales es  $0,268 \text{ m}^2$ .

En la figura 4 se muestra el diseño correspondiente al prototipo con los materiales utilizados en su construcción, y las dimensiones de cada elemento que lo componen.

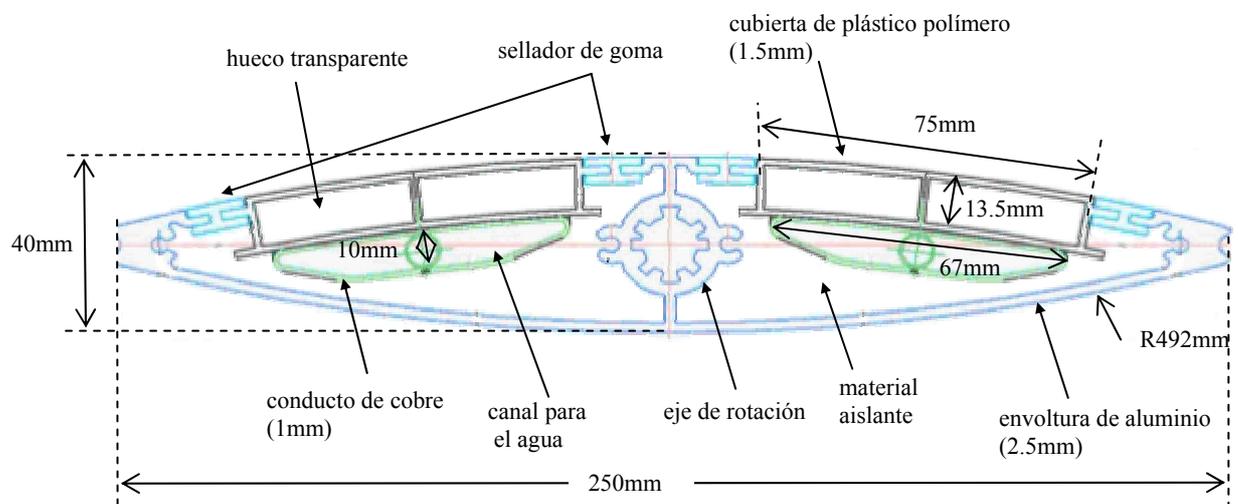


Fig. 4 - Diseño del prototipo del captador solar.

## 2. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Después de realizar todo el montaje, tal y como se explica en el apartado anterior, se registran los valores experimentales de temperaturas e irradiancia. La campaña experimental duró 6 meses (desde principios de julio del 2003 hasta finales de diciembre de 2003) y se obtuvieron 177 puntos experimentales para el rendimiento del captador, con las condiciones impuestas en el apartado 1.2.

### 2.1.- Rendimiento del prototipo de captador solar sombreador.

Las expresiones utilizadas para el rendimiento del captador fueron expuestas en el capítulo 4, detallándose a continuación con los resultados obtenidos experimentalmente.

Una de las expresiones utilizadas para el rendimiento del captador,  $\eta_{col}$ , es la siguiente:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_{ag} \overline{c_p} (T_s - T_e)}{IA_{col}} \quad (5.1)$$

donde  $\overline{c_p}$  es el calor específico medio del agua en el intervalo de temperaturas consideradas ( $4187 \text{ J}\cdot\text{Kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ),  $A_{col}$  es el área proyectada del captador y  $\dot{m}_{ag}$  es del caudal másico del fluido de trabajo (agua) que pasa por los canales del captador.

Otra de las expresiones utilizada para el rendimiento se expresa en función de los parámetros que describen cómo trabaja el captador:  $F'\tau\alpha_n$  está relacionado con la energía absorbida – *eficiencia óptica* - y  $F'U_L$  está relacionado con la energía perdida – *factor de pérdidas térmicas* -. Para el valor de la *eficacia del captador* se ha considerado  $F'$  por tener en la expresión del rendimiento del captador la temperatura media,  $T_m$ , en lugar de la temperatura de entrada. Con

estos dos parámetros, el rendimiento del captador viene dado por la siguiente expresión:

$$\eta_{col} = [F'(\tau\alpha)_n] - (F'U_L)X_m \quad (5.2)$$

donde  $X_m$  tiene la siguiente expresión:

$$X_m = \frac{\frac{(T_e + T_s)}{2} - T_{amb}}{I} \quad (5.3)$$

Al sustituir los valores recogidos de la  $T_e$ ,  $T_s$ ,  $T_{amb}$  e  $I$ , en las ecuaciones (5.1) y (5.3), y representando los puntos correspondientes del rendimiento ( $\eta_{col}$ ) frente a  $X_m$ , se pudieron obtener los parámetros  $F'\tau\alpha_n$  y  $F'U_L$ , mediante regresión lineal. De esta forma queda determinada la curva experimental del rendimiento del captador. En la figura 5 se representan los puntos obtenidos experimentalmente del rendimiento del captador frente al correspondiente  $X_m$  y el ajuste lineal.

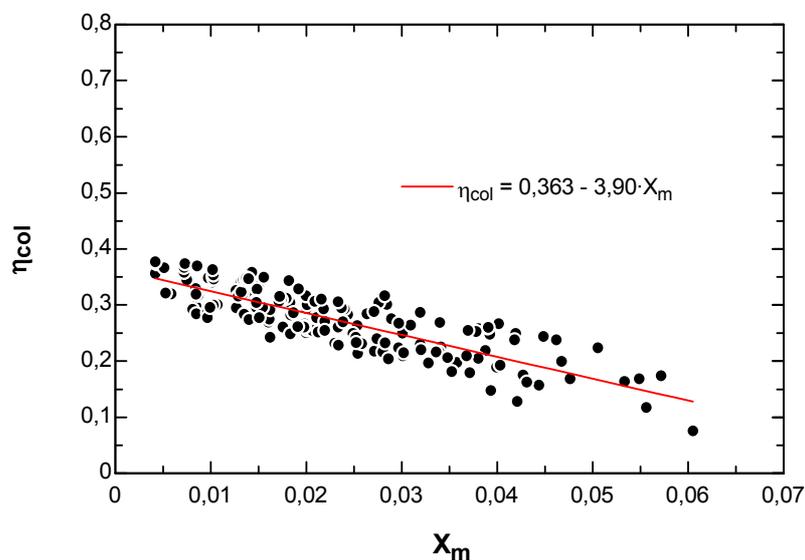


Fig. 5 – Ajuste de los datos experimentales del rendimiento del captador representados con respecto  $X_m$ .

Según se demuestra en esta figura, para el prototipo del captador solar sombreador, se obtuvo experimentalmente un valor del coeficiente de eficiencia óptica,  $F' \tau \alpha_n$ , igual a 0,363, mientras que el factor de pérdidas térmicas,  $F' U_L$ , es igual a 3,90. El coeficiente de determinación para este ajuste es  $R^2 = 0,7085$  (70,85 %) - ver Anexo B -. A este valor del coeficiente de determinación le corresponde un coeficiente de correlación, R, igual a 0,842. Por tanto, este valor del coeficiente de correlación es solamente un 16% inferior respecto a un ajuste perfecto en el que  $R=1$ . Una de las causas de esta dispersión se debe a la variabilidad del viento, la cual hace variar el coeficiente de pérdidas del captador.

En la tabla 2 se muestra el intervalo de valores típicos que se consiguieron en las temperaturas de entrada al captador ( $T_e$ ), temperatura ambiental ( $T_{amb}$ ), irradiancia (I) y rendimiento del captador ( $\eta_{col}$ ) para el invierno y el verano.

Tabla 2 – Intervalo típicos experimentales de temperaturas, irradiancia y rendimiento del captador para invierno y verano.

	I (W/m <sup>2</sup> )	T <sub>amb</sub> (°C)	T <sub>e</sub> (°C)	$\eta_{col}$
<b>Invierno</b>	200-500	10-15	20-30	0,1-0,28
<b>Verano</b>	650-850	25-35	35-45	0,25-0,38

En la figura 6 se señalan las zonas correspondientes al invierno y verano para la curva del rendimiento del captador, según los valores de la tabla 2.

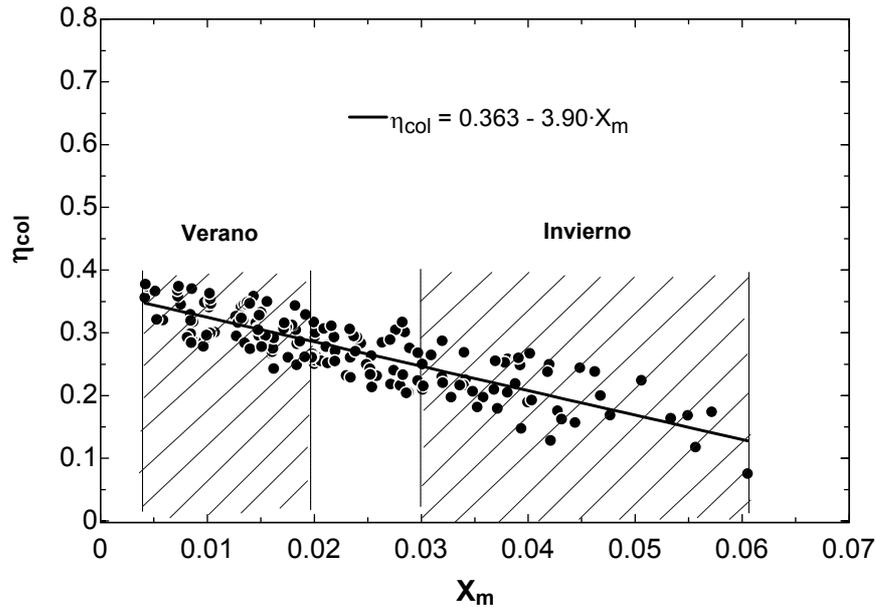


Fig. 6 – Intervalos correspondientes a las épocas de invierno y verano en los valores experimentales obtenidos para el rendimiento del captador.

### 2.2.- Cálculo de error

Para completar el estudio experimental se desarrolla el cálculo de error del rendimiento del captador. Se considera el rendimiento,  $\eta_{col}$ , en función de las variables experimentales que lo determinan - ver ec. (5.1) -, por lo que se puede expresar de la siguiente forma:

$$\eta_{col} = f(V, t, T_s, T_e, I, L, l_o) \tag{5.4}$$

donde

- V: volumen de la probeta utilizada en la obtención del caudal
- t: tiempo registrado por el cronómetro para la obtención del caudal
- L: largo del captador solar
- $l_o$ : ancho del captador solar

El uso de estas variables se debe a que el rendimiento del captador,  $\eta_{col}$ , está en función el área del captador proyectada ( $A_{col}=L \cdot l_o$ ) y del caudal que pasa por los canales del captador,  $\dot{m}_{ag}$ , ver ec. (5.1).

Para obtener el error experimental del rendimiento ( $\Delta\eta$ ), se realiza el estudio del error estadístico y de la propagación de errores instrumentales.

El error estadístico,  $\sigma_{rend}$ , se obtiene con la ecuación de la desviación cuadrática media, – ver Anexo B –, de los valores del rendimiento del captador solar obtenidos experimentalmente. Al calcular se obtiene  $\sigma_{rend}=0,057$ .

El error instrumental para el cálculo del rendimiento, se obtiene de la propagación de errores instrumentales de cada una de las medidas implicadas en la obtención del rendimiento (ec.5.4). El error relativo del rendimiento es la suma de los errores relativos de todos los factores que aparecen en el numerador y en el denominador de la ec 5.1. En la tabla 3 se exponen estos factores con el correspondiente error relativo.

Tabla 3 – *Parámetros experimentales que determinan el rendimiento del captador con los correspondientes errores relativos.*

Parámetros, ( $x_i$ )	Error relativo, $\left(\frac{\Delta x_i}{x_i}\right)$
V (l)	0,008
t (s)	$3,3 \cdot 10^{-4}$
$T_s - T_e$ (°C)	0,06
I (W/m <sup>2</sup> )	0,04
L (mm)	$2,5 \cdot 10^{-4}$
$l_o$ (mm)	0,002

Sumando los errores relativos se obtiene para el rendimiento un error relativo igual a 0,11. Con esta igualdad y considerando que el intervalo de valores obtenidos para el rendimiento está entre 0,1 y 0,38 – ver Tabla 2- , se

llega a la conclusión que el error experimental va a estar determinado por el error estadístico (error instrumental menor que el estadístico), por lo que  $\Delta\eta = \pm 0,057$ . En la figura 7 se encuentra los puntos experimentales obtenidos, la recta de ajuste y la barra de error experimental.

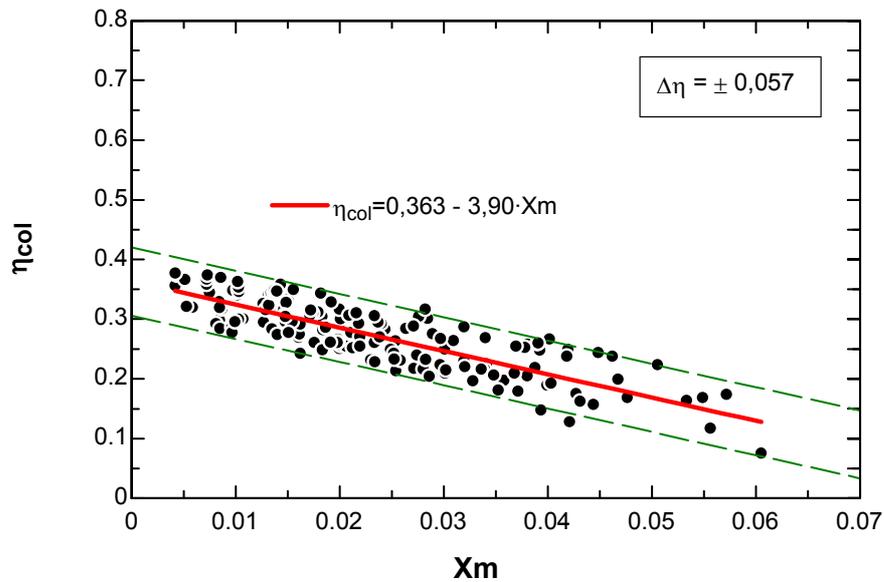


Fig. 7 – Puntos experimentales del rendimiento del captador con recta de ajuste y barra de error experimental ( $\Delta\eta = \pm 0,057$ ).

Con el valor obtenido de sigma ( $\Delta\eta$ ) y según su definición, este intervalo comprende más del 90% de los puntos experimentales.

### 3. COMPARACIÓN DE RESULTADOS EXPERIMENTALES CON MODELO TEÓRICO

El modelo teórico del captador solar utilizado en el estudio experimental fue desarrollado en el capítulo anterior. Los parámetros que definen esta configuración están expuestos en la Tabla 1. En la figura 8, se representan las rectas del rendimiento del captador obtenida experimentalmente y teóricamente según el modelo desarrollado.

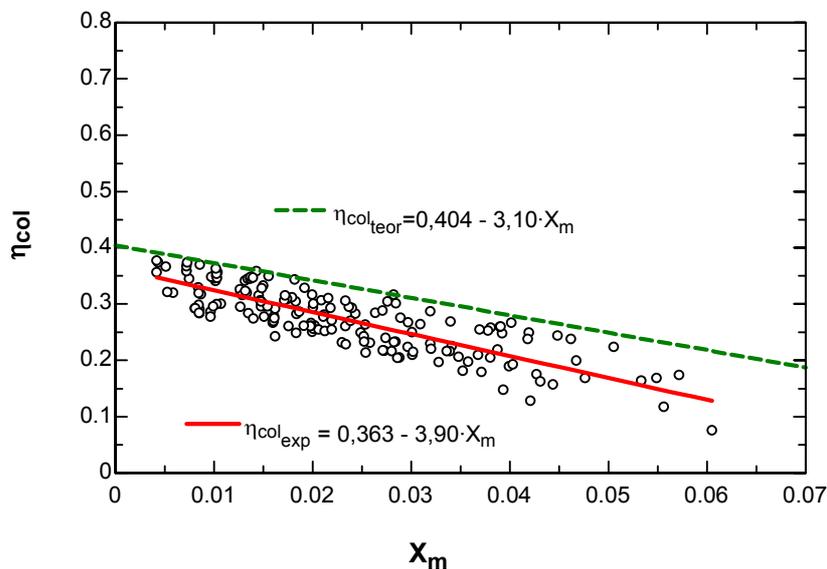


Fig. 8 - Curvas experimental y teórica del rendimiento del captador solar sombreador.

Tal y como se muestra en esta figura, experimentalmente se obtienen valores de la eficiencia óptica,  $F' \tau \alpha_n$ , y factor de pérdidas térmicas,  $F' U_L$ , cercanos a los obtenidos teóricamente, pero un poco más desfavorables. La eficiencia óptica experimental tiene un valor de 0,363, siendo inferior a la teórica, 0,404. Mientras que el factor de pérdidas térmicas experimental, con un valor de 3,90, es superior al teórico, 3,10. Por otro lado, todos los puntos experimentales se encuentran por debajo de la recta teórica, sirviendo ésta como límite superior en todo el estudio.

El que existan diferencias entre el modelo teórico y los resultados experimentales, se debe a que se han considerado condiciones ideales para el modelo, que no se cumplían en su totalidad en la campaña experimental. Algunas de las condiciones que influyen para alejar los resultados experimentales de los teóricos son:

- soldadura imperfecta en la construcción de los canales,
- sellado entre la cubierta transparente y material metálico,
- conductibilidad del material aislante,
- velocidad del viento variable, y distinta del valor medio tomado en el modelo teórico, y
- consideración de modelo monodimensional en la transferencia de calor.

Las tres primeras condiciones están relacionadas con aspectos constructivos del prototipo. Si en la construcción de los canales no se suelda correctamente, favorece a la aparición de problemas de fuga de agua, con lo cual el material aislante que se encuentra en la parte inferior se humedece. Esto conlleva a un aumento en la conductividad del aislante y, por consiguiente, al aumento de pérdidas de calor por la parte inferior. Al analizar la influencia de la humedad en el aislante, se obtuvieron rectas teóricas con pendientes, en valor absoluto, ligeramente superior al caso ideal (sin humedad), por lo que resultaba un acercamiento de la recta teórica a la experimental, y que venía reflejado en la zona de la derecha de la gráfica. Por otro lado, el que la cubierta del captador esté constituido por plástico y metal – ver Fig.4 -, obliga a la utilización de material sellador, que puede ayudar a la existencia de pérdidas de calor por la parte superior. Estos aspectos pueden ser mejorados en futuros prototipos, pudiendo aproximarse más la recta experimental a la teórica.

Respecto a la velocidad del viento, en el modelo teórico se ha considerado un cierto valor constante (medio), que en la realidad no se cumple. En la realidad se obtuvieron valores de la velocidad del viento muy variables y comprendiendo intervalos donde el valor teórico no se encontraba. En forma general, en el invierno se alcanzaron velocidades más altas que la considerada en el modelo. Se ha comprobado que al elevar la velocidad del viento en el modelo, existe un mejor ajuste de la curva teórica respecto la experimental en la zona de la derecha de la gráfica, la cual corresponde al intervalo de invierno, mientras que en el intervalo de verano, zona izquierda, no existía variación. La variabilidad de la velocidad también influye para que exista dispersión en los puntos obtenidos, lo que conlleva a una disminución del coeficiente de correlación.

Por último, para simplificar el modelo teórico se ha considerado las transferencias de calor de forma unidimensional, mientras que en la realidad esto no se cumple.

## 4. CONCLUSIONES

Las conclusiones obtenidas en el estudio experimental desarrollado en este capítulo, cuyo objetivo principal era determinar la recta del rendimiento del prototipo de un captador solar sombreador, son las siguientes:

- mediante la recta de ajuste del rendimiento, cuando se considera el área total del captador, se obtiene un coeficiente de eficiencia óptica,  $F'\tau\alpha_n$ , igual a 0,363, mientras que el factor de pérdidas térmicas,  $F'U_L$ , es igual a 3,90. El coeficiente de determinación para este ajuste es  $R^2 = 0,709$ , mientras que el error experimental es  $\Delta\eta = \pm 0,057$ .
- Al comparar los valores de  $F'\tau\alpha_n$ , y  $F'U_L$  experimentales con los obtenidos teóricamente mediante el modelo, con valores de 0,404 y 3,10, respectivamente, se concluye que los valores experimentales tienen una gran semejanza respecto los teóricos, aunque son más desfavorables, tal y cómo debe ocurrir cuando no se cumplen las condiciones ideales del modelo.
- Las condiciones más representativas en la influencia del alejamiento de los resultados experimentales respecto los teóricos son: soldadura de los canales, sellado entre el plástico y metal de la cubierta, conductibilidad del aislante, variabilidad del viento y velocidades del viento superior a las supuestas en el modelo, y consideración de modelo monodimensional en las transferencias de calor.

## 5. RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se establecen para el desarrollo de campañas experimentales semejantes a la estudiada se detallan a continuación.

- Para el captador solar: comprobación del buen funcionamiento de todos los elementos que lo forman antes de ser montado. Para ello es importante comprobar que no existen fugas de agua en los conductos cuando se someten a un caudal cuya presión será la de operación del sistema. También se debe comprobar que el aislante térmico no tenga nada de humedad antes de ser colocado en el captador. Por otro lado, el sistema donde el captador es colocado, debe permitir ajustar la inclinación deseada del captador solar respecto la horizontal de una forma sencilla.
- Componentes del circuito por donde circula el agua: los tubos del circuito deben tener un buen aislamiento térmico para evitar transferencias de calor al exterior. El depósito del agua debe estar dimensionado para el caudal que circula por el captador. Controlar continuamente la presión registrada en el manómetro colocado en el circuito, ya que es un buen indicativo de las posibles fugas que puedan surgir.
- Termopares del captador: deben ser calibrados y colocados dentro del tubo de agua lo más próximo posible a la entrada y salida del captador.
- Registro de datos: el piranómetro debe tener la misma inclinación que el captador solar y situado en el mismo lugar. Utilizar un sistema de adquisición de datos que permita variar el tiempo de registro de las temperaturas, para así tener la precisión deseada y poder establecer las condiciones de régimen estacionario.

## 6. REFERENCIAS

- 1.- “*Final technical report*” del proyecto europeo titulado “**Solar Louvre Building Integrated Collector**” (2003), con nº de contrato ENK6-CT-2000-00330. Informe para la Comisión Europea.
- 2.- Holman, J.P. **Experimental Methods for Engineers**. Ed. McGraw-Hill, 7ª edición. 2001.

## ANEXO A

### Calibración de los termopares

Los termopares utilizados para calcular la temperatura de entrada al captador ( $T_e$ ), la temperatura de salida del captador ( $T_s$ ) y la temperatura del depósito ( $T_d$ ), fueron calibrados antes de colocarlo en el equipo experimental. Para calibrarlos se compararon los valores de las temperaturas que registraban, con las que medía un termómetro calibrado que medía hasta décimas de grados.

Las rectas de calibración vienen dadas por las siguientes ecuaciones:

$$T_{tc,e} = 2,80 + 0,99T_e, \text{ con } \sigma_e = 0,017$$

$$T_{tc,s} = 0,73 + 0,99T_s, \text{ con } \sigma_s = 0,046$$

$$T_{tc,d} = 2,95 + 0,99T_d, \text{ con } \sigma_d = 0,022$$

donde  $T_{tc,e}$ ,  $T_{tc,s}$ ,  $T_{tc,d}$  son las temperaturas registradas por el termómetro calibrado cuando se comparan con las temperaturas medidas por los termopares de entrada, salida y depósito, respectivamente. La desviación cuadrática media para cada una de estas temperaturas viene dada por  $\sigma_e$ ,  $\sigma_s$  y  $\sigma_d$ , respectivamente.

## ANEXO B

### Coefficiente de correlación

En el método de análisis estadístico de datos experimentales, se puede encontrar la correlación entre los valores correspondientes de las coordenadas “x” e “y”. Esta correlación se puede dar mediante la gráfica de una curva de ajuste. El parámetro que da la información de hasta que punto esta curva de ajuste es aceptable es el **coeficiente de correlación**, R, definido por [Holman, J.P., 2001]:

$$R = \left[ 1 - \frac{\sigma_{y,x}^2}{\sigma_y^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.1})$$

donde  $\sigma_y$  es la desviación estándar de  $y$  (desviación cuadrática media) dada como,

$$\sigma_y = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_m)^2}{n - 1} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.2})$$

y

$$\sigma_{y,x} = \left[ \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{i,c})^2}{n - 2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (\text{B.3})$$

donde  $n$  es el número de puntos obtenidos,  $y_m$  es la media aritmética de los valores  $y_i$ ,  $y_i$  es el valor real de  $y$  para cada uno de los puntos, mientras que  $y_{i,c}$  son los valores obtenidos de la ecuación de correlación para el correspondiente valor de  $x$ .

El coeficiente de correlación,  $R$ , también puede venir definido por la siguiente expresión:

$$R^2 = \frac{\sigma_y^2 - \sigma_{y,x}^2}{\sigma_y^2} \quad (\text{B.4})$$

donde ahora  $R^2$  se conoce como el **coeficiente de determinación**.

Según el valor de  $R$ , se puede concluir cómo es de satisfactorio el ajuste realizado según los valores experimentales obtenidos. Cuando el ajuste es perfecto,  $\sigma_{y,x} = 0$ , el valor de  $R = 1$ , lo que indica que no existe desviación entre los valores obtenidos y la correlación. Si  $\sigma_y = \sigma_{y,x}$ , se obtiene un  $R = 0$ , lo que indica un ajuste muy desfavorable o una gran distancia de los puntos a la línea de ajuste.

