

Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

**Análisis de modelos de un captador solar plano en
régimen transitorio**

Autor: Manuel Rodríguez Caballero

Tutor: José Julio Guerra Macho

Departamento de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016



Trabajo Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio

Autor:

Manuel Rodríguez Caballero

Tutor:

José Julio Guerra Macho

Catedrático de Universidad

Departamento de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2016

Trabajo Fin de Máster: Análisis de modelos de un captador solar plano en régimen transitorio

Autor: Manuel Rodríguez Caballero

Tutor: José Julio Guerra Macho

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2016

El Secretario del Tribunal

RESUMEN

El presente trabajo tiene como objetivo el análisis de modelos de captadores solares planos en régimen transitorio mediante la creación de un programa que permita simular el comportamiento del captador. Para ello, en primer lugar, se ha realizado una breve introducción de la radiación solar así como de la energía solar térmica a baja temperatura. A continuación, se han detallado los elementos principales de una instalación solar térmica y las posibles aplicaciones a las que puede ser destinada dicha instalación, siendo la producción de ACS la más habitual actualmente. Además se presenta una revisión actualizada de los modelos en régimen transitorio que se han desarrollado en los últimos 50 años.

Posteriormente, se ha analizado en profundidad el captador solar plano. Se ha explicado su principio de funcionamiento, detallando los elementos que lo integran y clasificándolo según determinados criterios. Después se desarrolla en detalle el modelo en régimen permanente del captador y, por último, se estudia más profundamente un modelo en régimen transitorio de los descritos brevemente en la revisión bibliográfica. Además se presenta un modelo de 2 nodos en régimen transitorio presentado por los mismos autores del modelo en régimen permanente.

Finalmente, se ha realizado un estudio de un captador solar plano en régimen transitorio. Para ello, en primer lugar se ha descrito el software utilizado para simular los diferentes modelos y se han definido los parámetros característicos del captador así como las condiciones climáticas para las que se han analizado los modelos. Por último, se simulan los modelos y se realiza una comparación y validación de los mismos mediante la presentación de los resultados obtenidos.

ÍNDICE

Resumen	v
Índice.....	vi
Índice de Figuras.....	viii
Índice de Tablas	xi
Nomenclatura	xii
1 Introducción	1
1.1. Introducción y objetivos.....	1
1.2. Radiación solar	2
1.2.1. La radiación solar en Europa y en España	3
1.3. Energía solar térmica a baja temperatura	5
1.3.1. Situación actual en el mundo	5
1.3.2. Situación actual en España.....	7
1.3.3. Elementos principales de una instalación solar térmica.....	7
1.3.4. Aplicaciones de la energía solar térmica.....	10
1.4. Estado del arte.....	15
1.5. Estructura y contenido del trabajo.....	29
2 El Captador Solar Plano	31
2.1. Descripción del Captador Solar Plano (CSP)	31
2.1.1. Principales componentes del CSP	31
2.1.2. Principio de funcionamiento del CSP	34
2.1.3. Clasificación de los CSP	35
2.2. Modelo en régimen permanente	36
2.2.1. Balance global.....	36
2.2.2. Producto transmitancia-absortancia $\tau\alpha$	37
2.2.3. Coeficiente global de pérdidas U_L	40
2.2.4. Coeficientes de transferencia de calor.....	42
2.2.5. Irradiancia solar global (I)	47
2.2.6. Modelo de aleta unidimensional.....	49
2.2.7. Campo de temperaturas del fluido y temperatura media de la placa	54
2.2.8. Recta de rendimiento.....	55
2.3. Modelos en régimen transitorio.....	56
2.3.1. Modelo de 2 nodos de Duffie y Beckmann.	57
2.3.2. Modelo de 7 nodos de Soriga y Badescu.	59
3 Estudio de un CSP en Régimen Transitorio	64
3.1. Descripción del software.....	64
3.2. Definición del caso base	65
3.3. Comparación de modelos.....	68

3.3.1. Resultados del modelo en régimen permanente	68
3.3.2. Resultados del modelo de 2 nodos	71
3.3.3. Resultados del modelo de 7 nodos	73
3.3.4. Modelo en régimen permanente vs Modelo de 7 nodos	79
4 Resumen y Conclusiones	83
Referencias Bibliográficas	85
Anexos.....	88
ANEXO A: Código EES.....	88
A.1. Modelo en régimen permanente	88
A.2. Modelo 2 nodos	93
A.3. Modelo 7 nodos	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Componentes de la radiación solar.....	2
Figura 2: Irradiancia global media diaria en Europa [kWh/m ² día]	3
Figura 3: Irradiancia global media diaria en Europa [kWh/m ² día]	3
Figura 4: Irradiancia global media diaria en España [kWh/m ² día]	4
Figura 5: Irradiancia directa media diaria en España [kWh/m ² día]	5
Figura 6: Capacidad total instalada en operación por región económica en 2014	5
Figura 7: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en el mundo	6
Figura 8: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en Europa.....	6
Figura 9: Países líderes en potencia térmica instalada	6
Figura 10: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en España	7
Figura 11: Esquema básico de una instalación solar	8
Figura 12: Esquema básico de una instalación solar térmica para ACS	11
Figura 13: Esquema básico de una instalación solar térmica para calefacción	12
Figura 14: Esquema básico de una instalación solar térmica para piscina cubierta	13
Figura 15: Esquema básico de una instalación solar térmica para piscina descubierta	13
Figura 16: Esquema básico de una instalación solar térmica para refrigeración.....	14
Figura 17: Esquema básico de una instalación solar térmica para ACS industrial	15
Figura 18: Número de artículos publicados en los últimos años	16
Figura 19: Sección transversal del captador de una cubierta [11]	19
Figura 20: Campo de captadores dispuestos tipo Z [43].....	20
Figura 21: Detalle del captador solar [33].....	21
Figura 22: Flujos de calor en el captados solar (1) y en el intercambiador de calor (2) [47]23	
Figura 23: Diagrama esquemático del captador solar experimental [29]	23
Figura 24: Red eléctrica del captador solar adoptada por Fraisse et al. [15]	24
Figura 25: Diseño del captador solar investigado [13].....	25
Figura 26: Esquema de la configuración UTC [4]	26
Figura 27: Intercambios de transferencia de calor en el UTC [4]	26
Figura 28: Sección transversal del modelo del captador [36].....	28

Figura 29: Componentes del captador solar en estudio [40].....	29
Figura 30: Componentes del Captador Solar Plano	32
Figura 31: Configuración en placas, en parrilla y en serpentín respectivamente	33
Figura 32: Balance de energía en el captador	37
Figura 33: Método de Ray Tracing	38
Figura 34: Ley de Snell	39
Figura 35: Red térmica para un CSP de una cubierta.....	41
Figura 36 : Radiación directa en superficies horizontal e inclinada.....	48
Figura 37: Sección transversal de la placa absorbente	49
Figura 38: Sistema tubo-aleta	50
Figura 39: Balance energético en el elemento de aleta	50
Figura 40: Factor de eficiencia de la aleta.....	52
Figura 41: Energía útil transmitida al tubo.....	52
Figura 42: Disposición de los tubos.....	54
Figura 43: Balance de energía en un tubo	54
Figura 44: Recta de rendimiento.....	56
Figura 45 : Temperatura de salida de un CSP y su constante de tiempo[12]	59
Figura 46: Temperatura del fluido a la salida en régimen permanente	70
Figura 47: Energía útil captada en régimen permanente.....	70
Figura 48: Rendimiento durante el funcionamiento en régimen permanente.....	71
Figura 49: Evolución T_p y T_g durante el período de calentamiento del modelo de 2 nodos	72
Figura 50: Evolución T_p y T_g durante el período de enfriamiento del modelo de 2 nodos...	72
Figura 51: T_{fs} durante el período de calentamiento del modelo de 2 nodos	73
Figura 52: Temperatura de la placa en el modelo de 7 nodos	74
Figura 53: Temperatura de la cubierta en el modelo de 7 nodos.....	74
Figura 54: Temperatura del fluido a la salida en el modelo de 7 nodos.....	74
Figura 55: Energía útil captada en el modelo de 7 nodos	75
Figura 56: Rendimiento obtenido en el modelo de 7 nodos	75
Figura 57: Temperatura del tubo en el modelo de 7 nodos.....	76
Figura 58: Temperatura del marco lateral en el modelo de 7 nodos	76
Figura 59: Temperatura del aislamiento en el modelo de 7 nodos	77
Figura 60: Temperatura de la placa metálica trasera en el modelo de 7 nodos	77
Figura 61: T_p durante el período de calentamiento del modelo de 7 nodos.....	78

Figura 62: T_g durante el período de calentamiento del modelo de 7 nodos.....	78
Figura 63: T_p durante el período de enfriamiento del modelo de 7 nodos.....	79
Figura 64: T_g durante el período de enfriamiento del modelo de 7 nodos.....	79
Figura 65: Temperatura del fluido a la salida en régimen permanente vs modelo 7 nodos..	80
Figura 66: Energía útil en régimen permanente vs modelo 7 nodos	80
Figura 67: Rendimiento en régimen permanente vs modelo 7 nodos	81
Figura 68: Diferencia entre la energía útil del modelo estacionario y del de 7 nodos	82
Figura 69: Diferencia entre la T_{fs} del modelo estacionario y del de 7 nodos.....	82

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características del captador	66
Tabla 2: Condiciones climáticas 1 de Agosto año tipo de Sevilla.....	67
Tabla 3 : Resultados obtenidos para el Modelo en Régimen Permanente	69

NOMENCLATURA

A_c	Área del captador [m^2]
A_{lat}	Área lateral del captador [m^2]
A_{s1-s2}	Área de contacto entre las superficies $s1$ y $s2$ [m^2]
a_{aire}	Difusividad térmica del aire [m^2/s]
a_w	Difusividad térmica del agua [m^2/s]
C_B	Conductancia de la unión placa-tubo [W/mK]
C_p	Calor específico del fluido caloportador [kJ/kgK]
D	Diámetro exterior de los tubos [m]
D_{int}	Diámetro interior de los tubos [m]
f	Factor de fricción
F	Factor de eficiencia de la aleta
F_R	Factor de evacuación de calor del captador
F'	Factor de eficiencia del captador
G	Caudal específico del fluido caloportador [kg/m^2s]
g	Aceleración de la gravedad [m/s^2]
$h_{c,g-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente [W/m^2K]
$h_{c,p-g}$	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio [W/m^2K]
h_f	Coefficiente de transferencia de calor por convección entre el tubo y el fluido caloportador [W/m^2K]
$h_{r,g-a}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente [W/m^2K]
$h_{r,p-g}$	Coefficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio [W/m^2K]

I	Radiación solar global sobre la superficie del captador [W/m^2]
I_D	Radiación solar directa sobre superficie horizontal [W/m^2]
I_{Dn}	Radiación directa normal a la dirección de propagación de la radiación [W/m^2]
I_{Dt}	Radiación solar directa sobre superficie inclinada [W/m^2]
I_{dt}	Radiación solar difusa sobre superficie inclinada [W/m^2]
I_{Gt}	Radiación solar reflejada sobre superficie inclinada [W/m^2]
k	Conductividad térmica [W/mK]
k_{ext}	Coefficiente de extinción del vidrio [m^{-1}]
LEN	Longitud del captador [m]
L_{tub}	Longitud de los tubos [m]
M	Caudal del fluido caloportador [kg/s]
m	Masa [kg]
\dot{m}_{tub}	Caudal que circula por cada tubo [kg/s]
N	Día del año
N_c	Número de cubiertas
N_{tub}	Número de tubos
n_1	Índice de refracción del medio 1
n_2	Índice de refracción del medio 2
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Q	Transferencia de calor [W]
Q_u	Energía solar útil del captador [W]
Ra	Número de Rayleigh
R_D	Factor de inclinación de la radiación directa
Re	Número de Reynolds
R_{g-a}	Resistencia térmica entre la cubierta de vidrio y el ambiente [mK/W]
R_{p-g}	Resistencia térmica entre la placa y la cubierta de vidrio [mK/W]

S	Radiación solar absorbida en la placa por unidad de superficie [W/m^2]
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
THI	Espesor del captador [m]
U_b	Coefficiente de pérdidas inferior [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U_e	Coefficiente de pérdidas lateral [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U_{g-a}	Coefficiente de pérdidas desde la cubierta al ambiente [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U_L	Coefficiente global de pérdidas del captador [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U_{p-g}	Coefficiente de pérdidas desde la placa a la cubierta de vidrio [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
U_t	Coefficiente de pérdidas superior [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
u_v	Velocidad del viento [m/s]
W	Distancia entre centros de los tubos [m]
WID	Ancho del captador [m]

Símbolos griegos:

α	Absortividad de la placa absorbente
β	Ángulo de inclinación del captador [$^{\circ}$]
β'	Coefficiente de expansión volumétrica [1/K]
γ	Ángulo acimut [$^{\circ}$]
δ	Declinación [$^{\circ}$], Espesor [m]
ε_v	Emisividad del vidrio
ε_p	Emisividad de la placa absorbente
η	Rendimiento del captador
θ_1	Ángulo de incidencia de la radiación [$^{\circ}$]
θ_2	Ángulo de refracción de la radiación [$^{\circ}$]
θ	Ángulo de incidencia de la radiación directa [$^{\circ}$]
θ_z	Ángulo solar cénit [$^{\circ}$]
θ_d	Ángulo de incidencia de la radiación difusa [$^{\circ}$]

μ	Viscosidad del fluido [Ns/m ²]
ν_{aire}	Viscosidad cinemática del aire [m ² /s]
ν_w	Viscosidad cinemática del agua [m ² /s]
ρ	Reflexión de la radiación sin polarizar
ρ_d	Reflectancia difusa de la cubierta de vidrio
ρ_g	Reflectancia del suelo
σ	Constante de Stefan-Boltzman [W/m ² K ⁴]
τ	Transmitancia de la cubierta de vidrio
τ_a	Transmitancia de la cubierta debida a la absorción
τ_r	Transmitancia de la cubierta debida a la reflexión
$(\tau\alpha)$	Producto transmitancia-absortancia del captador
ϕ	Latitud [°]
ω	Ángulo horario [°]

Subíndices:

a	Ambiente
ais	Aislamiento
f	Fluido
fe	Fluido a la entrada
fs	Fluido a la salida
g	Cubierta de vidrio
ml	Marco lateral
p	Placa absorbente
pm	Placa metálica trasera
tub	Tubos

1 INTRODUCCIÓN

En el primer capítulo de este trabajo fin de máster se han definido los objetivos y motivaciones del mismo, con el fin de ver la necesidad e importancia que hay en la actualidad de aprovechar la mayor fuente de energía renovable que existe: el Sol. También se ha querido describir los elementos principales de una instalación solar térmica a baja temperatura, así como las aplicaciones a las que puede destinarse el aprovechamiento de esta energía. Además, se ha presentado una revisión actualizada de los modelos de captadores solares planos en régimen transitorio que se han desarrollado en los últimos 50 años.

1.1. Introducción y objetivos

Hoy en día, debido a los problemas ambientales y los recursos limitados de combustibles fósiles, se está prestando cada vez más atención a las fuentes de energía renovables. Los sistemas térmicos solares son una forma de dicha fuente y han alcanzado en los últimos años una gran difusión como aparatos domésticos y comerciales. Un captador solar térmico estándar se puede utilizar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS) así como un apoyo a las fuentes de energía para instalaciones de calefacción central. Varias configuraciones de sistemas se han desarrollado en los últimos años para reducir el consumo de energía de los sistemas de calefacción y sus costos de operación.

Actualmente los captadores solares utilizados con más frecuencia son los captadores solares planos con agua como fluido de trabajo (que trabaja en disposición de tubos en parrilla) y los captadores de vacío. Sin embargo, los captadores de vacío, a pesar de su mayor rendimiento, son raramente utilizados por los usuarios individuales debido al alto coste de la inversión.

Con el fin de obtener la potencia calorífica apropiada para la instalación en particular, es necesario el conocimiento de los parámetros de funcionamiento del captador. Estos parámetros, que incluyen por ejemplo, la temperatura del fluido en la salida del captador, dependen del nivel de exposición al sol, por lo que son variables. Es decir, el captador solar trabaja en condiciones transitorias. Por tanto, el análisis detallado de un captador solar es una tarea compleja. El avance rápido y continuo de las computadoras digitales de alta velocidad hace que sea posible el desarrollo de modelos físicos más realistas con la ayuda de técnicas numéricas basadas en elementos diferenciales y finitos. En consecuencia, en los últimos 50 años, se han desarrollado y probado varios procedimientos dinámicos usando métodos numéricos, para obtener el comportamiento del captador solar térmico sin realizar el conjunto de pruebas experimentales complicadas y caras generalmente adoptadas.

Por tanto, el objeto del presente trabajo fin de máster es el análisis de modelos de captadores solares planos en régimen transitorio y crear un programa que permita simular el comportamiento del captador. Para ello se presenta en este primer capítulo un apartado con una revisión actualizada de los modelos de captadores solares térmicos de placa plana, de los cuales se ha seleccionado un modelo para su desarrollo y posterior análisis y validación.

1.2. Radiación solar

La radiación solar se define como la energía procedente del Sol en forma de ondas electromagnéticas. La potencia radiante con que llega al planeta Tierra posee un valor medio de 1.367 W/m^2 y se denomina constante solar, y equivaldría a 20 veces la energía almacenada en todas las reservas de combustibles fósiles del mundo (petróleo, carbón...).

Este valor difiere del registrado en la corteza terrestre ya que no toda la radiación que llega hasta la Tierra sobrepasa las capas altas de la atmósfera. Debido a los procesos que sufren los rayos solares cuando entran en contacto con los diferentes gases que componen la atmósfera, una tercera parte de la energía solar interceptada por la Tierra vuelve al espacio exterior, mientras que las dos terceras partes restantes penetran hasta la superficie terrestre. Este hecho se debe a que las proporciones de vapor de agua, metano, ozono y dióxido de carbono (CO_2) actúan como una barrera protectora.

La radiación solar que llega a la superficie terrestre está formada principalmente por dos componentes: radiación directa y radiación difusa, ver Figura 1. La radiación directa es aquella que alcanza la superficie directamente desde el Sol sin experimentar cambios, mientras que la radiación difusa se considera como aquella que procede de toda la bóveda y que ha sufrido cambios debido a su interacción principalmente con los componentes atmosféricos. En un día claro, la mayor parte de la radiación que se recibe será directa, mientras que en un día con nubes la principal componente de la radiación que se recibe es la difusa.

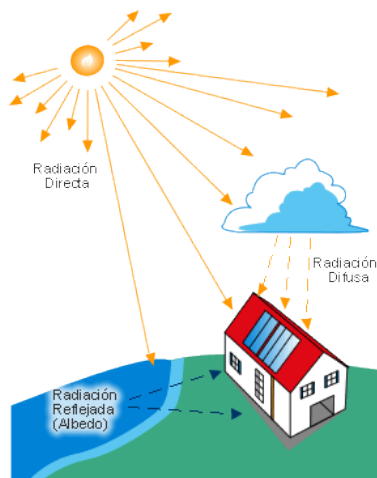


Figura 1: Componentes de la radiación solar

La radiación solar es una magnitud que se puede expresar en términos de potencia o energía. La más utilizada es la irradiancia, que es la potencia de la radiación solar por unidad de área y que se expresa como vatio dividido por metro cuadrado (W/m^2). También se suele usar la irradiación, que es la energía por unidad de área que se expresa en julios por metro cuadrado (J/m^2) o kilovatio por hora (kWh). En el aprovechamiento activo de la energía solar mediante el efecto fotovoltaico se suele usar como magnitud de medida las horas sol pico (hsp).

1.2.1. La radiación solar en Europa y en España

La Agencia Estatal de Meteorología promovió un Atlas que estudió la radiación entre los años 1983-2005. En él, con el fin de tener una visión general comparativa de la radiación recibida en los diferentes países europeos, se muestra un mapa de irradiancia global media en plano horizontal en Europa (Figura 2) promediada para el período 1983-2005, junto con un diagrama de barras con los valores medios de las irradiancia global, directa y difusa en orden decreciente para las principales capitales europeas, Figura 3.

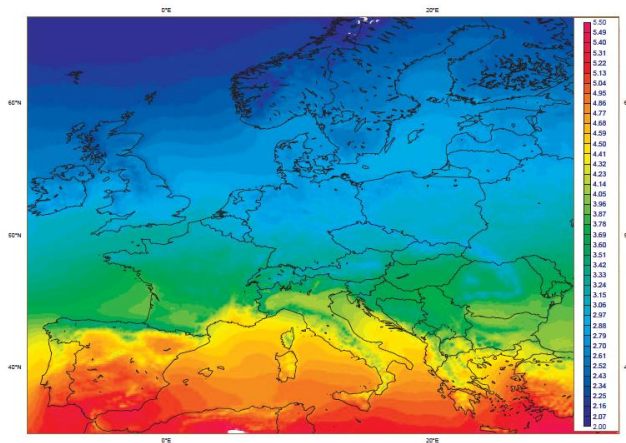


Figura 2: Irradiancia global media diaria en Europa [kWh/m^2 día]

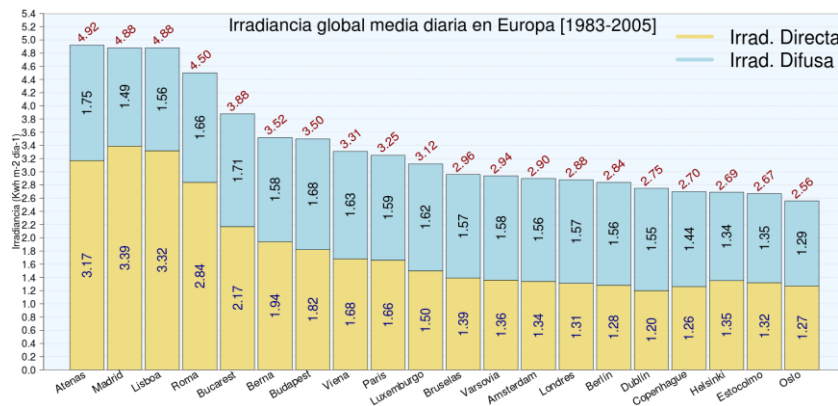


Figura 3: Irradiancia global media diaria en Europa [kWh/m^2 día]

A la vista de este mapa radiativo es manifiesto que España es el país europeo que recibe en promedio, con una diferencia sustancial, la mayor cantidad de radiación sobre una superficie horizontal, por lo que es el que ofrece un mayor potencial de aprovechamiento de la fuente de energía solar. En cuanto a los valores medios de irradiancia para las distintas capitales europeas, es Madrid la ciudad que recibe la mayor cantidad de radiación directa (3,39 kWh/m²día) y es la segunda capital después de Atenas en irradiancia global (4,88 kWh/m²día). Además es de destacar que el valor de irradiancia directa media en Madrid representa más del doble de los registrados en otras capitales como Berlín, París o Londres.

En cuanto a la irradiancia global y directa incidente en España (Figura 4 y Figura 5), son destacables las siguientes características generales:

- La meseta Norte recibe menor cantidad de radiación que la meseta Sur con un importante gradiente en el Sistema Central.
- El Valle del Ebro registra también valores de irradiancia relativamente altos.
- Asimismo es relevante el importante aumento en la irradiancia observado hacia el sur de Sierra Morena y Sistema Bético.
- Los valores mínimos de radiación se registran durante todo el año en la zona que comprende el norte de Galicia, Cantabria, Asturias y País Vasco, especialmente en el norte de Galicia y País Vasco durante los meses de Diciembre a Febrero.
- Los valores máximos de radiación se alcanzan en Andalucía y Murcia.

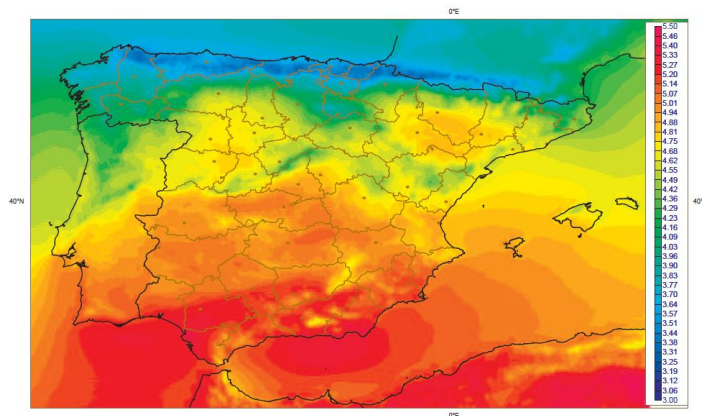


Figura 4: Irradiancia global media diaria en España [kWh/m²día]

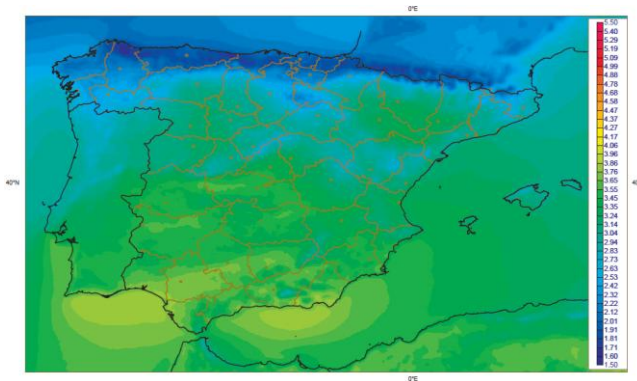


Figura 5: Irradiancia directa media diaria en España [kWh/m²día]

1.3. Energía solar térmica a baja temperatura

La energía solar térmica a baja temperatura consiste en el aprovechamiento de la energía del Sol para producir calor mediante el uso de captadores solares generalmente de placa plana. Este calor es utilizado para calentar agua u otro fluido que es posteriormente usado en aplicaciones diversas como la producción de agua caliente sanitaria, calefacción, producción de energía eléctrica, e incluso puede emplearse para alimentar una máquina de refrigeración por absorción, que emplea calor en lugar de electricidad para producir frío con el que se puede acondicionar el aire de los locales.

1.3.1. Situación actual en el mundo

Atendiendo a los datos más recientes, publicados en el informe *Solar Heat Worldwide 2016* en Mayo de 2016, el cual comprende los datos del mercado de la energía solar térmica de 61 países que cubren aproximadamente el 95 % del mercado en todo el mundo, la potencia instalada en el mundo a finales de 2014 fue de 410,2 GW, correspondientes a un total de 586 millones de metros cuadrados de superficie de captación.

La gran mayoría de la capacidad total en operación se instaló en China (289,5 GW) y Europa (47,5 GW), que en conjunto representaron el 82,1% de la capacidad total instalada, Figura 6.

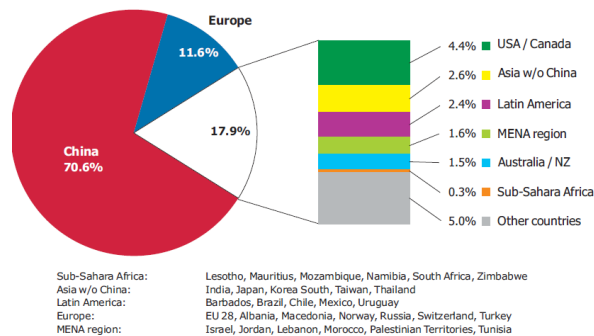


Figura 6: Capacidad total instalada en operación por región económica en 2014

Con una cuota global del 71,1 %, los catadores de tubo de vacío fueron la tecnología solar térmica predominante, seguido de los captadores solares planos con vidrio con un 22,1 % y los captadores de agua sin vidrio con un 6,3 %. Los captadores de aire sólo desempeñan un menor papel en el número total (Figura 7). Por el contrario, en Europa, el desglose de la capacidad acumulada según el tipo de captador es bastante diferente, donde el captador solar plano es la tecnología más extendida (Figura 8).

Los países líderes en potencia instalada en 2014 por cada 1.000 habitantes fueron Austria (419 kW/1.000 hab), Chipre (412 kW/1.000 hab), Israel (400 kW/1.000 hab), Barbados (318 kW/1.000 hab) y Grecia (278 kW/1.000 hab), Figura 9.