***VI. APLICACIÓN DEL CAPTADOR SOLAR  
INTEGRADO PARA UN SISTEMA DE AGUA  
CALIENTE SANITARIA, VIABILIDAD  
ECONÓMICA Y ANÁLISIS AMBIENTAL***

# ***Índice de materias***

## **0. PRESENTACIÓN**

## **1. TIPOS DE APLICACIONES**

- 1.1. Calentamiento de aguas sanitarias
- 1.2. Otras aplicaciones
  - 1.2.1. Calefacción de espacios con energía solar
  - 1.2.2. Refrigeración de espacio con energía solar
  - 1.2.3. Deshumidificación de espacios con energía solar

## **2. MODELO DEL SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA**

## **3. VIABILIDAD ECONÓMICA Y ANÁLISIS AMBIENTAL DEL SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA**

- 3.1. Viabilidad económica
- 3.2. Análisis ambiental

## **4. RESULTADOS**

- 4.1. Fracción solar para las diferentes configuraciones
- 4.2. Viabilidad económica y análisis ambiental del sistema

## **5. CONCLUSIONES**

## **6. REFERENCIAS**

## Índice de figuras

- Fig.1.- *Esquema de la configuración de un sistema solar de calentamiento de agua mediante circulación natural – termosifón -.*
- Fig.2.- *Esquema de la configuración de un sistema solar de calentamiento de agua mediante circulación forzada.*
- Fig.3.- *Típico sistema térmico solar para calentamiento de espacio y calentamiento de agua, indicando la circulación del fluido y las bombas. Adaptada de (Goswami, D.,Y. et al., p. 229, 1999).*
- Fig.4.- *Esquema de un sistema de refrigeración por absorción operando con energía solar. Adaptada de (Goswami, D.,Y. et al., p. 261, 1999).*
- Fig. 5.- *Esquema del sistema de calentamiento de agua en el que se integran los captadores solares sombreadores.*
- Fig. 6.- *Perfil diario de consumo de agua caliente.*
- Fig. 7.- *Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 1, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.*
- Fig. 8.- *Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 2, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.*
- Fig. 9.- *Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 3, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.*
- Fig. 10.- *Fracción solar anual en función de área total de captador, datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.*
- Fig. 11.- *Ahorro económico a lo largo de la vida útil (LCS) en función de área total de captador para 15 y 20 años de tiempo de vida para, Lisboa y Santa Cruz de Tenerife (200 litros de agua caliente/día) - configuración 3 - ( $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$ ).*

## Índice de tablas

Tabla 1.- *Parámetros que definen el modelo del sistema para agua caliente.*

Tabla 2.- *Valores de  $A_{col}$ ,  $V_1$ ,  $A_{canal}$  y  $\dot{m}_{ag}$  para las distintas longitudes de los captadores y distintas configuraciones (3 captadores solares sombreadores).*

Tabla 3.- *Coste de los sombreadores por unidad de área, con y sin captador solar integrado, ( $l_o = 25$  cm). Información obtenida por la empresa MAPLE Sunscreening, UK [Maple, UK].*

Tabla 4.- *Temperaturas de los depósitos (iniciales/finales) ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup> (Lisboa).*

Tabla 5.- *Temperaturas de los depósitos ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup> (Lisboa).*

Tabla 6.- *Temperaturas de los depósitos ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup> (Lisboa).*

Tabla 7.- *Fracción solar anual, carga térmica, calor obtenido con sistema de apoyo y energía ahorrada, con  $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup>.*

Tabla 8.- *Coste del gas, índice de interés y de inflación para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife.*

Tabla 9.- *Período de amortización para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, ( $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup>).*

Tabla 10.- *Coste de medio de la energía para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, en tiempo de vida del sistema de 15 y 20 años, ( $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup>).*

Tabla 11.- *Cantidad de CO<sub>2</sub> no emitidos a la atmósfera para un tiempo de vida del sistema de 15 y 20 años, para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, ( $A_{col} = 4,5$  m<sup>2</sup>).*

## Glosario

- $A_{\text{canal}}$  área de los canales ( $\text{m}^2$ )  
 $A_{\text{col}}$  área del captador proyectada ( $\text{m}^2$ )  
 $c_p$  calor específico medio del agua ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ )  
 $C_{\text{gas,1año}}$  coste de la energía de apoyo – gas – por unidad de energía en el primer año ( $\text{€}/\text{kJ}$ )  
 $C_{\text{cap-somb}}$  coste de los captadores solares sombreadores por unidad de área ( $\text{€}/\text{m}^2$ )  
 $C_{\text{gas,Np}}$  coste del gas durante el período  $N_p$  ( $\text{€}$ )  
 $C_{\text{inv}}$  coste de inversión inicial para un área de captadores solares dada ( $\text{€}$ )  
 $C_{\text{somb}}$  coste del sombreador (lama) por unidad de área ( $\text{€}/\text{m}^2$ )  
 $\bar{C}_{\text{total}}$  coste medio de energía para un sistema ( $\text{€}$ )  
 $\text{CO}_{2,\text{ahorra}}$  cantidad de  $\text{CO}_2$  que no se emite a la atmósfera ( $\text{kg}$ )  
 $d$  precio medio del dinero (%)  
 $E_{\text{total,Np}}$  energía útil obtenida por el sistema en el período  $N_p$  ( $\text{kJ}$ )  
 $f$  fracción solar (adimensional)  
 $F'(\tau\alpha)_n$  eficiencia óptica (adimensional)  
 $F'U_L$  factor de pérdidas térmicas ( $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ )  
 $i$  tasa media de inflación (%)  
 $l_o$  Largo del captador solar ( $\text{m}$ )  
 $L$  longitud del captador solar ( $\text{m}$ )  
 $\text{LCS}$  ahorro económico a lo largo de la vida útil ( $\text{€}$ )  
 $m$  masa de agua dentro del depósito ( $\text{kg}$ )  
 $\dot{m}_{ag}$  caudal másico del agua que pasa por el circuito ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )  
 $\dot{m}_{cons}$  caudal másico del agua consumida ( $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$ )  
 $(m/Q)_{\text{CO}_2}$  cantidad de  $\text{CO}_2$  emitida por unidad de energía – gas – ( $\text{kg}/\text{kJ}$ )  
 $N$  período de retorno (años)  
 $N_{\text{días}}$  número de días de cada mes  
 $N_p$  tiempo de vida útil del sistema (años)  
 $\dot{Q}$  potencia térmica ( $\text{W}$ )  
 $Q$  energía suministrada ( $\text{J}$ )  
 $Q_{\text{ahorro}}$  energía ahorrada anualmente ( $\text{kJ}/\text{año}$ )

$Q_{\text{carga}}$	energía térmica necesaria para el calentamiento del agua (kJ)
$\Delta t$	intervalo de tiempo (1 minuto)
$t$	tiempo (s)
$T$	temperatura del agua (°C)
$V$	volumen de depósito ( $\text{m}^3$ )

### Símbolos griegos

$\eta_{\text{col}}$	rendimiento del captador solar (adimensional)
$\eta_{\text{quema}}$	rendimiento del dispositivo de apoyo – gas – (adimensional)

### Subíndices

anual	anual
ant	antes del intervalo de tiempo considerado
aux	fuerza térmica de apoyo – gas –
dep	depósito
des	después del intervalo de tiempo considerado
e	entrada a los captadores
i	mes del año
per	pérdidas en cada depósito
red	red de agua
s	salida de los captadores
sol	solar
1	depósito de agua 1
2	depósito de agua 2

## 0. PRESENTACIÓN

En este capítulo se presentan las posibles aplicaciones de los captadores solares sombreadores. Dentro de estas aplicaciones se destaca el calentamiento de agua sanitaria, siendo el sistema más usado hoy en día para el aprovechamiento de la energía solar térmica, aunque también se exponen otras posibles aplicaciones de los captadores solares como es el acondicionamiento del aire en edificación.

Se realiza el modelado de un sistema de agua caliente sanitaria, donde se han integrado los captadores solares sombreadores y se analiza termodinámicamente la instalación. Tomando los datos climáticos de Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, se obtiene la contribución de la energía solar para el calentamiento de agua, para cada una de las configuraciones de captador solar expuestas en el capítulo 4.

Por último, para el captador solar sombreador construido como prototipo (configuración 3), se realiza un análisis económico y ambiental. Para el estudio económico se toma en cuenta el coste de este tipo de captadores solares sombreadores y el coste de la energía para el sistema de agua caliente. De esta forma se establece la viabilidad económica del sistema total. Para el análisis ambiental se determina la cantidad de CO<sub>2</sub> que no se emite a la atmósfera cuando se utiliza los captadores solares en el sistema de agua caliente.

## **1. TIPOS DE APLICACIONES**

La aplicación de los captadores solares térmicos integrados en la edificación, además de utilizarse para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), pueden utilizarse para el acondicionamiento de espacios, tanto para calefacción como para refrigeración. El uso de la energía solar para refrigeración de espacios, aunque comercialmente no ha tenido tanto éxito como el de calefacción, es interesante debido a la variación de la energía solar y temperatura ambiental durante el año. En la época más caliente del año, que corresponde a períodos de mayor insolación, hay más disponibilidad de energía solar para ser usada en la refrigeración, que es precisamente cuando el enfriamiento de espacios es más necesario.

En el subapartado (1.1) se presentan los sistemas de calentamiento de agua mediante energía solar, utilizada en el modelado de la aplicación de los captadores solares sombreadores presentada en este capítulo. En el subapartado (1.2) se exponen las aplicaciones de los captadores solares en el acondicionamiento de espacios: calefacción, refrigeración y deshumidificación.

En estos subapartados, al explicar las aplicaciones de la energía solar para calentamiento, calefacción o refrigeración, se consideran captadores solares térmicos planos. Como los captadores solares sombreadores están en el mismo intervalo de temperaturas de operación que los captadores planos, estas aplicaciones también pueden ser destinadas a ellos.

### **1.1. Calentamiento de agua mediante energía solar.**

Los sistemas de calentamiento de agua representan las aplicaciones más comunes de la energía solar térmica en la actualidad. Los sistemas pequeños son utilizados para aplicaciones domésticas mientras que los grandes sistemas son usados para procesos industriales, utilizándose en estos casos captadores

que trabajen con temperaturas más altas, como puede ser los captadores concentradores o de tubo de vacío. Para las aplicaciones domésticas los más usuales son los captadores planos. Los dos tipos básicos de sistemas para agua caliente mediante energía solar son:

- **sistemas de circulación natural** o sistemas solares pasivos (termosifón), y
- **sistemas de circulación forzada** o sistemas solares activos.

En los sistemas de circulación natural, ver fig.1, el depósito de agua se coloca a una altura superior a la que tienen los captadores. El agua circula por convección natural siempre que a los captadores solares les llegue suficiente energía solar, como para establecer una diferencia de densidad en el agua que circula por el sistema. En este sistema, el agua que ha sido calentado en los captadores, sube hasta el depósito, mientras que el agua más fría del depósito circula hasta la parte baja del captador, manteniéndose así una circulación natural. Esta circulación natural se conoce como termosifón. Para asegurar el suministro de agua caliente en períodos con baja radiación solar, se utiliza un sistema de apoyo tipo caldera a gas o tipo resistencia eléctrica, asegurándose la estratificación del agua dentro del depósito. En los sistemas con circulación termosifón, esta estratificación es deseable para mantener el caudal de agua tan alto como sea posible.

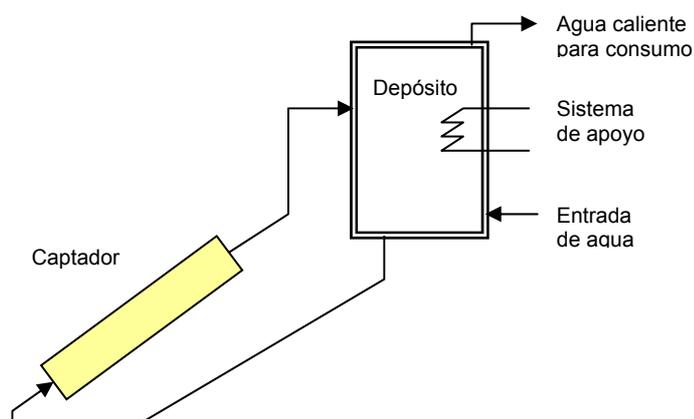


Fig.1.- Esquema de la configuración de un sistema solar de calentamiento de agua mediante circulación natural – termosifón -.

En los sistemas de circulación forzada, ver fig.2, se acciona el sistema mediante un sistema de control. En estos sistemas se comienza el bombeo cuando la temperatura del agua en la parte alta del depósito es mayor que la temperatura en la parte más baja, con un suficiente margen para asegurar la estabilidad del control. El sistema de apoyo suministra energía al agua después de salir del depósito y antes de ser consumida, siempre que sea necesario.

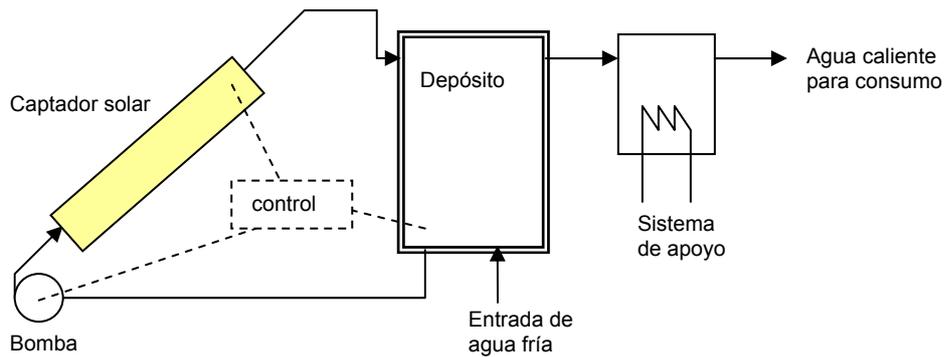


Fig.2.- Esquema de la configuración de un sistema solar de calentamiento de agua mediante circulación forzada.

En climas donde ocurren heladas, el diseño de la figura 2 se modifica. En estos casos, por el captador solar circula anticongelante, utilizándose intercambiador de calor que puede ser interno o externo al depósito.

## 1.2. Otras aplicaciones

Dentro de las aplicaciones de los captadores solares para el acondicionamiento de aire, se encuentran los sistemas de calefacción, refrigeración y deshumidificación. En estos sistemas el fluido de trabajo puede ser aire o líquido (generalmente agua).

### 1.2.1. Calefacción de espacio con energía solar

Tal y como ocurría en los sistemas de calentamiento de agua con energía solar, cuando se habla de calentamiento de espacio en la edificación con este tipo de energía, también se consideran los sistemas pasivos y los activos. En los sistemas pasivos se incluye la ganancia directa por radiación y muro trombe, entre otros. Pero desde que se utilicen captadores solares como parte del sistema de calentamiento son sistemas activos. Dentro de estos sistemas activos existen los sistemas de calentamiento de espacio con líquido como fluido portador y los que utilizan aire. Como ejemplo de sistema que utiliza líquido, está la calefacción mediante suelo radiante, donde los captadores solares calientan el agua que al pasar por una bobina de tubos incorporados en el suelo, se consigue la calefacción en invierno con un alto grado de confort. Sistemas de calefacción que pueden utilizar tanto el aire como el agua, incluso trabajar de forma dual (aire-agua), son las bombas de calor.

En la fig. 3 se presenta un diagrama esquemático del sistema típico de calentamiento de espacio con energía solar y con líquido como fluido térmico. El sistema consiste en tres circuitos del fluido correspondiente al: captador, depósito y consumo. Además tiene integrado el sistema de calentamiento de agua doméstica.

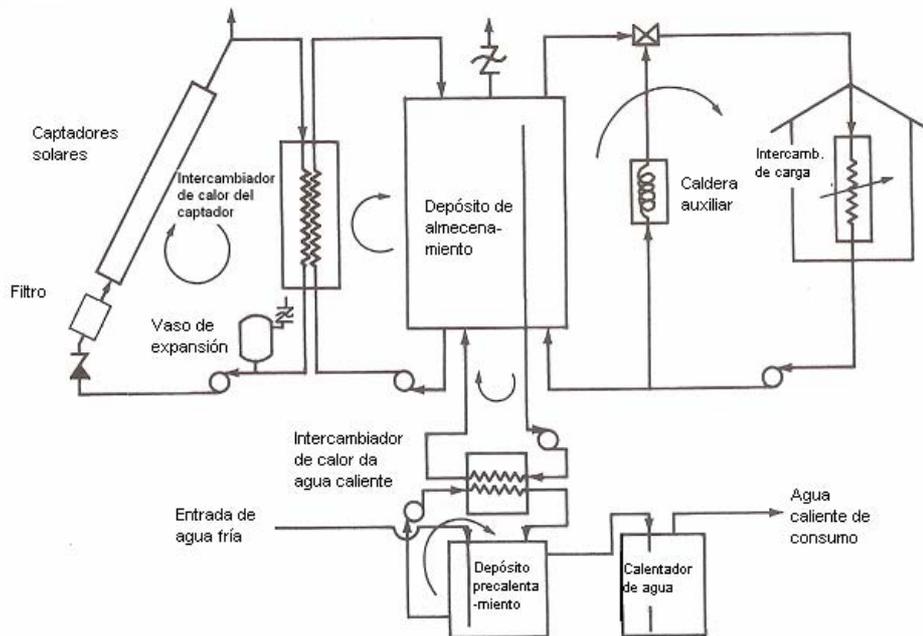


Fig.3.- Típico sistema térmico solar para calentamiento de espacio y calentamiento de agua, indicando la circulación del fluido y las bombas. Adaptada de (Goswami, D.,Y. et al., p. 229, 1999).

El circuito del fluido que pasa por los captadores contiene: fluido de alimentación, captadores, bombas, intercambiadores de calor, vaso de expansión y otros componentes auxiliares. En estos sistemas suele utilizarse líquido anticongelante.

El circuito del depósito contiene: depósito, bomba y los tubos que entran en el intercambiador de calor del captador. El fluido que entra en el intercambiador de calor es generalmente retirado del fondo del depósito. Esto asegura que el fluido con más baja temperatura disponible en el circuito del captador, es el fluido de entrada en el captador, obteniendo así una alta eficiencia.

El circuito que forma energía consumida dentro de la edificación contiene: mecanismo de carga, placa calentadora o bobina de tubos por donde circula el líquido y sistema de seguridad con la válvula de control de flujo.

### 1.2.2. Refrigeración de espacio con energía solar

El uso de la energía solar para refrigeración de espacios tiene una ventaja frente a la calefacción con la energía solar. En la época más caliente del año – verano –, que corresponde a períodos de mayor insolación, hay más disponibilidad de energía solar para ser usada en la refrigeración, al contrario de lo que ocurre para la calefacción de espacios en la época más fría – invierno –.

Hoy día se puede refrigerar espacios mediante energía solar, aunque debido a sus limitadas experiencias de operación, sus diseños se basan en los principios básicos y las experiencias de los sistemas convencionales de refrigeración.

El sistema común de refrigeración de espacios mediante energía solar térmica es mediante ciclo de absorción, considerándose como sistema térmico solar los captadores solares planos.

#### Sistemas de absorción con energía solar

En un sistema de absorción, el refrigerante es evaporado o destilado desde un absorbente líquido poco volátil. El calor requerido para evaporar el refrigerante en el generador puede ser suministrado directamente mediante energía solar, tal y como se muestra en la Fig.4. El vapor resultante condensa en un condensador refrigerado por aire o agua y el líquido resultante se pasa a través de una válvula que reduce la presión hasta la unidad de refrigeración. En esta unidad, el agua se evapora y el flujo de vapor resultante va a un recipiente, donde es reabsorbido en el líquido absorbente y bombeado nuevamente al generador.

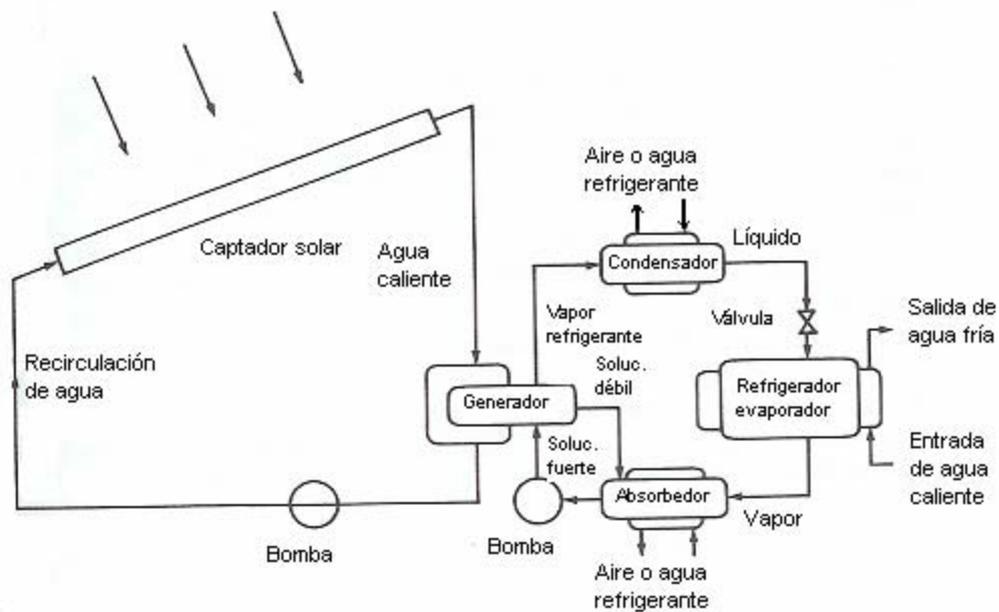


Fig.4.- Esquema de un sistema de refrigeración por absorción operando con energía solar. Adaptada de (Goswami, D.,Y. et al., p. 261, 1999).

La absorción para los sistemas de aire acondicionado en la edificación es compatible con la energía solar, desde que una gran parte de la energía requerida sea energía térmica en el intervalo de temperatura de operación de captadores solares a baja temperatura, por ejemplo, captadores solares planos. La temperatura del generador se mantiene dentro de los límites impuestos por las características de los captadores solares utilizados.

### 1.2.3. Deshumidificación de espacios con energía solar

En regiones calientes y húmedas, la energía solar podría utilizarse para deshumidificar usando desecantes líquidos o sólidos. Este tipo de sistemas se basan en procesos de deshumidificación-humidificación en ciclos abiertos. Estos sistemas absorben el aire del exterior o del interior de una edificación, lo deshumidifican y lo enfrían hasta el estado deseado, mediante un refrigerador por evaporación. El desecante es regenerado con energía solar.

## 2. MODELO DEL SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA

En este apartado se modela el comportamiento térmico de un sistema solar para el calentamiento de agua doméstica. Este sistema lo forman las siguientes componentes, ver fig. 5:

- captadores solares sombreadores,
- circuito de agua, válvulas y accesorios,
- depósito de almacenamiento de volumen  $V_1$  (depósito 1) y
- depósito de apoyo de volumen  $V_2$  (depósito 2), alimentado con energía convencional.

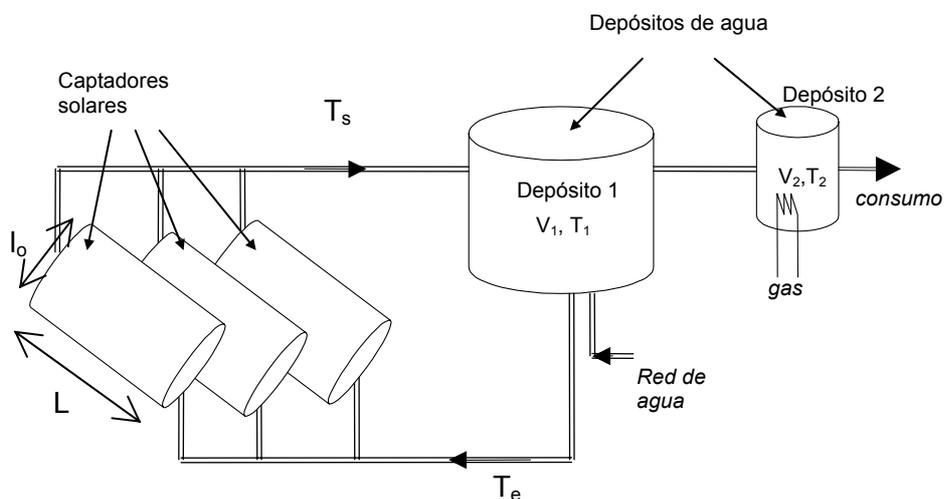


Fig. 5.- Esquema del sistema de calentamiento de agua en el que se integran los captadores solares sombreadores.

El depósito de almacenamiento - depósito 1 - tiene dos entradas de agua: la que viene de la red, con temperatura  $T_{red}$  y la que sale de los captadores solares, con temperatura  $T_s$ . Como salidas de agua tiene: la que entra en los

captadores, conectados paralelamente, con temperatura  $T_e$ , y la que entra en el depósito de apoyo – depósito 2 -, con temperatura  $T_2$ . El caudal de agua que existe entre el depósito 1 y el depósito 2, es el mismo caudal que sale del depósito 2 para el consumidor.

La fuente térmica de apoyo – caldera a gas o electricidad – sólo se conecta cuando la temperatura  $T_2$  es menor a la temperatura deseada de consumo. En el modelo se cuantifican las necesidades de la energía en un periodo de tiempo determinado. Se asume que el agua circula en los captadores cuando hay captación de energía, es decir, el bombeo del agua está controlado por la diferencia de temperatura de entrada y salida en los captadores.

El sistema completo de calentamiento, integrado por los captadores solares sombreadores, los depósitos de almacenamiento y otros componentes, se modelan bajo el entorno EES. El modelo del sistema se basa en el cálculo de los perfiles de temperatura a lo largo del día en ambos tanques, así como de las temperaturas de entrada y salida de los captadores solares ( $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_e$  y  $T_s$ , respectivamente). Este cálculo precisa de dos ecuaciones diferenciales, una para cada tanque, de la ecuación definida para el rendimiento del captador solar y de los sistemas de control. En la simulación se consideró además las pérdidas térmicas de los depósitos. Las ecuaciones utilizadas para modelar el sistema se detallan a continuación.

### **Comportamiento del sistema: captadores solares-depósitos-consumo**

Para realizar el estudio del comportamiento del sistema formado por los captadores solares, los depósitos de agua y el consumo de agua caliente, se van a considerar dos subsistemas. Cada uno de estos subsistemas viene representado por una ecuación diferencial de primer orden, por lo que haciendo la integración numérica, se va a conocer el estado de cada subsistema y su evolución temporal.

1<sup>er</sup> subsistema: captadores solares - depósito 1 – consumo

$$m_1 \cdot c_p \cdot \frac{dT_1}{dt} = \dot{m}_{cons} \cdot c_p \cdot (T_{red} - T_1) + \dot{m}_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) - \dot{Q}_{pérd,1} \quad (6.1)$$

2<sup>o</sup> subsistema: depósito 2 – consumo

$$m_2 \cdot c_p \cdot \frac{dT_2}{dt} = \dot{m}_{cons} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) + \dot{Q}_{aux} - \dot{Q}_{pérd,2} \quad (6.2)$$

donde,

$c_p$ : calor específico medio del agua ( $J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ )

$m_1$ : masa de agua dentro del depósito 1 (kg)

$m_2$ : masa de agua dentro del depósito 2 (kg)

$\dot{m}_{ag}$ : caudal másico del agua que pasa por el circuito ( $kg \cdot s^{-1}$ )

$\dot{m}_{cons}$ : caudal másico del agua consumida ( $kg \cdot s^{-1}$ )

$\dot{Q}_{pérd}$ : potencia térmica de pérdidas en cada depósito (W)

$\dot{Q}_{aux}$ : potencia térmica de la fuente térmica de apoyo – gas- (W)

t: tiempo (s)

$T_1$ : temperatura del depósito 1 ( $^{\circ}C$ )

$T_2$ : temperatura del depósito 2 ( $^{\circ}C$ )

$T_e$ : temperatura de entrada a los captadores ( $^{\circ}C$ )

$T_s$ : temperatura de salida de los captadores ( $^{\circ}C$ )

$T_{red}$ : temperatura del agua de la red ( $^{\circ}C$ )

Al realizar la integración numérica de (6.1) y (6.2) y despreciando las pérdidas térmicas en los conductos del circuito de agua (que deben ser aislados) -  $T_e$  es igual a  $T_1$  -, estas ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$m_1 \cdot c_p \cdot \frac{\Delta T_1}{\Delta t} = \dot{m}_{cons} \cdot c_p \cdot (T_{red} - \bar{T}_1) + \dot{m}_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - \bar{T}_1) - \dot{Q}_{pérd,1} \quad (6.3)$$

$$m_2 \cdot c_p \cdot \frac{\Delta T_2}{\Delta t} = \dot{m}_{cons} \cdot c_p \cdot (\bar{T}_1 - \bar{T}_2) + \dot{Q}_{aux} - \dot{Q}_{pérd,2} \quad (6.4)$$

donde  $\Delta T_1 = T_{1des} - T_{1ant}$ ,  $\Delta T_2 = T_{2des} - T_{2ant}$ ,  $\bar{T}_1 = \frac{T_{1ant} + T_{1des}}{2}$  y  $\bar{T}_2 = \frac{T_{2ant} + T_{2des}}{2}$ , siendo  $T_{ant}$  y  $T_{des}$  las temperaturas antes y después del intervalo de tiempo considerado ( $\Delta t = 1$  minuto), respectivamente. El usar la media aritmética corresponde a la aplicación del método de Crank-Nicolson [Ferziger, J.H., 1981]. Conocidos los valores de  $T_{1ant}$  y  $T_{2ant}$ , se pueden obtener los valores en el siguiente instante de tiempo,  $T_{1des}$  y  $T_{2des}$ .

Para que el sistema esté totalmente definido se debe considerar la ecuación del rendimiento del captador, la expresión para obtener la potencia calorífica de pérdidas de los depósitos, así como los controles que permiten el paso del agua a través de los captadores y la conexión del sistema auxiliar cuando sea preciso. Estas expresiones se detallan a continuación.

### **Captador solar**

La expresión utilizada para el rendimiento del captador solar, ya definida en capítulos anteriores, es la siguiente:

$$\eta_{col} = \frac{\dot{m}_{ag} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e)}{I \cdot A_{col}} = F' \tau \alpha_n - (F' U_L) \frac{(T_m - T_{amb})}{I} \quad (6.5)$$

donde  $I$  es la irradiancia solar incidente,  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente y  $T_m$  es la temperatura media de los captadores solares que, despreciando las pérdidas térmicas de los tubos por donde circula el agua del circuito, es igual a la temperatura del depósito 1,  $T_1$ . Considerando un intervalo de tiempo  $\Delta t$ , esta temperatura es igual a  $\bar{T}_1$ .

**Pérdida de calor del depósito**

Esta pérdida se obtiene a partir del área del depósito, de la variación de temperatura del depósito con el exterior y del coeficiente general de transferencia de calor del depósito al exterior. Este coeficiente es aproximadamente igual al coeficiente de convección natural y se ha obtenido considerando el depósito cilíndrico, en vertical y con una temperatura constante en su interior e igual a la media. Así, la expresión utilizada para la pérdida de calor del depósito es la siguiente:

$$\dot{Q}_{pérd} = 0,4 \cdot V_{dep}^{2/3} \cdot (T_{dep} - T_{amb}) \tag{6.6}$$

donde  $V_{dep}$  es el volumen de cada depósito ( $V_1$  ó  $V_2$ , según corresponda),  $T_{dep}$  es la temperatura de cada depósito ( $T_1$  ó  $T_2$ , según corresponda). Considerando un intervalo de tiempo  $\Delta t$ , las temperaturas de los depósitos vendrán dados por las expresiones de  $\overline{T}_1$  y  $\overline{T}_2$ , según sea el depósito.

**Controles del sistema**

En el sistema se consideran dos controles: el control de caudal de agua que pasa por los captadores y el control de la activación del sistema auxiliar.

Para el control de caudal de agua se asume que hay circulación de agua en los captadores cuando hay captación de energía, de tal forma que esta circulación está controlada por la diferencia de temperatura de entrada y salida en los captadores.

$$\text{Control del caudal de agua en los captadores} \begin{cases} T_1 < T_s & \dot{m}_{col} \neq 0 \text{ (hay circulación en los captadores)} \\ T_1 \geq T_s & \dot{m}_{col} = 0 \text{ (no hay circulación en los captadores)} \end{cases}$$

Para el control de activación del calentador de apoyo, se considera que este sistema sólo se conecta cuando la temperatura del depósito 2,  $T_2$ , es menor a la temperatura deseable para el consumo,  $T_{\text{cons}}$ , menos un valor  $\Delta T=3^\circ\text{C}$ . Este sistema de apoyo puede ser gas o una resistencia eléctrica.

$$\text{Control de activación del sistema apoyo} \begin{cases} T_2 \leq T_{\text{cons}} - \Delta T & \dot{Q}_{\text{aux}} \neq 0 \text{ (se conecta sistema apoyo)} \\ T_2 > T_{\text{cons}} - \Delta T & \dot{Q}_{\text{aux}} = 0 \text{ (no se conecta sistema apoyo)} \end{cases}$$

Los valores de los parámetros utilizados para modelar el sistema de agua caliente se muestran en la tabla 1.