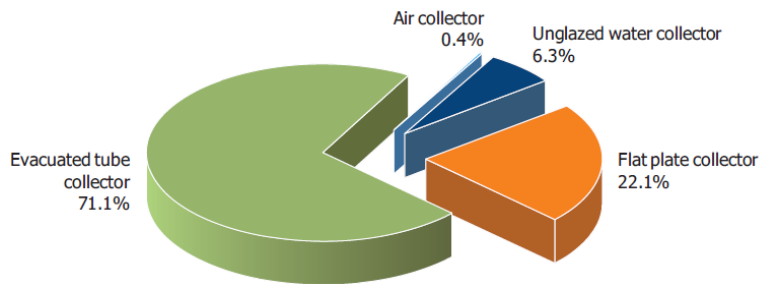


Figura 7: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en el mundo

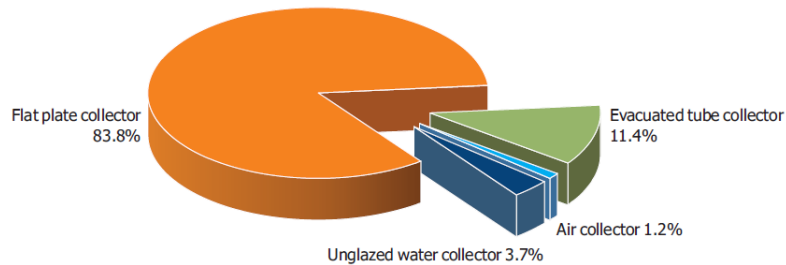


Figura 8: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en Europa

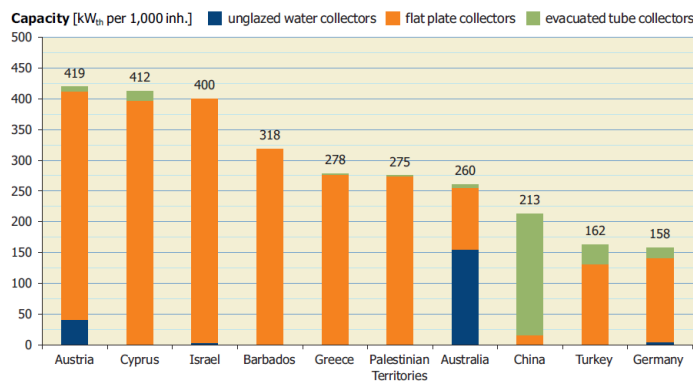


Figura 9: Países líderes en potencia térmica instalada

1.3.2. Situación actual en España

Respecto a España, atendiendo a los datos del *Solar Heat Worldwide 2016*, se observa que es uno de los países europeos con mayor potencia instalada (2,4 GW - 3,45 millones de metros cuadrados), sólo por detrás de Alemania, Austria, Italia y Grecia. Si se considera la potencia instalada por cada 1.000 habitantes, España se sitúa en el puesto número 21, dentro del ranking mundial, con 49 kW por cada 1.000 habitantes.

En cuanto al desglose de la capacidad acumulada según el tipo de captador, siguiendo la línea europea, la mayoría son captadores solares con vidrio con el 90,4 %, seguido de los captadores de tubo de vacío con un 5,5 % y los captadores sin vidrio con un 4,1 %. No hay registros de captadores de aire instalados (Figura 10).

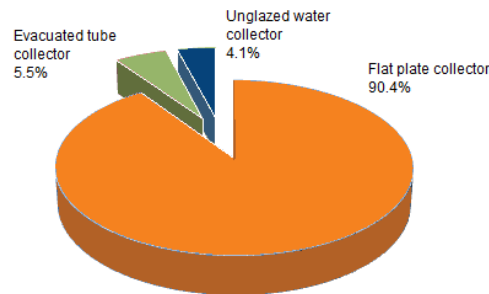


Figura 10: Capacidad térmica total instalada por tipo de captador en España

1.3.3. Elementos principales de una instalación solar térmica

En las instalaciones solares térmicas se pueden reconocer los siguientes subsistemas (Figura 11):

- **Subsistema de captación:** transforma la radiación solar incidente en energía interna del fluido que circula por su interior.
- **Subsistema de acumulación:** almacena la energía interna producida en la instalación.
- **Subsistema de intercambio:** realiza la transferencia de calor entre fluidos que circulan por circuitos diferentes.
- **Subsistema de transporte o de circulación:** formado por tuberías y elementos de impulsión y aislamiento térmico adecuados, diseñados para transportar la energía producida.
- **Subsistema de apoyo o auxiliar:** elemento de apoyo a la instalación solar para complementar el aporte solar en periodos de escasa radiación solar o de demanda de energía superior a la prevista de manera que siempre se supla la demanda térmica del usuario.

- **Subsistema de control:** garantiza el correcto funcionamiento de la instalación y la protege contra múltiples factores como sobrecalentamiento o congelación.

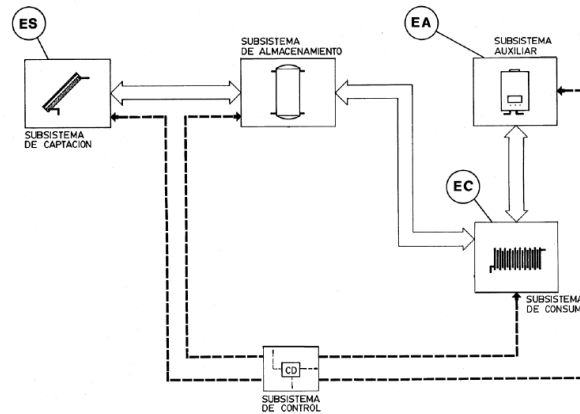


Figura 11: Esquema básico de una instalación solar

Una instalación de energía solar térmica está formada por captadores solares, un circuito primario y secundario, intercambiador de calor, acumulador, bombas, vaso de expansión, tuberías y un panel de control principal.

Captadores solares

Los captadores solares son los elementos que capturan la radiación solar y la convierten en energía térmica, en calor. Como captadores solares se conocen los de placa plana, los de tubos de vacío y los captadores absorbentes sin protección ni aislamiento. Los sistemas de captación planos (o de placa plana) con cubierta de vidrio son los comunes mayoritariamente en la producción de agua caliente sanitaria ACS. El vidrio deja pasar los rayos del Sol, estos calientan unos tubos metálicos que transmiten el calor al líquido dentro. Los tubos son de color oscuro, ya que las superficies oscuras calientan más.

El vidrio que cubre el captador no sólo protege la instalación sino que también permite conservar el calor produciendo un efecto invernadero que mejora el rendimiento del captador.

Están formados de una carcasa de aluminio cerrada y resistente a ambientes marinos, un marco de aluminio, una junta perimetral libre de siliconas, aislante térmico respetuoso con el medio ambiente de lana de roca, cubierta de vidrio solar de alta transparencia, y finalmente por tubos soldados ultrasónicos.

Circuito primario

El circuito primario, es circuito cerrado, transporta el calor desde el captador hasta el acumulador (sistema que almacena calor). El líquido calentado (agua o una mezcla

de sustancias que puedan transportar el calor) lleva el calor hasta el acumulador. Una vez enfriado, retorna al colector para volverse a calentar, y así sucesivamente.

Intercambiador de calor

El intercambiador de calor calienta el agua de consumo a través del calor captado de la radiación solar. Se sitúa en el circuito primario, en su extremo. Tiene forma de serpentín, ya que así, se consigue aumentar la superficie de contacto y por tanto, la eficiencia.

El agua que entra en el acumulador, siempre que esté más fría que el serpentín, se calentará. Esta agua, calentada en horas de Sol, nos quedará disponible para el consumo posterior.

Acumulador

El acumulador es un depósito donde se acumula el agua calentada útil para el consumo. Tiene una entrada para el agua fría y una salida para la caliente. La fría entra por debajo del acumulador donde se encuentra con el intercambiador, a medida que se calienta se desplaza hacia arriba, que es desde donde saldrá el agua caliente para el consumo.

Internamente dispone de un sistema para evitar el efecto corrosivo del agua caliente almacenada sobre los materiales. Por fuera tiene una capa de material aislante que evita pérdidas de calor y está cubierto por un material que protege el aislamiento de posibles humedades y golpes.

Circuito secundario

El circuito secundario o de consumo, (circuito abierto), entra agua fría de suministro y por el otro extremo el agua calentada se consume (ducha, lavabo...). El agua fría pasa por el acumulador primeramente, donde calienta el agua caliente hasta llegar a una cierta temperatura. Las tuberías de agua caliente del exterior, deben estar cubiertas por aislantes.

Bombas

Las bombas, en caso de que la instalación sea de circulación forzada, son de tipo recirculación (suele haber dos por circuito), trabajando una la mitad del día, y la pareja, la mitad del tiempo restante. La instalación consta de los relojes que llevan el funcionamiento del sistema, hacen el intercambio de las bombas, para que una trabaje las 12 horas primeras y la otra las 12 horas restantes. Si hay dos bombas en funcionamiento, existe la ventaja de que en caso de que una deje de funcionar, está la sustituta, de modo que así no se puede parar el proceso ante el fallo de una de estas. El otro motivo a considerar, es que gracias a este intercambio la bomba no sufre tanto, sino que se la deja descansar, enfriar, y cuando vuelve a estar en buen estado (después de las 12 horas) se vuelve a poner en marcha. Esto ocasiona que las bombas

puedan alargarse durante más el tiempo de funcionamiento sin tener que hacer ningún tipo de mantenimiento previo.

En total y tal como se define anteriormente, suele haber 4 bombas, dos en cada circuito. Dos en el circuito primario que bombean el agua de los colectores y las otras dos en el circuito secundario que bombean el agua de los acumuladores, en el caso de una instalación de tipo circulación forzada.

Vaso de expansión

El vaso de expansión absorbe variaciones de volumen del fluido caloportador, el cual circula por los conductos del captador, manteniendo la presión adecuada y evitando pérdidas de la masa del fluido. Es un recipiente con una cámara de gas separada de la de líquidos y con una presión inicial la que va en función de la altura de la instalación.

Lo que más se utiliza es con vaso de expansión cerrado con membrana, sin transferencia de masa en el exterior del circuito.

Tuberías

Las tuberías de la instalación se encuentran recubiertas de un aislante térmico para evitar pérdidas de calor con el entorno.

Panel de control

Se dispone también de un panel principal de control en la instalación, donde se muestran las Temperaturas en cada instante (un regulador térmico), de modo que pueda controlarse el funcionamiento del sistema en cualquier momento. Aparecen también los relojes encargados del intercambio de bombas

1.3.4. Aplicaciones de la energía solar térmica

La energía solar térmica es una alternativa muy interesante en una gran variedad de aplicaciones, entre las que se encuentra el agua caliente sanitaria, la calefacción, la climatización de piscinas, o la producción de calor en multitud de procesos industriales.

A la larga lista de usos plenamente probados y contrastados tras varias décadas de experiencia, hay que añadir otros que empiezan a tener grandes expectativas de desarrollo a corto y medio plazo, como es el caso de la refrigeración de ambientes por medio de procedimientos solares.

Actualmente, las aplicaciones más importantes de la energía solar térmica son las siguientes:

– Producción de agua caliente sanitaria (ACS)

La aplicación de la energía solar térmica para la producción de agua caliente sanitaria es la más habitual actualmente, y constituye una tecnología completamente madura y rentable, con una experiencia práctica superior a 50 años.

La temperatura de la aplicación (40 °C - 60 °C) es coincidente con la del sistema solar térmico de captadores planos, por lo que el rendimiento es favorable. La demanda de ACS es prácticamente constante a lo largo del año, asegurando el funcionamiento continuo de la instalación y, en consecuencia, una amortización bastante rápida.

Por otra parte es de obligado cumplimiento según el Código Técnico de la Edificación (CTE), salvo que se sustituya por otra energía renovable.

El esquema básico de una instalación solar térmica para producción de ACS se representa en la Figura 12, y se compone del conjunto de captación, el conjunto de intercambio y acumulación, y el equipo convencional de apoyo que proporciona la energía complementaria cuando sea necesario, todo ello coordinado por los elementos de regulación y control.

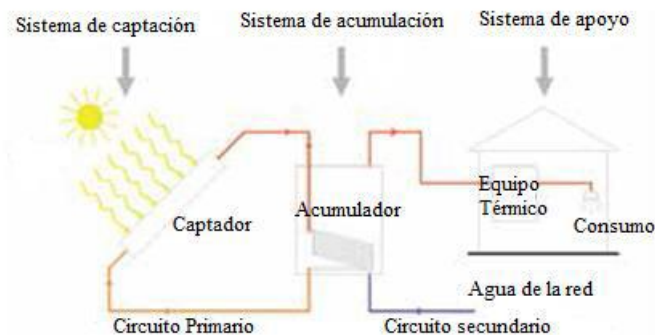


Figura 12: Esquema básico de una instalación solar térmica para ACS

– Sistemas de calefacción

Este uso no está regulado en el CTE, ni es obligatorio por la normativa. No obstante, es bastante interesante la posibilidad de contribuir, aunque sea de forma parcial, a las demandas de calefacción de edificios, reduciendo el coste energético total.

En estas instalaciones es muy habitual el uso compartido con la producción de ACS, con los adecuados sistemas de control que priorice el uso más conveniente en cada caso. El principal problema que puede presentarse son los excedentes en verano, que hay que evacuar o derivar a otras aplicaciones, como puede ser la refrigeración por absorción. Sin la posibilidad de derivar los excedentes solo es rentable esta aplicación en puntos extremadamente fríos, como pueden ser zonas septentrionales y de montaña donde es necesario calefactar casi todo el año.

En esta aplicación es muy importante la correcta elección de los elementos terminales de suministro de calor. La razón es que los sistemas convencionales de calefacción abastecen los radiadores de agua con temperaturas entre 70 y 80 °C, mientras que resulta difícil conseguir temperaturas de acumulación de agua a temperaturas superior a 60 °C mediante captadores solares planos, por lo que solo se utilizan para precalentar el agua. Por esta razón la mejor posibilidad para obtener una buena calefacción utilizando captadores solares es combinándolos con un sistema de suelo radiante, que funciona a temperaturas entre 30 y 40 °C, que coincide con el rango adecuado para que los captadores trabajen con alto rendimiento, y sea mínimamente necesario el uso del sistema auxiliar, si se dimensiona de forma adecuada la acumulación.

Otra alternativa es la de instalar captadores de vacío que trabajan a temperaturas superiores a los 70 °C, aunque con un coste más elevado. De esta forma se produce coincidencia entre las temperaturas de funcionamiento del sistema de energía solar térmica y el sistema de calefacción.

El esquema básico de una instalación solar térmica para producción de calefacción por agua se representa en la Figura 13, y se compone del conjunto de captación, el conjunto de intercambio y acumulación, y el equipo convencional de apoyo que proporciona la energía complementaria cuando sea necesario, todo ello coordinado por los elementos de regulación y control. Es un esquema básicamente igual al de producción de ACS.

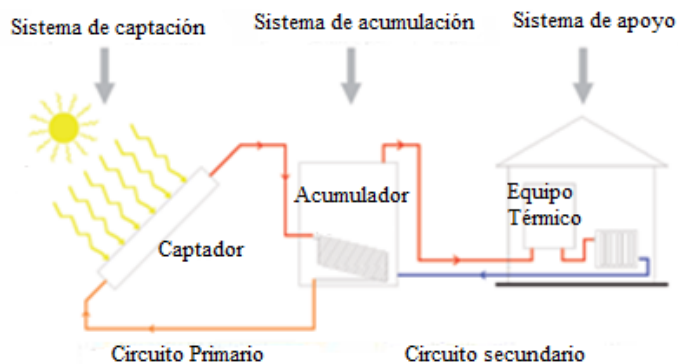


Figura 13: Esquema básico de una instalación solar térmica para calefacción

– Climatización de piscinas

La utilización de energía solar térmica es también obligatoria para la climatización del agua de las piscinas, de acuerdo con el CTE. En el caso de piscinas cubiertas pueden contar con una fuente energética de apoyo, pero las piscinas descubiertas solo pueden calentar su agua con energías renovables, a la vez que será recomendable planificar su operación, debido a los largos periodos que se requieren para calentar la totalidad del agua con el sistema solar.

El esquema básico de una instalación solar térmica para la climatización del agua de las piscinas cubiertas se representa en la Figura 14, y se compone del conjunto de captación, el conjunto de intercambio y el que proporciona la energía complementaria cuando sea necesario. En este caso el sistema de acumulación lo constituye el agua de la propia piscina. Al igual que en el caso anterior los elementos de regulación y control coordinan todo el proceso.

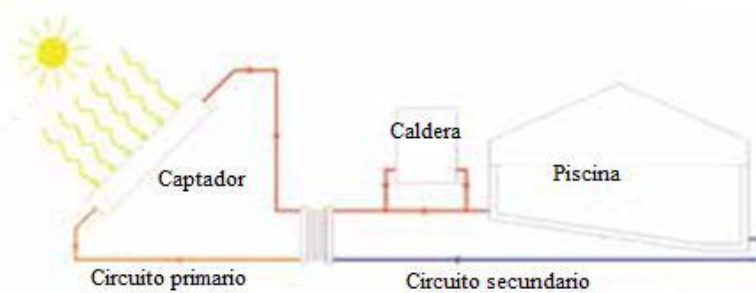


Figura 14: Esquema básico de una instalación solar térmica para piscina cubierta

Es muy habitual la combinación de varias aplicaciones mediante un sistema formado por un doble circuito e intercambiadores combinables con la producción de ACS y la calefacción.

El esquema básico de una instalación solar térmica para la climatización del agua de las piscinas descubiertas se representa en la Figura 15, y difiere del de las piscinas cubiertas en que no puede utilizarse ningún equipo convencional de apoyo que utilice energías no renovables.

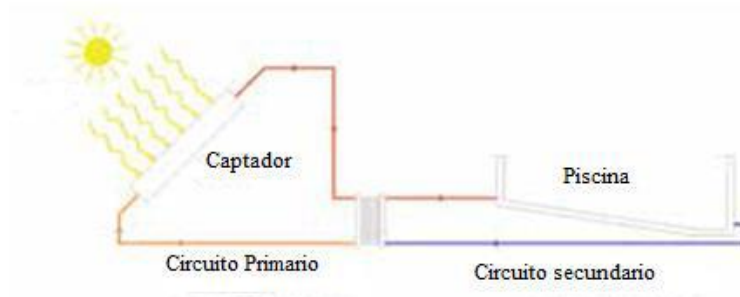


Figura 15: Esquema básico de una instalación solar térmica para piscina descubierta

En la práctica resulta bastante económico lograr una temperatura estable y placentera en piscinas al aire libre. En primer lugar porque, al circular el agua de la piscina directamente por los captadores solares, no es necesario utilizar ningún tipo de intercambiador de calor ni de sistema de acumulación. Y en segundo lugar, porque la temperatura de trabajo suele ser tan baja (en torno a los 30°C) que permite prescindir de cubiertas, carcassas o cualquier otro tipo de material aislante. De esta manera, se consigue reducir el precio del captador sin excesivo perjuicio en su rendimiento.

– **Refrigeración de edificios (Frío solar)**

Los hábitos actuales de bienestar han llevado al crecimiento de las necesidades de refrigeración en los edificios. Esta demanda de refrigeración se cubre generalmente mediante equipos que utilizan energía eléctrica, que producen una alta emisión de CO₂, considerando su coeficiente de paso de energía primaria, originando además importantes picos de consumo en las redes de distribución durante los meses de verano.

Por ello, es necesario pensar en utilizar para la refrigeración tecnologías activadas por fuentes térmicas gratuitas, como la energía solar. Los sistemas de refrigeración solar a la ventaja de utilizar una energía renovable, suman la de utilizar esta energía en la estación climatológica en que la radiación solar es máxima. Esto complementa además a la perfección la utilización de la energía solar térmica para los sistemas de calefacción y ACS, ya que la demanda se ajusta en todos los meses del año a las necesidades de cada momento, calor en invierno y frío en verano. Es decir, se logra un equilibrio cobertura-demanda, permitiendo de esta forma que el rendimiento de la instalación solar sea máximo.

Otra de las ventajas del frío solar es reducir los picos de consumo eléctrico de los equipos convencionales, como se ha comentado anteriormente.

Las tecnologías de refrigeración que se pueden acoplar a un sistema solar son las maquinas enfriadoras térmicas, tanto las de absorción como las de adsorción, y los procesos de desecación y enfriamiento valorativo.

El esquema básico de una instalación solar térmica para producción de refrigeración se representa en la Figura 16, y se compone del conjunto de captación, el conjunto de intercambio y acumulación, y el equipo de refrigeración por absorción, que puede contar con un sistema complementario convencional de apoyo o no.

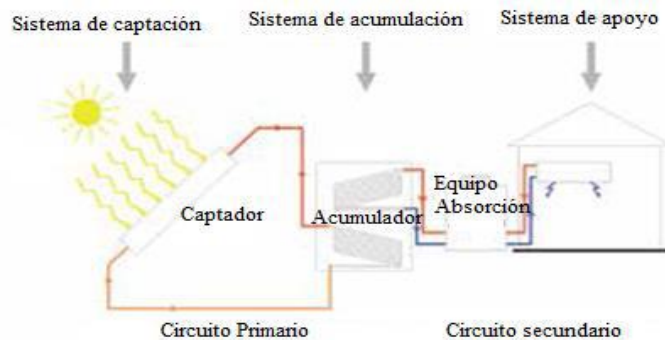


Figura 16: Esquema básico de una instalación solar térmica para refrigeración

– Aplicaciones industriales

La aplicación de la energía solar térmica de baja temperatura en procesos industriales se refiere, básicamente, al calentamiento de agua, siendo especialmente interesante en aquellos sectores que necesitan un gran volumen de ACS.

Hay numerosos ejemplos en los que la industria utiliza agua caliente para desarrollar sus actividades, en especial la industria textil, procesos químicos, limpieza y desengrasado de automóviles, limpieza y desinfección de botellas y otros envases, industrias alimenticias, mataderos, suelo radiante para granjas o invernaderos.

En estos casos ya sea para agua precalentada o agua a temperatura de consumo la aportación solar permite un gran ahorro de energía.

También se utiliza la energía solar para calentar aire en aplicaciones de secado de productos agrícolas, o en invernaderos.

El esquema se representa en la Figura 17 y es básicamente igual al esquema de producción de ACS ya visto anteriormente, con los conjuntos de captación, intercambio y acumulación, y el equipo convencional de apoyo, todo ello coordinado por los elementos de regulación y control.

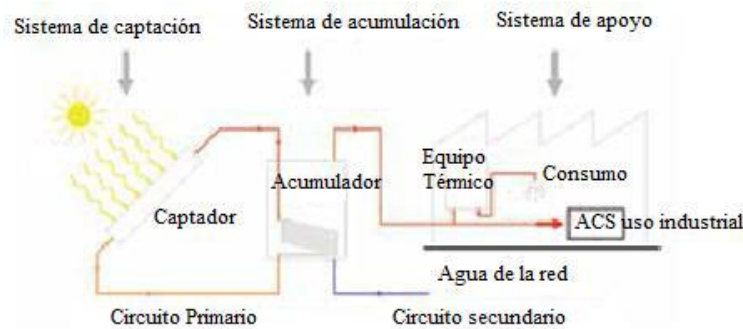


Figura 17: Esquema básico de una instalación solar térmica para ACS industrial

1.4. Estado del arte

Actualmente existe una demanda creciente de los captadores solares, en especial del captador solar de placa plana con agua como fluido de trabajo en condiciones de régimen transitorio. Con el fin de tener una idea de cómo se encuentra los estudios e investigaciones sobre este tipo de captador, se muestra en la Figura 18 la evolución de dichas investigaciones, donde se recoge el número de artículos publicados entre 2005 y 2016 según la base de datos ScienceDirect, la cual ha mostrado un grado de investigación creciente en los últimos años. Por lo tanto, se ha realizado una extensa investigación para modelar el funcionamiento del captador solar plano y para predecir el rendimiento de diferentes tipos de captadores solares. En esta sección se

presenta un resumen de los fundamentos, así como el estado actual de las investigaciones que se han llevado a cabo en el ámbito del modelado y predicción del rendimiento del captador solar plano.

Debido a los muchos parámetros que afectan al rendimiento de los captadores solares, tratar de hacer un análisis detallado de un captador solar es un problema muy complicado. Afortunadamente, un análisis relativamente simple permite producir resultados muy útiles, como es el caso de Duffie y Beckmann [12]. Principalmente se han seguido dos métodos generales de ensayo en el análisis del comportamiento del captador solar plano: el enfoque de estado estacionario y el modelo dinámico del captador solar. Los modelos dinámicos se basaron inicialmente en un modelo de un solo nodo. Este tipo de modelo intenta incluir los efectos de la capacidad térmica de una manera sencilla. El modelo de 1 nodo fue mejorado por la introducción de modelos multinodos, considerando que el captador consta de varios nodos, cada uno con una sola temperatura y capacitancia. El supuesto de condiciones de estado estacionario (temperatura de entrada, tasa de flujo de fluido en las tuberías, irradiancia incidente y condiciones ambientales constantes) en los métodos estacionarios hacen los ensayos del captador mucho más complicados y más caros. Dado que los captadores solares normalmente operan en condiciones transitorias, las condiciones de ensayo de estado estacionario no son típicas del funcionamiento normal.

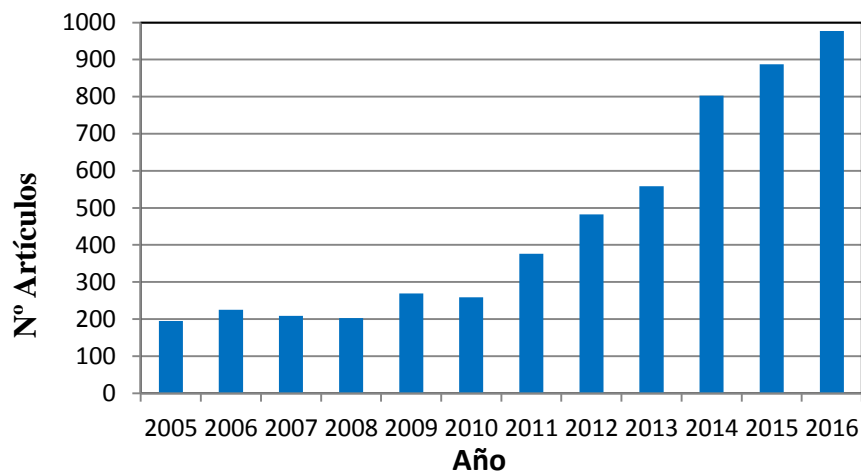


Figura 18: Número de artículos publicados en los últimos años

Los modelos estacionarios del captador solar presentados por Hottel y Woertz [19], Hottel y Whillier [18] y Bliss [6] se basaron en un modelo cero-capacitancia, en el cual se desprecian los efectos de la capacitancia térmica en el rendimiento del captador. Se considera que el captador está en equilibrio con su entorno en cualquier instante de tiempo. En el modelo se considera un único valor del coeficiente global de pérdidas de calor del captador, independiente de las condiciones ambientales continuamente variables.

Un método de ensayo que incorpora propiedades dinámicas del captador solar no sólo produce más información sobre el captador, sino que hace que los ensayos del captador sean más fáciles de realizar experimentalmente. Por lo tanto, los ensayos serán menos costosos, mientras que el modelo y los procedimientos de cálculo serán más complejos. Sin embargo, el modelo y el procedimiento de cálculo se deben desarrollar sólo una vez, mientras que los gastos experimentales se deben hacer para cada prueba, Muschaweck [32].

En un esfuerzo para incluir los efectos de capacitancia en el comportamiento del captador, Close [10] desarrolló el modelo de capacitancia de 1 punto. En el cual se considera una capacitancia térmica agrupada localizada en la placa del captador, que representa la suma de las capacitancias térmicas de varios elementos (fluido, placa, cubierta de vidrio, etc.). El caso más simple es asumir que el captador puede ser considerado como un sistema globalizado a la temperatura media del agua que pasa a través de él. Una limitación de este modelo es la suposición de que la distribución de temperatura a lo largo de la longitud del captador es lineal. Sin embargo, la distribución de temperatura del modelo cero capacitancia es exponencial por naturaleza, aunque para pequeños aumentos de la temperatura desde la entrada del captador hasta la salida, la distribución se puede aproximar como lineal. Otra limitación de este modelo es que el fluido y la base del tubo están a la misma temperatura. En efecto, él asumió un gran coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo. Este modelo ha demostrado ser útil para predecir el comportamiento del captador incluyendo el efecto del almacenamiento del captador debido a la capacitancia térmica. Para determinar el efecto transitorio de la capacitancia térmica se necesita un modelo más complicado.