Tabla 1- *Parámetros que definen el modelo del sistema para agua caliente.*

PARÁMETROS	VALOR ESTABLECIDO
<b>Captadores solares:</b>	
- Número de unidades (n)	3
- Longitud (L)	2, 4 y 6 m
- Largo del captador solar ( $l_o$ )	0,25 m
- Largo total de los canales de agua ( $l_{\text{ag}}$ ) – config.3	0,134 m
- Caudal másico por $A_{\text{col}}$ ó $A_{\text{canal}}$	$0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ (*)
- Área total proyectada de los captadores ( $A_{\text{col}}$ )	$A_{\text{col}} = L \cdot n \cdot l_o \text{ (m}^2\text{)}$
- Área superior de los canales ( $A_{\text{canal}}$ ) – config. 3	$A_{\text{canal}} = L \cdot n \cdot l_{\text{ag}} \text{ (m}^2\text{)}$
<b>Depósitos de agua:</b>	
- Volumen del depósito 1 ( $V_1$ )	$0,050 \cdot A_{\text{col}} \text{ (m}^3\text{)}$
- Volumen del depósito 2 ( $V_2$ )	$0,030 \text{ m}^3$
<b>Sistema apoyo - gas - :</b>	
- Potencia calentador apoyo ( $\dot{Q}_{\text{aux}}$ )	2000 W
<b>Agua caliente para consumición:</b>	
- Consumo total	200 l/día
- Temperatura ( $T_{\text{cons}}$ )	$58^\circ\text{C}$
(*) Para las configuraciones 1 y 2 es caudal másico por área de captador, para la configuración 3 es caudal másico por área de canal.	

En la tabla 2 se especifican, para el sistema formado por los tres captadores considerando las diferentes longitudes de los captadores, los valores: volumen del depósito 1,  $V_1$ ; área total proyectada de los captadores,  $A_{col}$ ; área superior de los canales (para la configuración 3) y caudal de agua que circula en cada captador,  $\dot{m}_{ag}$ ; considerando las tres configuraciones. Estas configuraciones fueron modeladas en el capítulo 4, considerándose  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$  como la relación de caudal/área del captador para las configuraciones 1 y 2, mientras que para la configuración 3 es la relación de caudal/área de canales.

Tabla 2- Valores de  $A_{col}$ ,  $V_1$ ,  $A_{canal}$  y  $\dot{m}_{ag}$  para las distintas longitudes de los captadores y distintas configuraciones (3 captadores solares sombreadores).

L (m)	$A_{col}$ (m <sup>2</sup> )	$V_1$ (m <sup>3</sup> )	$A_{canal}$ (m <sup>2</sup> ) (Conf. 3)	$\dot{m}_{ag}$ (kg/s)	
				Conf. 1 y 2	Conf. 3
2	1,5	0,075	0,8	0,03	0,016
4	3	0,150	1,6	0,06	0,032
6	4,5	0,225	2,4	0,09	0,048

Para el consumo diario de agua caliente se consideró un perfil típico, ver Fig. 6, con un consumo total de 200 litros de agua caliente por día, a una temperatura de 58 °C. Este perfil es semejante al utilizado por el método de f-chart, en la simulación de sistemas solares de calentamiento de agua sanitarias domésticas [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991]. La temperatura del agua de la red,  $T_{red}$ , se consideró igual a 15 °C.

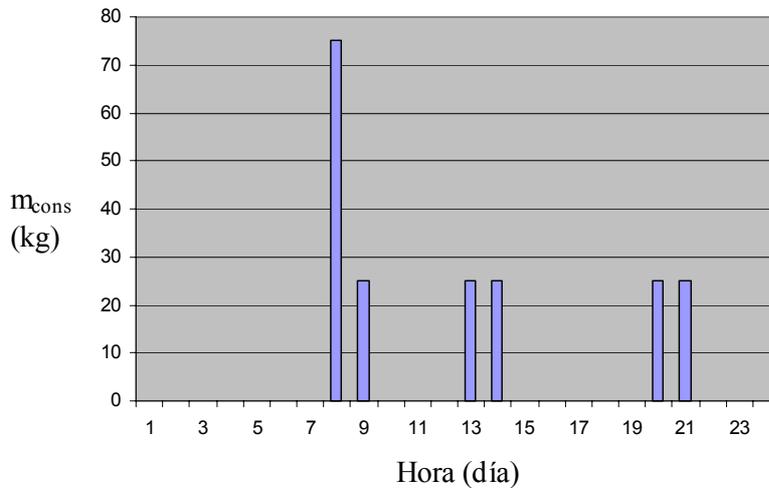


Fig. 6.- Perfil diario de consumo de agua caliente.

### **Fracción solar**

Por último, en el análisis térmico de una instalación solar para calentamiento de agua, es conveniente expresar la contribución de la energía solar a la energía total suministrada por dicha instalación. Para ello se utiliza la **fracción solar**,  $f$ , definida como la relación entre la energía suministrada por la parte solar de una instalación y la energía suministrada por dicha instalación [UNE EN-ISO 9488:1999]. Si se considera la fracción solar mensual,  $f_i$ , donde  $i$  representa cada mes, se tiene la siguiente expresión:

$$f_i = \frac{Q_{sol,i}}{Q_{sol,i} + Q_{aux,i}} \quad \text{con } i = 1 \text{ a } 12 \text{ meses} \quad (6.7)$$

donde  $Q_{aux,i}$  es la energía suministrada por el sistema de apoyo en cada mes y  $Q_{sol,i}$  es la energía suministrada por el sistema de captadores solares en cada mes, dada por la siguiente expresión

Para obtener la fracción solar anual,  $f_{anual}$ , se utiliza esta otra expresión:

$$f_{anual} = \frac{\sum_{i=1}^{12} (f_i \cdot Q_{carga,i})}{\sum_{i=1}^{12} Q_{carga,i}} \quad (6.8)$$

donde  $Q_{carga,i}$  es la energía necesaria para el calentamiento del agua que se va a consumir en cada mes - considerando el mes con un número de días igual a  $N_{días}$  - dada por la siguiente expresión,

$$Q_{carga,i} = m_{cons,día} \cdot c_p \cdot (T_{cons} - T_{red}) N_{días} \quad (6.9)$$

donde  $m_{cons,día}$  es la cantidad de agua caliente consumida cada día (200 litros),  $T_{cons}$  es la temperatura del agua de consumo y  $T_{red}$  es la temperatura del agua en la red.

En la simulación de la aplicación de los captadores solares sombreadores en el sistema de agua caliente sanitaria, se utilizaron las ecuaciones anteriormente analizadas – ecs. (6.3)-(6.9) – y los sistemas de control, bajo el entorno de EES, con los valores que definen el sistema recogidos en la tabla 1. Esta simulación se realiza para lugares con datos climáticos dados hora a hora, en un año típico (*TRY-Test Reference Year*), tomando como día representativo de cada mes, el resultante de promediar los valores de los datos climáticos en el mes correspondiente. Estos datos TRY son los valores climáticos de un año, hora a hora, que representa estadísticamente las condiciones climáticas de un lugar, después de haber recogido los datos climáticos durante varios años [Andersen *et al.*, 1986].

En la simulación se consideraron los datos climáticos de Lisboa (Portugal) y Santa Cruz de Tenerife (España). Mientras que los datos climáticos que se tienen de Santa Cruz de Tenerife son promediados para cada mes del año, para Lisboa se utilizan los datos para cada hora en un año típico (TRY).

- **Lisboa:** se utilizan los valores climáticos, dados hora a hora, del día que representa cada mes, obtenidos para los tres captadores con las geometrías señaladas en la tabla 2 y considerando los efectos de

sombras entre ellos. Para obtener las temperaturas correspondientes a los depósitos,  $T_1$  y  $T_2$ , se resuelven las ecuaciones diferenciales realizando iteraciones cada minuto, de tal forma que la temperatura inicial y final para cada día, y para el correspondiente depósito, fuese la misma. Se resuelve bajo el entorno EES.

- **Santa Cruz de Tenerife:** no son datos de hora a hora, sino que están promediados para cada mes, por lo que la simulación se realizó con el *software* F-Chart [Klein, S.A. y Alvarado, F.L., 1997]. Con este programa se calcula la fracción solar a partir de los parámetros de los captadores – tabla 2 –, datos climáticos medios para cada mes y datos del sistema de agua caliente – tabla 1-. Los valores de la radiación solar para Santa Cruz se obtuvieron a partir del Mapa Solar de Canarias, elaborado por el ITC (instituto Tecnológico de Canarias) y recopilado por el Dpto. de Energía Solar Térmica del ITER (Instituto Tecnológico y de Energías Renovables), en Tenerife.

En los valores de la irradiancia solar en el sistema captador-sombreador utilizado para la simulación realizada con EES, se consideran los tres captadores y los efectos de sombra que existe entre ellos. El número de captadores necesarios para garantizar las condiciones de sombra e insolación durante el año para diferentes ciudades, se estudió en el capítulo 3. En este capítulo también se cuantificó para Lisboa, la energía captada para diferentes ángulos de inclinación, considerando los efectos de sombra entre ellos.

Para realizar la simulación de calentamiento de agua sanitaria, se considera un sistema integrado formado por tres unidades de captadores solares sombreadores, con una inclinación de  $45^\circ$  respecto la horizontal. Las fracciones solares que se obtendrán en la simulación para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, serán las obtenidas para un caso real no optimizado, es decir, estas fracciones solares se podrían mejorar si se optimiza la inclinación de los captadores para cada una de las ciudades y así obtener un máximo de captación de energía. Los resultados obtenidos para el sistema dado por los tres captadores solares con  $45^\circ$  de inclinación, servirá para realizar la comparación de las fracciones solares

de las dos ciudades, según el área de captador. Estos valores aumentarían para las dos ciudades si se optimizan las condiciones del sistema para cada una de ellas.

### **3. VIABILIDAD ECONÓMICA Y ANÁLISIS AMBIENTAL DEL SISTEMA PARA CALENTAMIENTO DE AGUA SANITARIA**

Aunque la energía obtenida de la radiación solar es gratis, no lo son los equipos necesarios para convertirla en energía útil. Los equipos que trabajan con procesos solares se caracterizan generalmente por alto coste inicial y bajo coste de operación. Muchos de estos procesos energéticos requieren fuente térmica de apoyo – convencional – así que los sistemas incluyen tanto equipo solar como convencional, obteniéndose la carga anual por la combinación de ambas fuentes.

A continuación se presenta el estudio de la viabilidad económica del sistema para el calentamiento de agua sanitaria y el análisis ambiental. En este análisis se calcula la cantidad de dióxido de carbono que se deja de emitir a la atmósfera por usar los captadores solares como parte del sistema de calentamiento de agua sanitaria.

#### **3.1. Viabilidad económica**

La viabilidad económica del sistema solar se va a obtener a través del cálculo del ahorro económico a lo largo de la vida útil (**LCS**, *life cycle saving*), y para ello se debe calcular el período de amortización y el coste medio de la energía para un tiempo de vida determinado.

**Período de retorno**

El período de retorno (**N**) puede definirse como el tiempo necesario para que el ahorro de combustible acumulado sea igual a la inversión total inicial del sistema. Considerando que el pago del combustible se realiza al final de cada año, el período de amortización se puede calcular a partir de la siguiente expresión [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.471]:

$$C_{inv} = Q_{ahorro} \cdot c_{gas,1año} \cdot \frac{1}{(d-i)} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] \quad (6.10)$$

donde,

$C_{inv}$ : coste de inversión inicial para una determinada área de captadores solares (€)

$Q_{ahorro}$ : energía ahorrada anualmente (kJ/año)

$C_{gas,1año}$ : coste de la energía de apoyo – gas – por unidad de energía en el primer año (€/kJ)

$d$ : precio medio del dinero (%)

$i$ : tasa media de inflación (%)

$N$ : período de amortización (años)

El coste de la inversión inicial para un área de captadores dada se obtiene a partir de la siguiente ecuación es:

$$C_{inv} = (C_{cap-somb} - C_{somb}) A_{col} \quad (6.11)$$

donde  $C_{cap-somb}$  es el coste de los captadores solares sombreadores por unidad de área,  $C_{somb}$  es el coste del sombreador (lana) por unidad de área y  $A_{col}$  es el área de captador. En la Tabla 3 se encuentran los valores de estos parámetros.

Tabla 3- Coste de los sombreadores por unidad de área, con y sin captador solar integrado, ( $l_0 = 25 \text{ cm}$ ). Información obtenida por la empresa MAPLE Sunscreening, UK [Maple, UK].

Área de sombreador – lama – ( $\text{m}^2$ )	Sombreador con soporte ( $C_{\text{somb}}, \text{€}/\text{m}^2$ )	Captador sombreador con soporte ( $C_{\text{cap-somb}}, \text{€}/\text{m}^2$ )
1	416,79	639,08
$\geq 2$	416,79	583,51

Para el estudio de costes y de ahorro de energía, se tiene que definir la fuente de energía convencional que se considera como parte del sistema de apoyo. En este caso se asume que se utiliza gas para el calentamiento de agua, siendo generalmente la solución más económica dentro de las convencionales. El calor obtenido al usar gas,  $Q_{\text{aux}}$ , para un año se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{aux}} = \frac{Q_{\text{carga}} \cdot (1 - f_{\text{anual}})}{\eta_{\text{quema}}} \quad (6.12)$$

La energía que se ahorra anualmente con el sistema solar es:

$$Q_{\text{ahorro}} = \frac{Q_{\text{carga}} \cdot f_{\text{anual}}}{\eta_{\text{quema}}} \quad (6.13)$$

donde  $f_{\text{anual}}$  es la fracción solar anual,  $\eta_{\text{quema}}$  es el rendimiento del dispositivo de apoyo – gas – y  $Q_{\text{carga}}$  es la energía térmica necesaria para el calentamiento del agua durante el año, calculándose a partir de la ec. (6.9).

El parámetro que falta por definir para obtener el período de retorno,  $N$ , es el coste de la energía de apoyo para el primer año,  $c_{\text{aux},1\text{año}}$ , así como el índice de interés,  $d$ , y de inflación,  $i$ , para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife. Para Lisboa se considera el gas natural como energía de apoyo, mientras que para Santa Cruz de Tenerife se considera gas butano (más utilizado en las Islas Canarias

para calentamiento de agua sanitaria doméstica). En los resultados están los valores de estos parámetros y el valor de **N** para las dos ciudades

### Coste medio de energía

El coste medio de energía ( $\bar{C}_{total}$ ) para un sistema con un tiempo de vida determinado,  $N_p$ , se define como el coste de la unidad de energía obtenida con el sistema. Este coste viene dado por la siguiente ecuación:

$$\bar{C}_{total} = \frac{C_{inv} + C_{gas,Np}}{E_{total,Np}} \quad (6.14)$$

donde,

$N_p$ : tiempo de vida útil del sistema (años)

$C_{gas,Np}$ : coste del gas durante el período  $N_p$  (€)

$E_{total,Np}$ : energía útil obtenida por el sistema en el período  $N_p$ , dependiendo de la carga térmica,  $Q_{carga}$ , y  $N_p$  (kJ)

Las expresiones utilizadas para determinar cada uno de los parámetros anteriores se detallan a continuación:

$$E_{total,Np} = Q_{carga} \cdot N_p \quad (6.15)$$

$$C_{gas,Np} = C_{gas,N1} \frac{1}{(d-i)} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^{Np} \right] \quad (6.16)$$

donde  $C_{gas,N1}$  es el coste del gas en el primer año y que se obtiene a partir de la siguiente expresión,

$$C_{gas,N1} = Q_{gas} \cdot c_{gas,1año} \quad (6.17)$$

El coste medio de la energía,  $\bar{C}_{total}$ , se obtiene con la ec. (6.14), sustituyendo los parámetros correspondientes definidos en las ecs. (6.15)-(6.17), tomando los valores de  $i$  y  $d$ , y el coste de inversión,  $C_{inv}$ . En los resultados se obtiene  $\bar{C}_{total}$  para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, para un tiempo de vida igual a 15 años y 20 años.

### **Ahorro económico a lo largo de la vida útil**

El ahorro económico a lo largo de la vida útil (**LCS**, *Life Cycle Saving*) de un sistema, se define como la diferencia del coste cuando el sistema utiliza únicamente energía convencional, y cuando utiliza energía solar más energía de apoyo, para el tiempo de vida útil del sistema [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.459]. Para obtener LCS se utilizan las ecuaciones (6.10) y (6.11), sustituyendo el tiempo de vida,  $N_p$ , que tenga el sistema.

Este ahorro depende del área de los captadores solares y, por tanto, de la fracción solar. En el apartado de resultados, se representa el **LCS** en función del área de captadores,  $A_{col}$ , para determinar el área de captación que maximiza el **LCS** según el tiempo de vida del sistema,  $N_p$ .

## **3.2. Análisis ambiental**

En este análisis se calcula la cantidad de dióxido de carbono que se deja de emitir a la atmósfera, en el tiempo de vida útil del sistema, por usar los captadores solares como parte del sistema de calentamiento de agua sanitaria. Esta cantidad de  $CO_2$  se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$CO_{2,ahorro} = Q_{carga} \cdot f_{anual} \cdot N_p \cdot (m/Q)_{CO_2} \quad (6.18)$$

donde,

$CO_{2,ahorra}$ : cantidad de  $CO_2$  que no se emiten a la atmósfera (kg)

$(m/Q)_{CO_2}$  : cantidad de  $CO_2$  emitida por unidad de energía convencional –  
gas – (kg/kJ)

En los resultados se obtendrá  $CO_{2,ahorra}$  considerando el gas utilizado en el sistema convencional de apoyo, para un tiempo de vida del sistema igual a  $N_p$ .

## 4. RESULTADOS

En este apartado se exponen, en un primer subapartado, los resultados obtenidos de la fracción solar, mensual y anual, para cada una de las configuraciones propuestas en esta memoria de tesis, cuyos modelos fueron desarrollados en el capítulo 4. El obtener la fracción solar para las tres configuraciones, completa el estudio teórico de los modelos desarrollados. Aunque estas tres configuraciones se propusieron como posibles soluciones de integración de los captadores solares en las lamas sombreadoras, la única configuración que resultaba, en principio, económicamente viable para comercializarla, era la configuración 3 [*Final technical report, 2003*]. Por tanto, en un segundo subapartado, se estudia la viabilidad económica del sistema con esta configuración del captador solar. En el último subapartado se realiza el análisis ambiental del obteniendo la cantidad de dióxido de carbono que no es emitido a la atmósfera.

Los datos climáticos utilizados son los de Lisboa (TRY) y Santa Cruz de Tenerife (con datos de la radiación media mensual).

### 4.1. Fracción solar para las diferentes configuraciones

Los resultados expuestos para cada una de las configuraciones son:

- representación de la fracción solar mensual para las tres áreas totales de los captadores propuestas en la tabla 2 ( $A_{col} = 1,5 \text{ m}^2, 3 \text{ m}^2 \text{ y } 4,5 \text{ m}^2$ ),
- tabla para la mayor área considerada ( $4,5 \text{ m}^2$ ) con los valores de las temperaturas de los depósitos,  $T_1$  y  $T_2$ , y la fracción solar mensual correspondiente (esto sólo se puede dar para Lisboa), y

Por último, para comparar las tres configuraciones se representa la fracción solar anual en función del área total de captador.

### CONFIGURACIÓN 1: CAPTADOR CON TUBOS

Para esta configuración se obtuvieron los valores  $F\tau\alpha_n = 0,87$  y  $FU_L = 3,07 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , cuando se consideraba recubrimiento selectivo, 2 cm de material aislante y una relación de caudal de agua/área de captador igual a  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ .

Utilizando estos valores y considerando la expresión de la fracción solar mensual, ec. (6.7), se obtuvo la fracción solar del sistema a lo largo del año considerando los distintos valores de área de captador del sistema, tal y como se muestra en la fig.7.

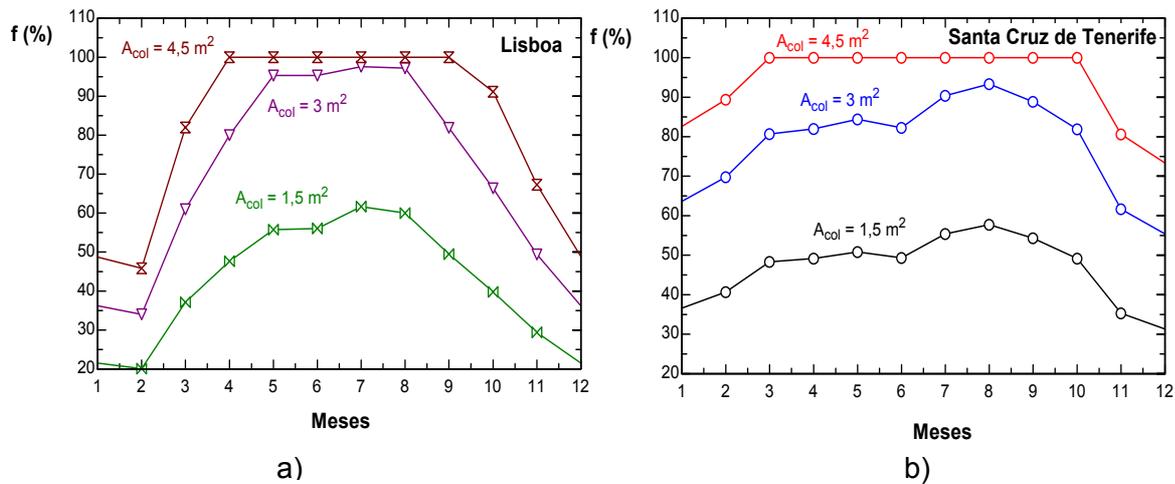


Fig. 7.- Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 1, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.

Se observa que con un área de  $4,5 \text{ m}^2$  (3 captadores de 6 m de longitud) hay exceso de captación de energía solar durante seis meses del año para Lisboa, mientras que para Santa Cruz de Tenerife hay exceso en ocho meses

del año. Mientras que en los casos correspondientes a áreas de 3 m<sup>2</sup> (3 captadores de 4 m de longitud) y 1,5 m<sup>2</sup> (3 captadores de 2 m de longitud) no aparece exceso de energía para ninguna de las dos ciudades.

En la tabla 4 se encuentra detalladamente las temperaturas de los depósitos 1 y 2, y la fracción solar mensual para el caso de un área de 4,5 m<sup>2</sup>. Tal y como se observa, durante los meses comprendidos entre abril y septiembre, la temperatura en los depósitos se encuentra siempre por encima de 60°C. Estos datos son obtenidos para Lisboa.

Tabla 4- Temperaturas de los depósitos (iniciales/finales) ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$  (Lisboa).

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_1$ (°C)	36,0	34,3	52,1	63,3	71,9	72,2	78,5	76,3	65,3	56,0	43,2	35,0
$T_2$ (°C)	55,0	60,3	55,2	63,6	72,3	72,6	79	77,0	65,6	57,0	55,5	60,1
$f$ (%)	49	46	82	100	100	100	100	100	100	95	64	47

## **CONFIGURACIÓN 2: CAPTADOR CON CANALES ADAPTADOS A LA GEOMETRÍA DE LA CUBIERTA EXTERIOR**

Para esta segunda configuración se obtuvieron los valores  $F\tau\alpha_n = 0,87$  y  $FU_L = 3,82 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , cuando se consideraba el uso de material aislante, sin la utilización de aletas y una relación de caudal de agua/área de captador igual a  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ . De la misma forma que se operó en la configuración 1, se obtuvo la fracción solar del sistema a lo largo del año considerando los distintos valores de área de captador del sistema, tal y como se muestra en la fig.8.

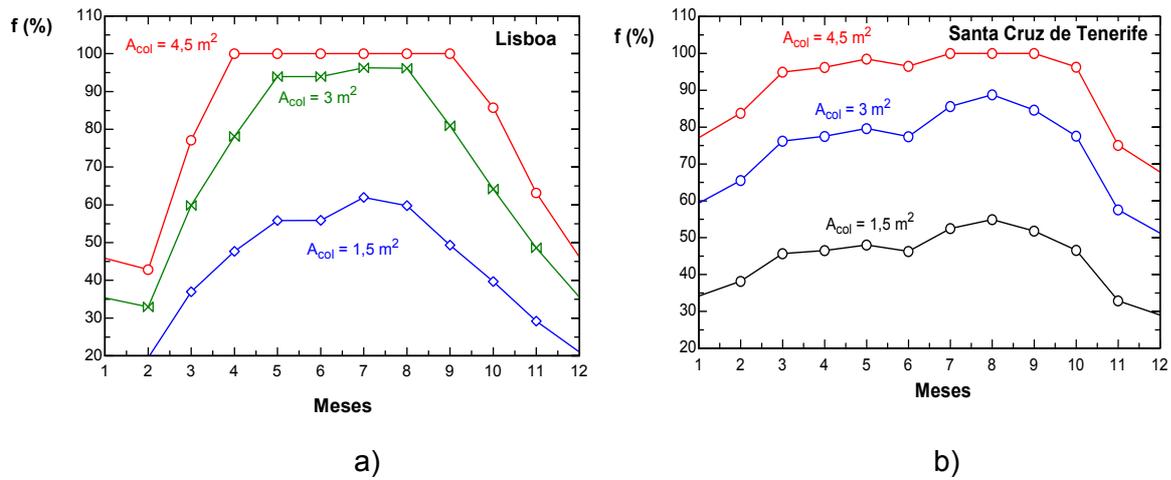


Fig. 8.- Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 2, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.

Se puede observar en esta figura que los valores de las fracciones solares mensuales para las diferentes áreas, son similares a las obtenidas para la configuración 1, aunque un poco más bajas. Esto se debe a que el coeficiente de eficiencia óptica,  $F'(\tau\alpha)_n$ , es el mismo en las dos configuraciones, con un valor de 0,87, y el factor de pérdidas térmicas,  $(F'U_L)$ , es muy similar: 3,07 y 3,8 para la configuración 1 y 2, respectivamente. El tener un factor de pérdidas térmicas un poco superior en la configuración 2 hace que la fracción solar mensual disminuya ligeramente.

En la tabla 5 se encuentra detalladamente las temperaturas de los depósitos 1 y 2, y la fracción solar mensual para el caso de un área de  $4,5 \text{ m}^2$ , para el caso de Lisboa. Tal y como ocurría con la fracción solar mensual, estas temperaturas son similares a las obtenidas en la configuración 1, aunque en este caso, las temperaturas son en general un poco más bajas.

Tabla 5- Temperaturas de los depósitos ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$  (Lisboa).

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_1$ (°C)	34,7	33,0	49,4	59,7	67,6	67,9	73,8	71,7	61,6	52,6	42,7	34,8
$T_2$ (°C)	60,1	60,2	58,0	60,0	68,0	68,3	74,3	72,2	61,8	55,5	55,3	60,0
$f$ (%)	46	43	77	100	100	100	100	100	100	86	63	46

**CONFIGURACIÓN 3: CAPTADOR CON CANALES NO ADAPTADOS A LA GEOMETRÍA DE LA CUBIERTA EXTERIOR**

Para esta tercera configuración se obtuvieron los valores  $F'\tau\alpha_n = 0,47$  y  $F'U_L = 3,13 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ , para una relación de caudal de agua/área de canal igual a  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ . La fracción solar del sistema a lo largo del año considerando los distintos valores de área de captador del sistema se muestra en la fig.9.

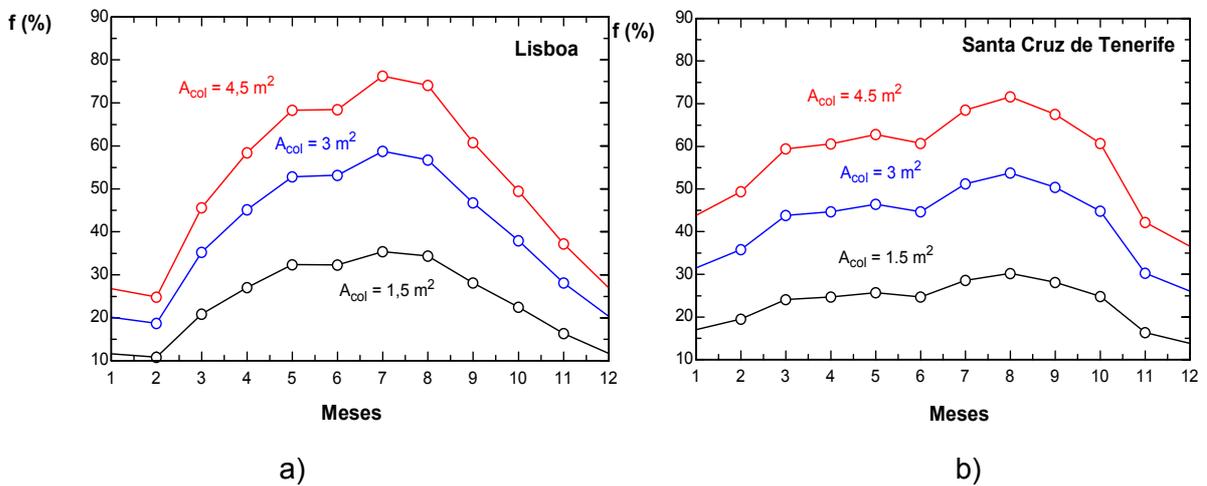


Fig. 9- Fracción solar obtenida en la simulación a lo largo del año para distintos valores de área de captador para la configuración 3, con los datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.

Para esta configuración, las fracciones solares mensuales son bastante inferiores a las obtenidas con las configuraciones 1 y 2. Esto es debido a que el

coeficiente de eficiencia óptica para la configuración 3,  $F'\tau\alpha_n=0,47$ , es más bajo que para las otras configuraciones,  $F'\tau\alpha_n=0,87$ . Con lo cual, con esta configuración no va a existir exceso de captación de energía solar ni para Lisboa ni para Santa Cruz de Tenerife, tal y como se puede ver en la fig.9.

En la tabla 6 se encuentra las temperaturas de los depósitos 1 y 2, y la fracción solar mensual para el caso de un área de  $4,5 \text{ m}^2$ , para el caso de Lisboa. Las temperaturas para esta configuración son más bajas que para las otras configuraciones.

Tabla 6- *Temperaturas de los depósitos ( $T_1$  y  $T_2$ ) y fracción solar mensual para  $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$  (Lisboa).*

Mes	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
$T_1$ (°C)	26,2	25,2	34,8	40,7	45,3	45,5	48,9	47,7	41,8	36,6	31,0	26,1
$T_2$ (°C)	60,3	60,3	60,0	60,0	60,1	60,3	60,3	59,2	60,2	55,4	58,4	60,4
$f$ (%)	27	25	46	58	68	68	76	74	61	50	37	27

### **TRES CONFIGURACIONES: FRACCIÓN SOLAR ANUAL**

Para realizar una mejor comparación entre las tres configuraciones considerando los datos climáticos de Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, se expone en la fig. 10 la fracción solar anual obtenida para cada configuración y respecto el área de captador.

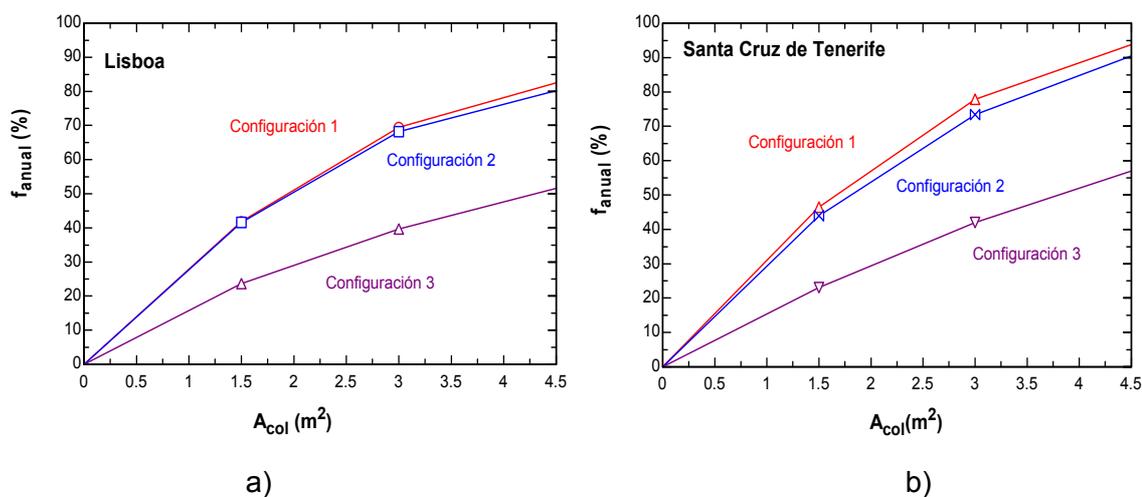


Fig. 10.- Fracción solar anual en función de área total de captador, datos climáticos de: a) Lisboa y b) Santa Cruz de Tenerife.

Tal y como era de suponer, la fracción solar anual para las configuraciones 1 y 2 son similares, y superiores a la obtenida para la configuración 3, cumpliéndose esto para las dos ciudades. Si se comparan los valores obtenidos entre las dos ciudades, se concluye que en Santa Cruz de Tenerife, la fracción solar anual es siempre superior que para Lisboa. Para un área de 4,5 m<sup>2</sup> de captador solar, se alcanza una fracción solar anual para la configuración 1 igual a 94 % para Santa Cruz, mientras que en Lisboa se alcanza un 83%. Para esa misma área, se obtiene para la configuración 2 un 91% y 81%, para Santa Cruz y Lisboa, respectivamente, mientras que para la configuración 3 se llega a un 57% y 52%, para Santa Cruz y Lisboa, respectivamente. En general, estos valores son bastantes buenos si tomamos en cuenta las áreas tan pequeña de captador que se están considerando.

## 4.2. Viabilidad económica del sistema y análisis ambiental

En este subapartado, la configuración de captador solar sombreador considerada es la configuración 3 para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife (las razones de escoger esta configuración fueron expuestas en el inicio del apartado de resultados). En el estudio de viabilidad se va a calcular: el período de amortización,  $N$ , el coste medio de la energía para un tiempo de vida determinado (15 años y 20 años),  $\bar{C}_{total}$ , y el **LCS**. En el análisis ambiental del sistema se determina  $CO_{2,ahorra}$ , para tiempo de vida de 15 años y 20 años.

### Período de amortización (N)

Para obtener el período de amortización, según la ecuación (6.10), se debe considerar la fracción solar anual para el lugar correspondiente, según el área de captador solar considerado (resultados obtenidos en el apartado anterior). Como primer paso se calcula: la carga térmica,  $Q_{carga}$ , el calor obtenido con el sistema de apoyo,  $Q_{aux}$ , y la energía ahorrada mediante el uso del sistema solar,  $Q_{ahorro}$ . Estos valores se calculan a partir de la ecuación (6.11) hasta la (6.14). En la tabla 7 están estos valores para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife.

Tabla 7 - *Fracción solar anual, carga térmica, calor obtenido con sistema de apoyo y energía ahorrada, ( $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$ ).*

Ciudad	$f_{anual}$ (%)	$Q_{carga}$ (kJ/año)	$Q_{aux}$ (kJ/año)	$Q_{ahorro}$ (kJ/año)
Lisboa	51,6	$1,3 \cdot 10^7$	$7,9 \cdot 10^6$	$8,4 \cdot 10^6$
S. C. Tenerife	57,0	$1,3 \cdot 10^7$	$7 \cdot 10^6$	$9,3 \cdot 10^6$

En la tabla 8 se encuentra el coste de la energía de apoyo para el primer año,  $C_{aux,1año}$ , así como el índice de interés,  $d$ , y de inflación,  $i$ , para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife. Para Lisboa se considera el gas natural como energía de apoyo, mientras que para Santa Cruz de Tenerife se considera gas butano, al ser el gas más utilizado en Tenerife para calentamiento de agua sanitaria.

Tabla 8 - Coste del gas, índice de interés y de inflación para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife.

Ciudad	$C_{gas,1año}^{(a)}$ (€/kJ)	$d^{(b)}$ (precio medio del dinero,%)	$i^{(b)}$ (tasa media de inflación, %)
Lisboa	$1,36 \cdot 10^{-5}$	2,04	3
S. C. Tenerife	$1,48 \cdot 10^{-5}$	2,04	2,6

(a) Gas natural para Lisboa y gas butano para Santa Cruz de Tenerife

(b) Valores recogidos en 2004

El valor del período de retorno,  $N$ , se obtiene con la ec. (6.10), sustituyendo los parámetros correspondientes definidos en las tablas 3, 7 y 8. En la Tabla 9 se muestra el valor de  $N$  para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife.

Tabla 9 - Período de amortización para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, ( $A_{col} = 4,5 m^2$ ).

Ciudad	$N$ (años)
Lisboa	<b>6,5</b>
S. C. Tenerife	<b>5,5</b>

Los períodos de retorno para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife son similares, amortizándose para Tenerife un año antes debido a que la fracción solar anual es superior que para Lisboa y que la tasa de inflación es menor. Estos tiempos son significativamente inferiores a los tiempos de amortización de los sistemas comunes con captadores solares planos térmicos, cuyo tiempo de

amortización es de 8-10 años. Esto se debe a un menor coste de los captadores solares térmicos cuando son integrados en los sombreadores, por lo que demuestra su interés económico.

### Coste medio de energía ( $\bar{C}_{total}$ )

El coste medio de la energía,  $\bar{C}_{total}$ , se obtiene a partir de la ec. (6.14), sustituyendo los parámetros  $C_{inv}$  definido en la ec.(6.11), y  $E_{total,Np}$  y  $C_{gas,Np}$ , definidos en las ecs. (6.15) y (6.16). En la tabla 10 se muestra el valor de  $\bar{C}_{total}$  para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, para un tiempo de vida del sistema igual a 15 años y a 20 años.

Tabla 10 – Coste de medio de la energía para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, en tiempo de vida del sistema de 15 y 20 años ( $A_{col} = 4,5 m^2$ ).

Ciudad	$C_{gas,N1}$ (€/año)	$C_{gas,15}$ (€)	$E_{total,15}$ (kJ)	$\bar{C}_{total,15}$ (€/kJ)	$C_{gas,20}$ (€)	$E_{total,20}$ (kJ)	$\bar{C}_{total,20}$ (€/kJ)
Lisboa	107	1680	$1,950 \cdot 10^8$	$1,25 \cdot 10^{-5}$	2295	$2,600 \cdot 10^8$	$1,17 \cdot 10^{-5}$
S. C. Tfe.	103	1580	$1,950 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^{-5}$	2136	$2,600 \cdot 10^8$	$1,11 \cdot 10^{-5}$

El coste medio por unidad de energía, para un tiempo de vida del sistema de 20 años, es  $1,17 \cdot 10^{-5}$  €/kJ para Lisboa, mientras que para Santa Cruz de Tenerife es  $1,11 \cdot 10^{-5}$  €/kJ. Estos valores son más bajos que el coste para un sistema de gas convencional ( $1,36 \cdot 10^{-5}$  €/kJ para Lisboa y  $1,48 \cdot 10^{-5}$  €/kJ para Santa Cruz de Tenerife).

### Ahorro económico a lo largo de la vida útil (LCS)

En la figura 11 se presenta la relación de **LCS** en función del área de captadores,  $A_{col}$ , para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife considerando 15 años y 20 años de tiempo de vida del sistema.

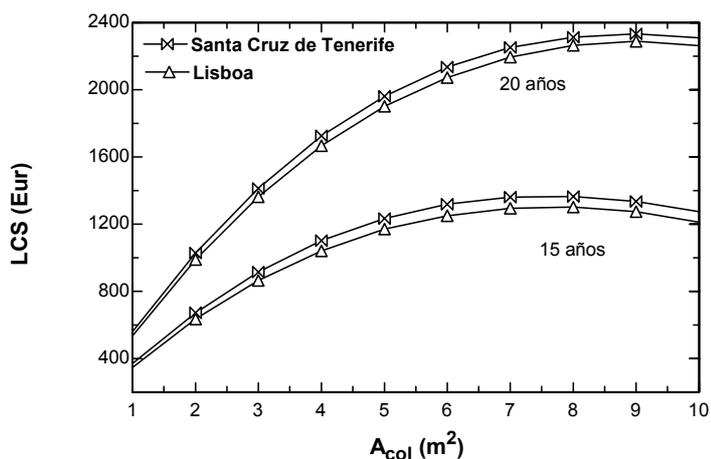


Fig. 11.- Ahorro económico a lo largo de la vida útil (**LCS**) en función de área total de captador para 15 y 20 años de tiempo de vida para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, (200 litros de agua caliente/día) - configuración 3 – ( $A_{col} = 4,5 \text{ m}^2$ ).

El comportamiento de **LCS** frente al área de captadores es similar para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife. El área de captación que maximiza el **LCS**, para un tiempo de vida igual a 15 años, es  $8 \text{ m}^2$  de captador solar, con un valor de 1364 € para Santa de Tenerife y 1229 € para Lisboa. Para 20 años se consigue un máximo con  $9 \text{ m}^2$  de captador solar, con un ahorro de 2334 € para Santa de Tenerife, mientras que para Lisboa se consigue un ahorro de 2147 €.

### Análisis ambiental del sistema ( $\text{CO}_2$ , ahorra)

La cantidad de dióxido de carbono que se deja de emitir a la atmósfera por usar los captadores solares como parte del sistema de calentamiento de

agua sanitaria,  $\text{CO}_{2, \text{ahorra}}$ , se obtiene con la ec. (6.18). En la tabla 11 se muestra el valor de  $\text{CO}_{2, \text{ahorra}}$ , considerando 15 y 20 años de tiempo de vida del sistema, para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, con los correspondientes valores de  $f_{\text{anual}}$ ,  $(\text{m/Q})_{\text{CO}_2}$  para el gas considerado y  $Q_{\text{carga}}$ .

Tabla 11 – Cantidad de  $\text{CO}_2$  no emitidos a la atmósfera para un tiempo de vida del sistema de 15 y 20 años, para Lisboa y Santa Cruz de Tenerife, ( $A_{\text{col}} = 4,5 \text{ m}^2$ ).

Ciudad	$(\text{m/Q})_{\text{CO}_2}^{(a)}$ (kg/kJ)	$f_{\text{anual}}$ (%)	$Q_{\text{carga}}$ (kJ/año)	$\text{CO}_{2, \text{ahorra } 15}$ años (Ton)	$\text{CO}_{2, \text{ahorra } 20}$ años (Ton)
Lisboa	$64 \cdot 10^{-6}$	51,6	$1,3 \cdot 10^7$	<b>6,44</b>	<b>8,6</b>
S. C. Tenerife	$81 \cdot 10^{-6}$	57,0	$1,3 \cdot 10^7$	<b>9,00</b>	<b>12,0</b>

(a) Gas natural para Lisboa y gas butano para Santa Cruz de Tenerife

Tal y como se muestra en la tabla 11, se consigue evitar la emisión de una cantidad significativa de toneladas de  $\text{CO}_2$  a la atmósfera, cuando se utilizan los captadores solares sombreadores en el sistema de calentamiento de agua sanitaria. En Santa Cruz de Tenerife, al utilizarse gas butano que es más contaminante que el gas natural ( $81 \cdot 10^{-6} \text{ kg/kJ}$  frente a los  $64 \cdot 10^{-6} \text{ kg/kJ}$ ) y al tener una mayor fracción solar anual, se obtiene un mayor ahorro de emisiones de  $\text{CO}_2$ .

## 5. CONCLUSIONES

En este capítulo se ha realizado la modelación de un sistema de agua caliente sanitaria con los captadores solares sombreadores integrados, analizándose térmicamente la instalación y realizándose un estudio de viabilidad económica del sistema, considerándose los datos climáticos de Lisboa y Santa Cruz de Tenerife. Las conclusiones obtenidas son las siguientes:

- Para un consumo de 200 litros por día de agua caliente, la fracción solar anual para un área de captador solar sombreador de  $4,5 \text{ m}^2$ , y tomando los datos climáticos de Lisboa, toma los valores de 83%, 81% y 52%, para las configuraciones 1, 2 y 3, respectivamente. En las mismas condiciones, tomando los datos climáticos de Santa Cruz de Tenerife, la fracción solar anual es igual a 94%, 91% y 57%, para las configuraciones 1, 2 y 3, respectivamente.
- En el análisis económico del sistema, para un consumo de 200 litros por día de agua caliente y considerando la configuración 3 de captador solar integrado, el período de retorno para Lisboa es igual 6,5 años, mientras que para Santa Cruz de Tenerife es igual a 5,5 años, comparándolo con sistema de calentamiento convencional a gas. Estos tiempos son significativamente inferiores a los tiempos de amortización de los sistemas con captadores solares planos, cuyo tiempo de amortización es de 8-10 años. Esto se debe a un menor coste de los captadores solares térmicos cuando son integrados en los sombreadores, por lo que demuestra su interés económico.
- El coste medio por unidad de energía, para un tiempo de vida del sistema de 20 años, es  $1,17 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Lisboa, mientras que para Santa Cruz de Tenerife es  $1,11 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$ . Estos valores son más bajos que el coste para un sistema de gas convencional ( $1,36 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Lisboa y  $1,48 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Santa Cruz de Tenerife).

- En el análisis de **LCS** se obtiene que para 20 años, se consigue un máximo de ahorro con 9 m<sup>2</sup> de captador solar sombreador, obteniéndose un ahorro de 2334 € para Santa de Tenerife, mientras que para Lisboa se consigue un ahorro de 2147 €.
- Cuando se utilizan los captadores solares sombreadores en el sistema de calentamiento de agua sanitaria, se consigue evitar la emisión de una cantidad significativa de toneladas de CO<sub>2</sub> a la atmósfera. Para un área de captador de 4,5 m<sup>2</sup> y un tiempo de vida del sistema igual a 20 años, se consigue evitar la emisión de 12 toneladas de CO<sub>2</sub> en Santa Cruz de Tenerife y de 8,6 toneladas de CO<sub>2</sub> en Lisboa.

## 6. REFERENCIAS

- 1.- Andersen *et al.*. **TRY meteorological data for HVAC and energy**. Report nº174, Technical University of Denmark, 1986.
- 2.- Ferziger, J.H., **Numerical Methods for Engineering Application**. Ed. Wiley, 1981.
- 3.- “*Final technical report*” del proyecto europeo titulado “**Solar Louvre Building Integrated Collector**” (2003), con nº de contrato ENK6-CT-2000-00330. Informe para la Comisión Europea.
- 4.- Goswami, D.Y., Kreith, F. y Kreider, J.F., **Principles of Solar Engineering**. Ed. Taylor & Francis, 2ª edición, USA, 1999.
- 5.- Klein, S.A. and Alvarado, F.L. (1997). Engineering Equation Solver. **F-Chart Software**, Middleton, USA.
- 6.- Maple Sunscreening, pertenece a la compañía Maple Blind, con dirección: Wood Street, Cheadle, Stockport, Cheshire SK8 1AQ, UK. Tel: 0161 491 5494.
- 7.- UNE-EN ISO 9488, 2001. Norma española: Energía solar, Vocabulario (ISO 9488:1999).

## ***VII. CONCLUSIONES***

Las principales conclusiones obtenidas en la presente memoria, pueden resumirse según los objetivos alcanzados en el desarrollo del trabajo. Las cuatro primeras conclusiones se basan en la propuesta del diseño de un nuevo captador solar térmico integrado en dispositivos sombreadores. La quinta y sexta conclusión, se obtienen después de proponer el modelo de operación del captador solar en condiciones estacionarias. La séptima y la octava tratan de la validación del modelo mediante estudio experimental. La novena se fundamenta en la evaluación de aplicación del captador solar integrado para un sistema de agua caliente. Las tres siguientes demuestran la viabilidad económica del sistema. La última conclusión se obtiene al realizar el análisis ambiental.

1. La optimización del sistema captador-sombreador se puede adaptar a la localización geográfica del lugar, así como de la geometría y orientación de la ventana o superficie acristalada donde se quiera instalar.
2. Para latitudes inferiores a  $45^\circ$  (Hemisferio Norte), el número necesario de captadores solares sombreadores aumenta rápidamente y de forma lineal con la latitud, mientras que para latitudes mayores de  $45^\circ$ , este aumento es más gradual y no lineal. En los dos casos esta variación es más rápida cuanto más pequeño sea el ancho del captador.
3. Para mantener las condiciones deseadas de sombras durante todo el año, el área del sistema captador-sombreador y el área de la ventana o superficie acristalada para sombrear deben mantener una relación determinada: en latitudes como las de Santa Cruz de Tenerife, el área de la ventana debe ser 2,5 veces mayor que el área del sombreador. Para Lisboa y Londres el área del sombreador debería ser 10 - 20% inferior al área de la ventana. Para latitudes superiores el área del sombreador y la ventana deben ser prácticamente iguales.
4. Considerando los datos climáticos de Lisboa, la radiación solar global incidente para un captador compuesto por tres sombreadores a lo largo del año puede ser superior a 400 MJ por metro de longitud de captador instalado; considerado sólo el verano este valor puede alcanzar los 184

MJ/m. La inclinación más adecuada del captador para su operación durante todo el año es de  $10^\circ$  a  $15^\circ$ , mientras que la inclinación más adecuada en el período veraniego es de  $5^\circ$  a  $10^\circ$ .

5. Para tres configuraciones propuestas como modelo del captador solar, con una relación constante entre el caudal másico y el área útil del captador, se concluye que el rendimiento del captador tiene una gran influencia sobre: las propiedades térmicas y ópticas de los materiales usados, el aislamiento térmico de la parte inferior del captador y el área de la cubierta transparente en la parte superior del captador. El recubrimiento selectivo sobre la superficie de los tubos o canales y el uso de aislamiento térmico son altamente recomendables.
6. Considerando que el rendimiento es inversamente proporcional al área total de los captadores y fijando la relación caudal - área útil en  $0,020 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$ , se realiza la comparación de los parámetros que definen la curva de rendimiento del captador solar, para las tres configuraciones propuestas. Cuando se utiliza recubrimiento selectivo y aislamiento térmico, los resultados obtenidos son los siguientes: a) valores de factor de pérdidas térmicas inferiores a  $4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$  para los tres casos y b) valor de eficiencia óptica superior a 0,8 para las configuraciones 1 y 2, mientras que para la configuración 3 está entorno a 0,5. Estos valores son buenos comparados con los de captadores solares planos existentes en el mercado con recubrimiento selectivo ( $0,7\text{-}0,8$  y  $4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ).
7. La recta de ajuste del rendimiento del captador solar obtenida experimentalmente representa un buen acuerdo con la obtenida mediante el modelo teórico, siendo la recta teórica el límite superior de los valores experimentales. Los valores del coeficiente de eficiencia óptica y del factor de pérdidas térmicas son iguales a 0,363 y 3,90, respectivamente, mientras que los obtenidos teóricamente mediante el modelo, son iguales a 0,404 y 3,10.
8. Las condiciones más representativas en la influencia del alejamiento de los resultados experimentales respecto los teóricos son: soldadura de los

canales, sellado entre el plástico y metal de la cubierta, conductibilidad del aislante, variabilidad del viento y velocidades del viento superior a las supuestas en el modelo, y consideración de modelo monodimensional en las transferencias de calor.

9. Para un consumo de 200 litros por día de agua caliente, la fracción solar anual para un área de captador solar sombreador de  $4,5 \text{ m}^2$ , y tomando los datos climáticos de Lisboa, toma los valores de 83%, 81% y 52%, para las configuraciones 1, 2 y 3, respectivamente. En las mismas condiciones, tomando los datos climáticos de Santa Cruz de Tenerife, la fracción solar anual es igual a 94%, 91% y 57%, para las mismas configuraciones 1, 2 y 3.
10. En el análisis económico del sistema, para un consumo de 200 litros por día de agua caliente y considerando la configuración 3 de captador solar integrado, el período de retorno para Lisboa es igual 6,5 años, mientras que para Santa Cruz de Tenerife es igual a 5,5 años, comparándolo con sistema de calentamiento convencional a gas.
11. El coste medio de la energía, para un tiempo de vida del sistema de 20 años, es  $1,17 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Lisboa, mientras que para Santa Cruz de Tenerife es  $1,11 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$ . Estos valores son más bajos que el coste para un sistema de gas convencional ( $1,36 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Lisboa y  $1,48 \cdot 10^{-5} \text{ €/kJ}$  para Santa Cruz de Tenerife).
12. En el análisis del ahorro económico a lo largo de la vida útil, se obtiene que para 20 años de vida útil, se consigue un máximo de ahorro con  $9 \text{ m}^2$  de captador solar sombreador, obteniéndose un ahorro de 2334 € para Santa de Tenerife, mientras que para Lisboa se consigue un ahorro de 2147 €.
13. Cuando se utilizan los captadores solares sombreadores en el sistema de calentamiento de agua sanitaria, se consigue evitar la emisión de una cantidad significativa de toneladas de  $\text{CO}_2$  a la atmósfera. Para un área de captador de  $4,5 \text{ m}^2$  y un tiempo de vida del sistema igual a 20 años, se

consigue evitar la emisión de 12 toneladas de CO<sub>2</sub> en Santa Cruz de Tenerife y de 8,6 toneladas de CO<sub>2</sub> en Lisboa.

***STUDY OF A THERMAL SOLAR SYSTEM  
USING LOUVRE SHADING DEVICES***

## ***Index***

### **I. INTRODUCTION**

### **II. SOLAR LOUVRE COLLECTOR DESIGN AND SOLAR ENERGY COLLECTION**

- 1.- Integrated solar louvre collector design
- 2.- Solar energy collection

### **III. SOLAR COLLECTOR MODELS**

- 1.- Configuration 1: Collector with tubes
- 2.- Configuration 2: Collector with larger channels
- 3.- Configuration 3: Collector with smaller channels and transparent cover area

### **IV. TESTING OF THE SOLAR LOUVRE COLLECTOR**

- 1.- Experimental facility
- 2.- Results

### **V. WATER HEATING SYSTEM MODEL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL VIABILITY OF THE SYSTEM**

- 1.- Water heating system model
- 2.- Economic and environmental viability of the system

### **VI. CONCLUSIONS**

### **VII. REFERENCES**

## Figures

Fig.1.- Use of louvres to protect glazed surfaces.

Fig.2.- Solar louvre collector and window integration – geometry.

Fig.3.- Louvre system area/shading window area for latitudes in the North Hemisphere ( $H_w = 1$  m).

Fig.4.- Hourly solar radiation (horizontal surface) for average days - Lisbon TRY.

Fig.5.- Yearly solar energy for different inclination angles ( $\chi$ ).

Fig.6.- Solar energy in summer for different inclination angles ( $\chi$ ).

Fig.7.- Solar louvre collector - Configuration 1.

Fig.8.- Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 1): **abs** – absorbed solar radiation, **cond** – condensation, **conduc** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – cover, **ext** – exterior, **f** – fluid, **nat** – natural, **sat** – saturation (thermosyphon fluid), **t** – tubes.

Fig.9.- Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate, for different collectors and inlet temperatures (3 m length and 4 tubes).

Fig.10.- Collector efficiency as a function of tube length ( $L$ ) for different water flow rate conditions (selective collector and 4 tubes).

Fig.11.- Collector efficiency as a function of tube number ( $n_t$ ) for different water flow rate conditions (selective collector and 3 m length).

Fig.12.- Collector efficiency curves for different water flow rates and thermal properties (4 tubes with 3 m);  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.13.- Collector efficiency curves for different thermal insulation thicknesses (selective coating, with 4 tubes of 3 m);  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.14.- Solar louvre collector - Configuration 2.

Fig.15.- Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 2): **abs** – absorbed solar radiation, **conduc** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – channel, **ins** – insulation, **t** – top cover.

Fig.16.- Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate (in  $\text{kg/s/m}^2$ ), for different inlet temperatures.

Fig.17.- Collector efficiency as a function of louvre length ( $L$ ) for different water flow rates and inlet conditions.

Fig.18.- Collector efficiency curves with and without insulation;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.19.- Fin geometry for configuration 2 – seven fins in each channel.

Fig.20.- Collector efficiency curves with and without fins;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.21.- Solar louvre collector – Configuration 3.

Fig.22.- Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 3): **abs** – absorbed solar radiation, **cond** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – channel, **t** – top cover.

Fig.23.- Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate (in kg/s/m<sup>2</sup>), for different inlet temperatures.

Fig.24.- Collector efficiency as a function of louvre transparent cover width ( $L_{trans}$ ) for different inlet temperatures.

Fig.25.- Collector efficiency curves for different selective coating;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.26.- Collector efficiency curves for 3 configurations;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.27.- View of solar louvre collectors.

Fig.28.- Schematics of solar louvre testing facility and instrumentation.

Fig.29.- View of solar louvre collectors circuit (water pump, expansion vessel and water tank can be seen in the picture).

Fig.30.- Experimental results and collector efficiency curve;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.31.- Collector efficiency curves for the solar collector model (theor) and experimental results (exp);  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.32 – Schematics of the solar louvre water heating system.

Fig.33 – Monthly solar fractions for different louvre collector areas (Configuration 3): a) Lisbon climate, b) Tenerife climate.

Fig.34 – Annual solar fractions as function of the louvre collector areas for different configurations: a) Lisbon climate, b) Tenerife climate.

Fig.35 – Life cycle savings as a function of louvre collector area for 15 and 20 years of life period, for Lisbon and Tenerife (daily hot water consumption of 200 litres per day).

## Tables

Table 1 – Values of some geometric parameters considering  $l_o=0.25$  m for different European cities.