Las condiciones de trabajo de los captadores solares son inevitablemente transitorias y está presente la no uniformidad del flujo; por lo tanto surge la necesidad de un modelo transitorio y multidimensional. Sin embargo, un análisis detallado del modelo que considere estos aspectos da lugar a ecuaciones complicadas que son difíciles de resolver. Por lo tanto diferentes modelos con supuestos simplificados fueron desarrollados en un intento de predecir el comportamiento del captador solar en condiciones transitorias.

Klein et. al. [24] propusieron un modelo de 2 nodos en el que los nodos están colocados en la placa absorbente y en una única cubierta de vidrio. En aras de la simplicidad, se supuso que la temperatura media del captador es la media algebraica de las temperaturas de entrada y salida del fluido. En su estudio, utilizaron ecuaciones diferenciales de primer y segundo orden para describir el captador. Pero, básicamente, un captador es un sistema distribuido y por lo tanto merecería una descripción de una o más ecuaciones diferenciales parciales.

Separando la capacitancia térmica de las cubiertas de la capacitancia térmica global, Wijesundera [45] desarrolló un modelo agrupado de 2 puntos, en el que el captador solar se modela como dos regiones: (i) la placa de absorción y el fluido caloportador, y (ii) las cubiertas se agrupan en una sola cubierta equivalente. Analizando la influencia de la capacidad térmica en el comportamiento a largo plazo del captador solar, el autor mostró que el enfoque de estado estacionario da buenos resultados en

la predicción de la captación de energía diaria sólo cuando se utiliza datos meteorológicos por hora promedio. Si la intensidad de la radiación cambia rápidamente, los efectos dinámicos se vuelven más pronunciados y el modelo de estado estacionario sobreestima la captación de energía útil. En estas condiciones los enfoques transitorios proporcionan mejores resultados. El autor concluyó que se detecta la utilidad principal del enfoque dinámico en el modelado del captador solar en el estudio a corto plazo y para predecir el comportamiento de la temperatura de salida como consecuencia de las fluctuaciones de los datos climáticos.

Morrison y Ranatunga [31] desarrollaron un modelo agrupado de 3 puntos que separa la capacitancia térmica del fluido y el absorbedor, realizando un conjunto de tres ecuaciones: cubierta, placa del captador y fluido. Además, los autores tienen en cuenta la capacidad térmica de cada sección de los tubos del circuito de agua entre el captador solar y el tanque, teniendo en cuenta la aceleración de fluido durante el calentamiento transitorio. Los autores utilizaron este enfoque con el fin de analizar la respuesta de un calentador solar de agua por termosifón frente a cambios en la insolación.

De Ron [11] presenta un modelo dinámico de un captador de placa plana con una sola cubierta de vidrio. Agregando a las suposiciones hechas por Duffie y Beckman [12]. En su modelo, hizo las siguientes suposiciones (Figura 19 muestra los ejes):

1. Todos los fenómenos de transporte de calor se toman independientes de la dirección y .
2. No hay transporte de calor en la dirección x , excepto el calor transportado por el flujo de agua.
3. En la dirección z los gradientes de temperatura en el espesor de la cubierta y la placa absorbente son insignificantes con respecto a los gradientes entre las cubiertas y/o la placa.
4. El flujo de calor en el aislamiento en la parte posterior es insignificante comparado con el flujo de calor principal.
5. Aislamiento perfecto en los bordes.
6. Se desprecian las capacidades caloríficas del espacio de aire entre la cubierta y la placa de absorción en comparación con las otras capacidades de calor.

De Ron representó los balances de energía de la cubierta y la placa absorbente mediante una ecuación diferencial ordinaria, mientras que la temperatura del fluido fue descrita por una ecuación diferencial parcial. Aunque el modelo derivado era no lineal, utilizando un desarrollo en serie de Taylor alrededor de las condiciones medias de operación, se obtuvo una aproximación lineal. El modelo no es válido para la gama grande de perturbación para la velocidad del viento y las variaciones de flujo.

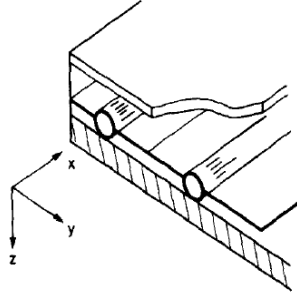


Figura 19: Sección transversal del captador de una cubierta [11]

Kamminga [22] desarrolló en primer lugar un modelo de 3 nodos teniendo en cuenta la capacitancia del fluido, así como las capacitancias de la cubierta y de la placa absorbente. En este modelo se han realizado varias aproximaciones: las pérdidas de calor en la parte trasera y los bordes del captador se desprecian debido a la consideración de un aislamiento perfecto, también se desprecia la radiación absorbida por la cubierta y las temperaturas dependen de una variable de espacio definida en la dirección del flujo de fluido. Además, las capacidades y las resistencias de calor, así como la velocidad de flujo del fluido, se suponen constantes. El modelo matemático ha sido validado experimentalmente por el autor, aplicando el modelo a un captador solar plano convencional disponible comercialmente. Este captador se ha ensayado operando bajo condiciones meteorológicas reales, donde se han medido cada 10 s las temperaturas de entrada y salida del fluido, el flujo de fluido y la temperatura ambiente, para un rango de valores de la insolación.

Kamminga [23] también desarrolló un modelo de 4 nodos considerando además la capacitancia térmica del aislamiento. El modelo aproxima las temperaturas del captador en cualquier momento determinado utilizando las medidas de las temperaturas ambiente, del aislamiento y de salida del fluido. Sin embargo, el método utilizado para resolver el modelo no es adecuado para las tasas de flujo variables.

Frid [16] desarrolla un modelo de 2 nodos, situados en la placa absorbente y en el fluido. Se supone que la transferencia de calor en las aletas entre los conductos es similar a la del caso de estado estacionario, y se desprecia la influencia de las capacidades caloríficas del vidrio y del aislamiento posterior en el comportamiento del captador.

Frid además introdujo un modelo de 3 nodos considerando el vidrio como un nodo más en el modelo. La transferencia de calor entre el vidrio y la placa absorbente se puede considerar como una global, porque tiene lugar debido a la convección natural y la transferencia de calor radiante en el espacio de aire. Por lo tanto, se diferencia suficientemente de la transferencia de calor estrictamente local entre la placa absorbente y el fluido caloportador. Siendo global, la transferencia de calor vidrio-placa absorbente se puede caracterizar por una media de las temperaturas del vidrio y de la placa absorbente (un promedio con respecto a la superficie, no respecto al

tiempo). Ahora se desprecian las pérdidas de calor a través de la parte posterior del captador con el fin de obtener resultados más vivos para entender los fenómenos físicos reales sin un procedimiento engorroso.

Wang y Wu [43] propusieron un modelo numérico discreto para calcular la distribución del flujo y la temperatura para analizar el comportamiento de los captadores solares de placa plana. Para grandes campos de captadores tipo Z, en el que los flujos son paralelos en la división (dividing manifold) y en la unión de captadores (combining manifold) como se muestra en la Figura 20, el modelo numérico mostró una alta concordancia con los datos experimentales medidos. Se realizaron una serie de supuestos simplificados:

1. La distribución de flujo entre los tubos de derivación no será uniforme.
2. Las propiedades del fluido son independientes de la temperatura, excepto la densidad; el efecto de flotabilidad no se puede despreciar.
3. La conducción de calor longitudinal en placa absorbente y la pared de la tubería no se puede despreciar.
4. La transferencia de calor en los captadores no se puede despreciar.

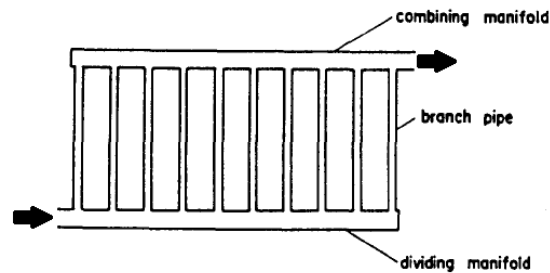


Figura 20: Campo de captadores dispuestos tipo Z [43]

Sin embargo, el modelo requiere una temperatura de entrada constante y una velocidad de flujo constante durante el ensayo. Según sus resultados la no uniformidad del flujo tiene efectos perjudiciales en el rendimiento térmico del campo de captadores, el uso del modelo de Bliss Hottel y Whillier (modelo HWB) presentados por Duffie para predecir el comportamiento del campo de captadores puede causar grandes errores.

Oliva et al. [33] presentaron un modelo numérico teniendo en cuenta una modelización transitoria y multidimensional de los diferentes elementos de un captador (Figura 21) y su acoplamiento en un algoritmo global. Es decir el modelo desarrollado es un modelo de 4 nodos. En el modelo, las zonas sólidas (aislamiento, cubierta y conductos) se consideran bi o tridimensionales. El flujo de fluido dentro de los conductos se toma como unidimensional. Por último, la convección libre en la zona del aire se tiene en cuenta mediante expresiones empíricas. El análisis se ha realizado específicamente para un captador de aire con conductos rectangulares. A

pesar de que el modelo presentado se hace de una manera casi exacta físicamente; es difícil de implementar en la práctica.

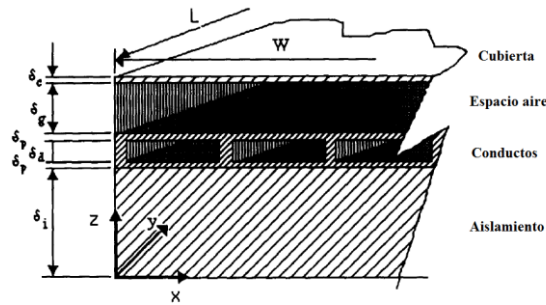


Figura 21: Detalle del captador solar [33]

Muschaweck y Spirkl [32] presentaron un modelo dinámico de captador solar en conjunto con un método de identificación de parámetros dinámicos y la predicción del rendimiento. El método de identificación de los parámetros desarrollados por Spirkl se utiliza en conjunción con un modelo de captador en lugar del agua caliente sanitaria (ACS). El modelo utilizado extiende la ecuación Hottel-Whillier-Bliss presentado en Duffie y Beckmann [18], [6] a un modelo dinámico de 1 nodo. Este modelo desprecia muchas propiedades de un captador real: Para un captador real, el tiempo de flujo de fluido conduce a un retraso en la respuesta de la temperatura de salida a los cambios repentinos de la irradiación y la temperatura de entrada que no puede ser reproducido por un modelo de un nodo. Además, la dependencia de las pérdidas del captador de la temperatura ambiente y la temperatura de entrada es mucho más compleja para un captador real, y la dependencia de la velocidad del viento de las pérdidas del captador se ha despreciado, así como los efectos del ángulo de incidencia. Se podrían mencionar muchos más errores de modelado. Pero, en comparación con despreciar la capacidad del captador del todo, estos son todos los efectos de segundo orden cuando el captador se somete a condiciones no estacionarias. Sin embargo, con el fin de resolver algunas de las inconsistencias que resultan de despreciar que los captadores son sistemas dispersos, Spirkl y Muschaweck extienden el modelo de 1 nodo a un modelo de N nodos mediante la conexión de N nodos del captador en serie, donde a cada uno se le asigna $1/N$ del área efectiva total y $1/N$ de la capacidad efectiva total. Aunque el modelo mostró un comportamiento preciso para el captador de doble acristalamiento para una prueba de corto plazo, no es adecuado para caudales variables.

Bosanac et al. [7] desarrollaron un modelo que combina la base de los modelos "estado estacionario", así como las ecuaciones de Hottel-Whillier-Bliss [18], [6] y Proctor [35], con las características dinámicas de Perers [34] y los modelos de Muschaweck [32]:

- a. Se supone una dependencia lineal del coeficiente de pérdida de calor con la velocidad del viento y la diferencia de temperatura entre el captador y el ambiente.

- b. El comportamiento dinámico es modelado por una capacidad térmica que agrupa el fluido contenido y la masa térmica del captador.
- c. Se aplica un modelo multi-nodo del captador con el fin de simular el retraso en la respuesta de un captador real debido a la variación de la temperatura de entrada y las variables meteorológicas.
- d. Se introducen los modificadores del ángulo de incidencia (como una función del ángulo de incidencia) para radiación directa y difusa.

El modelo de captador multi-nodo anteriormente descrito fue verificado con éxito por Bosanac et al. mediante la prueba de un captador solar plano de vacío.

Schnieders [37] analizó uno estacionario y cinco modelos dinámicos diferentes de captadores solares de diferentes maneras. Los modelos se aplicaron a un captador solar de tubo de vacío y los datos medidos experimentalmente se compararon con la predicción de la energía producida. El captador se divide en varios nodos en la dirección del flujo para transferir las ecuaciones diferenciales parciales a un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias. El modelo más complicado aplicado fue un modelo de $3n$ -nodos; sin embargo el modelo no era adecuado para las tasas de flujo variables. El estudio dio como resultado que el modelo estacionario sobreestimó la salida de captador en el caso de entrada de un intervalo corto de tiempo, mientras que los modelos dinámicos dieron resultados similares en el caso de las entradas de intervalo de tiempo largo.

Hilmer et al. [17] presentaron un método para calcular el comportamiento dinámico a corto plazo de los captadores solares no vidriados instalados en un techo, trabajando con diferentes tasas de flujo de fluido. El modelo desarrollado es un modelo de 2 nodos. Las capacidades del fluido y la placa absorbente se agrupan juntas a la temperatura media del fluido, y las capacidades del techo se agrupan con la temperatura del techo. En primer lugar, estudiaron el comportamiento del modelo de carácter distribuido de 2 nodos. Además, analizaron varias aproximaciones de este modelo (un nodo de carácter distribuido, modelo de una sola capacitancia, modelo de estado estacionario). En el modelo se hacen las siguientes suposiciones:

1. No hay transferencia de calor en la dirección de flujo (y), excepto por convección forzada del fluido.
2. Distribución isotrópica de la radiación solar difusa.
3. Distribución isotrópica de la radiación del cielo.
4. Caudal idéntico en cada tubo.
5. Los efectos del polvo y la suciedad en la superficie de absorción son insignificantes.
6. Las pérdidas de calor a través de las superficies frontal y posterior son a la misma temperatura ambiente.

Zueva y Magiera [47] presentaron un modelo matemático para la transferencia de calor en un sistema que implica un captador solar y un intercambiador de calor, Figura 22. En el modelo propuesto el captador solar y el intercambiador de calor se consideraron como una estructura de parámetros concentrados. El estudio permite una optimización de la operación del sistema. El modelo validado experimentalmente en condiciones de estado estacionario; suponiendo que la temperatura inicial constante, la temperatura ambiente constante y una densidad de energía radiante constante. Con otro supuesto de que estas condiciones se cumplen en un periodo de tiempo corto.

Weitbrecht et al. [44] publicaron un estudio experimental llevado a cabo en un captador solar plano de agua con condiciones de flujo laminar para analizar la distribución del flujo a través del captador. La distribución del flujo en relación con la descarga global a través del captador real se determinó experimentalmente. También se investigó el coeficiente de pérdida de las uniones de tuberías en relación con el número de Reynolds local. El autor notó que, cuanto más uniforme es la distribución del flujo, mayor será la eficiencia del captador. Sin embargo distribuciones de flujo uniforme no están siempre presentes en los captadores solares.

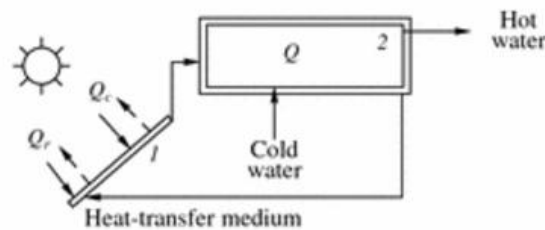


Figura 22: Flujos de calor en el captados solar (1) y en el intercambiador de calor (2) [47]

Minn et al. [29] desarrollaron un modelo de un captador solar plano con una cubierta de lámina tedlar, Figura 23. El modelo empleado es un modelo de 2 nodos (placa absorbente y fluido). En dicho modelo la temperatura local de la placa absorbente, la cual se recubre selectivamente, se modela como un parámetro bidimensional, mientras que la temperatura del fluido varía axialmente. El análisis considera también la pérdida de calor al ambiente desde la cubierta, así como a través de la parte posterior del absorbedor. Este método ha sido validado por los autores mediante la medición de los datos experimentalmente sobre un prototipo de captador bajo condiciones meteorológicas de Singapur durante cuatro meses.

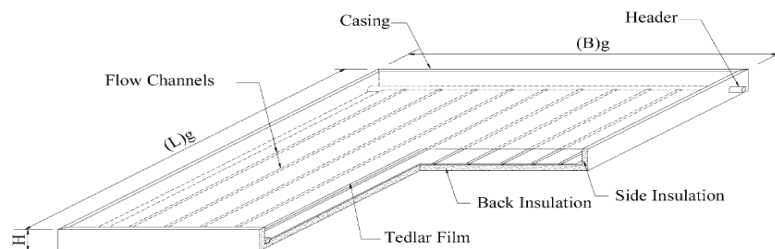


Figura 23: Diagrama esquemático del captador solar experimental [29]

Fraisse et al. [15] propusieron un modelo basado en una analogía eléctrica simplificada, teniendo en cuenta la dependencia de la temperatura de las características termofísicas del captador. Los autores introdujeron las capacidades térmicas de parámetros concentrados para la cubierta de vidrio, la placa absorbente y el fluido (desarrollo de un modelo agrupado de 3 puntos). Tres ecuaciones de balance de energía diferentes se han escrito y resuelto en estado transitorio. El modelo se comparó con los datos experimentales al aire libre y los resultados obtenidos por el software TRNSYS®. Dicha comparación mostró una buena concordancia entre los resultados numéricos y experimentales, a excepción del período de inactividad. Los autores destacaron la importancia del enfoque transitorio cuando el incremento de tiempo es pequeño y el funcionamiento del circuito de agua es intermitente. Mientras la capacidad térmica del fluido se incluye en C_f (Figura 24), se obtiene la posibilidad de calcular la temperatura de salida del fluido introduciendo una diferencia de temperatura $T_f - T_{inf}$, a través de la resistencia térmica R_{fl} con el equilibrio térmico en estado estacionario.

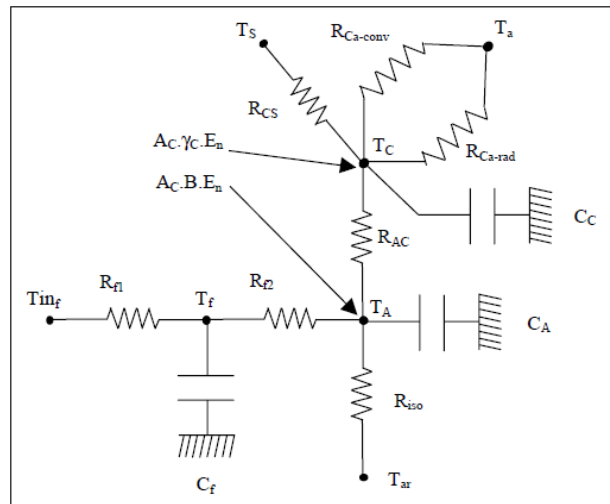


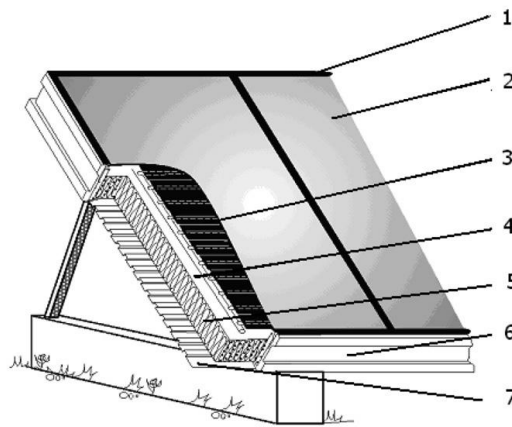
Figura 24: Red eléctrica del captador solar adoptada por Fraisse et al. [15]

Se han publicado artículos que analizan las posibilidades de utilización de redes neurales artificiales, en inglés Artificial Neural Networks (ANN), para predecir los parámetros de funcionamiento del captador solar plano. Farkas y Geczy-Vig [14] introdujeron un enfoque diferente para el modelado del captador solar plano. Un estudio de sensibilidad se realizó en los parámetros de la red neural. Las estructuras ANN propuestas fueron ensayadas y validadas utilizando el modelo Hottel-Whillier.

Kalogirou [20] desarrolló seis modelos ANN para la predicción de las ecuaciones de coeficientes del comportamiento estándar del captador, condiciones con viento y sin viento, los modificadores del ángulo de incidencia en direcciones longitudinal y transversal, el tiempo de captador constante, la temperatura del colector estancamiento y la capacidad del recipiente eran considerado. El estudio está basado en unas condiciones de funcionamiento de estado estacionario. Los resultados obtenidos cuando los datos desconocidos se presentaron a las redes son muy satisfactorios e indican que el método propuesto se puede utilizar con éxito para la

predicción de los parámetros del comportamiento de captadores solares de placa plana. Las ventajas de este enfoque en comparación con los métodos de prueba convencionales son la velocidad, la simplicidad y la capacidad de la red para aprender de ejemplos. Esto se hace mediante la incorporación de conocimiento experimental en la red.

Fan et al. [13] investigaron experimental y teóricamente el flujo y la distribución de la temperatura en un captador solar con un absorbedor que consiste en aletas horizontalmente inclinadas, Figura 25. Numéricamente, la transferencia de calor y de flujo en el campo de captadores fueron estudiados por el medio de cálculos de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Experimentalmente, la distribución del flujo a través del absorbedor se evaluó por medio de mediciones de temperatura en la parte trasera de los tubos absorbedores. Sus resultados mostraron una buena concordancia entre los resultados de CFD y los datos experimentales a altas velocidades de flujo. Sin embargo, para caudales pequeños, aparecieron grandes diferencias entre las temperaturas calculadas y medidas. Este desacuerdo es más probable debido a la simplificación del modelo del captador solar.



- | | |
|---|--|
| 1 Glass framing: Top and bottom mouldings made of EPDM-rubber. | 5 Insulation: 75 mm glass wool. |
| 2 Glass: 4 mm, non-iron, and non-breakable glass with a fitted back side. | 6 Sill profile: Extruding aluminium profiles. |
| 3 Absorber: Copper tube/aluminium plate with selective surface. | 7 The back side: 0.5 mm treated aluminium sheet. |
| 4 Vapour and diffusion trap: Aluminium foil. | |

Figura 25: Diseño del captador solar investigado [13]

Augustus y Kumar [4] desarrollaron un modelo matemático para predecir el rendimiento térmico de un captador transpirado sin vidrio (UTC), también conocido como captador perforado, un nuevo desarrollo en la tecnología de captadores solares. Las Figura 26 y Figura 27 ilustran la configuración de este tipo de captadores y el modo de los intercambios y transferencias de calor, respectivamente. El modelo se basa en las expresiones de transferencia de calor para los componentes del captador, y las relaciones empíricas para la estimación de los diversos coeficientes de transferencia de calor. Los autores analizaron los resultados del modelo para predecir los efectos de los parámetros clave en el comportamiento del captador. Sus resultados mostraron que la capacidad de absorción, el tono del captador y la tasa de flujo de aire solar tienen el efecto más fuerte sobre la eficacia de intercambio de calor del captador, así como la eficiencia.

Villar et al. [30] presentaron un modelo numérico 3-D para un captador solar plano que considera el carácter multidimensional y transitorio del problema. El efecto del flujo no uniforme en la eficiencia del colector fue cuantificado y se definió el grado de deterioro de la eficiencia del captador. Su análisis mostró que este deterioro aumenta con el aumento de la no uniformidad del flujo, aunque este efecto es muy limitado. El modelo fue verificado en condiciones de estado estacionario para un captador solar comercial de tubos paralelos mediante la comparación de los resultados del modelo con los ensayos realizados en Fraunhofer Institut. Sus resultados muestran que la eficiencia del captador no cambia apreciablemente incluso cuando el flujo en los tubos exteriores es de 1,5 veces el flujo de los centrales, pero las temperaturas de salida para cada tubo son muy diferentes.

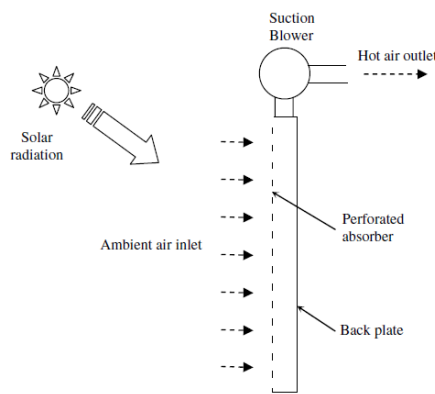


Figura 26: Esquema de la configuración UTC [4]

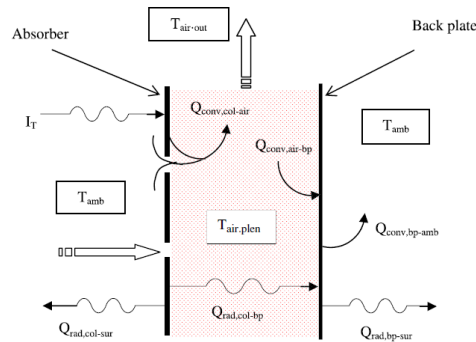


Figura 27: Intercambios de transferencia de calor en el UTC [4]

Cadafalch [9] presentó un modelo numérico detallado del captador solar plano que puede ser considerado como una extensión del modelo desarrollado por Duffie y Beckmann [12]. Se dio cuenta de que la transferencia de calor a través del captador es básicamente unidimensional; algunos efectos bi-dimensionales y tridimensionales siempre se producen debido a la influencia de los bordes y los efectos no uniformes, por ejemplo, hay gradientes de temperatura en ambas direcciones longitudinal y transversal. Sin embargo, el flujo principal de transferencia de calor sigue siendo unidimensional. Las principales características del modelo son:

- Transferencia de calor unidimensional.
- Propiedades termofísicas dependiente de la temperatura.
- Transferencia de calor por conducción en las partes de sólidos.
- Transferencia de calor por convección en el aire o cavidades de fluido.
- Acumulación de energía debido a la inercia térmica.
- La pérdida de calor a través de los bordes se evalúa como una pérdida de energía en el absorbedor.
- Radiación térmica difusa.
- Datos meteorológicos dependientes del tiempo. Se pueden utilizar datos ideales y reales.

El modelo fue verificado por unos datos del experimento de captadores de vidrio simple y doble en condiciones de estado estacionario.

Anderson et al. [3] han estudiado el comportamiento de diferentes captadores solares coloreados. Basado en el producto transmitancia-absortancia de captadores diferentes coloreados se determinó el comportamiento de estos captadores utilizando el modelo de estado estacionario 1-D Hottel-Whillier-Bliss presentado por Duffie y Beckmann [12]. Su resultado mostró que los absorbedores coloreados de los captadores solares pueden hacer contribuciones notables a las cargas de calefacción, pero la eficiencia térmica fue inferior que en absorbedores selectivos de recubrimiento altamente desarrollados.

Singh et al. [39] calcularon los coeficientes globales de pérdida de calor del absorbedor de cavidad trapezoidal para diferentes tipos de tubos y cubiertas de captadores concentrados. Se analizó y estudió el rendimiento térmico de un conjunto de ocho absorbedores trapezoidales para captadores de concentración lineal bajo temperaturas de estado estacionario y tasas de flujo constantes. Su análisis reveló que el coeficiente de pérdida de calor aumenta con la temperatura del absorbedor, la cubierta de cristal doble también redujo el coeficiente de pérdida de calor global en un 10-15% en comparación con la cubierta de vidrio simple.

Martinopoulos et al. [27] desarrolló un captador solar de polímero en el que la energía solar es absorbida directamente por el fluido de trabajo de color negro. El modelo se investigó tanto experimentalmente como con CFD. Como validación del modelo CFD, se encontró que los valores obtenidos para la distribución de temperatura y la velocidad sobre la superficie del captador usando el modelo CFD estaban en buena concordancia con los resultados experimentales. El rendimiento del captador se obtuvo por CFD bajo condiciones de estado estacionario.