Table 2 – Values of  $E$  and  $N$  for different inclination ( $\chi$ );  $l_o=0.25$  m and  $H_w=1.5$  - 1 m. ( $N=N_1$  for  $H_w=1.5$  m,  $N=N_2$  for  $H_w=1$  m)

Table 3 – Temperatures and heat-transfer coefficients in the solar louvre collector.

Table 4 – Solar fraction monthly averages for Lisbon and Tenerife (configuration 3 with  $A_{col}=4.5$  m<sup>2</sup>).

Table 5 – Louvre cost and Solar Louvre Collector cost (250E type).

Table 6 – Annual solar fraction, heat load, auxiliary heat and energy savings for Lisbon and Tenerife ( $A_{col}=4.5$  m<sup>2</sup>).

Table 7 – Natural gas cost (fuel and useful energy), interest and inflation rates for Lisbon and Tenerife.

Table 8 – Payback period ( $N$ ) for Lisbon and Tenerife ( $A_{col}=4.5$  m<sup>2</sup>).

Table 9 – Average energy cost ( $\bar{C}_{total}$ ) in a system life period of 15 and 20 years for Lisbon and Tenerife.

Table 10 – Savings on CO<sub>2</sub> emissions for a system life of 15 and 20 years, for Lisbon and Tenerife.

## Nomenclature

$A_{col}$	collector area ( $m^2$ )
$c_p$	specific heat (J/kg/K)
$C_{gas,1year}$	cost of auxiliary energy in the first year (€/kJ)
$C_{gas,Np}$	cost of gas during $N_p$ years (€)
$C_{investment}$	initial cost for a given collector area (€)
$\bar{C}_{total}$	average energy cost (€)
$CO_{2,saving}$	quantity of $CO_2$ that is not emitted to the atmosphere (ton)
$d$	interest rate (%)
$E$	distance between louvre collectors
$E_{total,Np}$	useful energy obtained in the period $N_p$ (kJ)
$F$	collector heat removal factor (-)
$f$	system solar fraction (-)
$H$	height above the window (m)
$h$	solar altitude (m)
$H_w$	window height (m)
$i$	inflation rate (%)
$I$	incident solar radiation, collector surface ( $W/m^2$ )
$l_o$	louvre width (m)
$L$	louvre length (m)
$L_e$	distance to the facade from the last collector
LCS	Life cycle savings
$(m/Q)_{CO_2}$	$CO_2$ emission (kg/kJ)
$m_w$	mass flow rate (kg/s)
$N$	collectors number, payback period (years)

$N_p$	system life period (years)
$n_t$	tube number
$Q_{load}$	heat load for water heating (kJ)
$Q_{save}$	annual energy saving (kJ/year)
$T$	temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
$U_L$	collector heat loss coefficient ( $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$ )
$X_m$	collector efficiency parameter, based on average water temperature ( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ )

### Greek letters

$\beta_1$	angle that form the horizontal plane with the bottom of the window ( $^{\circ}$ )
$\beta_2$	angle that form the horizontal plane with the superior part of the window ( $^{\circ}$ )
$\phi$	Latitude ( $^{\circ}$ )
$\gamma$	angle formed between the plane that contain the axes of the collectors and the straight line who unite the nearest ends of two contiguous collectors ( $^{\circ}$ )
$(\tau\alpha)_n$	collector transmittance absorptance product - normal radiation incidence (-)
$\eta$	solar collector efficiency (-)
$\eta_{burner}$	gas burner efficiency (-)
$\chi$	collector inclination angle ( $^{\circ}$ )

### Subscripts

abs	absorbed solar radiation
amb	ambient
annual	annual
average	average temperature

b	bottom
c	cover, channel
cond	condensation
conduc	conduction
conv	convection
ext	exterior
f	fluid
in	collector inlet
ins	insulation
min	minimum
max	maximum
nat	natural
rad	radiation (longwave)
out	collector outlet
sat	saturation (thermosyphon fluid)
t	tubes, top cover
trans	transparent
w	water

## I. INTRODUCTION

Integration of renewable energy systems into buildings is an important strategy towards sustainable energy solutions. However, the present range of renewable energy systems developed for building integration is limited. Concerning solar energy systems, architects usually don't have the freedom to produce aesthetically pleasing and integrated designs.

Louvres are currently widely used, providing solar protection for glazed spaces, reducing loads during the cooling season. Applications include vertical glazed facades, atria roofs, windows and conservatories - see Fig.1.

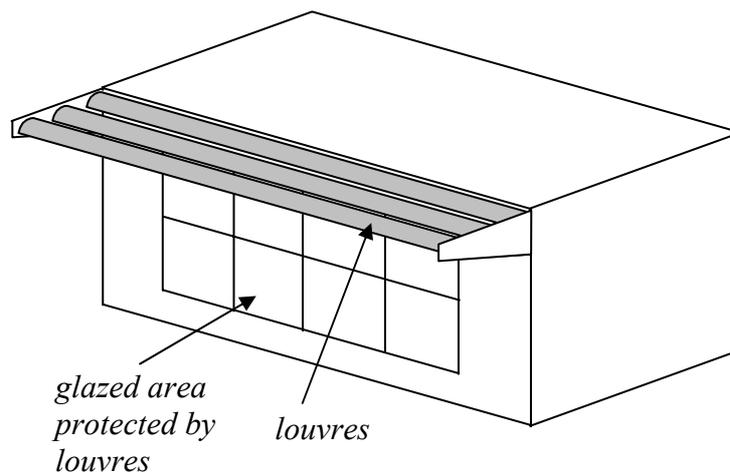


Fig. 1 – Use of louvres to protect glazed surfaces.

The integration of collectors into the external envelope of buildings offers a means of reducing system cost as well as providing architects with more freedom to integrate the technology into their designs. Unless renewable energy systems can be made cheaper and suitable for aesthetic integration into buildings, solar thermal technology is unlikely to penetrate in the large market of more conservative property owners and building clients.

An integrated solution will be particularly interesting if the system can be used throughout the year, maximising energy savings. With that aim, a solar collector was integrated into an existing louvre design, using horizontal louvres (overhang type, as in Fig.1).

In this study the potential of an integrated solar louvre collector system for water heating was evaluated. A numerical model for the integrated solar collector was developed for different configurations. For each configuration, the collector efficiency was quantified. An experimental testing of the solar louvre collector, under outdoor environmental conditions, was elaborated in order to assess its efficiency.

Thermal performance for a water heating system was obtained, under the climatic conditions of Lisbon (Portugal) and Tenerife (Spain). Economic and environmental viability of the system was assessed.

## **II. INTEGRATED SOLAR LOUVRE COLLECTOR DESIGN AND SOLAR ENERGY COLLECTION**

The objectives of this chapter are to describe the design of the solar collector louvre system, to analyse the influence of some geometrical parameters and to calculate the solar energy collection.

### **1.- Integrated solar louvre collector design**

The design of the solar louvre collector has to take into account window position and location (latitude), besides louvre dimensions. Fig.2 represents the geometry and main dimensions, for a south facing window. This is the most favorable façade/collector orientation, and for which louvres or horizontal overhangs are usually used as shading devices.

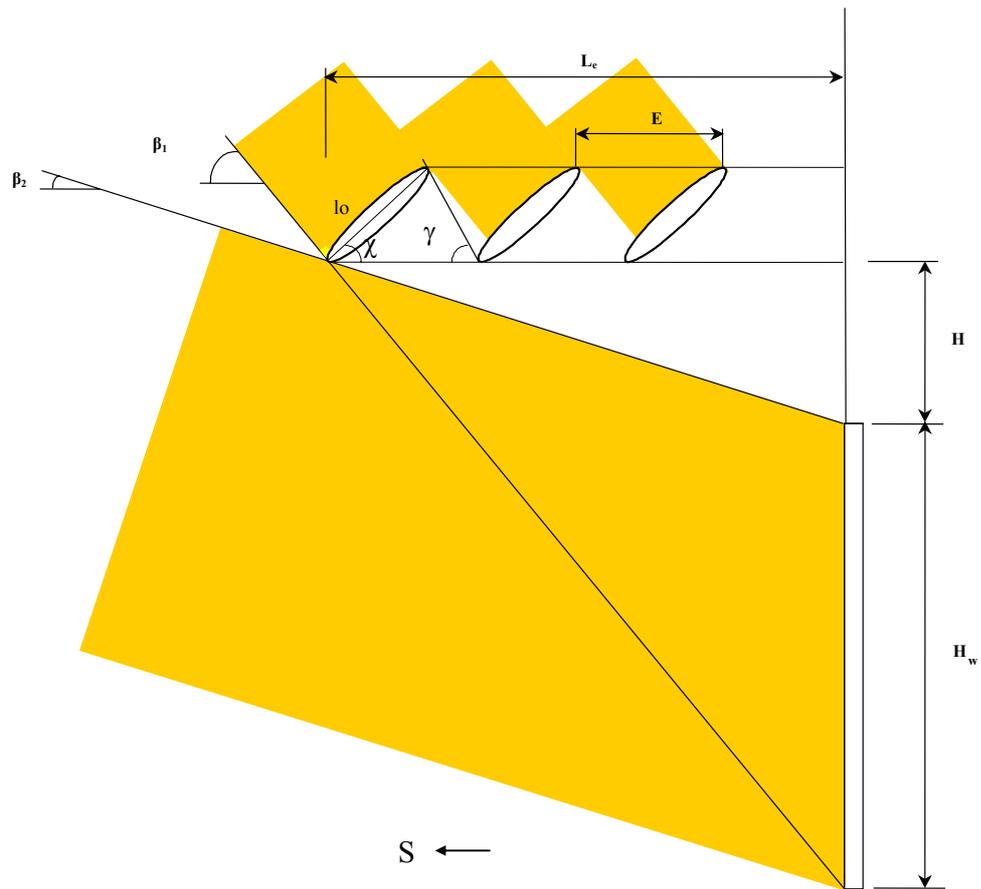


Fig.2 – Solar louvre collector and window integration - geometry.

The louvre collector has to provide suitable shading in summer while allowing solar incidence on the window during the winter period. This way, it can operate as a solar collector all year round.

The parameters that characterize the set of solar louvre collectors and its position respect the window are the following ones:

- Collector inclination angle,  $\chi$ .
- Louvre width,  $l_o$ .
- Louvre length,  $L$ .
- Number of collectors that constitute the solar louvre collector system,  $N$ .
- Louvre collector spacing, that is to say, distance between homologous points of two adjacent collectors,  $E$ .
- Distance between the facade and the furthest louvre point,  $L_e$ .
- Height of the window,  $H_w$ .

- Vertical range that separates the top end of the window from the horizontal support of the solar louvre collectors,  $H$ .
- Angle formed between the plane that contain the axes of the collectors and the straight line that unites the nearest ends of two contiguous collectors,  $\gamma$ .
- Angle  $\beta_1$  (see Fig.2).
- Angle  $\beta_2$  (see Fig.2).
- Latitude of the location ( $\phi$ ).
- Direction of the facade where the system is built-in (South).

For a given window height ( $H_w$ ), one can calculate the length ( $L_e$ ) and height above the window ( $H$ ) so that at 12 solar time lower sun altitudes ( $\beta_2 = h_{\min} + \xi$ ) allow complete window isolation and higher sun altitudes ( $\beta_1 = h_{\max} - \xi$ ) allow complete window shading;  $h_{\min}$  is the minimum solar altitude (at noon) in 21 December and  $h_{\max}$  is the maximum solar altitude (at noon) in 21 June. For each latitude, the  $\xi$  angle allows the total insolation for the winter and allows total shading for the summer. This angle can be fixed with an average value of  $10^\circ$ , for latitudes lower than  $45^\circ\text{N}$ , and with an average value of  $5^\circ$  for latitudes higher than  $45^\circ\text{N}$ .

The number of louvres depends on  $L_e$  but also on louvre geometry: inclination,  $\chi$ , and spacing,  $E$ . Necessary spacing depends on inclination and latitude. For complete window shading in summer, the angle  $\gamma$  should be equal to  $h_{\max}$  – see Fig.1. Lower angles will lead to partial window insolation and higher angles may increase the number of necessary louvres while at the same time decreasing incident radiation on the louvres (shading between louvres).

Table 1 shows some geometric parameters for a solar louvre collector system for some European cities: London (England), Zurich (Swiss), Porto (Portugal), Lisbon (Portugal) and Santa Cruz of Tenerife (Spain), with  $l_0=0.25$  m and  $H_w = 1$  and  $1.5$  m.

Table 1- Values of some geometric parameters considering  $l_0=0,25$  m for different European cities.

City	Latitude (°N)	$h_{\max}(\text{°})$ (21Jun)	$h_{\min}(\text{°})$ (21Dic)	$\beta_1(\text{°})$	$\beta_2(\text{°})$	$H_w=1\text{m}$		$H_w=1,5\text{m}$	
						H(m)	$L_e(\text{m})$	H(m)	$L_e(\text{m})$
London	51.5	62	15.1	57	20.1	0.312	0.852	0.467	1.278
Zurich	47.23	66.27	19.37	61.27	24.37	0.330	0.729	0.495	1.094
Porto	41.15	72.35	25.45	62.35	35.45	0.595	0.836	0.892	1.253
Lisbon	38.7	74.8	27.9	64.8	37.9	0.578	0.743	0.867	1.114
S.C.Tfe.	28.28	85.22	38.32	75.22	48.32	0.421	0.375	0.632	0.562

For a complete definition of the solar louvre collector system, it is necessary to know the number of collectors,  $N$ , and the louvre collector spacing,  $E$ , for different inclination,  $\chi$ . The Table 2 shows these values for some European cities.

Table 2 – Values of  $E$  and  $N$  for different inclination ( $\chi$ );  $l_0=0.25$  m and  $H_w=1.5 - 1$  m. ( $N=N_1$  for  $H_w=1.5$  m,  $N=N_2$  for  $H_w=1$  m)

city \ $\chi(\text{°})$	15			25			35			45		
	E (m)	$N_1$	$N_2$									
London	0.276	5	3	0.283	5	3	0.281	5	3	0.271	5	3
Zurich	0.270	4	3	0.273	4	3	0.268	4	3	0.254	5	3
Porto	0.262	5	3	0.260	5	3	0.250	5	4	0.233	6	4
Lisbon	0.259	4	3	0.255	4	3	0.244	5	3	0.225	5	4
Sta. Cruz Tfe.	0.247	2	2	0.235	2	2	0.217	3	2	0.192	3	2

Table 1 and Table2 show that, in general, in North Hemisphere the number of louvres increases as the latitude and the window height ( $H_w$ ) increase. The spacing between louvres decreases as the latitude decreases.

Figure 3 shows the relation between louvre system area and shading window area for latitudes in the North Hemisphere, with louvre width ( $l_o$ ) equal to 0.1 m and 0.25 m.

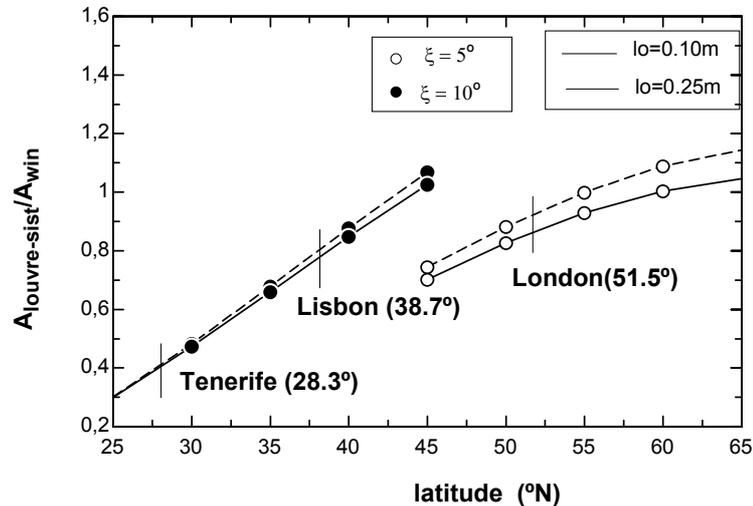


Fig.3 – Louvre system area/shading window area for latitudes in the North Hemisphere ( $H_w = 1$  m).

Fig.3 shows that for small latitudes like those of Tenerife, the window area could be 2.5 times greater than the louvre collector area. For Lisbon and London, the louvre collector area would still be less than the window area. For higher latitudes the louver collector and window areas are approximately equal.

## 2.- Solar energy collection

A model for calculating collected solar energy was developed, using all geometric variables as input. Louvre curvature was considered, taking into account the variation of solar incidence angle along the louvre surface. It was assumed that louvre inclination ( $\chi$ ) is maintained throughout the year.

Solar radiation data for one average day of each month were used – Lisbon TRY file. Fig.4 shows hourly solar radiation data used in the simulations.

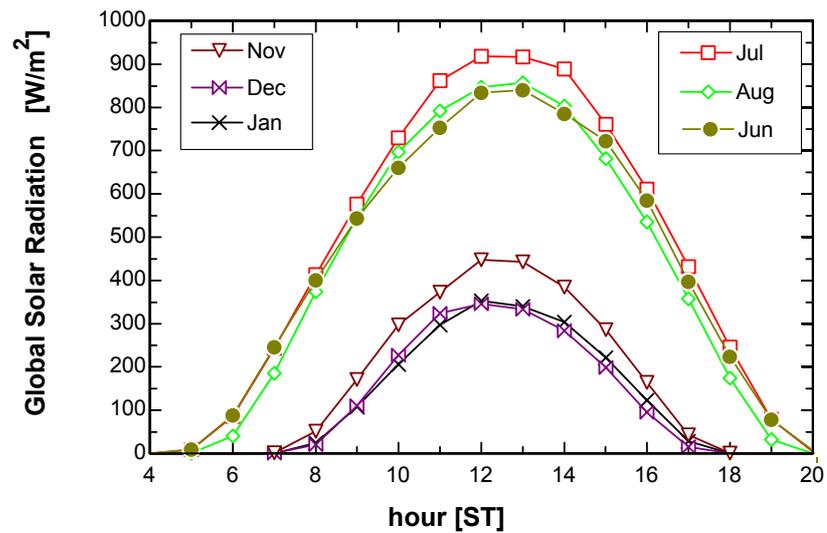


Fig.4 - Hourly solar radiation (horizontal surface) for average days - Lisbon TRY.

By performing hour by hour calculations, the model is able to calculate hourly heat fluxes in the solar louvre collector. In order to calculate the collected energy, the data for the solar louvre collector system is fixed:

- Lisbon climatic data –TRY.
- Latitude,  $\phi = 38.7^\circ\text{N}$ .
- Number of collectors,  $N = 3$ .
- Collector width,  $l_0 = 0.25\text{ m}$ .
- Collector length,  $L = 1\text{ m}$ .
- Collectors inclination angle,  $\chi = 0^\circ - 45^\circ$ .

When considering the use of a collector with 3 louvres, radiation on the back louvres is reduced because of shading caused by the louvres in the front. Shading reduces the amount of direct radiation available for collection. It depends on louvre inclination ( $\chi$ ) and spacing ( $E$ ). Spacing was assumed to be calculated as in Table 2, in order to allow full window shading in summer while at the same time minimizing shading between louvres.

In order to calculate collected energy, hourly radiation profiles have to be integrated for the whole day, month and year. Fig.5 shows yearly incident and transmitted solar energy for different inclination angles. Two situations are compared: the real one with one fully sunlit louvre and two louvres with shading, and an ideal one for 3 fully sunlit louvres.

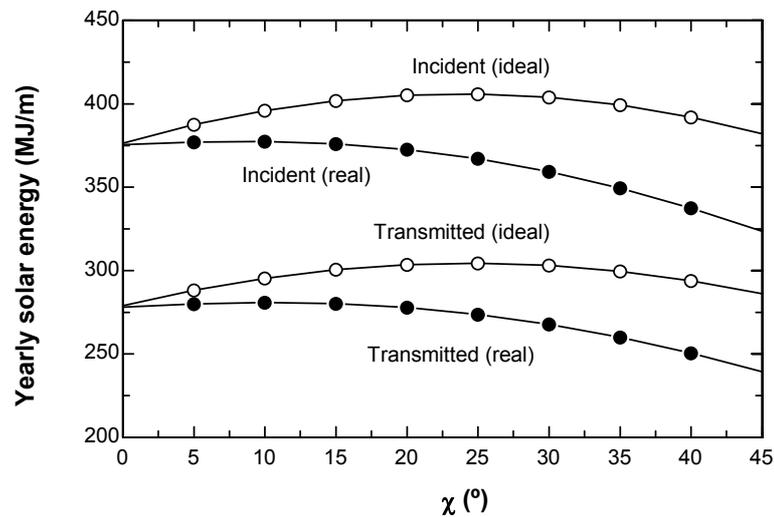


Fig.5 – Yearly solar energy for different inclination angles ( $\chi$ ).

Besides reducing collected solar energy, shading also changes the effect of inclination. Shading reduces transmitted energy by 7% for  $\chi = 15^\circ$ , by 12% for  $\chi = 30^\circ$  and by 17% for  $\chi = 45^\circ$ . While for incident energy the reduction is 6%, 11% and 17% for same angles. In an ideal situation (no shading) the optimum inclination angle is  $25^\circ$ , while for the real situation the maximum transmitted energy is obtained with  $10-15^\circ$ . Therefore, from the energy collection point of view, the ideal inclination would be quite low, for a system with all year round use. With  $\chi = 30^\circ$  there is a reduction of 4% in transmitted energy, and with  $\chi = 45^\circ$  a reduction of 14%.

Fig.6 shows yearly incident and transmitted solar energy for different inclination angles for the summer period. This included the months of May, June, July and August. In this case the effect of shading is negligible. The best inclination for summer use is  $0-5^\circ$ . An inclination of  $30^\circ$  leads to a reduction of 7% in transmitted energy and  $\chi = 45^\circ$  leads to a reduction of 21%.

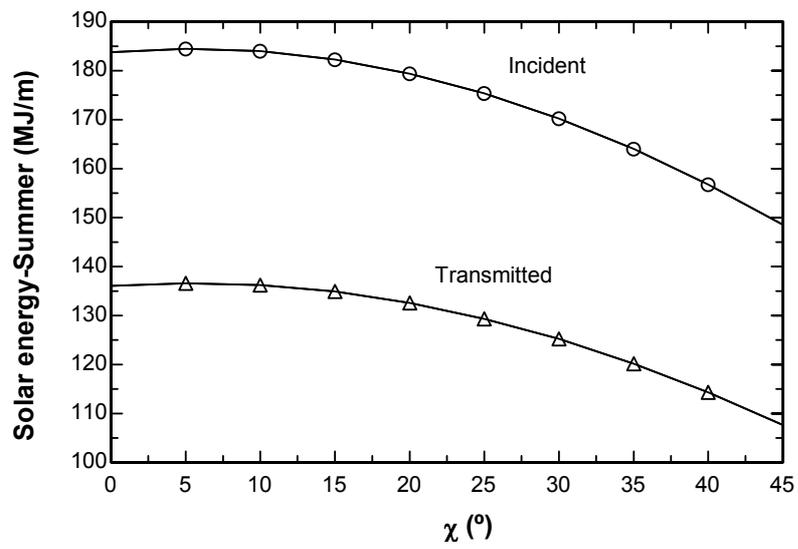


Fig.6 – Solar energy in summer for different inclination angles ( $\chi$ ).

### III. SOLAR LOUVRE COLLECTOR MODELS

In this chapter different configurations are developed for the solar collector. For each configuration, the model is described allowing to quantify collector efficiency and to analyse the influence of collector operating parameters.

The collector performance depends on: the climatic variables (solar radiation, ambient temperature), water flow rate and water temperature. Collector efficiency is defined as the ratio of useful heat divided by solar energy input. Efficiency is a function of incident solar radiation ( $I$ ), ambient temperature ( $T_{amb}$ ), water temperature (inlet -  $T_{in}$  or average -  $(T_{in}+T_{out})/2$ ) and water flow rate ( $m_w$ ). The usual expression for solar collectors is, [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.303]:

$$\eta = \frac{m_w c_p (T_{out} - T_{in})}{I A_{col}} = (F \tau \alpha_n) - (F U_L) \frac{(T_{in/average} - T_{amb})}{I} \quad (1)$$

which expresses a linear relationship between the efficiency and  $\Delta T/I$ , with  $\Delta T = (T_{in/average} - T_{amb})$ . The two coefficients ( $F(\tau\alpha)_n$  - optical efficiency - and  $FU_L$  - heat loss factor-) depend on water flow rate and are usually obtained by correlating experimental results for a given solar collector.

#### 1.- CONFIGURATION 1: Collector with tubes

The collector configuration is shown schematically in Fig.7. It has a plastic transparent cover on the upper part (PMMA- perspex), to allow solar radiation in, and the inside space is filled with saturated fluid (liquid-vapour) acting as a thermosyphon.

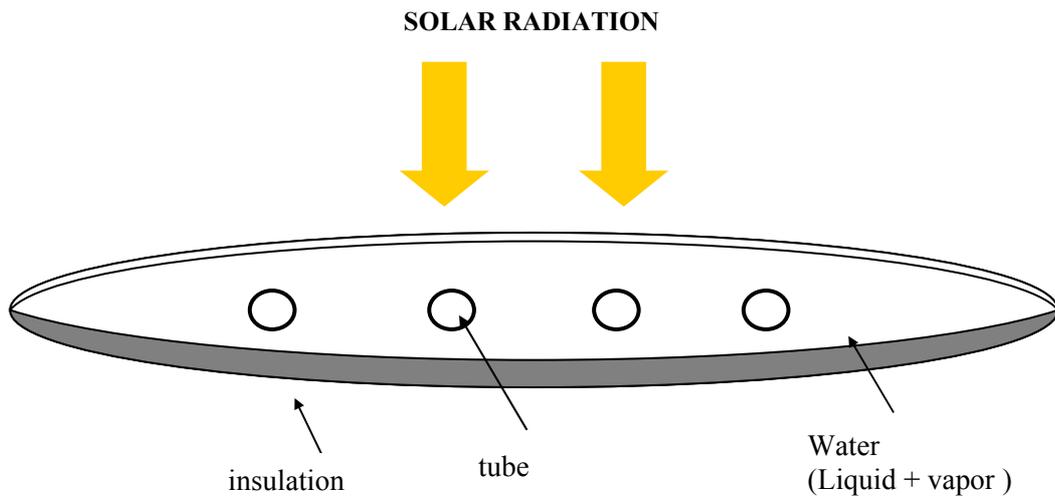


Fig.7 – Solar louvre collector - Configuration 1.

Water flows inside the tubes, with an external diameter of 12 mm and a thickness of 2 mm. The length and number of tubes is a design variable, and will be discussed later. However, reference values used are 4 tubes and 3 m length.

Solar collector performance can be evaluated by calculating water outlet temperature. For that it is necessary to consider all heat transfer processes occurring in the collector. Fig.8 shows schematically all heat fluxes considered.

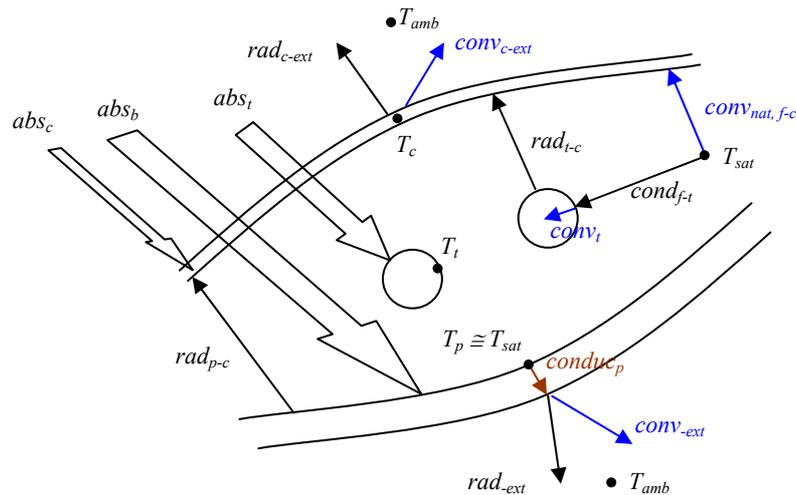


Fig.8 – Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 1): **abs** – absorbed solar radiation, **cond** – condensation, **conduc** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – cover, **ext** – exterior, **f** – fluid, **nat** – natural, **sat** – saturation (thermosyphon fluid), **t** – tubes.

Steady state heat transfer was assumed (negligible thermal inertia). Temperature in the louvre bottom surface (internal) was supposed to be equal to the thermosyphon fluid temperature, since part of it is in contact with liquid and the heat transfer coefficient is high. Thermal radiation between the louvre bottom (internal) surface and the tubes was neglected since their temperatures are of the same magnitude.

The model consists of 4 heat balance equations, stating that the sum of all incoming fluxes is equal to the sum of all outgoing fluxes: one equation for the transparent cover, one for the fluid/bottom surface, one for the tube surface (external) and one for the water inside the tubes. Heat transfer to the water was expressed with a logarithmic mean temperature difference between the tube surface and water. Existing correlations are used for all heat transfer coefficients: condensation between a saturated vapor and horizontal tubes, natural convection to an inclined plate (cover assumed as a plane surface), forced convection to outside air depending on wind velocity. The set of non-linear equations are solved with the EES software [Klein, S.A. and Alvarado, F.L., 1997].