Zima y Dziewa [46] presentaron un modelo matemático unidimensional para la simulación de los procesos transitorios que se producen en los captadores solares de placa plana líquidos. El modelo tiene en cuenta los parámetros distribuidos del captador solar, las propiedades del fluido de trabajo, del espacio de aire y el absorbedor se calculan en tiempo real, los coeficientes de transferencia de calor también se calcularon en el modo online. El modelo presentado considera las condiciones de contorno dependientes del tiempo. Las suposiciones hechas para el modelo propuesto son:

- Todos los elementos del volumen de control analizados tienen dimensiones idénticas a los elementos del captador real.
- El fluido fluye uniformemente a través de todos los tubos.
- Las propiedades de la cubierta de vidrio y aislamientos son constantes.
- Todos los coeficientes de transferencia de calor calculados en tiempo real.

La verificación experimental mostró una convergencia satisfactoria de las temperaturas mediadas y calculadas en la salida del captador.

Kong et al. [25] desarrollaron un modelo de función de transferencia mejorado (ITFM), consistente en un modelo de 2 nodos, que considera la parte sólida y la parte líquida del captador. La parte sólida se compone de placa absorbente, cubierta de vidrio, aislamiento, etc. La capacidad térmica de la parte sólida se referencia a una temperatura media. Por lo general, el efecto del viento podría ser considerado en el término pérdida de calor si los datos de velocidad del viento están disponibles.

Reiter et al. [36] desarrollan un modelo multi-nodo. Dicho modelo consiste en 10 nodos referidos a los diferentes componentes del captador: cubierta de vidrio, placa absorbente (7 nodos), fluido y aislamiento (ver Figura 28). El modelo de 10 nodos se puede reducir mediante el uso de la simetría de la placa absorbente a un modelo de 7 nodos.

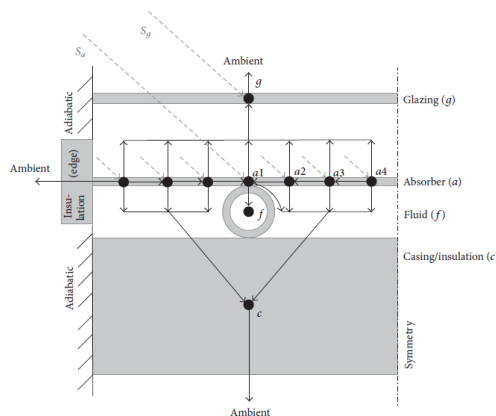


Figura 28: Sección transversal del modelo del captador [36]

El modelo fue validado utilizando el conjunto de parámetros de un captador plano convencional ensayado. Los diversos procedimientos de validación mostraron buenos resultados en comparación con los modelos matemáticos existentes de captadores solares planos. Además, las temperaturas de los componentes obtenidas de las pruebas y las simulaciones están muy cerca. Por lo tanto, el modelo de captador puede ser considerado como una herramienta fiable para la aplicación en la simulación.

Soriga y Badescu [40] desarrollan un modelo dependiente del tiempo de un captador solar plano basado en las ecuaciones de balance de energía. El modelo consiste en un sistema de siete ecuaciones diferenciales ordinarias que describen el balance de energía para los componentes del captador, Figura 29. Cada componente es un nodo.

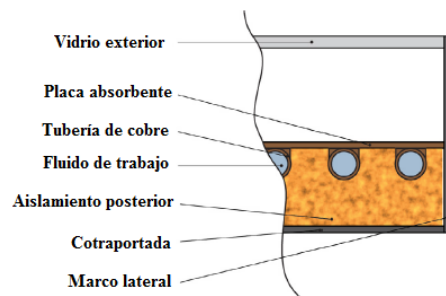


Figura 29: Componentes del captador solar en estudio [40]

El modelo propuesto por los autores fue validado para un captador de geometría común tanto en condiciones de estado estacionario, para los datos proporcionados por el fabricante, como en condiciones dinámicas, para las mediciones experimentales publicadas en [5] bajo el clima de Dublín, Irlanda.

1.5. Estructura y contenido del trabajo

En el presente trabajo fin de máster se ha realizado un análisis de varios modelos de un captador solar plano en régimen transitorio. Para ello, se ha elaborado un documento dividido en cuatro capítulos.

En este primer capítulo, se presenta una introducción al trabajo donde se detalla el objetivo del mismo así como una introducción de la radiación solar y de la energía solar térmica a baja temperatura. También se presenta una descripción de las aplicaciones a las que puede destinarse el aprovechamiento de esta energía, así como una descripción de los elementos principales de una instalación solar térmica a baja temperatura. Además se presenta una revisión actualizada de los modelos en régimen transitorio que se han desarrollado en los últimos 50 años.

En el segundo capítulo se lleva a cabo una descripción del captador solar plano: principio de funcionamiento, componentes, tipología, etc. Posteriormente se desarrolla en detalle el modelo en régimen permanente presentado por Duffie y

Beckman y, por último, se selecciona un modelo en régimen transitorio de 7 nodos de los descritos brevemente en la revisión bibliográfica, y se desarrolla más profundamente. Además se presenta un modelo de 2 nodos en régimen transitorio presentado por los mismos autores del modelo en régimen permanente.

En el tercer capítulo se realiza un estudio de un captador solar plano en régimen transitorio. Para ello, en primer lugar se describe el software utilizado para simular los diferentes modelos y se definen los parámetros característicos del captador así como las condiciones climáticas para las que se han analizado los modelos. Por último, se presentan los resultados de las simulaciones de los modelos.

Para finalizar, en el cuarto capítulo, se expone un resumen del trabajo y las conclusiones a las que se ha llegado tras el estudio realizado.

2 EL CAPTADOR SOLAR PLANO

Este es uno de los dos principales capítulos del trabajo y en el cual se va a profundizar sobre el elemento clave del mismo: El Captador Solar Plano. Por un lado se va a describir el captador solar plano: principio de funcionamiento, componentes, tipología, etc., para posteriormente analizar su comportamiento en régimen permanente. Por último se seleccionará un modelo en régimen transitorio de los descritos brevemente en el *Apartado 1.4. Estado del arte*, y se desarrollará más profundamente.

2.1. Descripción del Captador Solar Plano (CSP)

El captador solar térmico es el componente de la instalación encargado de recibir la radiación solar y transferirla a un fluido térmico que circula por su interior.

Dentro de los captadores solares de baja temperatura se pueden distinguir los captadores solares planos, con o sin cubierta, y los captadores de tubos de vacío. Los primeros son los más empleados en el ámbito doméstico en nuestro país por su relación precio-rendimiento, mientras que los captadores de tubo de vacío son más utilizados en lugares fríos, donde la diferencia entre la temperatura del panel y la temperatura ambiente es mayor e interesa minimizar las pérdidas térmicas.

2.1.1. Principales componentes del CSP

Los principales elementos del captador solar plano son los siguientes (Figura 30):

- Cubierta
- Placa absorbedora
- Aislamiento
- Carcasa

Cubierta

La cubierta transparente es la superficie superior o tapa de la carcasa y es el primer elemento sobre el que incide la radiación solar.

Las funciones principales que ha de cumplir una cubierta transparente son:

- Originar el efecto invernadero y reducir al mismo tiempo las pérdidas por convección, mejorando así el rendimiento del captador.

- Asegurar la estanquidad del captador al agua y al aire, en unión con la carcasa y las juntas.
- Proteger la superficie absorbedora de posibles daños externos.

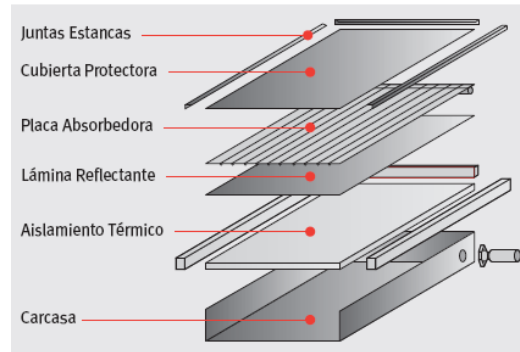


Figura 30: Componentes del Captador Solar Plano

La cubierta transparente puede ser de vidrio o de plástico con características adecuadas. Habitualmente se utiliza el llamado vidrio solar, que se trata de un vidrio templado, de bajo contenido en hierro y con sus características optimizadas para disminuir la reflectividad y permitir el paso de la radiación entre $0,3 \mu\text{m}$ y $3 \mu\text{m}$, con una eficiencia en la actualidad superior al 70% y, simultáneamente, un coeficiente de transmisión bajo para radiaciones de longitudes de ondas largas emitidas por el absorbedor, favoreciendo el efecto invernadero. Suele tener su superficie en micro relieve, que se denomina superficie estructurada, para reducir los reflejos directos y evitar el efecto espejo.

Como inconvenientes del vidrio debe citarse su fragilidad y su peso, que obligan a utilizar carcasas más resistentes y, consecuentemente, más pesadas y más costosas.

Placa absorbedora

Es el elemento del captador encargado de transformar la radiación solar incidente sobre el captador en calor y transmitírselo al fluido caloportador. A la hora de evaluar un absorbedor existen dos parámetros que definen la capacidad del mismo, la absortancia o coeficiente de absorción (α), y la emisividad (ϵ).

En la mayoría de los captadores solares el absorbedor es una placa metálica sobre la cual están soldados o embutidos los tubos por los que circula el fluido caloportador, en un recorrido más o menos sinuoso a fin de lograr la máxima transmisión de calor entre la placa y el líquido. Por este motivo tanto la soldadura como los materiales que forman el circuito de agua y del absorbedor, han de tener un coeficiente de conductividad alto. El diseño del circuito y sus materiales constituyen una de las claves de un buen captador solar, con la dificultad añadida de la apreciable pérdida de carga que se origina, constituyendo estos datos parte de las características que han de ser proporcionadas por el fabricante. Según la forma en que estén dispuestos los tubos, la placa puede tener configuraciones distintas: en placas, en parrilla o en serpentín (Figura 31).

En cuanto a los materiales, hoy día se usa el cobre en la mayoría de los captadores para los tubos distribuidores y los tubos finos de la parrilla. Igualmente las láminas del absorbedor están hechas de cobre o aluminio; raras veces se emplea el acero para este fin. Se suele usar acero inoxidable o plástico sólo en aplicaciones en las que un medio agresivo fluya directamente a través del absorbedor (piscinas).

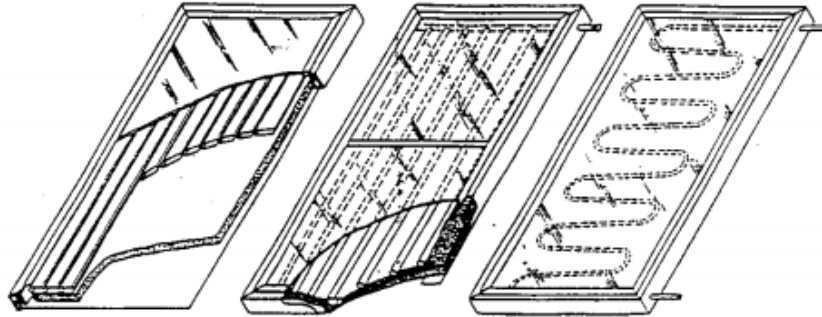


Figura 31: Configuración en placas, en parrilla y en serpentín respectivamente

Aislamiento

El aislamiento térmico del captador tiene por misión reducir las pérdidas de la energía captada a través de la carcasa, cuyo material suele tener un coeficiente de transmisión elevado al ser habitualmente metálico. Se dispone entre la carcasa y la placa absorbente en la parte posterior y lateral del captador.

Los materiales aislantes utilizados para los captadores deben cumplir unos requisitos mínimos en función de las condiciones en las que han de trabajar, que son:

- resistencia a alta temperatura;
- ausencia de vapores;
- resistencia a la humedad.

El cumplimiento simultáneo de estas condiciones resulta complicado. Por resistencia térmica, los más adecuados son las lanas de roca y de vidrio, pero son sensibles a la humedad. El poliuretano rígido inyectado, y el poliestireno expandido tienen buen comportamiento ante la humedad, pero se deterioran por encima de los 100 °C. Todos ellos tienen baja conductividad térmica y constituyen un buen material de aislamiento térmico en seco. En algunos casos se recurre a la estratificación de los materiales, con el fin de aprovechar mejor sus cualidades, y se sitúan láminas de aluminio en posición intermedia.

Carcasa

La carcasa es el elemento que contiene los restantes elementos del captador, protegiéndolos de los agentes externos, tanto climatológicos como mecánicos,

asegurando que en la cubierta no se producen tensiones inadmisibles, incluso en las condiciones de temperatura máxima alcanzable por el captador.

La carcasa debe cumplir, por consiguiente, determinadas condiciones:

- rigidez estructural;
- resistencia a las variaciones de temperatura;
- resistencia a la corrosión externa;
- resistencia a la corrosión interna.

Las carcasas de los captadores planos de mayor calidad utilizan como material el acero inoxidable y el aluminio, con alguna aplicación protectora o no. También puede utilizarse acero galvanizado, fibra de vidrio y materiales plásticos.

2.1.2. Principio de funcionamiento del CSP

El principio físico de funcionamiento de un captador solar plano se basa en el efecto invernadero, cuyo proceso se puede resumir de la forma siguiente:

- La radiación solar incide sobre la cubierta transparente, que como se ha expuesto anteriormente es transparente a la radiación de longitud de onda inferior a $3 \mu\text{m}$, que atraviesa la superficie de captación e incide sobre la superficie de absorción.
- Entre la cubierta transparente y la superficie de absorción, existe una cámara de aire, cuya finalidad es disminuir las pérdidas por convección de la superficie absorbidora.
- Los tubos por los que circula el fluido caloportador se encuentran unidos a la superficie absorbidora, ya sean soldados o extrusionados en la misma superficie. Debido a la incidencia de la radiación solar, la superficie absorbidora se calienta, y la energía se transfiere al fluido por conducción.
- Las pérdidas radiantes emitidas por el absorbedor, se ven reducidas por la baja transmisividad de las cubiertas para radiaciones de longitudes de onda superiores a las $3 \mu\text{m}$, ya que proceden de la radiación incidente que ha aumentando su longitud de onda tras el choque.
- Para disminuir las pérdidas por conducción por la parte de atrás de la superficie absorbidora, se coloca un aislamiento térmico.

Una cualidad importante es el aprovechamiento de la radiación difusa, existente cuando el cielo está nublado, pero que penetra igualmente a través de la cubierta, siendo esta la parte más complicada de la elaboración de las tablas de radiación solar incidente mensual y anual.

2.1.3. Clasificación de los CSP

A pesar de la estandarización existente en el diseño del captador solar plano, existen numerosas variantes de éste que se diferencian en un elemento o un tratamiento determinado, y que pueden modificar considerablemente la curva de rendimiento del captador.

Una forma de clasificar los captadores solares planos puede ser según los siguientes criterios:

- Según el número de cubiertas
 - Sin cubierta
 - Una cubierta
 - Varias cubiertas
- Según el material de la cubierta
 - Vidrio
 - Plástico
- Según el material del absorbedor
 - Cobre
 - Aluminio
 - Acero inoxidable
 - Caucho
- Según el tipo de absorbedor
 - De placa y tubo

Placa metálica sobre la que están soldados o embutidos tubos por los que circula fluido.

Hay dos tipos principales:

- Serpentin
- Parrilla
- De placas

Dos placas metálicas separadas algunos milímetros entre las cuales circula el fluido caloportador.

- Según el tratamiento de la superficie del absorbedor
 - Superficie no selectiva (pintura negra)
 - Superficie selectiva (capa de óxidos de cromo, níquel, hierro, cobre o titanio)

- Según el fluido de trabajo
 - Captadores de agua
 - Captadores de aire

2.2. Modelo en régimen permanente

Los modelos en régimen permanente tienen diferente complejidad en función de la dependencia funcional del campo de temperaturas en la placa absorbente y de los flujos de calor dominantes. El modelo que se desarrolla es el modelo de aleta unidimensional, válido en las condiciones de operación más usuales de los captadores solares, y que se considera como referencia obligada en la literatura.

2.2.1. Balance global

Realizando un balance de energía en el captador solar (Figura 32), la energía útil será la energía incidente sobre la placa absorbente, menos las pérdidas térmicas, tanto por convección, por radiación, como por conducción, referidas desde la superficie absorbente hacia una misma temperatura exterior (T_a). Estas se expresan como el producto de un coeficiente de pérdidas (U_L) y la diferencia de temperaturas entre la temperatura media de la placa y la temperatura ambiente:

$$\text{Energía captada} = Q_u = \text{Energía incidente} - \text{Pérdidas térmicas}$$

$$\text{Energía incidente} = I(\tau\alpha) \cdot A_c$$

$$\text{Pérdidas térmicas} = U_L \cdot A_c \cdot (\bar{T}_p - T_a)$$

$$Q_u = I(\tau\alpha) \cdot A_c - U_L \cdot A_c \cdot (\bar{T}_p - T_a) \quad (1)$$

Donde:

- A_c [m²], es el área del captador.
- I [W/ m²], la irradiancia incidente en el captador.
- $(\tau\alpha)$, el producto transmitancia-absortancia.
- U_L [W/ m²K], el coeficiente de pérdidas del captador.
- \bar{T}_p [°C], la temperatura media de la placa absorbente.
- T_a [°C], la temperatura ambiente.

El problema de esta ecuación es que la temperatura media de la placa es difícil de calcular, por lo que es interesante reformular la ecuación anterior refiriéndola a la temperatura del fluido a la entrada (T_{fe}), que sí es conocida:

$$- Q_u = A_c \cdot I \cdot F_R(\tau\alpha) - A_c \cdot F_R \cdot U_L \cdot (T_{fe} - T_a) \quad (2)$$

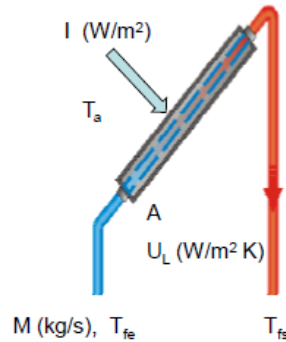


Figura 32: Balance de energía en el captador

Por tanto, se tiene que definir el concepto de *factor de evacuación del calor* del captador solar (F_R). Se define como la relación entre el calor transferido, y el que se transmitiría si la placa se encontrara a la temperatura del fluido a la entrada:

$$F_R = \frac{Q_u}{Q_u(\bar{T}_p=T_{fe})} = \frac{Q_u}{A_c \cdot I(\tau\alpha) - A_c \cdot U_L \cdot (T_{fe} - T_a)} \quad (3)$$

Haciendo el balance en el fluido caloportador la ecuación de la energía útil quedaría:

$$Q_u = M \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) = G \cdot A_c \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (4)$$

Donde M [kg/s] es el caudal del fluido caloportador y G [kg/m²s] el caudal específico del fluido caloportador que circula por el circuito del captador:

$$M = G \cdot A_c \quad (5)$$

Suponiendo conocidos los datos de caudal, área y condiciones del fluido a la entrada, para conocer la energía útil del captador sólo hace falta conocer la temperatura del fluido a la salida, cuya expresión se formulará más adelante en el *Apartado 2.2.7*.

2.2.2. Producto transmitancia-absortancia ($\tau\alpha$)

Del total de la radiación solar que incide sobre la cubierta, sólo una parte alcanza la placa absorbidora. Esto es debido a los fenómenos de reflexión y absorción de la radiación que tienen lugar en la cubierta transparente así como a la absorción de radiación por parte de la placa.

A continuación, se propone un método para estimar el producto transmitancia-absortancia del captador ($\tau\alpha$), es decir la proporción de la radiación solar total que llega a la cubierta que es absorbida por la placa. Se usará el *método de Ray Tracing* para calcularlo (Figura 33).

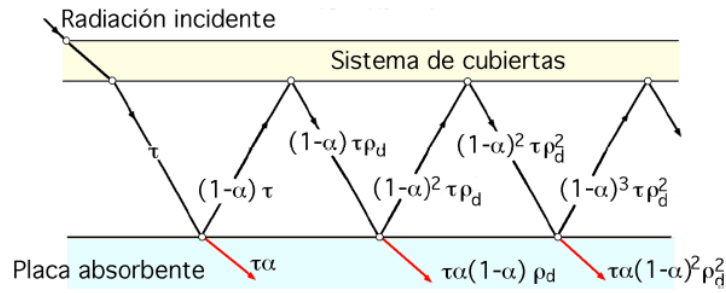


Figura 33: Método de Ray Tracing

La fracción de energía incidente que en principio se absorbe por la placa es $\tau\alpha$ y la reflejada hacia el sistema de cubiertas es $(1 - \alpha) \cdot \tau$, donde α es la absorptancia de la placa y suele ser un dato conocido, mientras que τ es la transmitancia de la cubierta y se tendrá que calcular más adelante.

La fracción que llega a la cubierta es radiación difusa, mientras que la que llega de nuevo a la placa después es $(1 - \alpha) \cdot \tau \cdot \rho_d$, donde ρ_d es la reflectancia de la cubierta para la radiación incidente difusa, y se puede determinar utilizando la reflexión especular para un sistema de varias cubiertas con ángulo de incidencia de 60° :

$$\rho_d = 1 - \tau_r(60^\circ) \quad (6)$$

Después de múltiples reflexiones de la radiación difusa en placa y cubiertas, la energía finalmente absorbida por la placa es:

$$(\tau\alpha) = \tau\alpha \sum_{n=0}^{\infty} [(1 - \alpha) \cdot \rho_d]^n = \frac{\tau\alpha}{1 - (1 - \alpha) \cdot \rho_d} \quad (7)$$

A continuación se va a calcular la transmitancia y la reflexión de la radiación para poder tener definido el producto transmitancia-absortancia.

Reflexión de la radiación

Los ángulos de incidencia θ_1 y θ_2 se relacionan con los índices de refracción mediante la conocida *Ley de Snell* (Figura 34):

$$n_1 \cdot \text{sen}\theta_1 = n_2 \cdot \text{sen}\theta_2 \quad (8)$$

Donde n_1 y n_2 son los índices de refracción de los dos medios, que en este caso son el aire y el vidrio y toman valores de 1 y 1.526 respectivamente.

Mediante la *Ley de Fresnel* se calcula la reflexión para cada componente de polarización:

- Perpendicular. La polarización apunta hacia afuera del plano de incidencia:

$$\rho_{\perp} = \frac{\text{sen}(\theta_2 - \theta_1)^2}{\text{sen}(\theta_2 + \theta_1)^2} \quad (9)$$

- Paralela. La polarización sigue paralelo al plano de incidencia:

$$\rho_{\parallel} = \frac{\text{tg}(\theta_2 - \theta_1)^2}{\text{tg}(\theta_2 + \theta_1)^2} \quad (10)$$

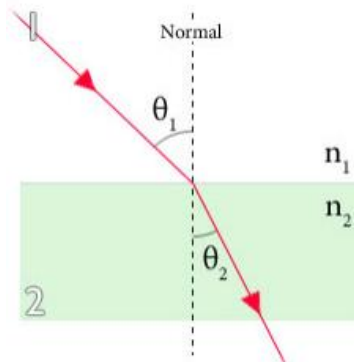


Figura 34: Ley de Snell

La expresión de la reflexión sin polarizar será:

$$\rho = \frac{1}{2}(\rho_{\perp} + \rho_{\parallel}) \quad (11)$$

Para casos de incidencia normal, los ángulos de incidencia tienen valor cero, y la expresión de la reflexión quedaría más simplificada:

$$\rho(0) = \left(\frac{n_1 - n_2}{n_1 + n_2}\right)^2 \quad (12)$$

Si un medio es el aire, su índice de refracción vale 1, con lo cual la expresión anterior queda como sigue:

$$\rho(0) = \left(\frac{n-1}{n+1}\right)^2 \quad (13)$$

Transmitancia de la cubierta

La transmitancia de la cubierta se puede expresar como el producto de la transmitancia debida a la reflexión y la debida a la absorción:

$$\tau = \tau_a \cdot \tau_r \quad (14)$$

- La transmitancia debida a las pérdidas por reflexión se expresa como sigue:

$$\tau_r = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1-\rho_{\parallel}}{1+(2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho_{\parallel}} + \frac{1-\rho_{\perp}}{1+(2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho_{\perp}} \right) \quad (15)$$

Donde N_c representa el número de cubiertas del captador.

Para casos de incidencia normal:

$$\tau_{rN} = \frac{1-\rho}{(1+(2 \cdot N_c - 1) \cdot \rho)} \quad (16)$$

- La transmitancia debida a la absorción se obtiene a partir de la *Ley de Bouger*:

$$\tau_a = \exp\left(\frac{-k_{ext} \cdot \delta_g}{\cos \theta_2}\right) \quad (17)$$

Donde δ_g representa el espesor del vidrio, y k_{ext} el coeficiente de extinción del vidrio, que toma valores comprendidos entre 4 m^{-1} para vidrios tipo *Walter White* con bajo contenido en Fe_2O_3 , y 32 m^{-1} para *vidrios pobres* con alto contenido en Fe_2O_3 .

2.2.3. Coeficiente global de pérdidas (U_L)

Para simplificar los cálculos del coeficiente global de pérdidas, se va a suponer que toda la placa se encuentra a la misma temperatura T_p , y que todas las pérdidas ocurren hacia una misma temperatura común T_a . Así pues, se puede descomponer en los coeficientes de pérdidas superior (U_t), lateral (U_e), e inferior (U_b), resultando el coeficiente global de pérdidas la suma de estos tres:

$$U_L = U_t + U_e + U_b \quad (18)$$

Coeficiente global de pérdidas superior (U_t)

Son las pérdidas principales del captador, ya que las únicas barreras a la pérdida de calor entre la placa y el ambiente son la cámara de aire existente entre la placa absorbidora y el ambiente, y la cubierta transparente. Mientras que por la parte posterior y lateral, el captador dispone de aislamiento térmico.

En [12] se proponen dos formas de calcular U_t , la primera aplicando el método de la resistencia térmica equivalente, Figura 35; y la segunda, mediante una ecuación empírica manejable tanto para el cálculo manual como computacional desarrollada por Klein [24]. A continuación, se utilizará el método de la resistencia térmica equivalente. El coeficiente de pérdidas superior viene dado por:

$$U_t = \left[\frac{1}{U_{p-g}} + \frac{1}{U_{g-a}} \right]^{-1} \quad (19)$$

Donde U_{p-g} y U_{g-a} son los coeficientes de pérdidas de calor desde la placa absorbente hacia el vidrio y desde la cubierta de vidrio al ambiente respectivamente, y se pueden calcular utilizando la red térmica equivalente del captador (Figura 35). Por tanto las expresiones de dichos coeficientes serán:

$$U_{p-g} = \frac{1}{A_c \cdot R_{p-g}} = h_{c,p-g} + h_{r,p-g} \quad (20)$$

$$U_{g-a} = \frac{1}{A_c \cdot R_{g-a}} = h_{c,g-a} + h_{r,g-a} \quad (21)$$

Donde $h_{c,g-a}$ es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta de vidrio y el ambiente, $h_{r,g-a}$ es el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente, $h_{c,p-g}$ el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y la cubierta, y $h_{r,p-g}$ el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio, todos ellos en $[\text{W}/\text{m}^2\text{K}]$.

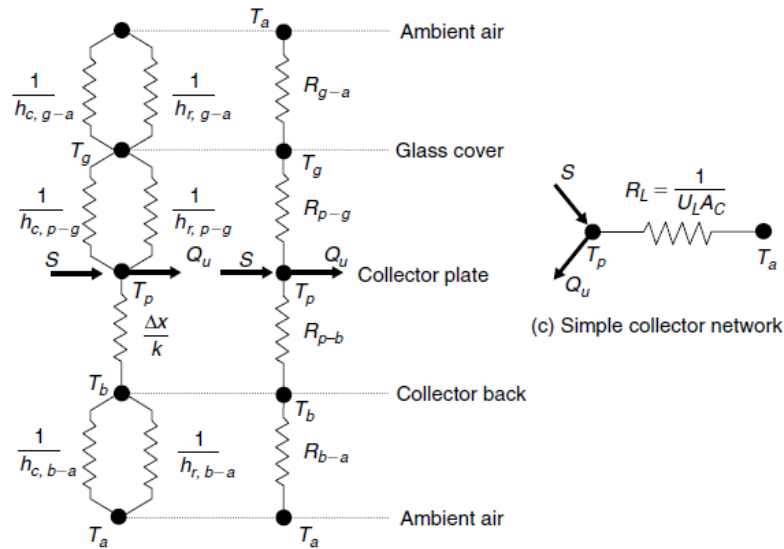


Figura 35: Red térmica para un CSP de una cubierta

Con el cálculo de U_t mediante el método de la resistencia equivalente se introduce una nueva incógnita, la temperatura de la cubierta de vidrio (T_g). Por tanto, será necesario introducir otra ecuación. En este caso la pérdida de calor desde la placa absorbente a la cubierta de vidrio es equivalente al calor transferido desde la placa absorbente al ambiente, es decir:

$$Q_t = A_c \cdot U_{p-g} \cdot (T_p - T_g) = A_c \cdot U_t \cdot (T_p - T_a) \quad (22)$$

$$T_g = T_p - \frac{U_t \cdot (T_p - T_a)}{U_{p-g}} \quad (23)$$

Coefficiente global de pérdidas inferior (U_b)

El coeficiente de pérdidas inferior viene dado por la expresión:

$$U_b = \frac{k_{ais}}{\delta_{aisb}} \quad (24)$$

Donde k_{ais} y δ_{aisb} , son la conductividad térmica aislante [W/mK] y el espesor del aislamiento posterior [m] respectivamente.

Se ha supuesto que la resistencia dominante es la conductiva (R_{p-b}), despreciando la resistencia por convección y radiación al ambiente (R_{b-a}).

Coefficiente global de pérdidas lateral (U_e)

Las pérdidas laterales del captador tienen la misma forma que las de la parte posterior. Para estimar el coeficiente de pérdidas en la misma base que el resto, hay que referirlo a la superficie activa del captador.

Con lo cual el coeficiente de pérdidas térmicas lateral es el siguiente:

$$U_e = \frac{k_{ais}}{\delta_{aise}} \cdot \frac{A_{lat}}{A_c} \quad (25)$$

Donde δ_{aise} es el espesor del aislamiento lateral y A_{lat} representa el área lateral del captador, es decir:

$$A_{lat} = (2 \cdot LEN + 2 \cdot WID) \cdot THI \quad (26)$$

Donde LEN , WID y THI son el alto, ancho y espesor del captador respectivamente.

2.2.4. Coeficientes de transferencia de calor

A continuación se muestra detalladamente las correlaciones y cálculos necesarios para obtener los distintos coeficientes de transferencia de calor.

Convección entre la cubierta y el ambiente

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la cubierta de vidrio al ambiente se ha calculado con la siguiente formula [21]:

$$h_{c,g-a} = \frac{Nu_a k_{aire}}{LEN} \quad (27)$$

Donde Nu es el número de Nusselt, k_{aire} es la conductividad del aire, y se ha establecido como longitud característica de la cubierta de vidrio la longitud del captador (LEN). Para velocidades del viento menores que 0.1 m/s, se asume convección natural [21] y se utilizan las siguientes expresiones para los números de Rayleigh y Prandtl:

$$Ra_L = \frac{g \cdot \beta' (T_g - T_a) LEN^3}{\alpha_{aire} \nu_{aire}} \quad (28)$$

$$Pr_a = \frac{\nu_{aire}}{\alpha_{aire}} \quad (29)$$

Donde β' representa el coeficiente de expansión volumétrica del aire [K^{-1}] ($1/T$ para gas ideal), α_{aire} la difusividad térmica del aire [m^2/s], ν_{aire} la viscosidad cinemática del aire [m^2/s] y g la aceleración de la gravedad [m/s^2].

Si $Ra_L > Ra_{crit}$, el número de Nusselt tiene la expresión:

$$Nu_a = 0.56 \cdot [Ra_{crit} \cdot \cos \beta]^{1/4} + 0.13 \cdot [Ra_L^{1/3} - Ra_{crit}^{1/3}] \quad (30)$$

Donde β es el ángulo de inclinación del captador, y el número de Rayleigh crítico se calcula como [21]:

$$Ra_{crit} = 10^{(8.9 - 0.00178 \cdot \beta^{1.82})} \quad (31)$$

Si $Ra_L < Ra_{crit}$:

$$Nu_a = [0.825 + 0.387 \cdot (Ra_L \cos \beta \cdot f)^{1/6}]^2 \quad (32)$$

$$f = [1 + (0.492/Pr_a)^{9/16}]^{-16/9} \quad (33)$$

Para velocidades del viento mayores que 0.1 m/s, se asume convección forzada - flujo turbulento [21]:

$$Nu_a = \sqrt{Nu_l^2 + Nu_t^2} \quad (34)$$

Donde el número de Nusselt para flujo laminar se calcula con [21]:

$$Nu_l = 0.664 \cdot \sqrt{Re_a} \cdot Pr_a^{1/3} \quad (35)$$

Para $Pr_a \geq 1000$ [21]:

$$Nu_l = 0.703 \cdot \sqrt{Re_a} \cdot Pr_a^{1/3} \quad (36)$$

El número de Nusselt para flujo turbulento se calcula como [21]:

$$Nu_t = 0.037 \cdot Re_a^{0.8} \frac{Pr_a}{1 + 2.443 \cdot Re_a^{-0.1} \cdot (Pr_a^{2/3} - 1)} \quad (37)$$

$$Re_a = \frac{u_v L E N}{\nu_{aire}} \quad (38)$$

Donde u_v es la velocidad del viento [m/s].

Las ecuaciones anteriores son válidas para $5 \cdot 10^5 < Re_a < 10^7$ y $0.6 < Pr_a < 2000$, y todas las propiedades se calculan a la temperatura media $T = (T_a + T_g)/2$.

Para $Pr_a \leq 0.05$ [21]:

$$Nu_a = 0.565 \cdot (Re_a \cdot Pr_a)^{1/2} \quad (39)$$

En otros casos se usa la siguiente fórmula [21]:

$$Nu_a = 0.0296 \cdot Re_a^{4/5} \cdot Pr_a^{1/3} \quad (40)$$

Convección entre tubo y fluido

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección entre tubo y fluido, habrá en primer lugar que diferenciar el régimen laminar y el turbulento. Se tendrá que calcular el número de Reynolds y el número de Prandtl para ver en qué tipo de situación se encuentra el fluido:

$$Re_f = \frac{4 \cdot \dot{m}_{tub}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu} \quad (41)$$

$$Pr_f = \frac{\nu_w}{a_w} \quad (42)$$

Donde μ es la viscosidad del fluido [$N \cdot s/m^2$] y \dot{m}_{tub} es el caudal másico que circula por cada tubo [kg/s], que se puede calcular a partir del caudal específico y el número de tubos:

$$\dot{m}_{tub} = \frac{G \cdot A_c}{N_{tub}} \quad (43)$$

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la tubería de cobre al fluido de trabajo (h_f) se calcula como [42]:

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{D_{int}} \quad (44)$$

Donde la longitud característica en este caso es el diámetro interior del tubo (D_{int}), k_f es la conductividad del fluido caloportador [W/mK], y Nu_f , el número de Nusselt que se calculará de forma distinta dependiendo de si el fluido se encuentra en régimen laminar o turbulento:

- Para flujo laminar ($Re_f \leq 2300$) y $Pr_f < 1$, el número de Nusselt se calcula con la fórmula [15]:

$$Nu_f = \{Nu_1^3 + 0.7^3 + [Nu_2 - 0.7]^3 + Nu_3^3\}^{1/3} \quad (45)$$

Donde

$$Nu_1 = 3.66$$

$$Nu_2 = 1.615 \cdot \sqrt[3]{Re_f \cdot Pr_f \cdot D_{int}/L_{tub}}$$

$$Nu_3 = \left(\frac{2}{1 + 22 \cdot Pr_f} \right)^{1/6} (Re_f \cdot Pr_f \cdot D_{int}/L_{tub})^{1/2}$$

Donde L_{tub} es la longitud de los tubos.

- Para régimen turbulento, se puede escoger la correlación de Gnielinski [42], la cual es válida para valores de Reynolds mayores que 10^4 , y valores de Prandtl comprendidos entre 0,1 y 1000:

$$Nu_f = \frac{(\xi/8)Re_f \cdot Pr_f}{1 + 12.7 \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + (D_{int}/L_{tub})^{2/3} \right] \quad (46)$$

Donde ξ es el factor de fricción, que se puede obtener del diagrama de Moody o de la siguiente expresión:

$$\xi = (1.8 \cdot \log_{10} Re_f - 1.5)^{-2} \quad (47)$$

- Para flujos en transición ($2300 < Re_f < 10^4$) se usa la expresión [42]:

$$Nu_f = (1 - \gamma) \cdot Nu_{l,2300} + \gamma \cdot Nu_{t,10^4} \quad (48)$$

Donde γ viene dado por:

$$\gamma = \frac{Re_f - 2300}{10^4 - 2300} \quad (49)$$

El término $Nu_{l,2300}$ es el número de Nusselt para $Re_f = 2300$ calculado con la ecuación (45), y $Nu_{t,10^4}$ es el número de Nusselt para $Re_f = 10^4$ calculado con la ecuación (46).

Convección entre placa absorbente y cubierta de vidrio

El coeficiente de transferencia de calor por convección desde la placa absorbente a la cubierta de vidrio viene dado por [42]:

$$h_{c,g-p} = \frac{Nu_{g-p} k_a}{\delta_{aire}} \quad (50)$$

Donde δ_{aire} es la distancia entre la placa y el vidrio, es decir, el espesor de la cámara de aire. Todas las propiedades son calculadas a la temperatura media $T = (T_p + T_g)/2$.

Para ángulos de inclinación del captador entre 0 y 75° se puede usar la siguiente fórmula que relaciona el número de Nusselt y el número de Rayleigh [21]:

$$Nu_{g-p} = 1 + 1.446 \cdot \left[1 - \frac{1708}{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta} \right]^+ \cdot \left[1 - \frac{1708 \cdot [\sin(1.8 \cdot \beta)]^{\frac{1}{6}}}{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta} \right] + \left[\left[\frac{Ra_{g-p} \cdot \cos \beta}{5830} \right]^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (51)$$

Donde el exponente + significa que solo son posibles valores positivos de esos términos. El número de Rayleigh en este caso se calcula como:

$$Ra_{g-p} = \frac{g \cdot \beta' \cdot (T_p - T_g) \cdot \delta_{aire}^3}{\alpha_a \cdot \nu_a} \quad (52)$$

Radiación entre la placa absorbente y la cubierta de vidrio

El coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y la cubierta de vidrio se calcula como un problema de radiación entre dos placas paralelas, con factores de forma iguales a 1 debido a que el calor emitido por una de las superficies es completamente absorbido por la superficie opuesta. Por tanto, la expresión de dicho coeficiente es como sigue:

$$h_{r,g-p} = \frac{\sigma(T_g+T_p)(T_g^2+T_p^2)}{\left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right)+\left(\frac{1}{\varepsilon_p}\right)-1} \quad (53)$$

Donde ε_g y ε_p son las emisividades de la cubierta de vidrio y la placa absorbente respectivamente.

Radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente

Por último, el coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta de vidrio y el ambiente se calcula del mismo modo que el caso de dos placas paralelas. Aunque realmente el intercambio de calor se produce entre la cubierta y el cielo o alrededores, se ha realizado la hipótesis de que todo ello se encuentra a la misma temperatura igual a la temperatura ambiente. En este caso el factor de forma entre la cubierta y los alrededores es 1, mientras que el factor de forma de los alrededores a la cubierta es casi cero, debido a que la proporción de superficie de cubierta vista desde el cielo es muy pequeña. Por lo tanto, la expresión del coeficiente será:

$$h_{r,g-a} = \varepsilon_g \cdot \sigma(T_g + T_a)(T_g^2 + T_a^2) \quad (54)$$

Las temperaturas en las ecuaciones (53) y (54) se deben insertar en Kelvin ya que la radiación se refiere a la temperatura absoluta de la superficie del cuerpo.

2.2.5. Irradiancia solar global (I)

Por lo general, los captadores solares no están instalados horizontalmente, sino inclinados para aumentar la cantidad de radiación interceptada y reducir las pérdidas de reflexión y coseno. Por lo tanto, se necesitan datos sobre la radiación solar sobre dichas superficies inclinadas; datos de radiación medidos o estimados, sin embargo, son en su mayoría disponibles ya sea para incidencia normal o para superficies horizontales. Por lo tanto, hay una necesidad de convertir estos datos en radiación para las superficies inclinadas.

La cantidad de radiación solar en una superficie terrestre en un lugar dado durante un tiempo dado depende de la orientación y la pendiente de la superficie.

Una superficie plana absorbe radiación directa (I_{Dt}), difusa (I_{dt}) y radiación reflejada de los alrededores (I_{Gt}), esto es

$$I = I_{Dt} + I_{dt} + I_{Gt} \quad (55)$$

Como se muestra en la Figura 36, la radiación directa en una superficie inclinada y en una superficie horizontal es:

$$I_{Dt} = I_{Dn} \cos \theta$$

$$I_D = I_{Dn} \cos \theta_z \quad (56)$$

Donde I_{Dt} es la radiación directa en una superficie inclinada [W/m^2], I_D la radiación directa en una superficie horizontal [W/m^2] y I_{Dn} la radiación directa normal a la dirección de propagación de la radiación [W/m^2]. Los ángulos θ y θ_z son el ángulo de incidencia de la radiación directa (calculado con la ecuación (61)) y el ángulo solar cénit (dato conocido).

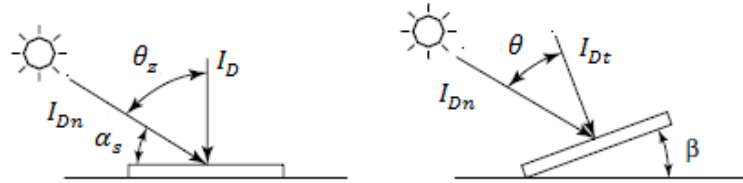


Figura 36 : Radiación directa en superficies horizontal e inclinada

Ahora se define el *factor de inclinación de la radiación directa* (R_D) como:

$$R_D = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (57)$$

Por tanto, la componente de radiación directa para una superficie inclinada es:

$$I_{Dt} = I_D R_D \quad (58)$$

Existen varios modelos para calcular las diferentes componentes de la radiación. Las dos componentes restantes (difusa y reflejada) se han calculado utilizando un modelo de cielo isotrópico definido por Liu y Jordan [26], llegándose a la siguiente expresión de la irradiancia incidente:

$$I = I_D \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + (I_D + I_d) \rho_g \frac{1 - \cos \beta}{2} \quad (59)$$

Donde ρ_g es la reflectancia del suelo. En la ecuación (59) el término de la derecha representa la radiación reflejada de los alrededores, la cual se ha considerado despreciable, por lo tanto, la ecuación de la irradiancia incidente quedaría:

$$I = I_D \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (60)$$

El ángulo de incidencia θ se puede calcular como:

$$\begin{aligned} \cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \end{aligned} \quad (61)$$

Donde δ es el ángulo de declinación solar, ϕ es la latitud, ω es el ángulo solar horario y γ es el ángulo acimut (= 0 para superficies orientadas al Sur en el Hemisferio Norte). La declinación, δ , en grados para cualquier día del año (N) que

oscila entre 1 y 365 (o 366) puede ser calculada en primera aproximación con la fórmula de Cooper:

$$\delta = 23.45^\circ \sin \left[360 \left(\frac{284+N}{365} \right) \right] \quad (62)$$

El ángulo horario ω se define como cero para el mediodía solar local (cuando el ángulo altura del sol está en su máximo). El ángulo horario decrece 15° por cada hora antes del mediodía solar local, y aumenta 15° por cada hora después del mediodía solar local.

Una vez calculada la irradiancia incidente se puede obtener la radiación absorbida por la placa absorbente (S) como:

$$S = I \cdot (\tau\alpha) = (\tau\alpha)_D \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} I_D + (\tau\alpha)_d \frac{1+\cos \beta}{2} I_d \quad (63)$$

Donde $(\tau\alpha)_D$ y $(\tau\alpha)_d$ representan el producto transmitancia-absortancia de la radiación solar directa y difusa respectivamente, las cuales son calculadas mediante la ecuación (7). Cuando se considera radiación directa, el ángulo de incidencia es θ . En el caso del producto transmitancia-absortancia de la radiación difusa el ángulo de incidencia se ha calculado usando la siguiente ecuación [8]:

$$\theta_d = 59.7^\circ - 0.1388 \cdot \beta + 0.001497 \cdot \beta^2 \quad (64)$$

2.2.6. Modelo de aleta unidimensional

La distribución de temperatura entre tubos puede determinarse si se supone temporalmente que el gradiente de temperatura en la dirección del flujo se puede despreciar. Considere la configuración placa tubo de la Figura 37. La distancia entre tubos es W , el diámetro exterior de los tubos es D y el espesor de la placa es δ_p .

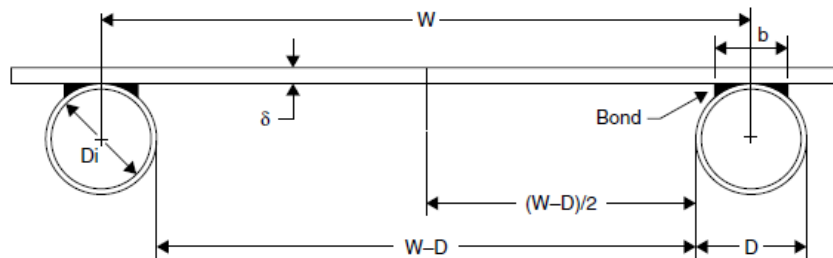


Figura 37: Sección transversal de la placa absorbente

El modelo de aleta unidimensional puede realizarse únicamente considerando las siguientes hipótesis:

- Régimen permanente.
- Propiedades físicas constantes.
- Transferencia de calor unidimensional.

- Captador solar de placa y tubos de parrilla.
- Caudal uniforme por los tubos.
- Temperatura uniforme en la base del tubo (T_b).
- Absorción nula en la cubierta.
- Gradientes de temperatura nulos en la cubierta.
- Conducción axial despreciable en superficie absorbente.
- Efectos de sombra y polvo en la cubierta despreciables.

Por tanto, la región entre la línea central que separa los tubos y la base de éstos, puede considerarse como un problema clásico de aletas, con aleta de longitud $(W-D)/2$, Figura 38.

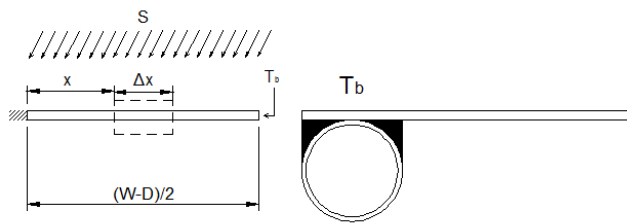


Figura 38: Sistema tubo-aleta

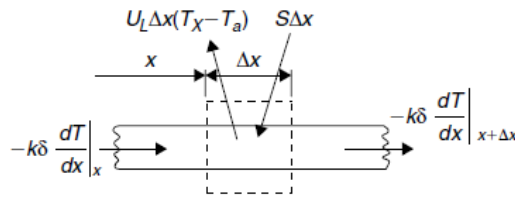


Figura 39: Balance energético en el elemento de aleta

Haciendo un balance energético en el elemento diferencial de la aleta de anchura Δx y longitud unidad en la dirección del flujo, Figura 39, se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$S\Delta x - U_L\Delta x(T - T_a) + \left(-k_p\delta_p \frac{dT}{dx}\right)\Big|_x - \left(-k_p\delta_p \frac{dT}{dx}\right)\Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad (65)$$

Donde $S = I(\tau\alpha)$ es la energía solar absorbida, y k_p es la conductividad térmica de la placa absorbente [W/mK].

Dividiendo entre Δx y hallando el límite cuando Δx tiende a cero, se obtiene:

$$\frac{d^2T}{dx^2} = \frac{U_L}{k_p\delta_p} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L}\right) \quad (66)$$

Las dos condiciones de contorno necesarias para resolver esta ecuación diferencial de segundo orden son la simetría en la línea central y la temperatura de base conocida:

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad T|_{x=(W-D)/2} = T_b \quad (67)$$

Por conveniencia se definen los dos parámetros siguientes:

- Temperatura equivalente:

$$\theta = T - T_a - \frac{S}{U_L} \quad (68)$$

- Parámetro m:

$$m = \sqrt{\frac{U_L}{k_p \cdot \delta_p}} \quad (69)$$

Quedando la ecuación de la siguiente forma:

$$\frac{d^2\theta_p}{dx^2} - m^2\theta_p = 0 \quad (70)$$

Cuyas condiciones de contorno son:

$$\left. \frac{d\theta_p}{dx} \right|_{x=0} = 0, \quad \theta_p|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - \frac{S}{U_L} = \theta_b \quad (71)$$

Resolviendo se tiene:

$$\theta_p(x) = \theta_b \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left(\frac{m(W-D)}{2}\right)} \quad 0 \leq x \leq \frac{W-D}{2} \quad (72)$$

Una vez conocida la expresión del campo de temperatura, se puede expresar el flujo de calor desde la placa absorbente a la base del tubo, teniendo en cuenta que la energía se transmite desde los dos lados del tubo:

$$q_{pb} = -2k_p \delta_p \frac{dT_p}{dx} = -2k_p \delta_p \frac{d\theta_p}{dx} \quad (73)$$

$$\text{En } x = \frac{W-D}{2}: \quad q_{pb} = -(W - D)FU_L\theta_b$$

Siendo F el factor de eficiencia de la aleta:

$$F = \frac{tgh\left(\frac{m \cdot (W-D)}{2}\right)}{\frac{m \cdot (W-D)}{2}} \quad (74)$$

El factor de eficiencia disminuye al crecer el producto $m \cdot (W - D)/2$. Es decir, aumenta para espesores y conductividades térmicas de la placa absorbente mayores, y disminuye al aumentar la distancia entre los tubos y el coeficiente de pérdidas (U_L) (Figura 40).

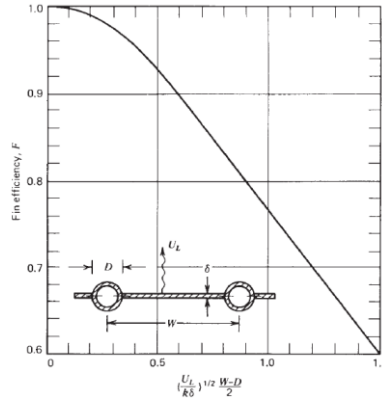


Figura 40: Factor de eficiencia de la aleta

Una vez expresada la energía dirigida a los tubos (q_{pb}) se puede calcular el calor útil transferido al fluido mediante el balance de la Figura 41.

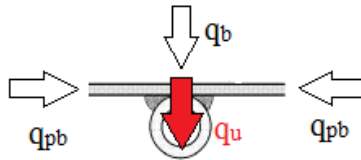


Figura 41: Energía útil transmitida al tubo

Por un lado se tiene la energía captada en la parte superior del tubo (q_b):

$$q_b = -D(S - U_L(T_b - T_a)) = -DU_L\theta_b \quad (75)$$

La ganancia útil del fluido será por tanto la suma de la energía captada en la base del tubo, más el flujo de calor proveniente de la placa absorbente:

$$q_u = q_b + q_{pb}$$

$$q_u = -U_L[(W - D)F + D]\theta_b \quad (76)$$

La ganancia útil del fluido se puede expresar también de la forma siguiente:

$$q_u = \frac{T_b - T_f}{R} = \frac{\theta_b - \theta_f}{R} \quad (77)$$

Siendo

$$R = \frac{1}{C_B} + \frac{1}{\pi D_{int} h_f} \quad (78)$$

Siendo C_B la conductancia de la unión placa-tubo [W/mK], T_f la temperatura del fluido [K], y h_f el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el tubo y el fluido [W/mK].

Por tanto se puede expresar la temperatura la temperatura de la base del tubo de la siguiente forma:

$$\theta_b = \theta_f + R \cdot q_u = (1 - R \cdot W \cdot U_L \cdot F') \cdot \theta_f \quad (79)$$

Eliminando la temperatura de la base del tubo en la expresión de la ganancia del fluido:

$$q_u = -W U_L F' \theta_f \quad (80)$$

Siendo F' el factor de eficiencia del captador, dependiente de la disposición de los tubos en la placa absorbente:

- Disposición 1 (Figura 42a):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{W \cdot U_L}{C_B} + \frac{W}{D + (W - D) \cdot F}} \quad (81)$$

- Disposición 2 (Figura 42b):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{D}{W + \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{C_B} + \frac{W}{(W - D) \cdot F}}}} \quad (82)$$

- Disposición 3 (Figura 42c):

$$F' = \frac{1}{\frac{W \cdot U_L}{\pi \cdot D_{int} \cdot h_f} + \frac{W}{D + (W - D) \cdot F}} \quad (83)$$

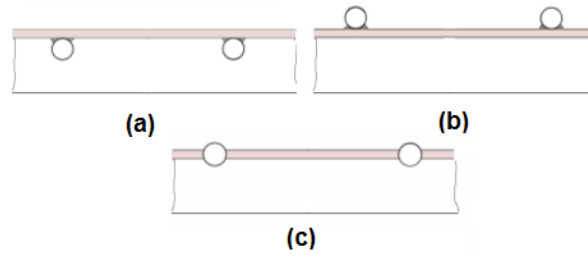


Figura 42: Disposición de los tubos

Se puede definir el factor de eficiencia del captador F' como el cociente entre la resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el ambiente ($1/U_L$), y la resistencia a la transferencia de calor entre el fluido y el ambiente ($1/U_0$):

$$F' = \frac{1/U_L}{1/U_0} \quad (84)$$

Por tanto F' siempre será menor que uno y se acercará a la unidad cuanto menor sea la resistencia entre la placa y el fluido, y U_0 tenga valor similar a U_L .