Several radiative properties are used for the cover, tube and other metallic surfaces. The cover transmission coefficient for solar radiation is considered to be 0.92 (PMMA- perspex). The cover absorption coefficient for solar radiation is taken as 0.05. It was considered that the tubes and louvre bottom surface can either be coated with normal black paint or with a special thermal absorber coating (selective coating): in the first case the absorption coefficient for solar radiation is equal to 0.96 and the emissivity for longwave radiation is the same; with the selective coating (titanium oxide), while the absorption coefficient is the same, the emissivity for longwave radiation reduces to 0.1.

Thermal insulation can be used in the bottom external surface of the louvre collector, to reduce heat losses to the environment. When considered, a thickness of 3 cm was used – reference value.

The model for the solar louvre collector was used for a variety of climatic and operating conditions:  $I = 200$  to  $800 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{\text{amb}} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{in}} = 20$  to  $60^\circ\text{C}$ . A given set of geometrical (number and length of tubes), thermal (coating and thermal insulation) and operating parameters (water flow rate) was fixed and the effect of several changes was evaluated: number of tubes between 2 and 6, length between 1 and 5 m, water flow rate varying for a range of velocity inside the tubes between 0.1 and 1 m/s.

The increase in water flow rate decreases outlet temperature and increases collector efficiency (collected energy). Fig.9 shows the effect of varying water flow rate, expressed per unit of collector area. Water velocities in the tubes were varied between 0.1 and 1 m/s, with resulting flow rates between 20 and 270 g/s/m<sup>2</sup> of collector area.

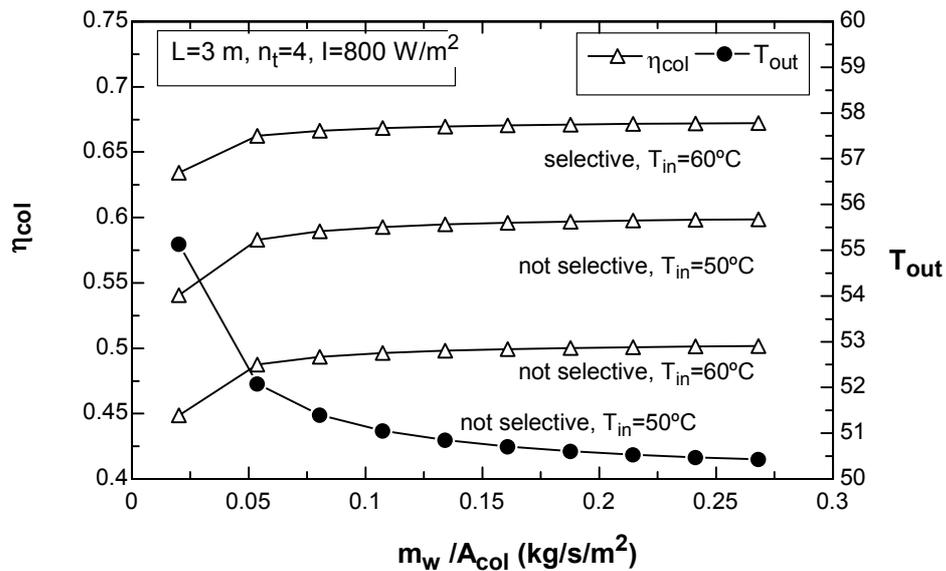


Fig.9 – Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate, for different collectors and inlet temperatures (3 m length and 4 tubes).

Note that for all cases there is an initial larger increase in efficiency, due to the change from laminar to turbulent flow (at about  $40 \text{ g/s/m}^2$ ). Beyond that, efficiency increases slowly and becomes almost constant for larger flow rates. This means that it is not interesting to use very high flow rates, as pumping power increases and no increase in energy collection is achieved. In a solar water heating system, where the collectors operate in a closed-loop with the storage tank, it is desirable to keep collector inlet temperature as low as possible, to operate with higher collector efficiencies (see equation (1)). In practice, water flow rates around  $20 \text{ g/s/m}^2$  are the best compromise between collector heat transfer coefficient, energy delivery and pumping power, [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991]. Therefore, this will be the reference value to consider.

The effect of tube length on collector efficiency can be analysed in Fig.10, for lengths ( $L$ ) between 1 and 5 m. Two approaches are compared: first to increase the length and maintain water flow rate (water velocity is constant), and second to increase the length maintaining the water rate/collector area ratio (water rate increases as  $L$  increases).

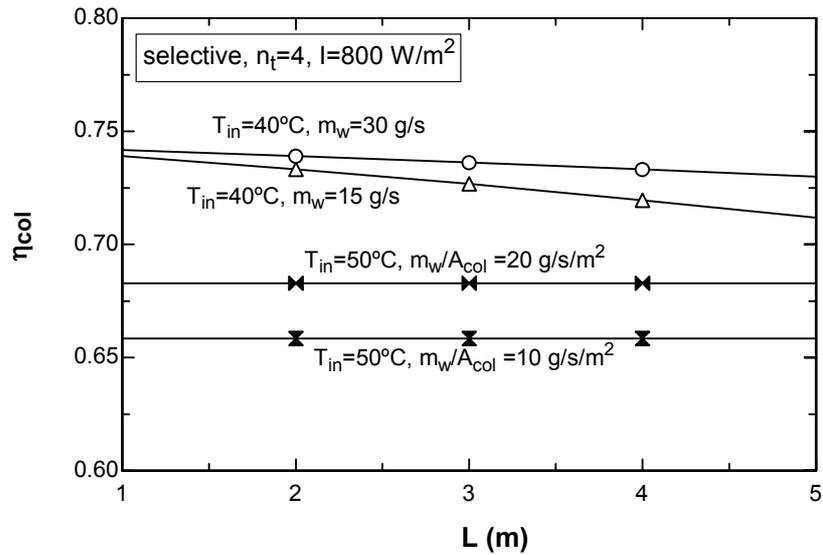


Fig.10 – Collector efficiency as a function of tube length ( $L$ ) for different water flow rate conditions (selective collector and 4 tubes).

When the water rate is maintained (upper two curves – 15 and 30 g/s), collector efficiency decreases, as outlet temperature and heat losses from the collector increase. With the second approach, maintaining water rate/collector area ratio (10 and 20 g/s/m<sup>2</sup>), the collector efficiency remains constant. Therefore, using the more recommendable last approach, tube length has a small influence on collector performance.

Fig.11 shows the effect of changing the number of tubes on collector efficiency, from 2 to 6 tubes.

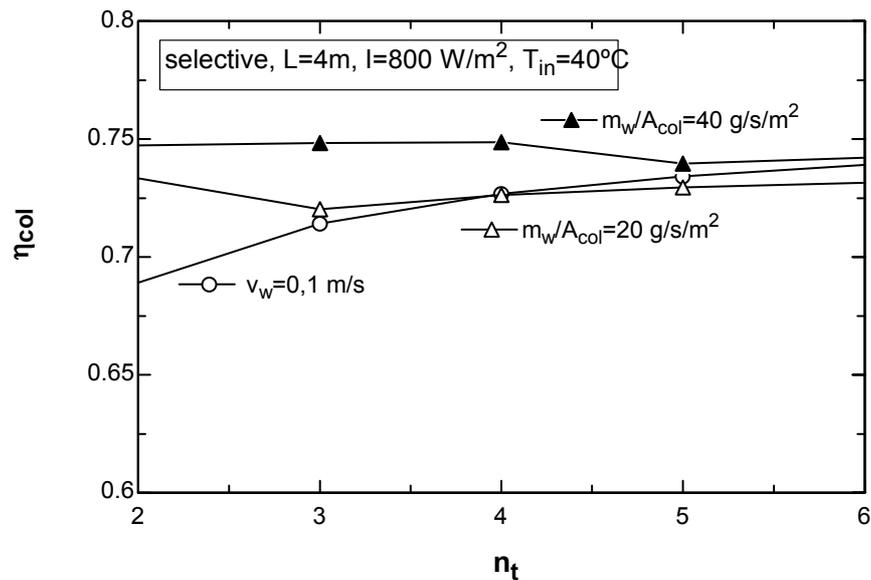


Fig.11 – Collector efficiency as a function of tube number ( $n_t$ ) for different water flow rate conditions (selective collector and 3 m length).

When the water rate/collector area ratio is kept constant (20 and 40  $\text{g/s/m}^2$ ), there is a small variation in collector efficiency. However, different behaviours are observed for the two cases: a reduction in efficiency between 2 and 3 tubes for 20  $\text{g/s/m}^2$  and a reduction in efficiency between 4 and 5 tubes for 40  $\text{g/s/m}^2$ . This decrease is due to the flow becomes laminar inside the tubes (note that water velocity decreases as the number of tubes increase). If the water velocity in each tube is kept constant ( $v_w$ ) then there would be a higher effect on collector efficiency, as Fig.11 shows.

For obtaining the collector efficiency it is necessary to obtain the collector characteristics defined in equation (1):  $F(\tau\alpha)_n$  - optical efficiency - and  $FU_L$  - heat loss factor-. For that, different values of solar radiation and water inlet temperature are used and different operating points are obtained with the collector model. A linear regression is performed on the set of points, in order to obtain  $F(\tau\alpha)_n$  and  $FU_L$ . At the same time, collector design changes are evaluated, by considering selective and non selective coatings, different water rates/collector area and different levels of thermal insulation.

Fig. 12 shows the results for the reference insulation case (3 cm),  $L=3$  m and  $n_t=4$  tubes. Note the slight influence of water rate/collector area on efficiency parameters. The use of a selective coating reduces the heat loss factor from about 6 to about 3  $\text{W/m}^2/\text{K}$ .

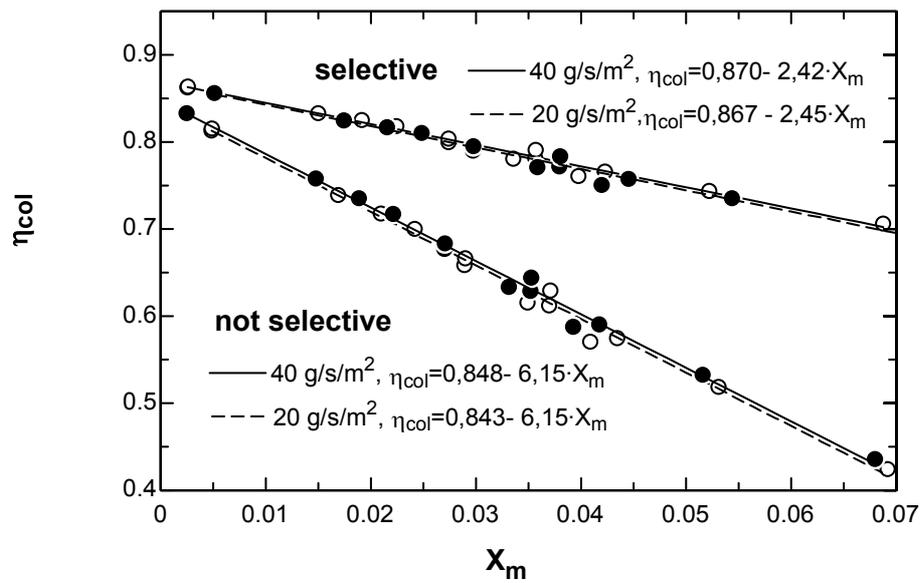


Fig.12 – Collector efficiency curves for different water flow rates and thermal properties (4 tubes with 3 m);  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

The values obtained for  $F(\tau\alpha)_n$  and  $FU_L$  show that the solar louvre collector has a very good performance when compared to existing types of solar collectors. A normal (not selective) flat plate solar collector has  $F(\tau\alpha)_n = 0.7-0.8$  and  $FU_L = 7-8$  as typical values, while with a selective coating it can reach an  $FU_L$  value of about 4.

The effect of thermal insulation on collector performance can be analysed in Fig.13.

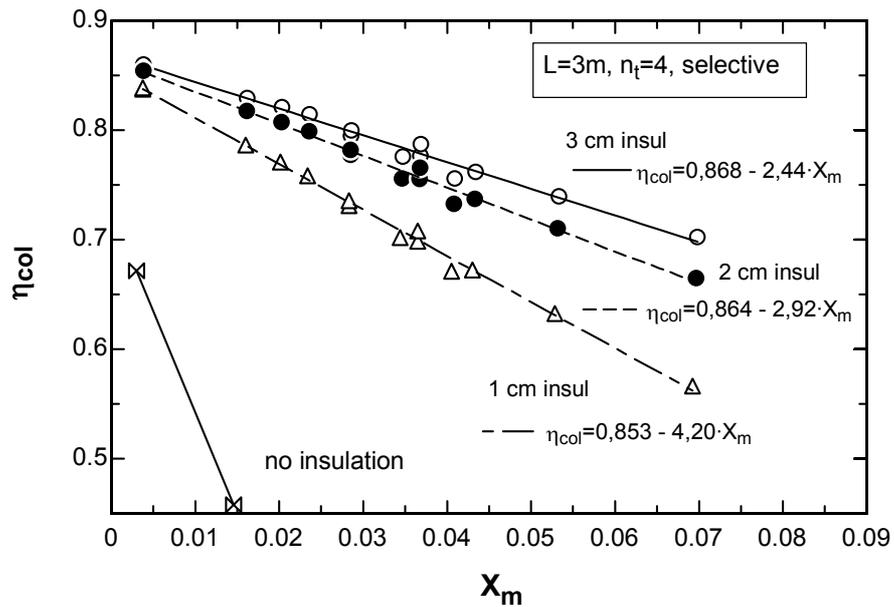


Fig.13 – Collector efficiency curves for different thermal insulation thicknesses (selective coating, with 4 tubes of 3 m);  $X_m = ((T_{in} + T_{out}) / 2 - T_{amb}) / I$ .

It is not advisable to use the solar louvre as a collector without thermal insulation. Note that a small thickness such as 1 cm already gives a performance better than that of a flat plate collector with selective coating.

## 2.- CONFIGURATION 2: Collector with larger channels

The configuration 2 for the solar louvre collector is shown schematically in Fig.14. It has a plastic transparent cover (PMMA- perspex) on the upper part, to allow solar radiation in, and there is a double water channel inside the louvre.

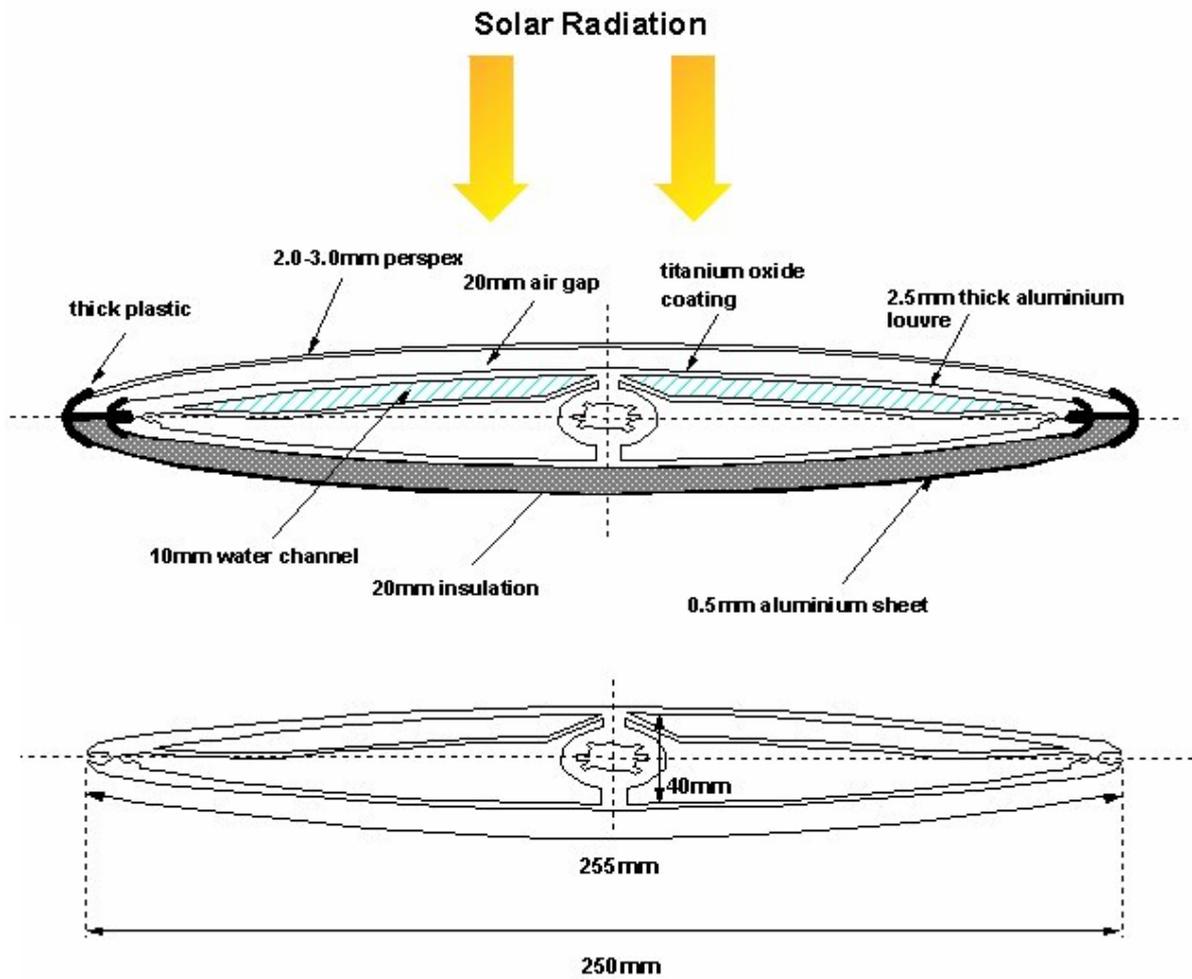


Fig.14 – Solar louvre collector – configuration 2.

Solar collector performance can be evaluated by calculating water outlet temperature. For that it is necessary to consider all heat transfer processes occurring in the collector. Fig.15 shows schematically all heat fluxes considered.

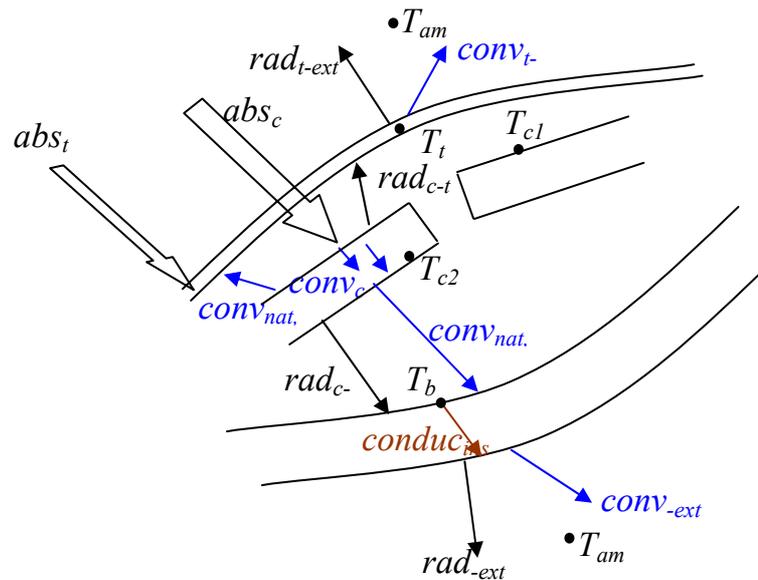


Fig.15 – Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 2): **abs** – absorbed solar radiation, **conduc** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – channel, **ins** – insulation, **t** – top cover.

Steady state heat transfer is assumed (negligible thermal inertia). The model consists of 6 heat balance equations, stating that the sum of all incoming fluxes is equal to the sum of all outgoing fluxes. Heat transfer to the water is expressed with a logarithmic mean temperature difference between the channel surface and water. Existing correlations are used for all heat transfer coefficients: forced convection in a channel, natural convection in an inclined plate (plane surfaces assumed), forced convection to outside air depending on wind velocity. The set of non-linear equations was solved with the EES software.

Several radiative properties are used for the cover, channels and other metallic surfaces. The cover transmission coefficient for solar radiation is considered to be 0.92. The cover absorption coefficient for solar radiation is taken as 0.05 and the emissivity for longwave radiation as 0.9. It was considered that the receiving surface is coated with titanium oxide (selective coating): the absorption coefficient for solar radiation is equal to 0.96 and the emissivity for longwave radiation reduces to 0.1.

Climatic variables affect collector performance (solar radiation, ambient temperature) and are considered to be known. Other operating variables are water flow rate (water channels), and inlet water temperature.

The model for the solar louvre collector was used for a variety of climatic and operating conditions:  $I = 200$  to  $800 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{in} = 20$  to  $60^\circ\text{C}$ . The effect of changing some geometrical and operating parameters are analysed: changing water flow rate, increasing louvre length (from the reference 1 m), removing thermal insulation and adding fins.

The increase in water flow rate decreases outlet temperature and increases collector efficiency (collected energy). Fig.16 shows the effect of varying water flow rate, expressed per unit of collector area. Water flow rates in the channels are varied between 20 and 250  $\text{g/s/m}^2$  of collector area.

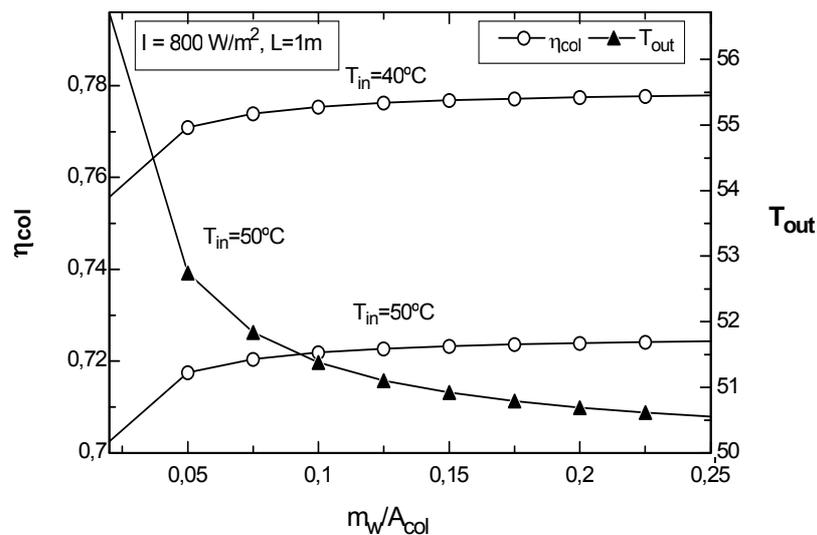


Fig.16 – Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate (in  $\text{kg/s/m}^2$ ), for different inlet temperatures.

Note that there is an initial larger increase in efficiency. Beyond that, efficiency increases slowly and becomes almost constant for larger flow rates. This means that it is not interesting to use very high flow rates, as pumping power increases and no increase in energy collection is achieved. In a solar water

heating system, where the collectors operate in a closed-loop with the storage tank, it is desirable to keep collector inlet temperature as low as possible, to operate with higher collector efficiencies. For same justification than the configuration 1, water flow rates around  $20 \text{ g/s/m}^2$  will be the reference value to consider.

The effect of louvre length on collector efficiency can be analysed in Fig.17 for lengths ( $L$ ) between 1 and 5 m.

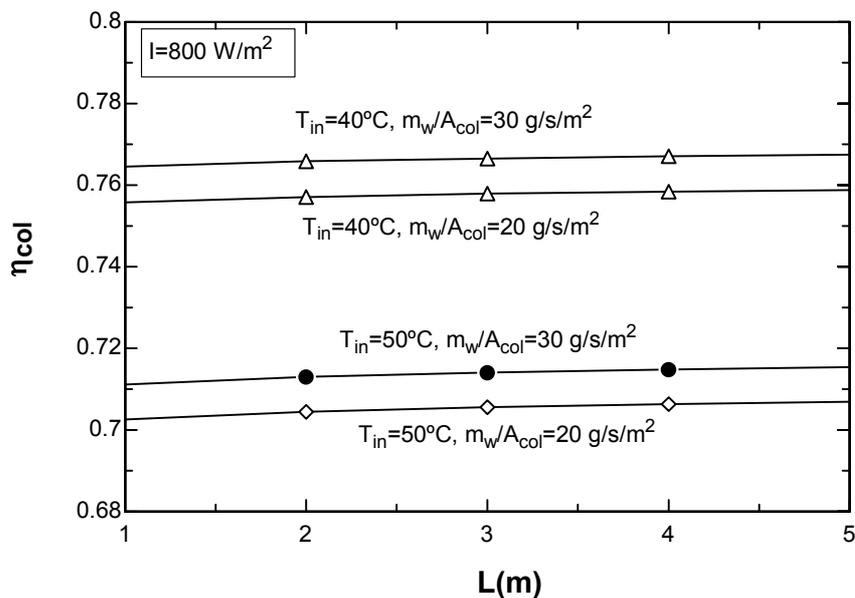


Fig.17 – Collector efficiency as a function of louvre length ( $L$ ) for different water flow rates and inlet conditions.

Maintaining the ratio of water rate/collector area (20 and  $30 \text{ g/s/m}^2$ ), collector efficiency remains approximately constant (note that water rate increases as  $L$  increases but heat losses also increases with  $L$ ). Therefore, louvre length has a small influence on collector performance.

To obtain the  $(F(\tau\alpha)_n)$  - optical efficiency - and  $FU_L$  - heat loss factor-, different values of solar radiation and water inlet temperature are used and different operating points are obtained with the collector model. A linear

regression was performed on the set of points, in order to obtain  $F(\tau\alpha)_n$  and  $FU_L$ . At the same time, the use (or no use) of thermal insulation is evaluated.

Fig. 18 shows the results for a water rate/collector area ratio of  $20 \text{ g/s/m}^2$ . For the basic configuration, the optical efficiency is equal to 0.87 and the heat loss factor is equal to  $3.8 \text{ W/m}^2/\text{K}$ . The values obtained indicate that the solar louvre collector has a very good performance when compared to existing types of solar collectors. In the solar louvre collector the optical efficiency is higher due to the better performance of the plastic cover when compared to a normal glass, and the loss coefficient is relatively low due to the selective coating and good insulation. Note that the influence of water rate/collector area on collector efficiency is small, and thus the values obtained can be used even if higher water ratios are used.

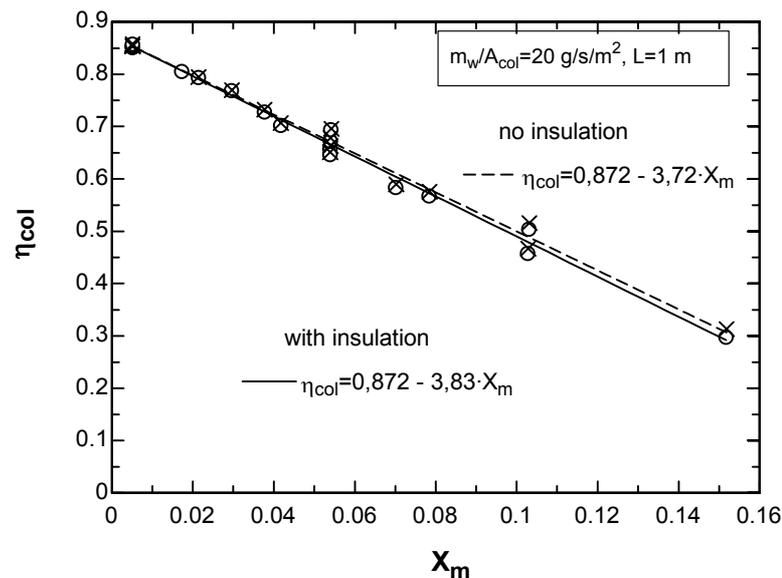


Fig.18 – Collector efficiency curves with and without insulation;  $X_m = ((T_{in} + T_{out}) / 2 - T_{amb}) / l$ .

The effect of using thermal insulation on collector performance can also be analysed in Fig.18. Note that without the insulating material there is an air cavity that also acts as an insulator (see Fig.14). As heat flows downwards in this

cavity and the temperature difference is small, the bottom heat transfer coefficient is low, even considering the existence of thermal radiation.

Table 3 shows temperatures and heat transfer coefficients for different solar radiation values, with and without insulating material. Note that global bottom heat transfer coefficient (by convection plus radiation) is lower than the insulating material heat transfer coefficient.

Table 3 - *Temperatures and heat-transfer coefficients in the solar louvre collector.*

$I_2$ (W/m <sup>2</sup> )	$T_{c2}$		$T_b$		$h_{conv}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$h_{rad}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$h_{conv}+h_{rad}$ (W/m <sup>2</sup> /K)	$h_{insul}$ (W/m <sup>2</sup> /K)
	with insulation	no insulation	with insulation	no insulation				
800	31.15	32.94	20.83	20.71	0.928	0.3257	1.254	1.75
600	30.52	32.27	20.79	20.66	0.9171	0.3245	1.242	1.75
400	29.9	31.60	20.74	20.62	0.9057	0.3234	1.229	1.75
200	29.28	30.93	20.69	20.58	0.8937	0.3222	1.216	1.75

Therefore, theoretically the use of an air space instead of an insulating material is slightly better (collector loss factor of 3.7 instead of 3.8 W/m<sup>2</sup>/K). It also leads to a cheaper solar louvre collector. However, under real operating conditions, if the air space is not well sealed, air infiltration and movement may increase the loss coefficient.

The use of fins in the water channel is also analysed. The use of 14 fins with the geometry shown in Fig.19 is considered.

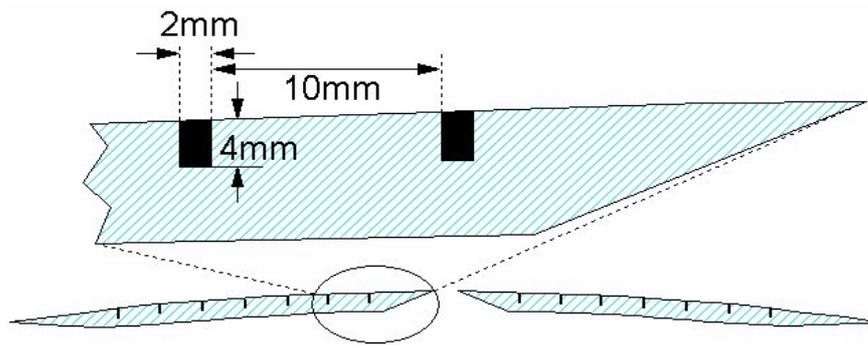


Fig.19 – Fin geometry for configuration 2 – seven fins in each channel.

The model is adapted to this configuration and Fig.20 shows the simulation results.

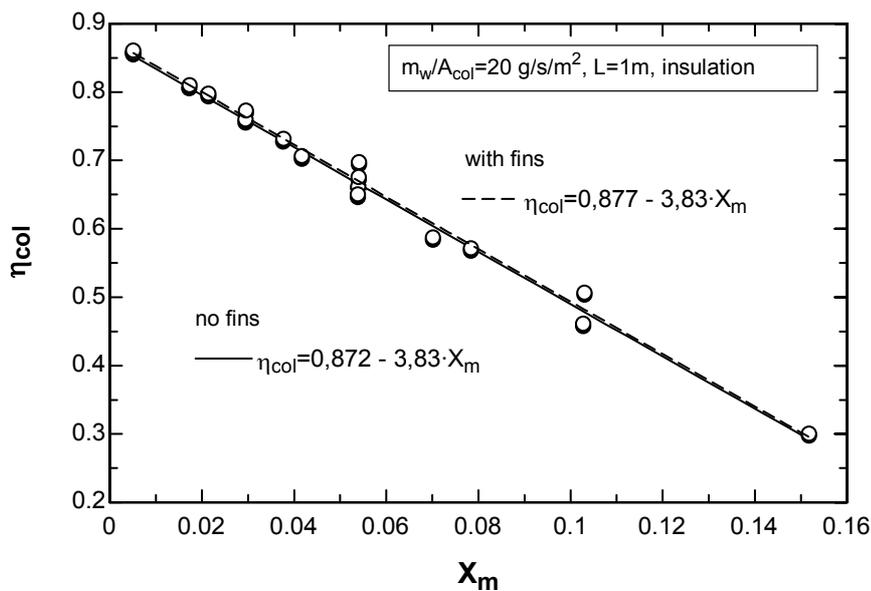


Fig.20 – Collector efficiency curves with and without fins;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / l$ .

Collector efficiency parameters are not significantly different from the previous ones. With a water rate/collector area ratio of  $20 \text{ g/s/m}^2$  the flow in the channel is laminar. However, the heat transfer coefficient is sufficiently high ( $133 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) to make the effect of fins negligible. Therefore, it is not very interesting to use fins, as the increase in manufacturing costs is not compensated by a significant efficiency improvement.

### 3.- CONFIGURATION 3: Collector with smaller channels and transparent cover area

The final collector configuration is shown schematically in Fig.21. Part of the upper cover has a plastic transparent material (Provista - plastic polymer), to allow solar radiation in, and there is a double water channel inside the louvre. Its width is smaller than the louvre width.

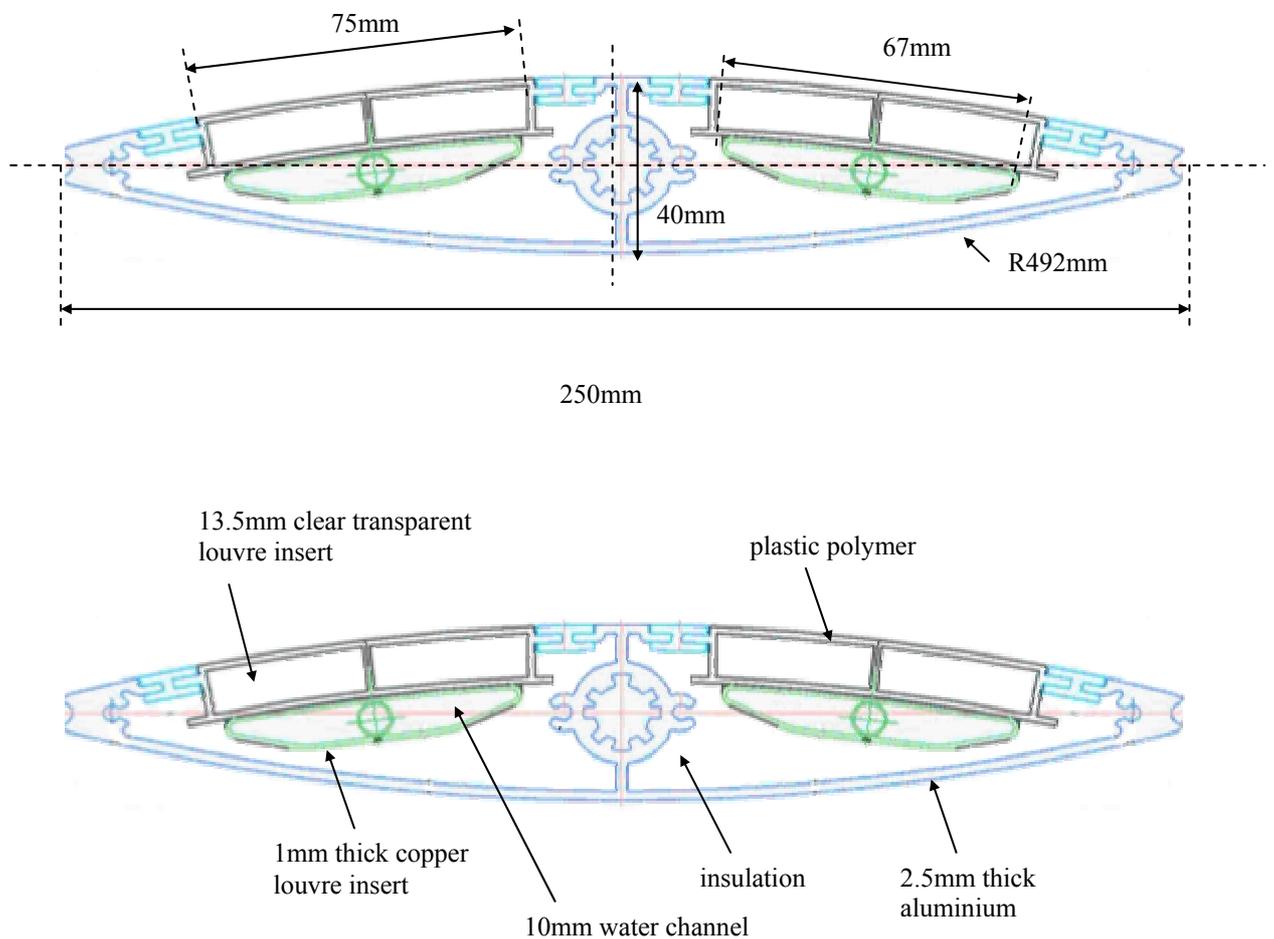


Fig.21 – Solar louvre collector – Configuration 3.

Solar collector performance can be evaluated by calculating water outlet temperature. For that it is necessary to consider all heat transfer processes occurring in the collector. Fig.22 shows schematically all heat fluxes considered.

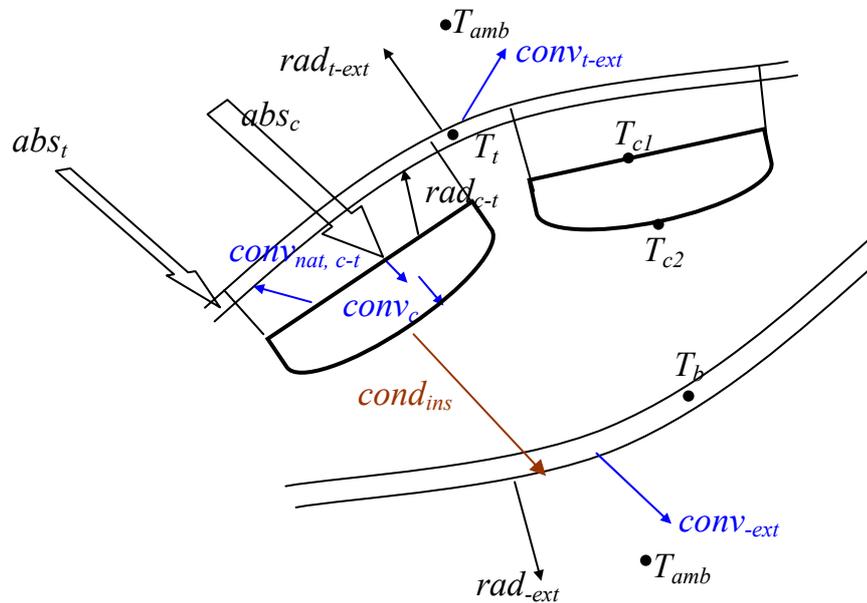


Fig.22 – Heat transfer processes in the louvre collector (Configuration 3): **abs** – absorbed solar radiation, **cond** – conduction, **conv** – convection, **rad** – radiation (longwave), **amb** – ambient, **b** – bottom, **c** – channel, **t** – top cover.

Steady state heat transfer is assumed (negligible thermal inertia). The model consists of 5 heat balance equations, stating that the sum of all incoming fluxes is equal to the sum of all outgoing fluxes. Heat transfer to the water is expressed with a logarithmic mean temperature difference between the channel surface and water. Existing correlations are used for all heat transfer coefficients: forced convection in a channel, natural convection in an inclined plate (plane surfaces assumed), forced convection to outside air depending on wind velocity. The set of non-linear equations was solved with the EES software.

Several radiative properties are used for the cover, channel and other metallic surfaces. The cover transmission coefficient for solar radiation is considered to be 0.9. The cover absorption coefficient for solar radiation is taken

as 0.088 and the emissivity for longwave radiation as 0.84. It is considered that the receiving surface is coated with titanium oxide (selective coating): the absorption coefficient for solar radiation is equal to 0.96 and the emissivity for longwave radiation reduces to 0.1.

The model for the solar louvre collector is used for a variety of climatic and operating conditions:  $I = 200$  to  $800 \text{ W/m}^2$ ,  $T_{amb} = 20^\circ\text{C}$ ,  $T_{in} = 20$  to  $60^\circ\text{C}$ . The effect of changing some geometrical and operating parameters is analysed: changing water flow rate, increasing louvre transparent cover length (the channel length increases proportionally). A comparison with the performance of the previous configuration (configuration 1 and 2) is made.

Fig.23 shows the effect of varying water flow rate, expressed per unit of collector area. Water flow rates in the channels are varied between 20 and 250  $\text{g/s/m}^2$  of collection area. The collection area is considered to be the plastic cover projected area, which is 40% lower than the louvre projected area for the configuration 1 and 2.

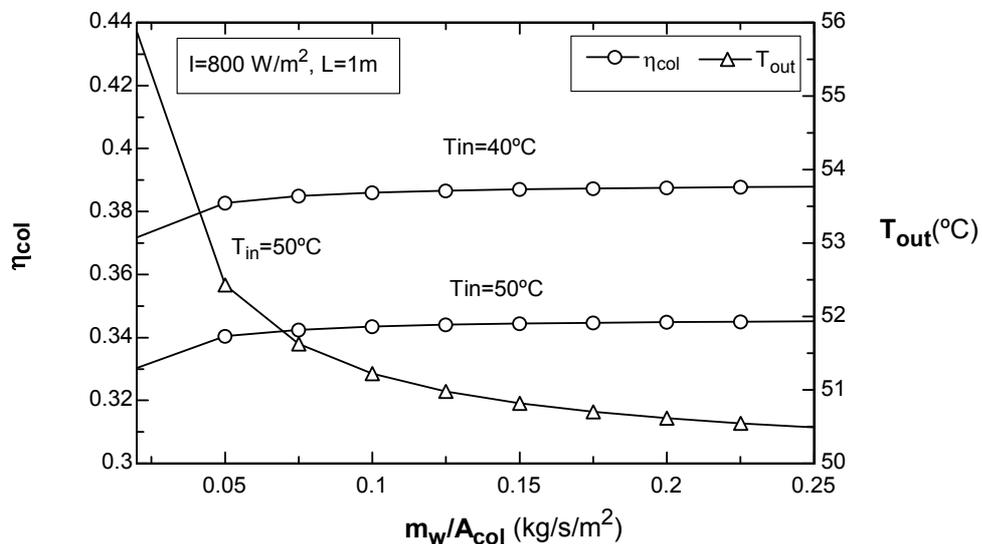


Fig.23 – Collector efficiency and outlet temperature as a function of water flow rate (in  $\text{kg/s/m}^2$ ), for different inlet temperatures.

The increase in water flow rate decreases outlet temperature and increases collector efficiency (collected energy). Note that there is an initial larger

increase in efficiency. Beyond that, efficiency increases slowly and becomes almost constant for larger flow rates. This means that it is not interesting to use very high flow rates, as pumping power increases and no increase in energy collection is achieved. For same justification than the other configuration, water flow rates around  $20 \text{ g/s/m}^2$  are the best compromise between collector heat transfer coefficient, energy delivery and pumping power.

The effect of louvre transparent cover width on collector efficiency can be analysed in Fig.24, for lengths ( $L_{\text{trans}}$ ) between 0.1 and 0.25 m.

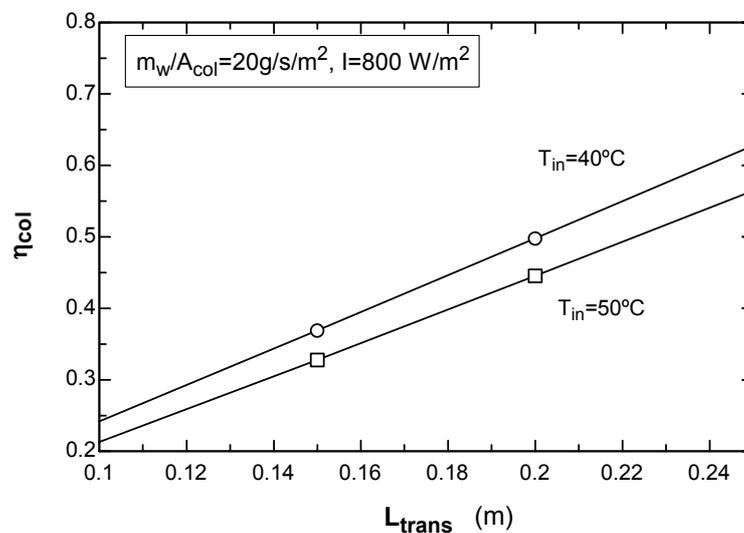


Fig.24 – Collector efficiency as a function of louvre transparent cover width ( $L_{\text{trans}}$ ) for different inlet temperatures.

In the configuration 3, the louvre transparent cover width is about 0.15 m, but if the transparent cover increases up to the louvre total width (0.25m) the collector efficiency increases 69% (linear increase). Note that water channel length increases as  $L_{\text{trans}}$  increases. Therefore, water channel width has a big influence on collector performance.

Fig. 25 shows the linear regression for collector efficiency with a water rate/collector area ratio of  $20 \text{ g/s/m}^2$ . Different values of solar radiation and water inlet temperature are used and different operating points are obtained for this configuration.

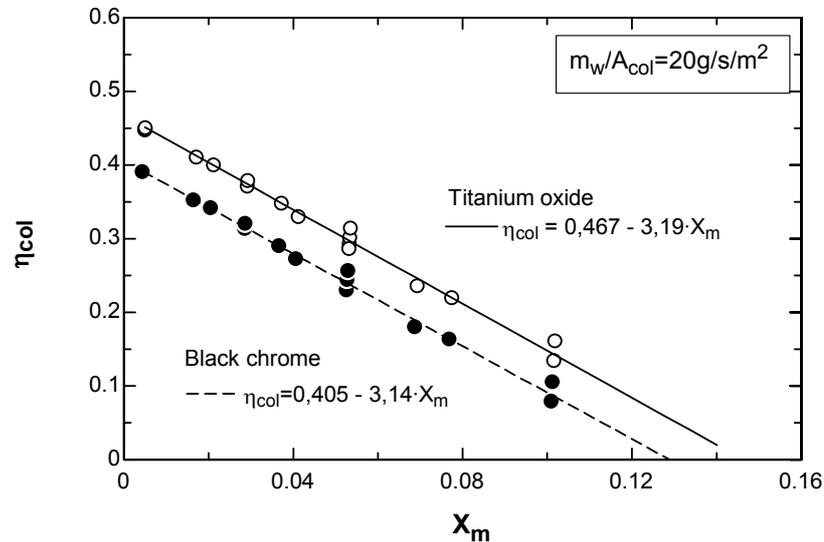


Fig.25 – Collector efficiency curves for different selective coating;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Fig.25 shows the collector efficiency when the receiving surface is coated with two different selective coating: titanium oxide and black chrome. For titanium oxide the absorption coefficient for solar radiation is equal to 0.96 and the emissivity reduces to 0.1. For black chrome the absorption coefficient is 0.87 and for longwave radiation is 0.09. For both cases, the value obtained for optical efficiency,  $F(\tau\alpha)_n$ , is higher than 0.4 and heat loss factor,  $FU_L$ , is smaller than 3.20. These values have an acceptable performance when compared to existing types of solar collectors. A normal (not selective) flat plate solar collector has  $F(\tau\alpha)_n = 0.7-0.8$  and  $FU_L = 7-8$  as typical values, while with a selective coating it can reach an  $FU_L$  value of about 4-5.

In this configuration for solar louvre collector the optical efficiency is smaller due to the fact that the transparent plastic is not covering all of the collector top. The loss coefficient is relatively low due to the selective coating and good insulation.

For completing the study of the solar collector model for the three configurations, a comparison of the performances of configurations 1, 2 and 3 is made, see Fig.26.

In the three configurations, it is considered that the receiving surface is coated with titanium oxide (emissivity=0.10 and absorption coefficient=0.96), and the transparent plastic cover. The other characteristics for each configuration are:

- Configuration 1:  $n_t = 4$  y  $insul = 2$  cm.
- Configuration 2: with insulation.
- Configuration 3:  $L_{trans} = 15$  cm.

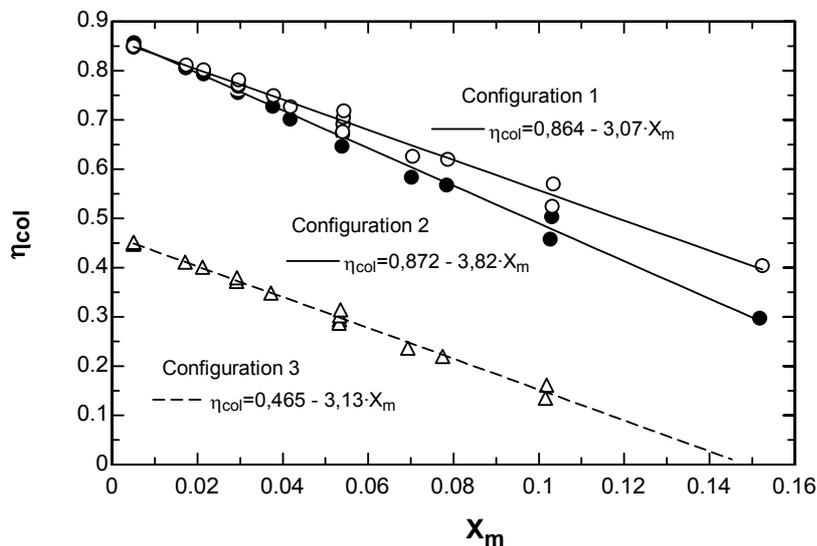


Fig.26 – Collector efficiency curves for 3 configurations;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb}) / I$ .

Note that the configuration 1 has the best performance with the heat loss factor smaller than the other configurations ( $FU_L = 3,07 \text{ W/m}^2/\text{K}$ ) and the optical efficiency similar to the configuration 2 ( $F(\tau\alpha)_n = 0.86$ ), but much higher than configuration 3 ( $F(\tau\alpha)_n = 0.47$ ). For configuration 3 the collector efficiency is reduced by about 47% compared to configuration 1 and 2. This reduction is due to the fact that configuration 1 and 2 have the same transparent plastic area, while configuration 3 has an area 40% lower. However, the heat loss factors of the three configurations are similar because they all have a good insulation. Though configuration 1 and 2 have a better performance than configuration 3, this one was chosen for testing purposes due to manufacturing constraints and cost.

## IV. TESTING OF THE SOLAR LOUVRE COLLECTOR

Experimental tests were carried out in Porto-Portugal during six months, from July to December 2003. A collector with a set of 5 louvres 0.25 m wide, 2 m long and with a louvre inclination of  $25^\circ$  is used for experimental purposes – see Fig.27. The louvres are placed so that no shading between them occurred during testing periods (10 am to 3 pm). Under real operating conditions shading can occur during periods of lower sun altitudes, because spacing between louvres should be chosen in order to provide complete window shading in Summer and minimize shading effects in Winter. This distance between louvres depends on latitude and louvre inclination, as discussed in chapter II.



Fig.27 – View of solar louvre collectors.

## 1.- Experimental facility

The solar louvre collectors were placed at a height of 2.5 m (above the ground), simulating location on top of a vertical window. A test circuit was assembled, allowing water circulation in the collectors. It was composed of a water tank, an expansion vessel, a circulation pump, piping and valves – see Figs.28 and 29.

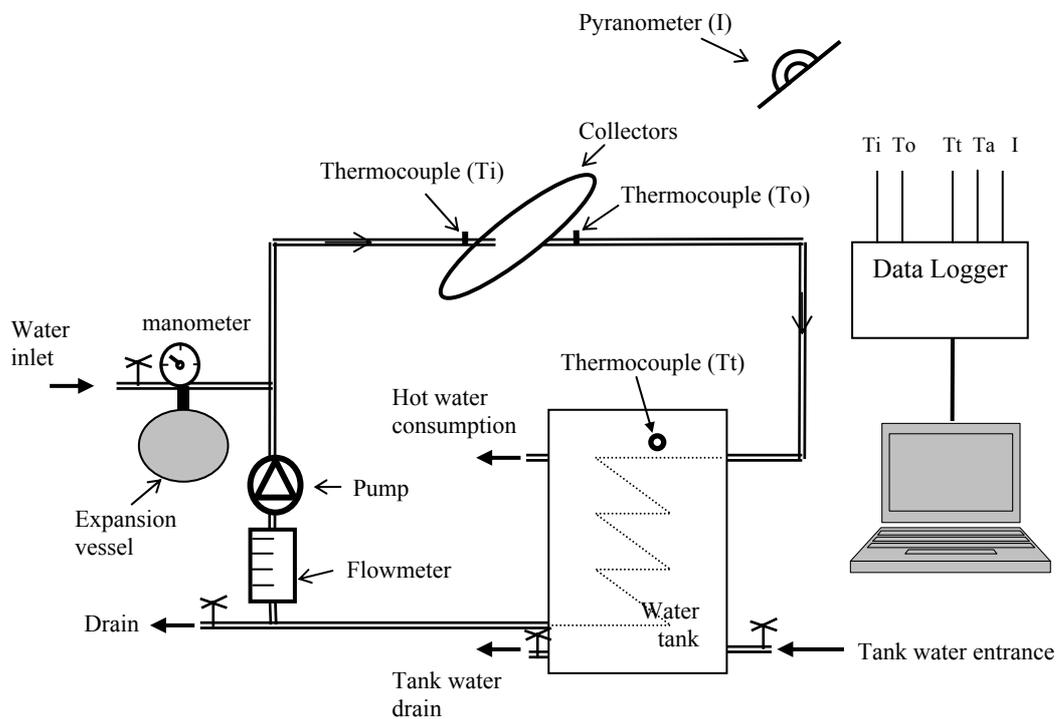


Fig. 28 – Schematics of solar louvre testing facility and instrumentation.



Fig.29 – View of solar louvre collectors circuit (water pump, expansion vessel and water tank can be seen in the picture).

Several instrumentations was installed to measure the main operating variables and water temperatures. As Fig.28 represents: solar radiation was measured with a pyranometer (Kipp & Zonen, model CM6B), water flow rate was measured with a flowmeter (rotameter type), a manometer and thermocouples to measure water temperature at collector inlet, outlet and tank. Ambient temperature and wind speed were also monitored.

Testing was carried out under Summer, mid-season and Winter outdoor conditions, between July and December 2003. Tests were conducted during clear sky days, between 10 am and 3 pm, so that the incidence angle on collector surface was less than  $30^\circ$ : this allows quantification of the collector optical efficiency for zero degree incidence. Water flow rate was fixed at  $20 \text{ g/s/m}^2$ , according to the testing standard, [Ashrae, 1977]. All measured values were registered every minute. For each test point, a quasi steady-state condition was obtained, allowing a maximum variation of 2% in every measured variable during

a period of 10 minutes. Average values for each 10 minute period were considered, a period which is longer than the collector thermal response time. Note that the experimental determination of collector efficiency is based on steady-state operation. More than 100 experimental points were obtained.

## 2.- Results

Collector efficiency is defined as the ratio of useful heat divided by solar energy input. Efficiency is a function of incident solar radiation, ambient temperature, water temperature (inlet and outlet) and water mass flow rate, according to:

$$\eta = \frac{m_w c_p (T_{out} - T_{in})}{I A_{col}} \quad (2)$$

In this case, the total (projected) louvre area was used to calculate the efficiency. Note that it is higher than the transparent cover area.

Collector efficiency can also be written as a function of the main climatic variables: incident solar radiation and ambient temperature, [Duffie, J.A. y Beckman, W.A, 1991, p.303]:

$$\eta = (F \tau \alpha_n) - (F U_L) \frac{(T_{average} - T_{amb})}{I} \quad (3)$$

which expresses a linear relationship between the efficiency and  $\Delta T/I$ , where  $T_{average}$  is the arithmetic average between inlet and outlet temperatures. The two collector characteristic coefficients – optical efficiency ( $F(\tau\alpha)_n$ ) and heat loss factor ( $FU_L$ ) – were obtained by correlating experimental results.

Fig.30 shows experimental results for the solar louvre collector. Points obtained during typical Summer and Winter operation conditions are identified: during Summer ambient temperature varied between 25 and 35°C, and incident solar radiation varied between 650 and 850 W/m<sup>2</sup>, while in Winter ambient temperature was in the range 10-15 °C, and incident radiation in the range 200-500 W/m<sup>2</sup>.

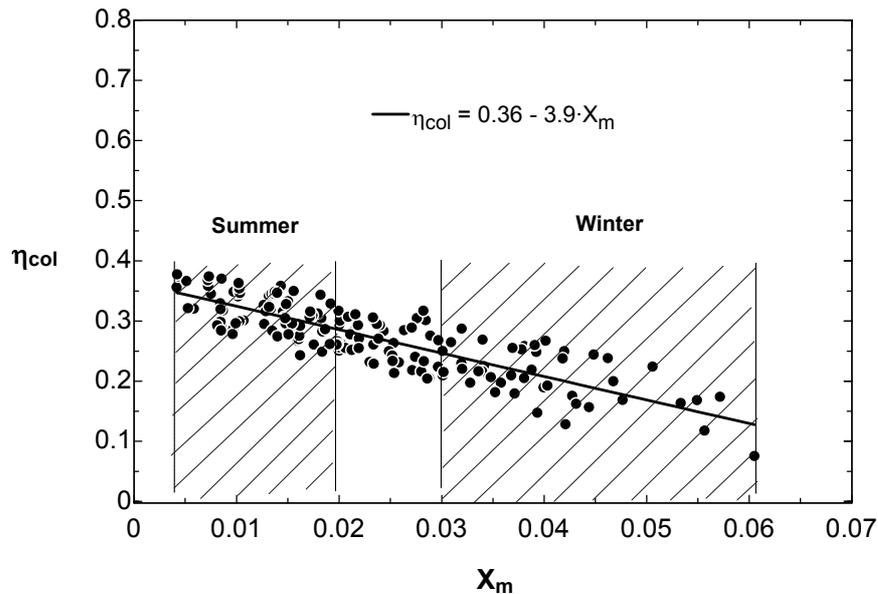


Fig. 30 – Experimental results and collector efficiency curve;  $X_m = ((T_{in} + T_{out})/2 - T_{amb})/I$ .