2.2.7. Campo de temperaturas del fluido y temperatura media de la placa

Haciendo un balance de energía en uno de los tubos, Figura 43:

$$\dot{m}_{tub} C_p \frac{dT_f}{dy} + q_u = 0 \quad (85)$$

En $y = 0$: $T_f = T_{fe}$

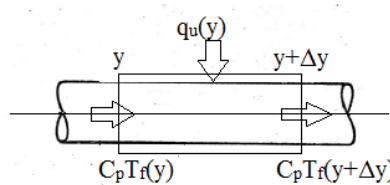


Figura 43: Balance de energía en un tubo

La expresión anterior se puede transformar introduciendo las temperaturas equivalentes como sigue:

$$\dot{m}_{tub} C_p \frac{d\theta_f}{dy} + W U_L F' \theta_f = 0 \quad (86)$$

En $y = 0$: $\theta_f = \theta_{fe}$

Resolviendo la ecuación, se obtiene el campo de temperaturas del fluido en la dirección axial del tubo:

$$\theta_f(y) = \theta_{fe} \cdot \exp\left(\frac{-U_L \cdot W \cdot F'}{\dot{m}_{tub} \cdot C_P} \cdot y\right) \quad \text{Para } 0 < y < L_{tub} \quad (87)$$

Por tanto, a la salida del tubo ($y = L_{tub}$) el fluido tendrá una temperatura de:

$$\theta_{fs} = \theta_{fs}(y = L_{tub}) = \theta_{fe} \cdot \exp\left(\frac{-U_L \cdot W \cdot F'}{\dot{m}_{tub} \cdot C_P} \cdot L_{tub}\right) \quad (88)$$

Deshaciendo el cambio de la temperatura equivalente, la expresión de la temperatura del fluido a la salida quedaría como sigue:

$$T_{fs} = \left[\left(T_{fe} - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \cdot \exp\left(\frac{-U_L \cdot W \cdot F'}{\dot{m}_{tub} \cdot C_P} \cdot L_{tub}\right) \right] + T_a + \frac{S}{U_L} \quad (89)$$

Ahora ya es posible calcular el factor de evacuación del calor (F_R) como se muestra a continuación:

$$F_R = \frac{G \cdot A_c \cdot C_P \cdot (T_{fs} - T_{fe})}{A_c [S - U_L (T_{fe} - T_a)]} = \frac{G C_P}{U_L} \cdot \left(1 - \frac{\theta_{fs}}{\theta_{fe}} \right) \quad (90)$$

Combinando la ecuación anterior con la ecuación del campo de temperaturas, se obtiene otra expresión para el factor de evacuación del calor:

$$F_R = \frac{G \cdot C_P}{U_L} \cdot \left[1 - \exp\left(\frac{-U_L \cdot F'}{G \cdot C_P}\right) \right] \quad (91)$$

Una vez calculado el factor de evacuación del calor, es posible obtener la temperatura media de la placa combinando las ecuaciones (1) y (2) resultando:

$$\bar{T}_p = T_{fe} + \frac{Q_u / A_c}{F_R U_L} (1 - F_R) \quad (92)$$

2.2.8. Recta de rendimiento

Una vez establecido el factor de evacuación del calor, podemos definir el rendimiento del captador como la relación entre la energía captada por la placa absorbente y la energía incidente sobre el captador:

$$\eta = \frac{\text{Energía captada}}{\text{Energía incidente}} = \frac{Q_u}{I \cdot A_c} = \frac{A_c \cdot I \cdot F_R (\tau \alpha) - A_c \cdot F_R U_L \cdot (T_{fe} - T_a)}{I \cdot A_c}$$

$$\eta = F_R (\tau \alpha) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} \quad (93)$$

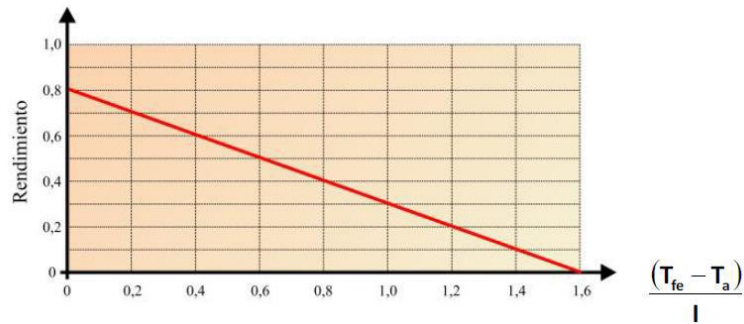


Figura 44: Recta de rendimiento

Al corte con el eje de ordenadas se le llama Factor Óptico o Factor de ganancias $F_R(\tau\alpha)$, mientras que a la pendiente $F_R U_L$ se le denomina Factor de Pérdidas (Figura 44).

Sin embargo, aunque se llame recta de rendimiento no es una recta como tal, ya que el coeficiente de pérdidas U_L suele depender de la temperatura:

$$U_L = U_0 + U_1 \cdot (T_{fe} - T_a)$$

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_L \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} = \eta = F_R(\tau\alpha) - F_R [U_0 + U_1 \cdot (T_{fe} - T_a)] \frac{(T_{fe} - T_a)}{I}$$

$$\eta = F_R(\tau\alpha) - F_R U_0 \frac{(T_{fe} - T_a)}{I} - F_R U_1 \frac{(T_{fe} - T_a)^2}{I} \quad (94)$$

Para tener definido el rendimiento basta conocer el factor de evacuación F_R , el producto transmitancia-absortancia y el coeficiente de pérdidas U_L , que ya se han definido en apartados anteriores.

2.3. Modelos en régimen transitorio

El funcionamiento de un captador solar plano es por naturaleza en régimen transitorio, debido fundamentalmente a la variación de las condiciones meteorológicas (radiación solar, temperatura ambiente y velocidad del viento). El régimen transitorio se produce en dos situaciones:

- Calentamiento del captador al inicio del día y enfriamiento al finalizar las horas de sol.
- Comportamiento intermitente durante el día de las fuerzas impulsoras como los rápidos cambios de la radiación solar y la velocidad del viento.

La cantidad de precalentamiento que se producirá en un captador dado se puede estimar mediante la resolución de las ecuaciones de balance de energías transitorias para las diferentes partes del captador. A pesar de que estas ecuaciones se pueden desarrollar para casi cualquier grado de precisión deseado, las fuerzas motrices como

la radiación solar, velocidad del viento y temperatura ambiente generalmente se conocen sólo a intervalos de una hora. Esto significa que cualquier comportamiento transitorio predicho entre los intervalos de una hora sólo puede ser aproximado, incluso con un análisis detallado. En consecuencia, en primer lugar se va a desarrollar un modelo simplificado de 2 nodos propuesto por Duffie y Beckmann [12] y en segundo lugar se desarrollará un modelo más detallado como es el caso del modelo de 7 nodos propuesto por Soriga y Badescu [40].

2.3.1. Modelo de 2 nodos de Duffie y Beckmann.

Duffie y Beckmann [12] desarrollan un modelo de 2 nodos sencillo que realiza la hipótesis de que no hay energía útil captada en el captador y, por tanto, su utilidad está en estudiar el período de calentamiento durante las primeras horas de la mañana y el período de enfriamiento durante las últimas horas de la tarde. Para su desarrollo los autores consideran un captador solar de una sola cubierta y asumen que la placa absorbente, el agua en los tubos y una mitad del aislamiento trasero están todos a la misma temperatura T_p . También asumen que la cubierta está a una temperatura uniforme diferente de la temperatura de la placa. El balance de energía en la placa absorbente, el agua y la mitad del aislamiento viene dado por:

$$(mC)_p \frac{dT_p}{dt} = A_c \cdot [S - U_{p-g} \cdot (T_p - T_g)] \quad (95)$$

Los subíndices g y p representan la cubierta de vidrio y la placa; U_{p-g} es el coeficiente de pérdidas desde la placa a la cubierta de vidrio y t es el tiempo. El balance de energía en la cubierta será:

$$(mC)_g \frac{dT_g}{dt} = A_c \cdot [U_{p-g} \cdot (T_p - T_g) + U_{g-a} \cdot (T_a - T_g)] \quad (96)$$

Donde U_{g-a} es el coeficiente de pérdidas desde la cubierta de vidrio al ambiente. Es posible resolver estas dos ecuaciones simultáneamente; sin embargo, se produce una gran simplificación si se asume que $(T_g - T_a)/(T_p - T_a)$ permanece constante a su valor de estado estacionario. Es decir, se debe asumir que la siguiente relación se mantiene (se suponen pequeñas las pérdidas inferiores y en los bordes):

$$U_{g-a} \cdot (T_a - T_g) = U_L \cdot (T_p - T_a) \quad (97)$$

Diferenciando la ecuación (96) y asumiendo que T_a es una constante, se tiene:

$$\frac{dT_g}{dt} = \frac{U_L}{U_{g-a}} \frac{dT_p}{dt} \quad (98)$$

Añadiendo la ecuación (94) a la ecuación (95) y usando la ecuación (97), se obtiene la siguiente ecuación diferencial para la temperatura de la placa:

$$\left[(mC)_p + \frac{U_L}{U_{g-a}} (mC)_g \right] \frac{dT_p}{dt} = A_c \cdot [S - U_L \cdot (T_p - T_a)] \quad (99)$$

El término entre corchetes de la parte izquierda representa la capacidad de calor efectiva del captador y es escrita como $(mC)_e$. Por el mismo razonamiento la capacidad de calor efectiva de un captador con n cubiertas será:

$$(mC)_e = (mC)_p + \sum_{i=1}^n a_i (mC)_{g,i} \quad (100)$$

Donde a_i es el ratio entre el coeficiente global de pérdidas y el coeficiente de pérdidas desde la cubierta en cuestión a los alrededores.

Si se asume que S y T_a permanecen constante para un período de tiempo t , la solución a la ecuación (98) es:

$$\frac{S - U_L \cdot (T_p - T_a)}{S - U_L \cdot (T_{p,inic} - T_a)} = \exp\left(-\frac{A_c U_L t}{(mC)_e}\right) \quad (101)$$

Despejando la temperatura de la placa, se tiene:

$$T_p(t) = T_a + \frac{S}{U_L} - \left[\frac{S}{U_L} - (T_{p,inic} - T_a) \right] \exp\left(-\frac{A_c U_L t}{(mC)_e}\right) \quad (102)$$

La simplificación introducida a través de la utilización de la ecuación (96) es significativa ya que el problema de la determinación de los efectos de la capacidad de calor se ha reducido a la resolución de una ecuación diferencial. El error introducido por esta simplificación es difícil de evaluar para todas las condiciones sin resolver el conjunto de ecuaciones diferenciales. Wijesundera [45] comparó esta aproximación de un nodo con una solución de dos nodos y los datos experimentales y encontró una buena concordancia para los captadores de una sola cubierta. Para los captadores de dos y tres cubiertas el aumento fraccional de la temperatura predicho fue menor que un 15% en error.

La temperatura de la placa del captador T_p puede ser evaluada al final de cada período de tiempo, conociendo S , U_L , T_a , y la temperatura de la placa del captador en el comienzo del periodo de tiempo. La aplicación repetida de la ecuación (100) para cada hora antes de que el captador funcione en realidad sirve para estimar la temperatura del captador como una función del tiempo. Una estimación de la reducción en la ganancia útil puede obtenerse entonces mediante la multiplicación de la capacidad de calor eficaz del captador por el aumento de la temperatura necesario para llevar el captador a su temperatura de operación inicial.

Una pérdida similar se produce debido a la capacidad de calor del captador cuando la temperatura final promedio del captador por la tarde es superior a la temperatura media inicial. Esta pérdida puede estimarse fácilmente multiplicando la capacidad de calor efectiva del captador por esta diferencia de temperatura.

Por último, un aspecto importante de la evaluación de captadores es la determinación de la capacidad de calor del captador en términos de la constante de tiempo. La constante de tiempo de un captador se define como el tiempo requerido para que el fluido que sale del captador alcance el 63.2% de su último valor estable después de un incremento de la radiación incidente. La constante de tiempo de la ecuación (101) es $(mC)_e/A_cU_L$. La norma de ensayo ASHRAE describe algunos procedimientos para estimar la constante de tiempo como el siguiente: el tiempo para el cual se cumple la ecuación (102) es la constante de tiempo:

$$\frac{T_{of}-T_{ot}}{T_{of}-T_i} = \frac{1}{e} = 0.368 \quad (103)$$

Donde T_{of} es la temperatura final del fluido a la salida [°C], T_{ot} es la temperatura del fluido a la salida después del tiempo t [°C] y T_i es la temperatura del fluido a la entrada del captador [°C].

En la Figura 45 se muestra la evolución temporal de la temperatura del fluido a la salida de un captador solar cuando se produce una caída brusca de la radiación solar incidente. En este caso, la constante de tiempo es el tiempo para que la temperatura caiga a $1/e$ de la caída potencial total, es decir, para que B/A alcance 0.368.

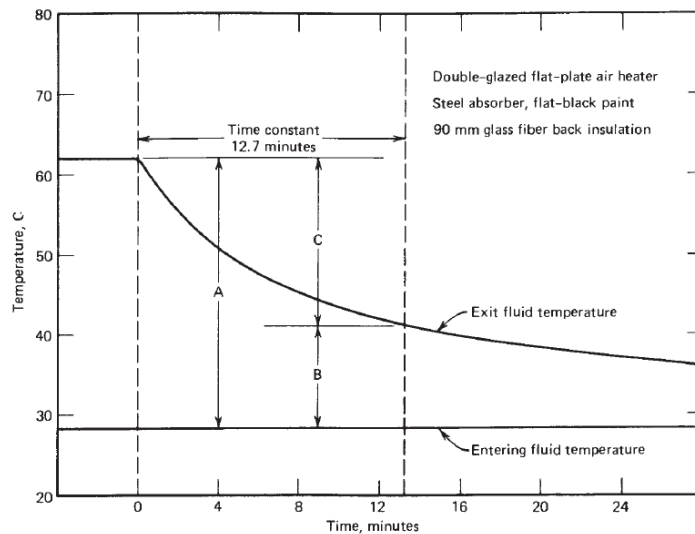


Figura 45 : Temperatura de salida de un CSP y su constante de tiempo[12]

2.3.2. Modelo de 7 nodos de Soriga y Badescu.

El captador solar utilizado en el desarrollo del modelo de Soriga y Badescu [40] es de un diseño común y encaja en la categoría de captadores líquidos con cubierta de vidrio de la norma ISO 9806 (Figura 29). El modelo dependiente del tiempo del captador solar plano se basa en las ecuaciones de balance de energía mostradas en las ecuaciones (104), (110), (117), (122), (125), (129) y (132). Consiste en un sistema de siete ecuaciones diferenciales ordinarias que describen el balance de energía para los componentes del captador (vidrio exterior, placa de absorción, tubería de cobre,

fluido de trabajo, el aislamiento de lana mineral, contraportada y el marco lateral, respectivamente). Cada componente es un nodo. Las correlaciones utilizadas para calcular los diferentes coeficientes de transferencia de calor ya se han descrito en apartados anteriores. El modelo utilizado para calcular la eficiencia óptica del captador es el mismo que el utilizado en el modelo en régimen permanente desarrollado en el presente TFM, ver *Apartado 2.2.2*. Se han adoptado las siguientes hipótesis: (i) Se desprecia el gradiente de temperatura en la pared del tubo en la dirección radial y (ii) la radiación solar se distribuye de manera uniforme sobre la superficie de la placa absorbente. A continuación se presentan los distintos balances de energía establecidos para cada nodo:

– Ecuación de balance de energía para la cubierta de vidrio:

$$(mC)_g \frac{dT_g}{dt} = Q_g + Q_{p-g} - Q_{g-ml} - Q_{g-a} \quad (104)$$

Donde:

Q_g es la radiación solar absorbida por la cubierta de vidrio [W] y viene dado por:

$$Q_g = (1 - \tau_a) \cdot I \cdot A_c \quad (105)$$

Q_{p-g} el calor transferido desde la placa absorbente a la cubierta de vidrio [W]:

$$Q_{p-g} = h_{c,g-p} \cdot A_c \cdot (T_p - T_g) + h_{r,g-p} \cdot A_c \cdot (T_p - T_g) \quad (106)$$

Q_{g-ml} el calor transferido desde la cubierta al marco lateral [W] y se calcula como el calor transferido por conducción entre dos placas:

$$Q_{g-ml} = \frac{A_{g-ml}(T_g - T_{ml})}{\frac{\delta_g}{k_g} + \frac{\delta_{ml}}{k_{ml}}} \quad (107)$$

Siendo δ_{ml} , k_{ml} y T_{ml} el espesor [m], la conductividad térmica [W/mK] y la temperatura del marco lateral [°C] respectivamente. A_{g-ml} representa el área de contacto entre ambas superficies:

$$A_{g-ml} = (2 \cdot (LEN - 2 \cdot \delta_{ml}) + 2 \cdot (WID - 2 \cdot \delta_{ml})) \cdot \delta_g \quad (108)$$

Q_{g-a} el calor transferido desde la cubierta de vidrio al ambiente [W]:

$$Q_{g-a} = h_{c,g-a} \cdot A_c \cdot (T_g - T_a) + h_{r,g-a} \cdot A_c \cdot (T_g - T_a) \quad (109)$$

– Ecuación de balance de energía para la placa absorbente:

$$(mC)_p \frac{dT_p}{dt} = Q_p - Q_{p-g} - Q_{p-tub} - Q_{p-ais} - Q_{p-ml} \quad (110)$$

Donde:

Q_p es la radiación absorbida por la placa absorbente [W]:

$$Q_p = I \cdot (\tau\alpha) \cdot A_c \quad (111)$$

Q_{p-tub} es el calor transferido por conducción entre la placa y los tubos de cobre [W]:

$$Q_{p-tub} = C_B \cdot (T_p - T_{tub}) \cdot L_{tub} \quad (112)$$

Q_{p-ais} es el calor transferido por conducción entre la placa y el aislante inferior [W]:

$$Q_{p-ais} = \frac{A_{p-ais}(T_p - T_{ais})}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{aisb}}{k_{ais}}} \quad (113)$$

Siendo T_{ais} la temperatura del aislante inferior [°C] y A_{p-ais} el área de contacto entre ambas superficies que se puede calcular aproximadamente como:

$$A_{p-ais} = LEN \cdot (WID - N_{tub} \cdot D) \quad (114)$$

Q_{p-ml} es el calor transferido por conducción entre la placa absorbente y el marco lateral [W]:

$$Q_{p-ml} = \frac{A_{p-ml}(T_p - T_{ml})}{\frac{\delta_p}{k_p} + \frac{\delta_{ml}}{k_{ml}}} \quad (115)$$

Siendo A_{p-ml} el área de contacto entre ambas superficies:

$$A_{p-ml} = (2 \cdot (LEN - 2 \cdot \delta_{ml}) + 2 \cdot (WID - 2 \cdot \delta_{ml})) \cdot \delta_p \quad (116)$$

– Ecuación de balance de energía para la tubería de cobre:

$$(mC)_{tub} \frac{dT_{tub}}{dt} = Q_{p-tub} - Q_{tub-f} - Q_{tub-ais} \quad (117)$$

Donde:

Q_{tub-f} es el calor transferido por convección desde la tubería de cobre al fluido de trabajo [W]:

$$Q_{tub-f} = h_f \cdot A_i \cdot (T_{tub} - T_f) \quad (118)$$

Siendo A_i el área interior del tubo que para N_{tub} número de tubos será:

$$A_i = N_{tub} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot L_{tub} \quad (119)$$

$Q_{tub-ais}$ es el calor transferido por conducción entre los tubos de cobre y el aislamiento [W]:

$$Q_{tub-ais} = \frac{A_{tub-ais}(T_{tub}-T_{ais})}{\frac{\delta_{tub}}{k_{tub}} + \frac{\delta_{aisb}}{k_{ais}}} \quad (120)$$

Siendo δ_{tub} , k_{tub} y T_{tub} el espesor [m], la conductividad térmica [W/mK] y la temperatura [°C] del tubo de cobre respectivamente. $A_{tub-ais}$ representa el área de contacto entre ambas superficies y se puede calcular de forma aproximada como el área exterior del tubo:

$$A_{tub-ais} = N_{tub} \cdot \pi \cdot D \cdot L_{tub} \quad (121)$$

– Ecuación de balance de energía para el fluido de trabajo:

$$(mC)_f \frac{d\bar{T}_f}{dt} = Q_{tub-f} - Q_f \quad (122)$$

Donde \bar{T}_f y Q_f son la temperatura media [°C] y el calor absorbido por el fluido [W] respectivamente, y vienen dados por:

$$\bar{T}_f = \frac{T_{fs} + T_{fe}}{2} \quad (123)$$

$$Q_f = M \cdot C_p \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (124)$$

– Ecuación de balance de energía para el aislamiento trasero:

$$(mC)_{ais} \frac{dT_{ais}}{dt} = Q_{p-ais} + Q_{tub-ais} - Q_{ais-pm} - Q_{ais-ml} \quad (125)$$

Donde:

Q_{ais-pm} es el calor transferido por conducción entre el aislamiento y la placa metálica trasera [W]:

$$Q_{ais-pm} = \frac{A_{ais-pm}(T_{ais}-T_{pm})}{\frac{\delta_{aisb}}{k_{ais}} + \frac{\delta_{pmb}}{k_{pm}}} \quad (126)$$

Siendo δ_{pm} , k_{pm} y T_{pm} el espesor [m], la conductividad térmica [W/mK] y la temperatura [°C] de la placa metálica trasera respectivamente. A_{ais-pm} representa el área de contacto entre ambas superficies y en este caso coincide con el área del captador A_c .

Q_{ais-ml} es el calor transferido por conducción entre el aislamiento y el marco lateral [W]:

$$Q_{ais-ml} = \frac{A_{ais-ml}(T_{ais}-T_{ml})}{\frac{\delta_{aisb}}{k_{ais}} + \frac{\delta_{ml}}{k_{ml}}} \quad (127)$$

Siendo A_{ais-ml} el área de contacto entre ambas superficies y viene dada por:

$$A_{ais-ml} = (2 \cdot (LEN - 2 \cdot \delta_{ml}) + 2 \cdot (WID - 2 \cdot \delta_{ml})) \cdot \delta_{aisb} \quad (128)$$

– Ecuación de balance de energía para la placa metálica posterior:

$$(mC)_{pm} \frac{dT_{pm}}{dt} = Q_{ais-pm} - Q_{pm-a} - Q_{pm-ml} \quad (129)$$

Donde Q_{pm-a} es el calor transferido desde la placa metálica trasera al ambiente que se supone despreciable, y Q_{pm-ml} el calor transferido por conducción entre la placa metálica trasera y el marco lateral [W]:

$$Q_{pm-ml} = \frac{A_{pm-ml}(T_{pm}-T_{ml})}{\frac{\delta_{pm}}{k_{pm}} + \frac{\delta_{ml}}{k_{ml}}} \quad (130)$$

Siendo A_{pm-ml} el área de contacto entre ambas superficies y viene dada por:

$$A_{pm-ml} = (2 \cdot (LEN - 2 \cdot \delta_{ml}) + 2 \cdot (WID - 2 \cdot \delta_{ml})) \cdot \delta_{pm} \quad (131)$$

– Ecuación de balance de energía para el marco lateral:

$$(mC)_{ml} \frac{dT_{ml}}{dt} = Q_{ais-ml} + Q_{pm-ml} - Q_{ml-a} + Q_{p-ml} + Q_{g-ml} \quad (132)$$

Donde Q_{ml-a} es el calor transferido desde el marco lateral al ambiente que también se supone despreciable.

3 ESTUDIO DE UN CSP EN RÉGIMEN TRANSITORIO

Este capítulo, junto con el desarrollado anteriormente, es el principal capítulo del presente trabajo fin de máster, ya que en este se llevará a cabo el estudio del comportamiento de un CSP en régimen transitorio, objeto del presente proyecto. En primer lugar se realiza una descripción del software donde se han implementado los diferentes modelos y, para ello, se definirán los parámetros característicos de un CSP así como las condiciones climáticas utilizadas en las simulaciones. Por último, se presentarán los resultados y una comparación de los diferentes modelos simulados.

3.1. Descripción del software

Para llevar a cabo las simulaciones que modelen el comportamiento del captador solar plano se ha utilizado una herramienta de software matemático. En este trabajo se ha decidido implementar las ecuaciones en el programa *EES* (“*Engineering Equation Solver*”), ya que es un programa muy eficaz para la resolución de sistemas de ecuaciones, y además tiene funciones incorporadas de las propiedades físicas de diversos fluidos.

Para resolver el modelo en régimen permanente solo es necesario escribir en dicho programa las distintas ecuaciones que gobiernan el modelo (balances energéticos, factores de eficiencia, factor de evacuación del calor...), junto con las fórmulas correspondientes al cálculo del producto transmitancia-absortancia y radiación solar global. Además, los coeficientes de transferencia de calor por convección han sido calculados utilizando las funciones internas del propio programa. Estas funciones han sido *PipeFlow()* para el fluido, *FC_Tilted_Rect_Enclosure()* para el aire encerrado entre la cubierta y la placa, es decir, para la cámara de aire, y *FC_plate_tilted()* para el coeficiente convectivo entre la cubierta y los alrededores.

El modelo en régimen transitorio de 2 nodos se ha resuelto del mismo modo que el modelo anterior, es decir, introduciendo en el programa las diferentes ecuaciones que gobiernan el modelo, en este caso utilizando la ecuación correspondiente a la solución analítica de las ecuaciones diferenciales. Para resolver dicha ecuación se ha definido una variable de tiempo con un paso de 300 s.

Sin embargo, para resolver el modelo de 7 nodos, al no poder obtener una solución analítica del sistema de siete ecuaciones diferenciales, se ha utilizado el método de la función *Integral* basada en la tabla. El formato de esta función es *Integral(dT_ndt,Time)* y solo puede ser usada en conjunción con una Tabla

Paramétrica. *Time* es la variable de integración cuyos valores se definen en una de las columnas de la Tabla Paramétrica, en este caso dicha variable es el tiempo y se ha utilizado un paso de tiempo de 10 s debido a que el paso de tiempo utilizado en el modelo de 2 nodos era demasiado alto y presentaba problemas de convergencia. El término $dT_n dt$ corresponde a la primera derivada con respecto al tiempo de la temperatura del nodo en cuestión. Finalmente se obtiene las distintas temperaturas como $T_n = T_i + Integral(dT_n dt, Time)$, donde T_i es el valor inicial de la variable T_n . Por tanto ha sido necesario definir valores iniciales para cada una de las temperaturas de los diferentes nodos.

3.2. Definición del caso base

Se han elegido unos valores típicos de los parámetros característicos de un captador solar plano comercial del tipo utilizado en el modelo de 7 nodos, ver Figura 29, y unas condiciones climáticas correspondientes al día 1 de Agosto de un año tipo de Sevilla.

Características del captador			
Dimensiones			
A_c	Área del captador	2,078	m ²
LEN	Longitud del captador	1,987	m
WID	Ancho del captador	1,046	m
THI	Espesor del captador	0,093	m
δ_a	Espesor de la cámara de aire	0,0436	m
β	Inclinación del captador	48	°
Condiciones de operación			
T_{fe}	Temperatura del fluido a la entrada	30	°C
G	Caudal específico	0,038	kg/s m ²
Vidrio			
N_c	Número de cubiertas	1	-
n_1	Índice de refracción del vidrio	1,526	-
k_{ext}	Coefficiente de extinción del vidrio	8	1/m
δ_g	Espesor del vidrio	0,0032	m
ε_g	Emisividad del vidrio	0,85	-
k_g	Conductividad del vidrio	0,95	W/mK
ρ_g	Densidad del vidrio	2500	kg/m ³
C_g	Calor específico del vidrio	750	J/kg K

Placa absorbente (cobre)			
δ_g	Espesor de la placa	0,0002	m
α	Absortividad de la placa	0,95	-
ε_p	Emisividad de la placa	0,25	-
k_p	Conductividad de la placa	400	W/mK
C_B	Conductancia unión tubo-placa	40	W/mK
ρ_p	Densidad de la placa	8.900	kg/m ³
C_p	Calor específico de la placa	385	J/kg K
Fluido de trabajo (agua)			
m_f	Contenido de agua	1,12	l
ρ_f	Densidad del fluido	1024	kg/m ³
C_f	Calor específico del fluido	4180	J/kg K
Tubos (cobre)			
N_{tub}	Número de tubos	10	-
L_{tub}	Longitud de los tubos	1,857	m
D	Diámetro exterior de los tubos	0,0075	m
D_{int}	Diámetro interior de los tubos	0,0065	m
k_{tub}	Conductividad de los tubos	400	W/mK
ρ_{tub}	Densidad de los tubos	8.900	kg/m ³
C_{tub}	Calor específico de los tubos	385	J/kg K
Aislamiento			
δ_{ais}	Espesor del aislante posterior	0,045	m
k_{ais}	Conductividad del aislante	0,034	W/mK
ρ_{ais}	Densidad del aislante	35	kg/m ³
C_{ais}	Calor específico del aislante	800	J/kg K
Placa metálica trasera (aleación aluminio-zinc)			
δ_{pm}	Espesor de la placa trasera	0,002	m
k_{pm}	Conductividad placa trasera	150	W/mK
ρ_{pm}	Densidad placa trasera	2750	kg/m ³
C_{pm}	Calor específico placa trasera	880	J/kg K
Marco lateral (aleación aluminio-zinc)			
δ_{ml}	Espesor del marco lateral	0,006	m
k_{ml}	Conductividad del marco	150	W/mK
ρ_{ml}	Densidad del marco	2750	kg/m ³
C_{ml}	Calor específico del marco	880	J/kg K

Tabla 1: Características del captador

Condiciones climáticas 1 de Agosto				
Velocidad del viento			2,2	m/s
	Radiación solar sobre superficie horizontal		Ángulo solar cénit	Temperatura ambiente
Hora	I_D (W/m ²)	I_{dif} (W/m ²)	θ_z (°)	T_a (°C)
1	0	0	90	23,3
2	0	0	90	22,2
3	0	0	90	21,7
4	0	0	90	21,3
5	0	0	90	20,3
6	21	42	84,6	20,5
7	149	92	73,3	21,2
8	309	120	61,5	23,1
9	483	128	49,6	25
10	646	123	38	27,5
11	773	112	27,6	29,7
12	843	104	20,4	31,6
13	843	104	20,4	33,5
14	773	112	27,6	34,4
15	646	123	38	34,8
16	483	128	49,6	34
17	309	120	61,5	33
18	149	92	73,3	31
19	21	42	84,6	29,3
20	0	0	90	27,2
21	0	0	90	25,4
22	0	0	90	24,5
23	0	0	90	23,6
24	0	0	90	23

Tabla 2: Condiciones climáticas 1 de Agosto año tipo de Sevilla

Respecto a la velocidad del viento utilizada, cabe mencionar que en Sevilla, en el mes de Agosto, dicha velocidad es muy constante a lo largo del mes y durante el día con pequeñas oscilaciones en torno a 2,2 m/s, por lo que se ha tomado este valor y se ha supuesto constante para todas las horas del día.

3.3. Comparación de modelos

Una vez descrito el software empleado para resolver las distintas ecuaciones, y definido tanto los parámetros característicos del captador como las condiciones climáticas, en este apartado se realizará la simulación del modelo en régimen permanente y de los modelos de 2 y 7 nodos en régimen transitorio. Para ello se mostrarán y analizarán los resultados obtenidos.

Posteriormente se compararán los resultados obtenidos en el modelo en régimen permanente con los obtenidos en el modelo en régimen transitorio de 7 nodos, con el fin de conocer la concordancia entre ambos modelos.

3.3.1. Resultados del modelo en régimen permanente

En primer lugar se ha simulado el modelo en régimen permanente. Para dicho modelo, se han realizado simulaciones para cada hora del día 1 de Agosto del año tipo de Sevilla, utilizando los valores de los parámetros característicos del captador así como de la temperatura ambiente, radiación solar y ángulo solar cénit recogidos en las Tablas 1 y 2.

Para cada una de las simulaciones realizadas para cada hora, se han calculado la temperatura media de la placa (T_p) y de la cubierta de vidrio (T_g), la radiación solar global sobre la superficie del captador (I), la temperatura del fluido a la salida (T_{fs}), el salto de temperatura experimentado por el fluido (ΔT), la energía solar útil del captador (Q_u) y el rendimiento del mismo (η). Los resultados de la simulación se muestran en la Tabla 3.

Analizando los resultados obtenidos se comprueba que el captador empieza a funcionar a primera hora de la mañana, es decir, comienza a captar energía a las 7 de la mañana, captando 140,9 W con un rendimiento del 37%. Mientras la mayor cantidad de energía útil captada se obtiene durante el mediodía, siendo esta de 1346 W a las 12 horas, con un rendimiento del 73,4%. Sin embargo, el rendimiento máximo no se consigue para esta hora del día sino en las horas posteriores, obteniéndose un rendimiento del 74,4% a las 13 y 14 horas. Además se observa que el captador deja de captar energía útil a partir de las 17 horas.

Sin embargo, la instalación realmente no empezaría a funcionar hasta que el salto de temperatura experimentado por el fluido sea de unos 2-3 °C. Por tanto, considerando un salto de 2 °C, el captador funciona en realidad a partir de las 9 de la mañana. La energía captada durante las horas anteriores se invertirá en el calentamiento del captador. Siguiendo el razonamiento del salto de temperatura, el captador dejaría de funcionar a las 15 horas, es decir, el captador estará funcionando realmente entre las 9 y 15 horas. Atendiendo a estos resultados, cabe mencionar que éstos son unos resultados teóricos, de modo que en una instalación térmica real el número de horas reales de funcionamiento sería menor, alrededor de unas 4 horas.

Hora	T_g (°C)	T_p (°C)	T_{fs} (°C)	ΔT (°C)	I (W/m ²)	Q_u (W)	η
1	25,3	29,6	29,9	-0,10	0	0	0
2	24,6	29,5	29,88	-0,12	0	0	0
3	24,2	29,5	29,87	-0,13	0	0	0
4	23,9	29,4	29,86	-0,14	0	0	0
5	23,3	29,4	29,85	-0,15	0	0	0
6	23,4	29,4	29,85	-0,15	0	0	0
7	24,7	31,7	30,42	0,42	172,9	140,9	0,392
8	27,2	35,5	31,37	1,37	366,2	457,2	0,601
9	29,8	39,5	32,37	2,37	557,4	790,2	0,682
10	32,6	42,9	33,22	3,22	720,1	1072,0	0,716
11	34,8	45,2	33,79	3,79	831,9	1264,0	0,730
12	36,4	46,2	34,04	4,04	876,9	1346,0	0,734
13	37,5	45,8	33,94	3,94	848,2	1312,0	0,744
14	37,5	44,0	33,48	3,48	750,4	1159,0	0,744
15	36,7	40,9	32,73	2,73	598,2	907,9	0,730
16	34,9	37,0	31,75	1,75	413,0	581,9	0,678
17	33,0	33,1	30,78	0,77	220,2	258,3	0,565
18	30,8	30,1	30,01	0,01	0	4,3	0
19	29,5	30,0	29,99	-0,01	0	0	0
20	28,0	29,8	29,96	-0,04	0	0	0
21	26,8	29,7	29,93	-0,07	0	0	0
22	26,1	29,7	29,92	-0,08	0	0	0
23	25,5	29,6	29,9	-0,09	0	0	0
24	25,1	29,6	29,89	-0,11	0	0	0

Tabla 3 : Resultados obtenidos para el Modelo en Régimen Permanente

A continuación, se han representado la temperatura del fluido a la salida (Figura 46), la energía útil captada (Figura 47) y el rendimiento (Figura 48) obtenidos durante las horas para las que el captador solar está funcionando, es decir, en las que el salto de temperatura del fluido es mayor que 2 °C, esto es durante el período 9-15 horas.

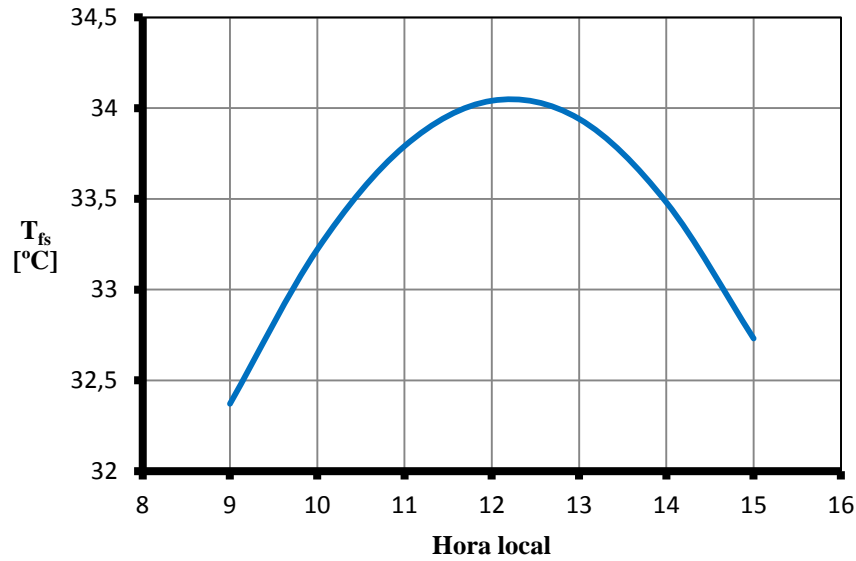


Figura 46: Temperatura del fluido a la salida en régimen permanente

En la Figura 46 se observa que el salto de temperatura máximo se alcanza después de las 12 del mediodía, siendo éste de unos 4 °C aproximadamente. Momento donde se obtiene la mayor cantidad de energía útil captada, ver Figura 47.

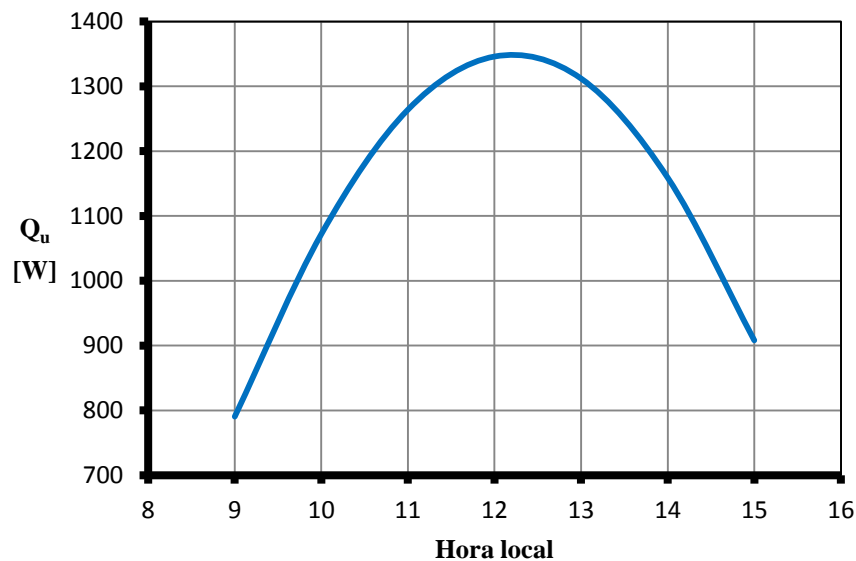


Figura 47: Energía útil captada en régimen permanente

Finalmente, en la Figura 48, se puede observar el rendimiento del captador durante el funcionamiento real del mismo. Como ya se ha comentado anteriormente, en dicho gráfico se observa como el rendimiento crece desde un 68% a las 9 de la mañana hasta alcanzar su máximo de un 74,4% entre las 13 y 14 horas, momento a partir del cual comienza a decrecer hasta llegar a un valor del 73% a las 15 horas.

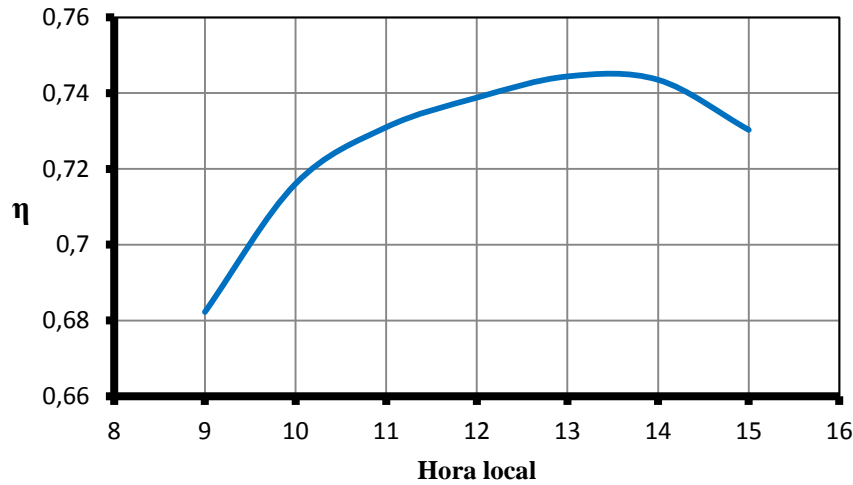


Figura 48: Rendimiento durante el funcionamiento en régimen permanente

3.3.2. Resultados del modelo de 2 nodos

El modelo de 2 nodos, dado que su utilidad está en estudiar el comportamiento del captador durante los períodos de calentamiento y enfriamiento del mismo, se ha simulado para las primeras horas de la mañana y para las últimas horas de la tarde. Es decir, en base a los resultados del modelo en permanente, se ha simulado el captador entre las 5 y las 7 de la mañana y entre las 17 y las 20 horas.

La simulación del modelo en transitorio se ha realizado utilizando un paso de tiempo de 5 minutos y calculando para cada intervalo de tiempo las temperaturas de la cubierta de vidrio (T_g) y la temperatura T_p , que engloba la placa absorbente, el fluido y el aislamiento posterior. Para calcular dicha temperatura es necesaria una temperatura T_p inicial, que se ha supuesto en un principio según valores obtenidos en el modelo estacionario y después se ha ido cambiando hasta llegar a unos resultados coherentes. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

En la Figura 49 se muestra la evolución de las temperaturas de los dos nodos, T_p y T_g . En ésta se observa el momento en que el captador solar comienza a captar energía útil, el cual se produce después de las 6 de la mañana, momento en que las temperaturas sufren un aumento en forma de escalón. Es decir, a partir de dicha hora el captador empezará a captar energía, cuando T_p alcanza un valor de $51,7\text{ °C}$ y T_g de $34,3\text{ °C}$. El valor de ambas temperaturas antes del escalón era de unos $20,5\text{ °C}$, por lo que el salto de temperatura experimentado es de $31,2\text{ °C}$ y $13,8\text{ °C}$ para la placa y la cubierta de vidrio, respectivamente.

La constante de tiempo para el período de calentamiento se puede obtener como $(mC)_e/A_c U_L$, como ya se comentó en el capítulo anterior. Por tanto, tomando un valor medio para las diferentes variables, es decir, 18167 J/K para la capacidad efectiva del captador y $2,43\text{ W/m}^2\text{K}$ para el coeficiente global de pérdidas, se tiene una constante de tiempo de 60 minutos aproximadamente.

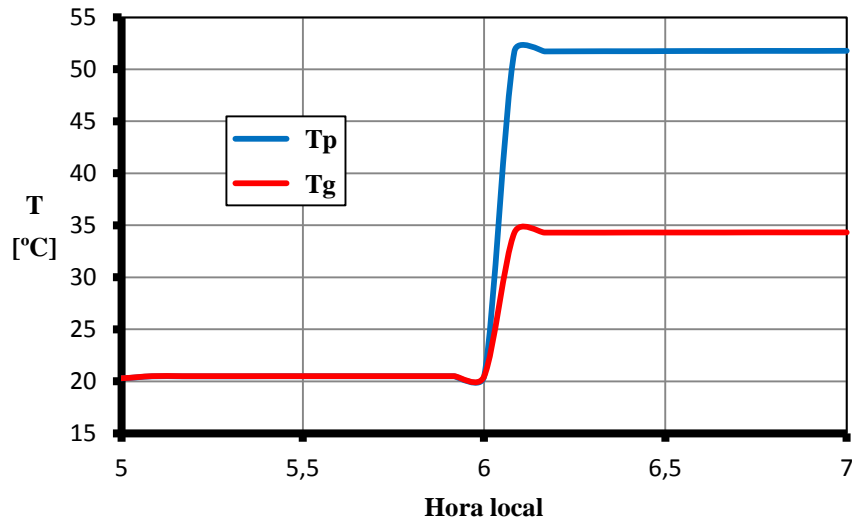


Figura 49: Evolución T_p y T_g durante el período de calentamiento del modelo de 2 nodos

La Figura 50 muestra la evolución de T_p y T_g a partir del momento en el que el captador deja de captar energía útil. Como ya se había deducido del modelo en régimen permanente, el enfriamiento del captador se produce a partir de las 17 horas. Para ese instante inicial los valores de las temperaturas son de 35 °C y 33,8 °C para la placa y el vidrio respectivamente, descendiendo ambas temperaturas hasta unos 27 °C al final del período de enfriamiento considerado.

La constante de tiempo para el período de enfriamiento se ha obtenido del mismo modo que para el período de calentamiento del captador. En este caso los valores medios son de 17904 J/K para la capacidad efectiva del captador y 2,39 W/m²K para el coeficiente global de pérdidas, obteniéndose también una constante de tiempo de 60 min.

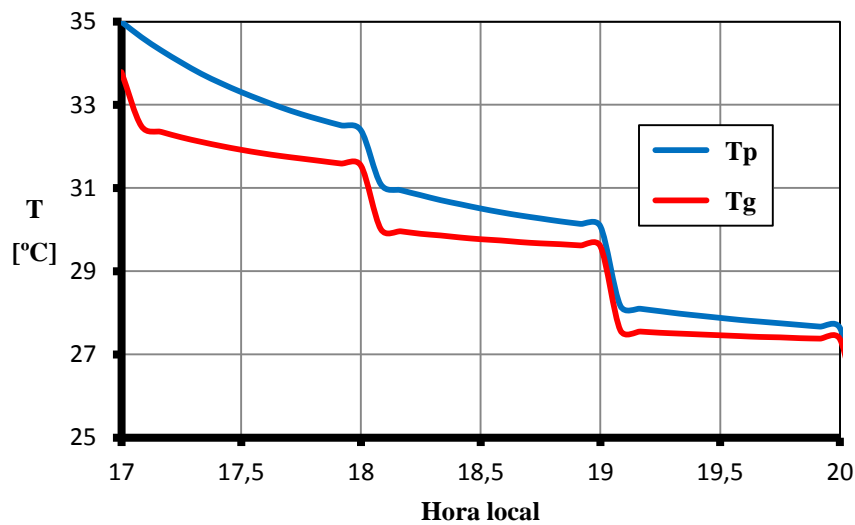


Figura 50: Evolución T_p y T_g durante el período de enfriamiento del modelo de 2 nodos

Finalmente, como ya se ha mencionado anteriormente, la utilidad de este modelo está en saber el momento en que el captador empieza a funcionar realmente. Es decir, su utilidad es conocer el momento en que el salto de temperatura del fluido es al menos 2 °C. Para ello, es posible calcular la temperatura del fluido a la salida del siguiente modo: en primer lugar se supone una temperatura de la placa inicial, tomando como instante inicial la hora en la que empieza a haber radiación (las 7 de la mañana), en este caso se ha establecido una temperatura inicial de 20 °C; en segundo lugar se calcula la temperatura de la placa y después se calcula la ganancia de energía útil (en Julios) como se explicó en el desarrollo del modelo, es decir, multiplicando la capacidad de calor efectiva del captador por el incremento de temperatura; por último, conociendo la temperatura del fluido a la entrada y la ganancia de energía útil, se obtiene la temperatura del fluido a la salida. Realizando estos cálculos para cada hora se obtienen los resultados mostrados en la Figura 51. En ella se observa como el salto de temperatura mayor que 2 °C se consigue a las 9 de la mañana, como ya se había deducido en el modelo en régimen permanente.

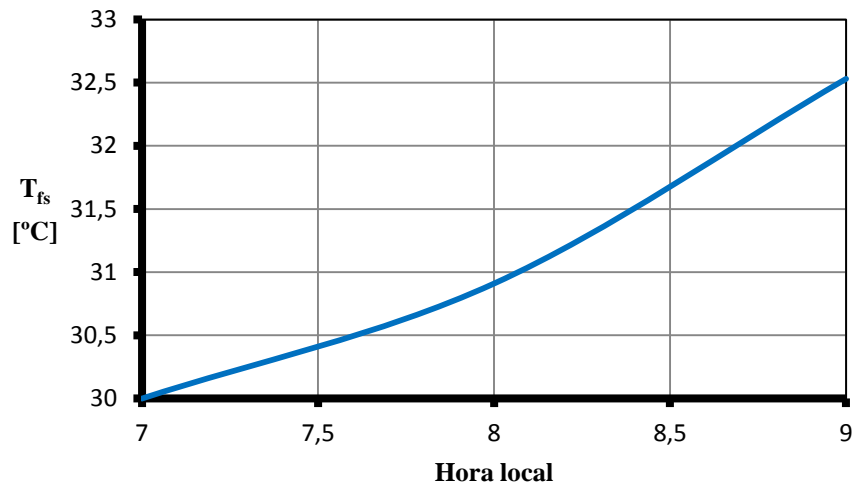


Figura 51: T_{fs} durante el período de calentamiento del modelo de 2 nodos

3.3.3. Resultados del modelo de 7 nodos

Por último se ha simulado el modelo de 7 nodos. En primer lugar, se ha realizado la simulación durante todo el día 1 de Agosto. Para dicho período se ha resuelto las ecuaciones diferenciales utilizando un paso de tiempo de 10 s y se han obtenido las temperaturas de cada nodo.

Las Figuras 52, 53 y 54 muestran la evolución de las temperaturas de la placa, la cubierta de vidrio y del fluido a la salida, respectivamente. Dichas temperaturas alcanzan su valor máximo a las 12-13 horas, siendo este valor máximo de unos 57 °C para la placa, 45 °C para la cubierta y unos 34 °C para el fluido a la salida. La placa absorbente es la que mayor incremento de temperatura ha experimentado entre las 7 de la mañana y las 12 horas, siendo este de 29 °C. Mientras en la cubierta de vidrio el incremento ha sido de 13 °C y unos 4 °C en el fluido.

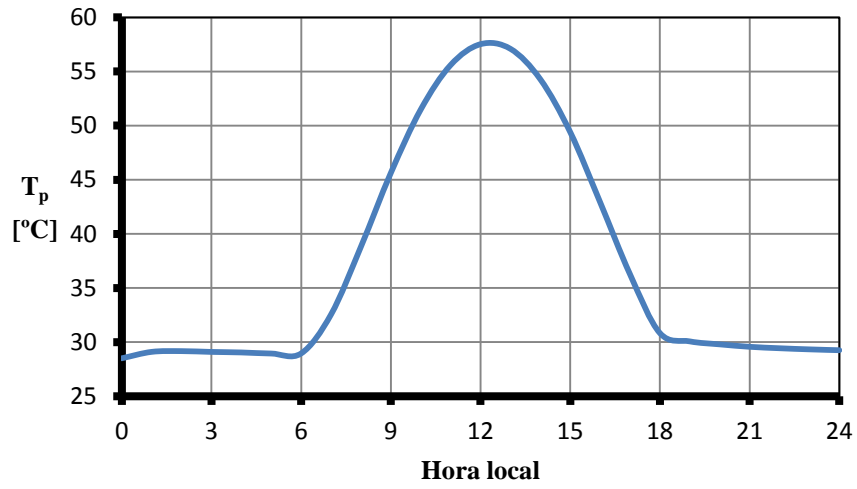


Figura 52: Temperatura de la placa en el modelo de 7 nodos

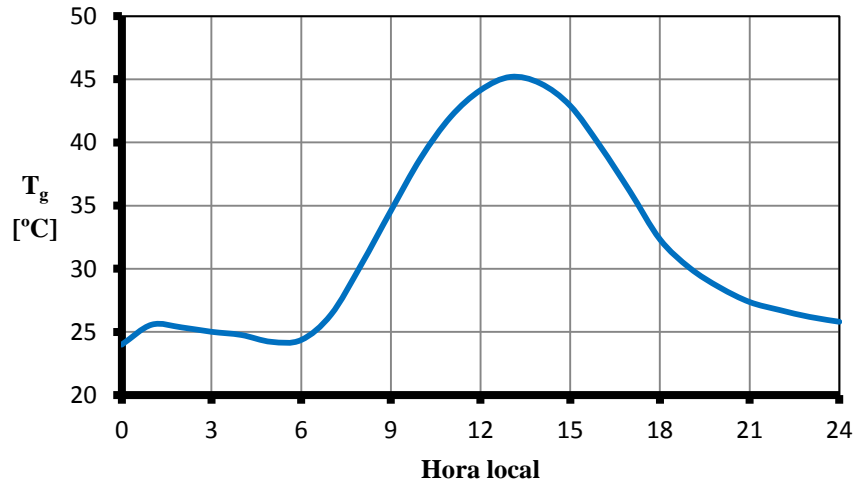


Figura 53: Temperatura de la cubierta en el modelo de 7 nodos

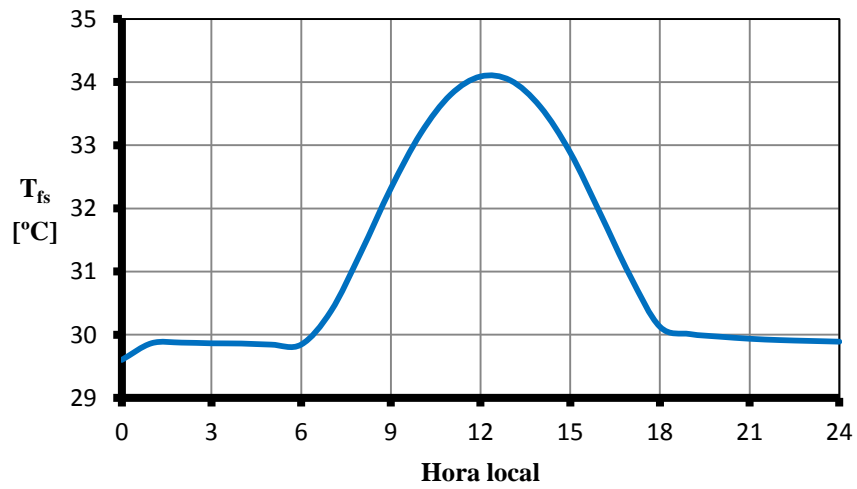


Figura 54: Temperatura del fluido a la salida en el modelo de 7 nodos

Además de las temperaturas de cada nodo, también se han obtenido la energía útil captada (Q_u) así como el rendimiento del captador durante el día simulado. En la Figura 55 se muestra la energía útil y se puede observar que, como ocurre con las temperaturas de los nodos, el valor máximo se alcanza a las 12-13h, siendo éste de 1370 W.

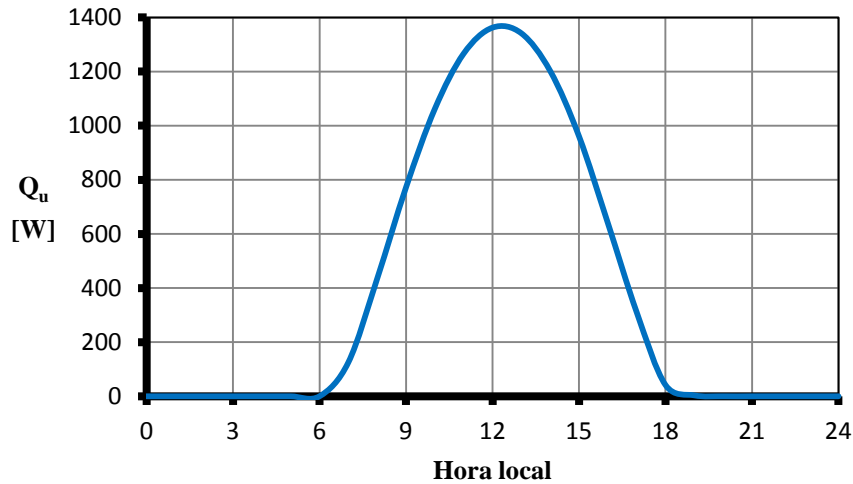


Figura 55: Energía útil captada en el modelo de 7 nodos

En la Figura 56 se muestra el rendimiento obtenido para cada hora del día en estudio. En ella se observa que el valor máximo del rendimiento se alcanza a las 15 horas, siendo éste de un 77%.

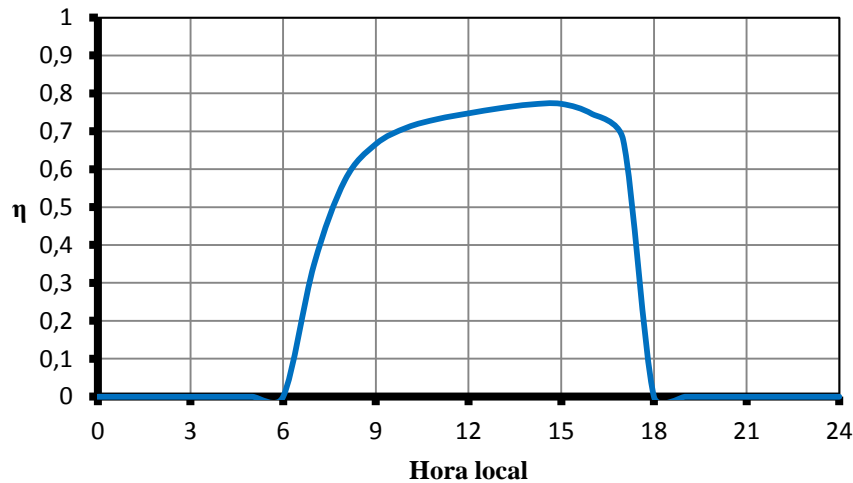


Figura 56: Rendimiento obtenido en el modelo de 7 nodos

A continuación, se presenta los resultados obtenidos para el resto de nodos del captador. En la Figura 57 se observa que la temperatura del tubo (T_{tub}) permanece aproximadamente constante en 29,6 °C durante las primeras horas del día hasta el momento en que el captador empieza a funcionar realmente, alcanzando un valor máximo de 39 °C a las 12 horas.