The correlated efficiency characteristics are also shown in Fig.30: the optical efficiency is equal to 0.36 and the heat loss factor is equal to 3.9 W/m<sup>2</sup>/K. The lower optical efficiency is due to the fact that the louvre total area was used as reference - equation (2): if the louvre transparent cover area was used, an optical efficiency of about 0.6 would be obtained.

A model similar to the configuration 3 was applied to the new collector design. It is composed of a set of non-linear equations expressing the steady-state energy balance of the collector several components. Several radiative properties were used for the transparent cover and metallic surfaces. The cover transmission coefficient for solar radiation was considered to be 0.90 (for each layer). The cover absorption coefficient for solar radiation was taken as 0.09 and the emissivity for longwave radiation as 0.84. It was considered that the receiving

surface (coated with black chrome) has an absorption coefficient for solar radiation equal to 0.87 and an emissivity for longwave radiation reduced to 0.09. Results of the model are shown in Fig.31, compared to the experimental ones.

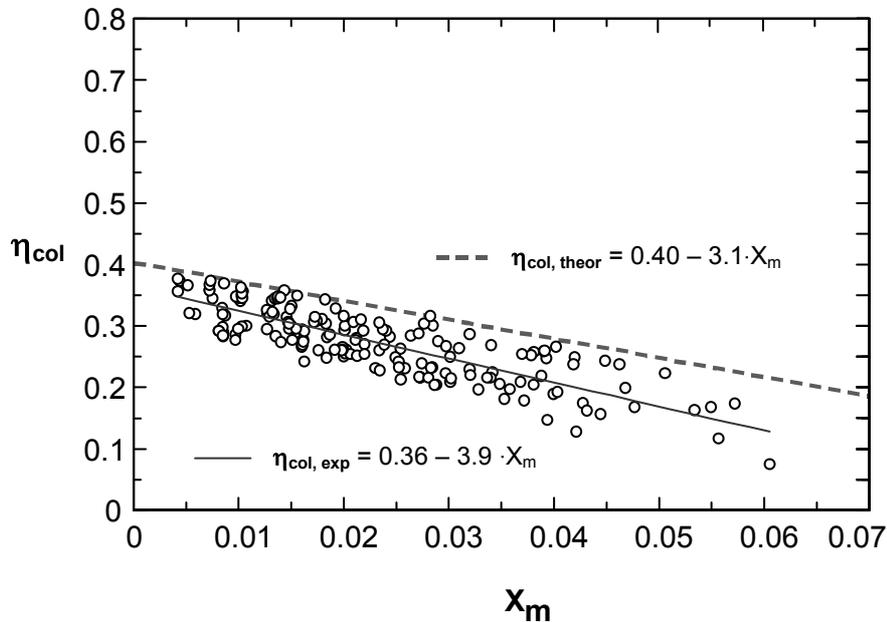


Fig.31 – Collector efficiency curves for the solar collector model (theor) and experimental results (exp);  $X_m = ((T_{in} + T_{out}) / 2 - T_{amb}) / I$ .

The model gives a slightly higher optical efficiency – 0.4 compared to 0.36 – and a slightly lower loss coefficient – 3.1 instead of 3.9. The experimental curve lies below the model one, which can be explained by several ideal assumptions used in the model, that are not verified in real conditions: for instance, perfect contact between transparent cover and copper channels, one-dimensional heat transfer, etc. However, the model gives a good indication about louvre collector performance and behaviour under different operating conditions.

## V. WATER HEATING SYSTEM MODEL, ECONOMIC AND ENVIRONMENTAL VIABILITY OF THE SYSTEM

### 1.- Water heating system model

A model for a complete water heating system, integrating the louvre collector, storage tanks and other components was developed under EES. Fig.32 shows schematically the system. It uses one storage tank connected to the water supply and to the collector circuit, and one backup tank where auxiliary heating is supplied whenever the water temperature is lower than desired.

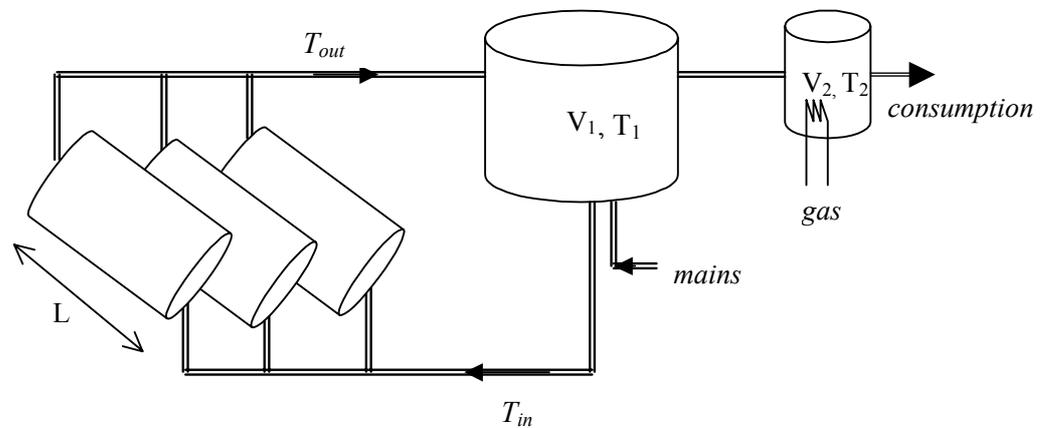


Fig.32 - Schematics of the solar louvre water heating system.

The louvre collector units –configuration 1, 2 and 3 - are connected in parallel with a number of 3. The length of the collector is equal to 2 m, which means that the minimum collector area is equal to  $3 \times 0.5 \text{ m}^2 = 1.5 \text{ m}^2$ . More sets of 3 louvre units can be installed and should be connected in parallel, to assure maximum collector efficiency.

The system model is based on the calculation of temperature profiles (along time) in both tanks. This requires two differential equations (one for each tank) and coupling with solar collector circuit and consumption. The solar collector is represented through the efficiency curve ( $F(\tau\alpha)_n$  and  $FU_L$ ) and hourly values of climatic variables (solar radiation, ambient temperature) have to be known. It is assumed that water is circulated in the collectors only when there is energy gain (a pump is controlled by water temperature difference). The model was implemented in EES, which allows the numerical solution of differential equations. The model calculates  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ ,  $T_1$  and  $T_2$  (see Fig.31) along time. For a given period, energy input from solar and auxiliary sources can be quantified.

A water consumption profile typical of domestic applications is considered, [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991], with a total water consumption of 200 litres of hot water per day (at 58°C). Results are obtained for a system with 3 louvre units of 6 m length (4.5 m<sup>2</sup> collector area),  $V_1 = 225$  litres,  $V_2 = 30$  litres, with  $F(\tau\alpha)_n = 0.47$  and  $FU_L = 3.13$  W/m<sup>2</sup>/K (20 g/s/m<sup>2</sup> for water flow rate) - configuration 3 -. It is assumed that auxiliary heat is supplied by a gas boiler, which is switched on when  $T_2$  is lower than 55°C. Collector tilt was equal to 45°.

Hourly climatic data for Lisbon (Test Reference Year) and climatic data for Tenerife are used in the simulations. Table 4 shows solar fraction results for a 4.5 m<sup>2</sup> collector area and configuration 3. Solar fraction ( $f$ ) is defined as the percentage of heat load that is met by solar energy.

Table 4 – *Solar fraction monthly averages for Lisbon and Tenerife (configuration 3 with  $A_{col} = 4.5$  m<sup>2</sup>).*

<b>Month</b>	<b>Jan</b>	<b>Feb</b>	<b>Mar</b>	<b>Apr</b>	<b>May</b>	<b>Jun</b>	<b>Jul</b>	<b>Aug</b>	<b>Set</b>	<b>Oct</b>	<b>Nov</b>	<b>Dec</b>
f (%)												
Lisbon	27	25	46	58	68	68	76	74	61	50	37	27
f (%)												
Tenerife	44	49	59	61	63	61	69	72	68	61	42	37

For  $4.5 \text{ m}^2$  collector area an annual solar fraction of 52% was calculated for Lisbon and 57% for Tenerife. These are good values taking into account the relatively small collector area.

To analyse the effect of louvre collector area, 2 more sets of simulations are performed, for  $A_{col} = 1.5 \text{ m}^2$  (3 louvre units with 2 m length) and  $A_{col} = 3 \text{ m}^2$  (3 louvre units with 4 m length). Fig.33 shows monthly solar fractions for all three cases (areas) for Lisbon and Tenerife. For all areas there is no energy excess in Summer.

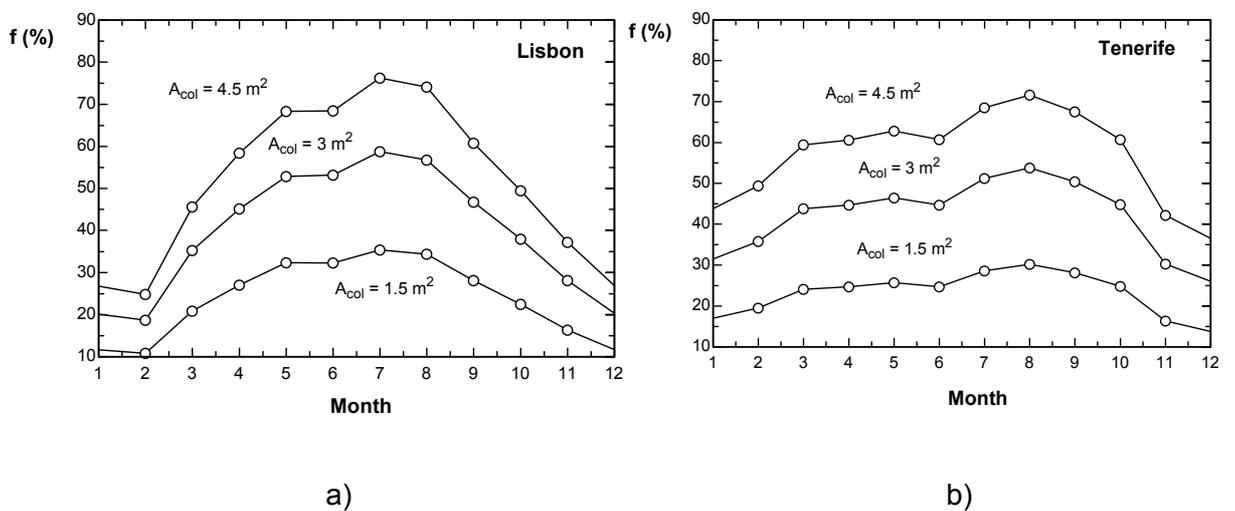


Fig.33 – Monthly solar fractions for different louvre collector areas (Configuration 3): a) Lisbon climate, b) Tenerife climate.

Fig. 34 compares the annual solar fraction as a function of louvre collector area for all configurations (Lisbon and Tenerife climates).

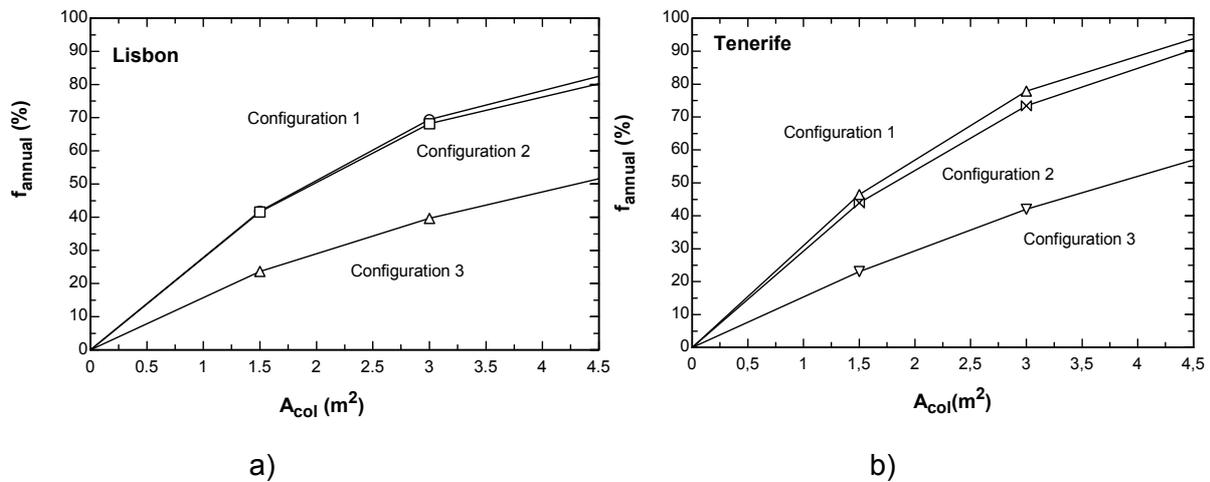


Fig.34 – Annual solar fractions as function of the louvre collector areas for different configurations: a) Lisbon climate, b) Tenerife climate.

Annual solar fractions for configuration 1 and 2 are similar and higher than annual solar fraction for configuration 3. This difference is due to the configuration 1 and configuration 2 have similar collector characteristic coefficients:  $F\tau\alpha_n = 0.87$  for configuration 1 and 2 and  $FU_L = 3.07 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , for configuration 1 and  $FU_L = 3.82 \text{ W/m}^2/\text{K}$  for configuration 2. The configuration 3 has  $F(\tau\alpha)_n = 0.47$  and  $FU_L = 3.13 \text{ W/m}^2/\text{K}$ . The annual solar fractions for Lisbon are equal to 83% (configuration 1), 81% (configuration 2) and 52% (configuration 3), and for Tenerife are equal to 94% (configuration 1), 91% (configuration 2) and 57% (configuration 3), with 4.5 m<sup>2</sup> of collector area.

## 2.- Economic and environmental viability of the system

In this section, the payback period, total cost of energy unit and CO<sub>2</sub> emission savings are calculated for a hot water system application. For that, the annual solar fraction for configuration 3 and data for Lisbon and for Tenerife are considered.

The cost of existing louvres and the estimated cost for the new solar louvre collector are presented in Table 5. The values were provided by a louvre manufacturer – Maple (UK).

Table 5 - Louvre cost and Solar Louvre collector cost (250E type).

Louvre area (m <sup>2</sup> )	Louvre with end support (€/m <sup>2</sup> )	Solar Louvre Collector with end support (€/m <sup>2</sup> )
1	416.79	639.08
≥ 2	416.79	583.51

In order to perform an economic analysis, energy costs and savings must be assessed. Both costs and savings depend on the energy source used. It was assumed that gas was used for water heating, which is usually the cheapest solution available. The system energy costs also depend on solar fraction and gas burner efficiency. Auxiliary heat from gas ( $Q_{gas}$ ) can be related to the heat load for water heating ( $Q_{load}$ ):

$$Q_{gas} = \frac{Q_{load} (1 - f_{annual})}{\eta_{burner}} \quad (4)$$

for one year, and the annual energy savings are:

$$Q_{save} = \frac{Q_{load} \cdot f_{annual}}{\eta_{burner}} \quad (5)$$

Table 6 shows annual solar fraction ( $f_{annual}$ ),  $Q_{load}$ ,  $Q_{gas}$  and  $Q_{save}$ , assuming a daily hot water consumption of 200 litres of hot water per day (at 58°C), a collector area of 4.5 m<sup>2</sup> and a gas burner efficiency of 80%.

Table 6 – Annual solar fraction, heat load, auxiliary heat and energy savings for Lisbon and Tenerife ( $A_{col}=4.5m^2$ ).

City	$f_{annual}$ (%)	$Q_{load}$ (kJ/year)	$Q_{gas}$ (kJ/year)	$Q_{save}$ (kJ/year)
Lisbon	51.6	$1.3 \cdot 10^7$	$7.9 \cdot 10^6$	$8.4 \cdot 10^6$
Tenerife	57.0	$1.3 \cdot 10^7$	$7.0 \cdot 10^6$	$9.3 \cdot 10^6$

### Payback period

The payback period (N) can be calculated by considering the initial cost (investment -  $C_{investment}$ ) for a given collector area, the annual energy savings ( $Q_{save}$ ), the cost of auxiliary energy (natural gas) in the first year ( $C_{gas,1year}$ ), interest rate ( $d$ ) and inflation rate ( $i$ ). Table 7 presents the cost of gas (fuel cost and cost of one unit of useful energy), interest and inflation rates for Lisbon and Tenerife.

Table 7 – Gas cost (fuel and useful energy), interest and inflation rates for Lisbon and Tenerife.

City	$C_{gas,1year}^{(*)}$ (€/kJ)	$d$ (interest rate,%)	$i$ (inflation rate, %)
Lisbon	$1.36 \cdot 10^{-5}$	2.04	3.0
Tenerife	$1.48 \cdot 10^{-5}$	2.04	2.6

(\*) Natural gas for Lisbon and butane gas for Tenerife

The **payback period** (N) can be calculated for both cities through [Duffie, J.A. y Beckman, W.A., 1991, p.471]:

$$C_{investment} = Q_{save} \cdot c_{gas,1year} \frac{1}{(d-i)} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^N \right] \quad (6)$$

where:

- $C_{investment}$  (investment) is calculated for a collector area of 4.5m<sup>2</sup> (see Table 5),

$$C_{investment} = (C_{solar\ louvre\ collector} - C_{louvre}) \cdot A_{col} = 750.24 \text{ €} \quad (7)$$

- $Q_{save}$  - see Table 6.
- $c_{gas,1year}$  (natural gas cost per kWh of energy in the first year) - see Table 7.

The payback period is obtained when these values are substituted in equation (6). Table 8 shows the payback period (N) for Lisbon and Tenerife.

Table 8 – Payback period (N) for Lisbon and Tenerife ( $A_{col}=4.5 \text{ m}^2$ ).

City	N (years)
Lisbon	6.5
Tenerife	5.5

Note that a payback period of about 6 years is lower than the typical payback period of a solar hot water system using flat plate collectors (8-10 years).

### Average energy cost

The **average energy cost** ( $\bar{C}_{total}$ ) for a given system life period ( $N_p$ ), is defined as the total cost of one unit of energy obtained with the system. It can be obtained through the expression:

$$\bar{C}_{total} = \frac{C_{investment} + C_{gas,Np}}{E_{total,Np}} \quad (8)$$

where,

- $E_{total,Np}$  is the total useful energy obtained through the system in the period  $N_p$ . Then, this energy depends on the heating load and  $N_p$ ,

$$E_{total,Np} = Q_{load} N_p \quad (9)$$

- $C_{gas,Np}$  is the cost of gas during  $N_p$  and it can be calculated with

$$C_{gas,Np} = C_{gas,N1} \frac{1}{(d-i)} \left[ 1 - \left( \frac{1+i}{1+d} \right)^{Np} \right] \quad (10)$$

where  $C_{gas,N1}$  is the natural gas cost in the first year

$$C_{gas,N1} = Q_{gas} \cdot c_{gas,1year} \quad (11)$$

Table 9 shows the natural gas cost in the first year ( $C_{gas,N1}$ ), the total gas cost ( $C_{gas,Np}$ ), the total useful energy ( $E_{total,Np}$ ) and the average energy cost ( $\bar{C}_{total}$ ) for a system life period of 15-20 years. The previous values of inflation rate and interest rate (see Table 7) and an investment cost ( $C_{investment}$  - see equation (7)) are considered.

Table 9 – Average energy cost ( $\bar{C}_{total}$ ) in a system life period of 15 and 20 years for Lisbon and Tenerife.

City	$C_{gas,N1}$ (€/año)	$C_{gas,15}$ (€)	$E_{total,15}$ (kJ)	$\bar{C}_{total,15}$ (€/kJ)	$C_{gas,20}$ (€)	$E_{total,20}$ (kJ)	$\bar{C}_{total,20}$ (€/kJ)
Lisbon	107	1680	$1.950 \cdot 10^8$	$1.25 \cdot 10^{-5}$	2295	$2.600 \cdot 10^8$	$1.17 \cdot 10^{-5}$
Tenerife	103	1580	$1.950 \cdot 10^8$	$1.20 \cdot 10^{-5}$	2136	$2.600 \cdot 10^8$	$1.11 \cdot 10^{-5}$

The average energy cost values from Table 9 can be compared with the useful energy costs for natural and butane gas from Table 7. The average energy cost for Lisbon is significantly lower than the cost of 1 kJ of useful energy obtained with natural gas ( $1.25 \cdot 10^{-5}$  and  $1.17 \cdot 10^{-5} < 1.36 \cdot 10^{-5}$ ). In Tenerife, the louvre system average energy cost is much lower than the cost of useful energy with butane gas ( $1.20 \cdot 10^{-5}$  and  $1.11 \cdot 10^{-5} < 1.48 \cdot 10^{-5}$ ).

### Life cycle economic analysis

The **life cycle savings** are defined as the difference between energy savings obtained with the solar louvre system and initial cost (investment), for the system life period. The savings depend on the collector area and, therefore, on the solar fraction. There is an optimum solar collector area, which corresponds to the maximum life cycle savings. Fig.35 shows the relation between life cycle savings and louvre collector area.

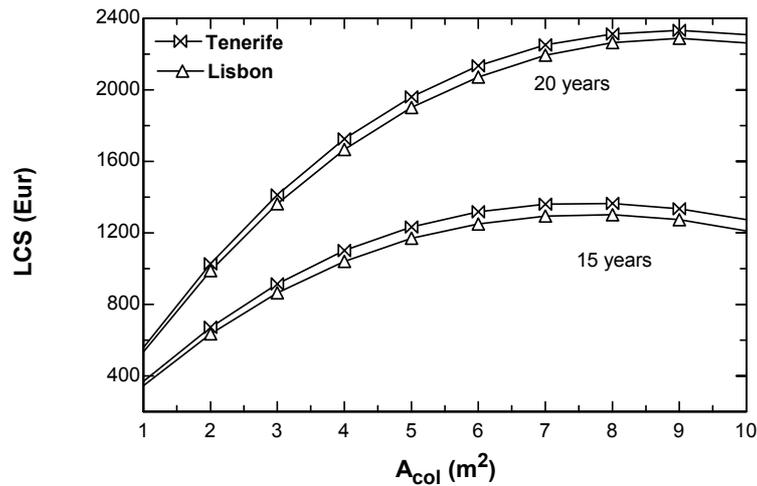


Fig.35 – Life cycle savings (LCS) as a function of louvre collector area for 15 and 20 years of life period, for Lisbon and Tenerife (daily hot water consumption of 200 litres per day).

Note that the maximum savings are obtained for a collector area of about 8 m<sup>2</sup> (15 years) with a value of 1364 € (Tenerife) and 1300 € (Lisbon). For 20 years the maximum saving for Tenerife is 2334 € and for Lisbon is 2290 €, for a collector area of 9 m<sup>2</sup>. These values depend on the climate and energy prices.

### Environmental analysis of the system

Another objective of this chapter is to analyse the environmental performance of the system. For that, CO<sub>2</sub> emission savings are calculated for the hot water system application. A CO<sub>2</sub> emission ((m/Q)<sub>CO2</sub>) of 64·10<sup>-6</sup> kg/kJ for natural gas and 81·10<sup>-6</sup> kg/kJ for butane gas are assumed (with a burner efficiency of 80%).

The quantity of CO<sub>2</sub> that is not emitted to the atmosphere by using the solar louvre system, during the system life ( $N_p$ ), is:

$$CO_{2,savings} = Q_{load} \cdot f_{annual} \cdot N_p \cdot (m/Q)_{CO_2} \quad (12)$$

in Kg of CO<sub>2</sub>.

Table 10 shows the solar fraction, heat load and CO<sub>2</sub> emission savings for a system life period of 15-20 years for Lisbon and Tenerife.

Table 10 – Savings on CO<sub>2</sub> emissions for a system life of 15 and 20 years, for Lisbon and Tenerife.

City	$f_{\text{anual}} (\%)$ ( $A_{\text{col}}=4.5\text{m}^2$ )	$Q_{\text{load}}$ (kJ/año)	CO <sub>2</sub> .savings <u>15</u> <u>years</u> (Ton)	CO <sub>2</sub> .savings <u>20</u> <u>years</u> (Ton)
Lisbon	51.6	$1.3 \cdot 10^7$	<b>6.44</b>	<b>8.6</b>
Tenerife	57.0	$1.3 \cdot 10^7$	<b>9.00</b>	<b>12.0</b>

Savings in CO<sub>2</sub> emissions are significant: for a solar louvre system with a collector area of 4.5 m<sup>2</sup> and a life period of 20 years, saving are equal to 8.6 tons of CO<sub>2</sub> (Lisbon) and 12 tons (Tenerife).

## VI. CONCLUSIONS

A numerical model for the solar louvre integrated collector was developed for different configurations. For each configuration, the collector efficiency was quantified. Experimental testing of the solar louvre collector, under outdoor environmental conditions, was performed in order to assess its efficiency. A model for a complete water heating system and economic and environmental viability of the system were developed. Some of the main conclusions are the following:

1. To optimize system performance louvre spacing should be adapted to system location (climate) and the window geometry should be considered. In general, in North Hemisphere the number of louvres increases as the latitude and the window height ( $H_w$ ) increase. The spacing between louvres decreases as the latitude decreases.
2. The relation between louvre system area and window area depends on latitude (in order to provide shading conditions): for small latitudes like those of Tenerife, the window area could be 2.5 times greater than the louvre collector area; for Lisbon and London, the louvre area would still be smaller than the window area. For higher latitudes, the louvre and window areas should be approximately equal.
3. The total incident solar energy, for a collector with 3 louvres with  $L=1\text{m}$  operating all year round and for Lisbon climate, can go up to 400 MJ per meter of louvre collector; for operation only during the summer period it can go up to 184 MJ/m.
4. The best louvre inclination angle for all year round operation is  $10\text{-}15^\circ$ , and there is a reduction of 14% in transmitted energy for  $45^\circ$ ; the best inclination angle for summer operation is  $5^\circ\text{-}10^\circ$ , with a reduction of 21% in transmitted energy for  $45^\circ$ . These values are for Lisbon climate.

5. For all configurations, the length of the louvres has a negligible influence on collector performance, when using a constant water rate/collector area. Collector thermal properties have a high effect on efficiency: the use of thermal insulation on the back of the collector and the use of a selective coating are strongly recommended.
6. For a water rate/collector useful area ratio of  $20 \text{ g/s/m}^2$ , selective coating and insulation material, the collector efficiency parameters obtained were:  $F_{U_L}$  - heat loss factor- smaller than  $4 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , for all configurations, and  $F(\tau\alpha)_n$  - optical efficiency- higher than 0.8, for configurations 1 and 2, and equal to about 0.5, for configuration 3. For configuration 3 the collector efficiency is reduced by about 47% compared to configuration 1 and 2. The efficiency parameters obtained for the solar louvre collector are good when they are compared with the typical parameters of flat plate collectors ( $F(\tau\alpha)_n=0.7-0.8$  and  $F_{U_L}=4 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , for selective collectors).
7. A set of solar louvre collectors has been experimentally tested under real outside conditions, during Summer and Winter seasons in Portugal. Experimental results led to collector efficiency parameters of  $F(\tau\alpha)_n=0.36$  and  $F_{U_L}=3.9 \text{ W/m}^2/\text{K}$ , using total louvre area as reference area. Experimental results were compared to numerical model ones, and a good agreement was obtained: the optical efficiency and the heat loss factor were relatively worse than with the computer model.
8. A system model, using collector efficiency and hourly climatic data as inputs was developed and implemented in the EES environment. For a daily consumption of 200 litres/day of hot water, simulation results for configurations 1, 2 and 3 with  $4.5 \text{ m}^2$  of louvre area, showed that an annual solar fraction between 83% and 52% can be obtained for Lisbon. For Tenerife values between 94% and 57% were obtained, with the same louvre area.
9. An economic analysis for a solar louvre system providing 200 litres of hot water per day (configuration 3), led to a payback period of 6.5 years for Lisbon and 5.5 years for Tenerife – comparison with conventional heating

with gas-. The average cost of one unit of useful energy, for a system life of 20 years, is equal to  $1.17 \cdot 10^{-5}$  €/kJ for Lisbon and  $1.11 \cdot 10^{-5}$  €/kJ for Tenerife – these are lower than the costs for a conventional gas system ( $1.36 \cdot 10^{-5}$  €/kJ for Lisbon -with natural gas- and  $1.48 \cdot 10^{-5}$  €/kJ for Tenerife –with butane gas-). A life cycle analysis showed that the louvre area that leads to maximum savings (in costs) is equal to about 9 m<sup>2</sup> for system life of 20 years (2290 € for Lisbon and 1364 € for Tenerife).

10. Savings in CO<sub>2</sub> emissions is significant: for a solar louvre system with a collector area of 4.5 m<sup>2</sup> and a life period of 20 years, saving is equal to 8.6 tons of CO<sub>2</sub> (Lisbon) and 12 tons (Tenerife).
11. This type of integrated collector can strongly contribute to the dissemination of solar systems in building applications: in addition to good performance and economic results there is aesthetical integration of the collector into the building.

## VII. REFERENCES

- 1.- ASHRAE Standard 93-77. **Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors.** American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, New York (USA), 1977.
- 2.- Duffie, J.A, y Beckman, W.A. **Solar Energy Thermal Processes**, (Second Edition), John Wiley & Sons, 1991.
- 3.- Klein, S.A., Alvarado, F.L. (1997). Engineering Equation Solver. **F-Chart Software**, Middleton, USA.