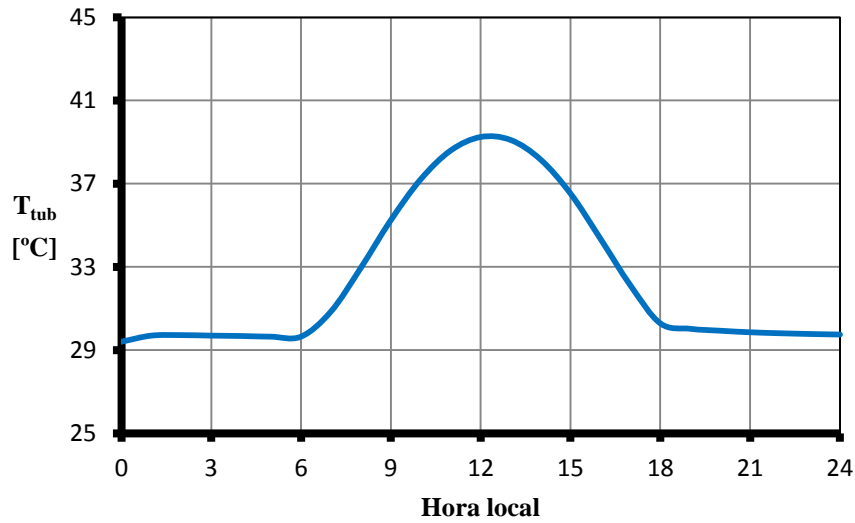


Figura 57: Temperatura del tubo en el modelo de 7 nodos

En las Figuras 58, 59 y 60 se representan las temperaturas del marco lateral (T_{ml}), del aislamiento posterior (T_{ais}) y de la placa metálica trasera (T_{pm}), respectivamente. En ellas se observa como el aislamiento posterior, el marco lateral y la placa metálica trasera se encuentran más o menos a la misma temperatura durante el período en estudio. Mientras el captador no está funcionando, dichas temperaturas se mantiene prácticamente constante en torno a su valor inicial supuesto, es decir, 28 °C. Una vez el captador empieza a funcionar las temperaturas crecen hasta alcanzar un valor máximo de unos 55 °C aproximadamente al mediodía. Cuando el captador deja de funcionar a las 17 horas, las temperaturas vuelven a tender a su valor inicial supuesto.

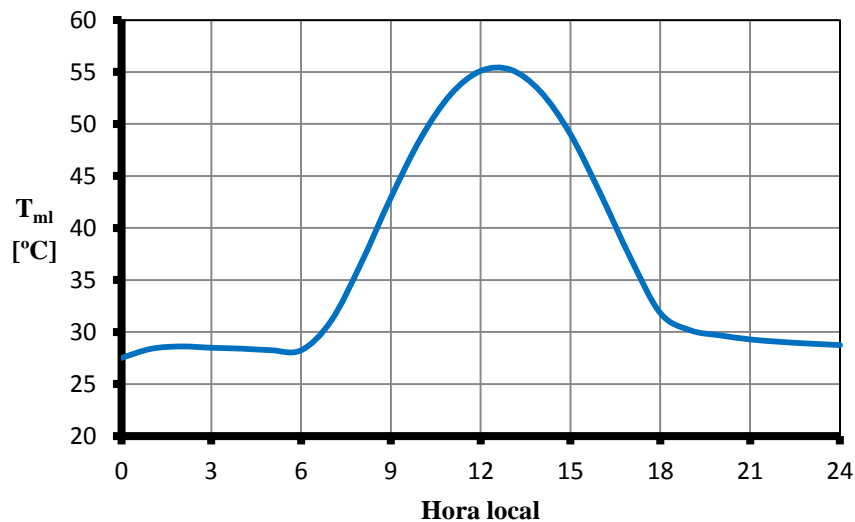


Figura 58: Temperatura del marco lateral en el modelo de 7 nodos

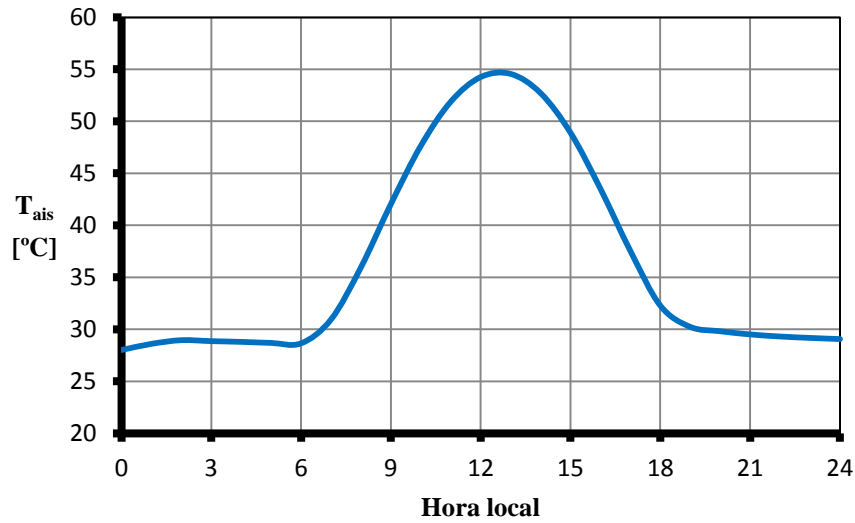


Figura 59: Temperatura del aislamiento en el modelo de 7 nodos

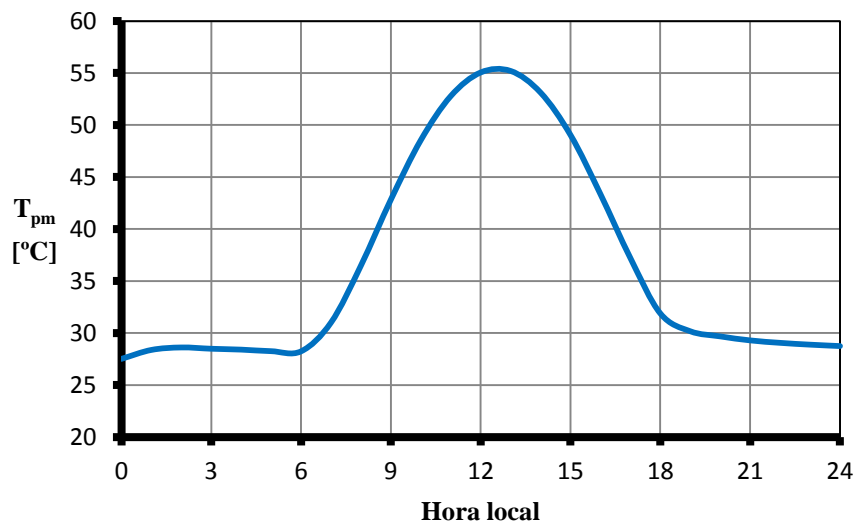


Figura 60: Temperatura de la placa metálica trasera en el modelo de 7 nodos

Con el fin de observar el comportamiento del captador durante los períodos de calentamiento y enfriamiento del mismo, se representan a continuación las temperaturas de la placa y la cubierta de vidrio durante dichos períodos.

Las Figuras 61 y 62 muestran la evolución de las temperaturas de la placa absorbente y de la cubierta durante el período de calentamiento. Como ya se observó en el modelo de 2 nodos, en este caso también se observa que ambas temperaturas sufren un salto en forma de escalón a las 6 de la mañana, momento en que el captador comienza a captar energía.

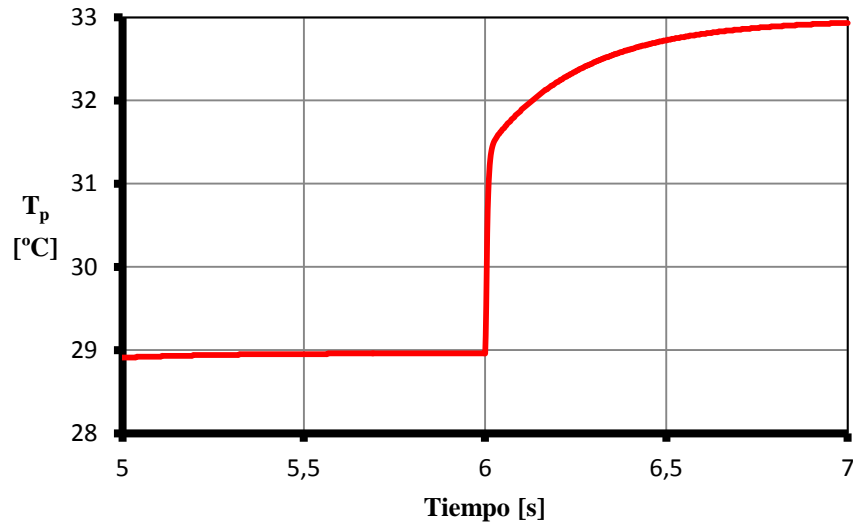


Figura 61: T_p durante el período de calentamiento del modelo de 7 nodos

En la Figura 61 se observa como la temperatura de la placa (T_p) permanece prácticamente constante en torno a las 29 °C durante la primera mitad del período hasta alcanzar los 33 °C en el momento en que el captador comienza a captar energía. En el caso de la temperatura de la cubierta de vidrio (T_g), ésta permanece constante a unos 24,5 °C hasta alcanzar los 27 °C al final del período (Figura 62).

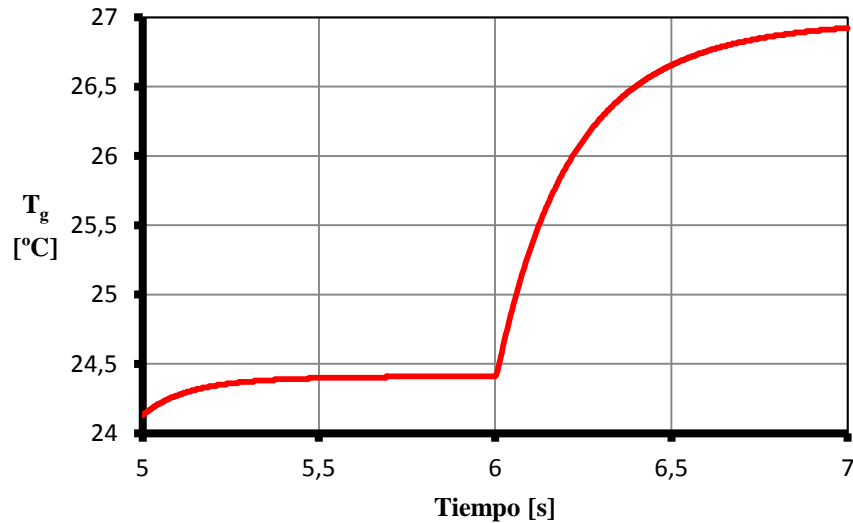


Figura 62: T_g durante el período de calentamiento del modelo de 7 nodos

En las Figura 63 se observa como la temperatura de la placa desciende desde unos 36 °C al inicio del período de enfriamiento hasta unos 29,5 °C al final del mismo período, momento a partir del cual dicha temperatura se mantiene constante. La temperatura de la cubierta, en cambio, desciende de los 36 °C hasta los 28 °C aproximadamente (Figura 64). Por tanto, el salto de temperatura en ambos nodos es de 6,5 y 8 °C, respectivamente.

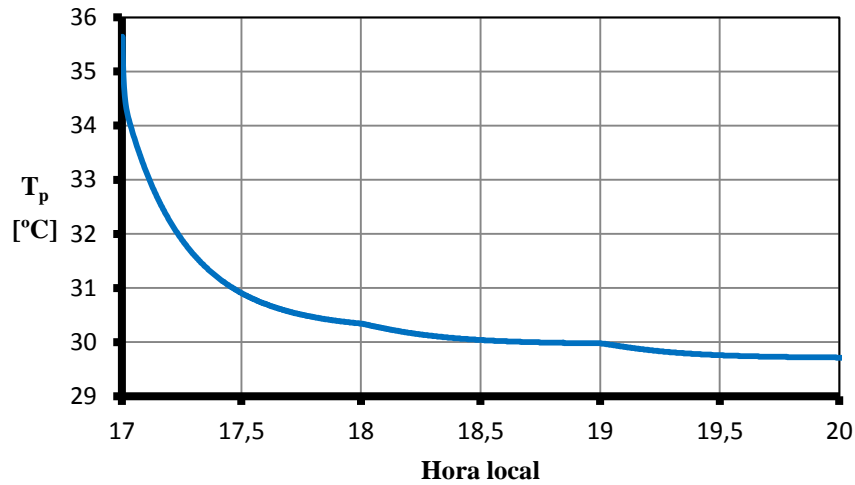


Figura 63: T_p durante el período de enfriamiento del modelo de 7 nodos

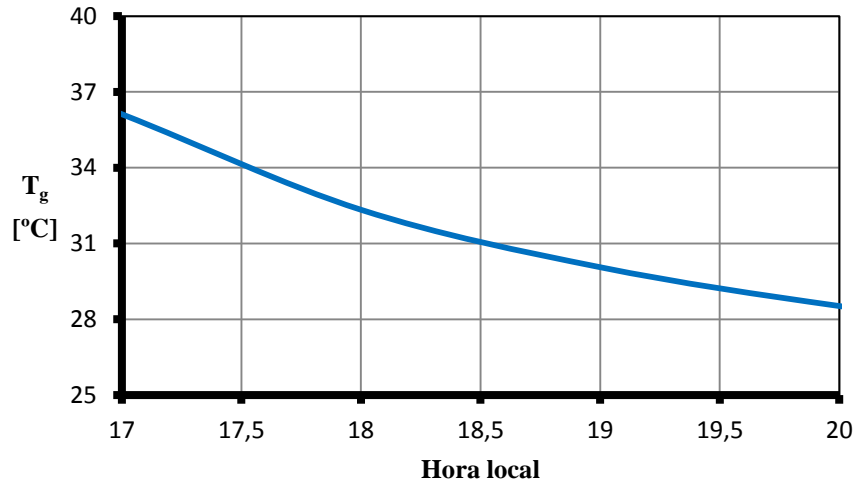


Figura 64: T_g durante el período de enfriamiento del modelo de 7 nodos

3.3.4. Modelo en régimen permanente vs Modelo de 7 nodos

Una vez mostrados los resultados de los diferentes modelos simulados, en este apartado se va a realizar una breve comparación de dichos modelos. Teniendo en cuenta que el modelo de 2 nodos sólo es útil durante los períodos de calentamiento y enfriamiento del captador, sólo se comparará el modelo en régimen permanente con el modelo de 7 nodos durante el período de tiempo para el cual el captador funciona realmente, es decir, durante el período comprendido entre las 9 y las 15 horas. Para ello, se han representado la temperatura del fluido a la salida (T_{fs}), la energía útil captada (Q_u) y el rendimiento obtenido durante el período de funcionamiento real del captador para ambos modelos. En ellas se comprueba que los resultados obtenidos con el modelo de 7 nodos son prácticamente iguales que los obtenidos en el modelo estacionario.

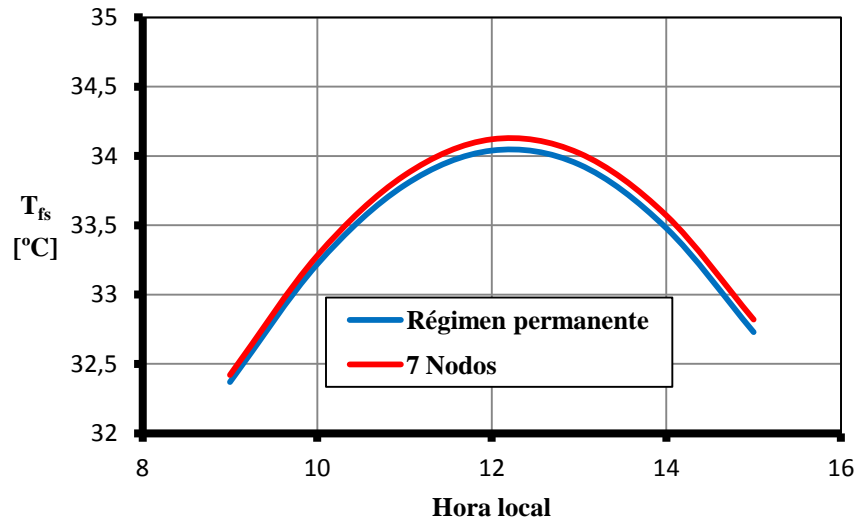


Figura 65: Temperatura del fluido a la salida en régimen permanente vs modelo 7 nodos

En el caso de la temperatura del fluido a la salida, Figura 65, se observa que la temperatura es algo mayor en el modelo de 7 nodos, aunque la diferencia es muy pequeña, siendo ésta de un 0,2%.

En la Figura 66, se muestra la energía útil captada en cada modelo en kJ. En ella se observa que durante la primera mitad del período en estudio la energía captada es prácticamente la misma en ambos modelos. Sin embargo, una vez pasado el mediodía, la energía captada es mayor en el modelo de 7 nodos. En este caso la diferencia es mayor que para la temperatura del fluido aunque sigue siendo pequeña, siendo la diferencia máxima de un 5%.

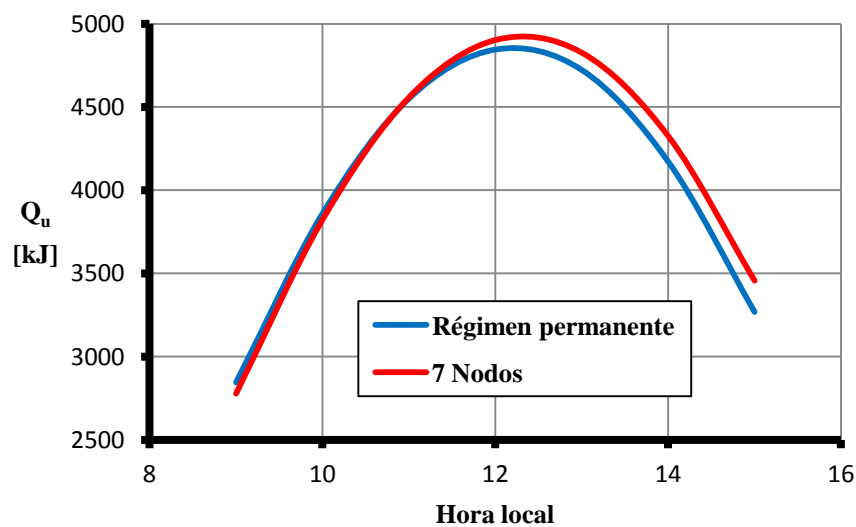


Figura 66: Energía útil en régimen permanente vs modelo 7 nodos

En la Figura 67, se representa el rendimiento obtenido en cada modelo. A diferencia de la temperatura de salida del fluido y de la energía útil, los rendimientos obtenidos en cada modelo salen algo diferente. Desde las 9 de la mañana hasta las 11 horas, el rendimiento es parecido en ambos modelos, pero a partir de las 11 de la mañana la diferencia entre los rendimientos de ambos modelos es cada vez más grande, llegando a ser ésta del 5% al final del período.

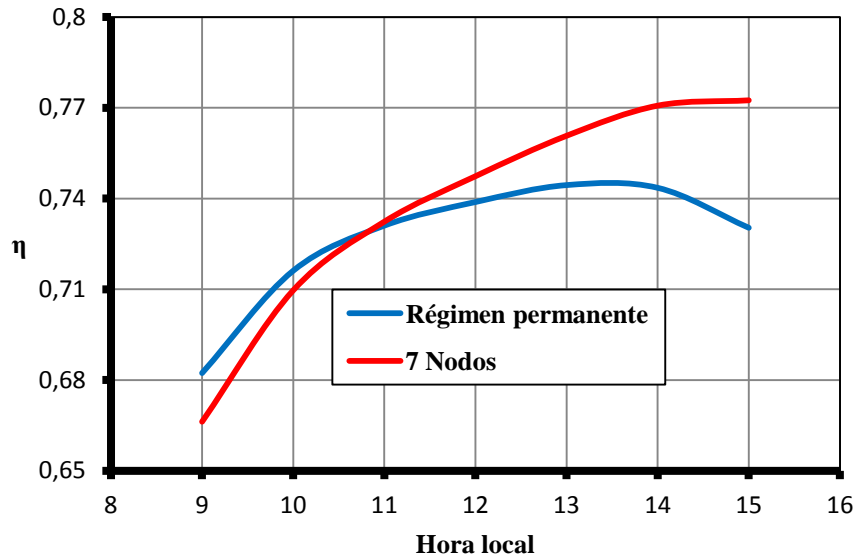


Figura 67: Rendimiento en régimen permanente vs modelo 7 nodos

Por último, otra forma de ver la diferencia entre ambos modelos es representar la energía útil captada en régimen permanente frente a la captada en el modelo de 7 nodos (Figura 68) y la temperatura del fluido a la salida obtenida en régimen permanente frente a la obtenida en el modelo de 7 nodos (Figura 69). Esta forma de representar dichas variables permite saber si los valores obtenidos son mayores en el modelo de 7 nodos o en el modelo en régimen permanente. De manera que si los puntos se encuentran por encima de la diagonal esto quiere decir que es mayor el valor obtenido en el modelo de 7 nodos. En la Figura 69 se observa que todos los puntos se encuentran por encima de la diagonal, es decir, para todas las horas la temperatura del fluido a la salida es mayor en el modelo de 7 nodos que en el modelo en régimen permanente. Sin embargo, en la Figura 68 se observa que hay horas donde la energía útil captada es mayor en el modelo de 7 nodos y otras donde es mayor en régimen permanente.

Por tanto, a la vista de los resultados, se concluye que hay buena concordancia entre el modelo estacionario y el modelo transitorio, tanto para la temperatura de salida del fluido como para la energía captada.

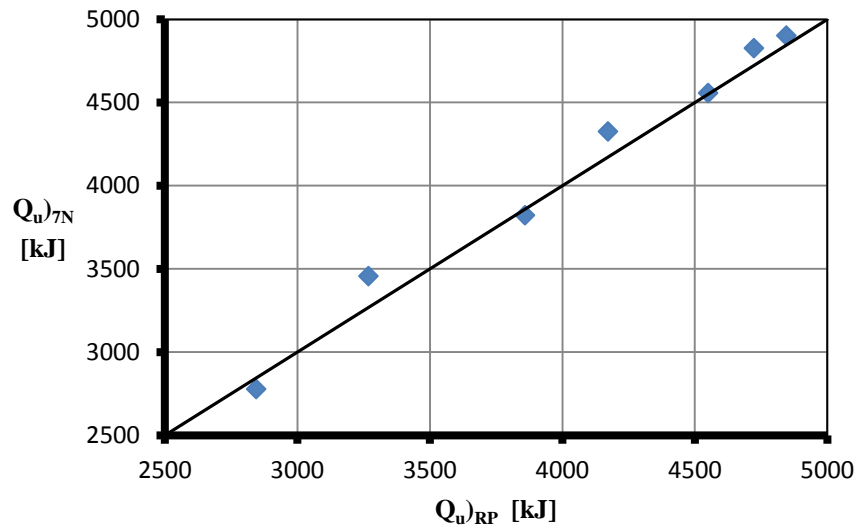


Figura 68: Diferencia entre la energía útil del modelo estacionario y del de 7 nodos

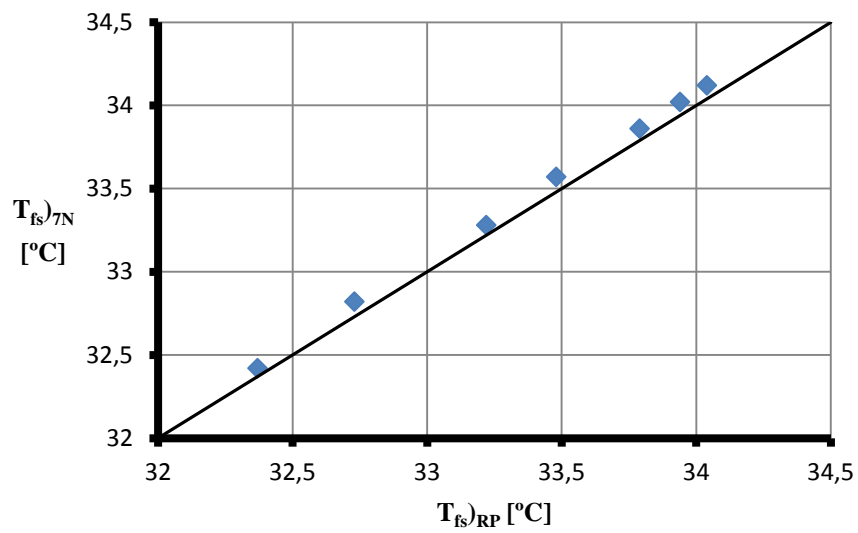


Figura 69: Diferencia entre la T_{fs} del modelo estacionario y del de 7 nodos

4 RESUMEN Y CONCLUSIONES

En el primer capítulo se ha comenzado haciendo una breve introducción de la radiación solar, recalcando el posible aprovechamiento de ésta en España, así como de la energía solar térmica, valorando el panorama de la energía térmica mundial, europea y nacional. La potencia instalada mundial para finales del 2014 fue de 410,2 GW, correspondientes a un total de 586 millones de metros cuadrados. La potencia instalada europea fue de 47,5 GW de los cuales 2,4 GW (3,45 millones de metros cuadrados) pertenecen a la potencia instalada en España, siendo este uno de los países con mayor potencia térmica instalada dentro de Europa. Posteriormente se han detallado los elementos principales de una instalación solar térmica y las posibles aplicaciones a las que puede ser destinada, siendo la producción de ACS la más habitual actualmente. Además se ha presentado una revisión actualizada de los modelos en régimen transitorio que se han desarrollado en los últimos 50 años.

En el segundo capítulo se ha analizado en profundidad el captador solar plano. Se ha explicado su principio de funcionamiento, detallando los elementos que lo integran y clasificándolo según determinados criterios. Posteriormente se profundizó en el estudio en régimen permanente del captador solar plano, estudiando las ecuaciones que modelan su funcionamiento. A continuación se desarrolló en detalle el modelo en régimen permanente presentado por Duffie y Beckman y, por último, se desarrolló en profundidad el modelo en régimen transitorio de 7 nodos presentado por Soriga y Badescu, seleccionado de los modelos descritos brevemente en la revisión bibliográfica. Además se estudió un modelo de 2 nodos en régimen transitorio presentado por los mismos autores del modelo en régimen permanente.

En el tercer capítulo del presente trabajo se ha realizado un estudio de un captador solar plano en régimen transitorio. Para ello, en primer lugar se ha descrito el programa implementado en EES utilizado para simular los diferentes modelos, y se han definido los parámetros característicos del captador así como las condiciones climáticas para las que se han analizado los modelos. Por último, se han simulado los modelos y se realiza una comparación de los mismos mediante la presentación de los resultados obtenidos.

Una vez realizado el estudio de los modelos del captador en régimen transitorio, se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- Tras analizar el mapa europeo de radiación solar, se observa que el potencial de aprovechamiento de esta fuente de energía en España es más que considerable. Habría que pararse a pensar detenidamente si España, aun siendo uno de los países europeos con mayor potencia térmica instalada, no podría aumentar el número de metros cuadrados instalados.

- Se ha comprobado la utilidad del modelo de 2 nodos desarrollado por Duffie y Beckmann en estudiar el período de calentamiento durante las primeras horas de la mañana y el período de enfriamiento durante las últimas horas de la tarde. Además, permite conocer el momento en que el captador empieza a funcionar realmente mediante el cálculo del salto de temperatura experimentado por el fluido.
- El modelo de 7 nodos desarrollado por Soriga y Badescu es más interesante que el modelo anterior, ya que permite conocer el comportamiento del captador durante todas las horas del día. Los resultados obtenidos demuestran además una buena concordancia entre dicho modelo y el modelo en régimen permanente.
- Finalmente, los resultados obtenidos en el modelo en régimen permanente demuestra que los modelos estacionarios siguen siendo muy útiles a la hora de estudiar el comportamiento de un captador solar.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] AEMET (Agencia Estatal de Meteorología). “Atlas de Radiación Solar en España utilizando datos del SAF de Clima de EUMETSAT”. 2012.
- [2] Agencia Andaluza de la Energía. “Energía Solar Térmica a Baja Temperatura: Generalidades”. 2011.
- [3] Anderson T, Duke M, Carson J. “The effect of colour on the thermal performance of building integrated solar collectors”. *Solar Energy Materials & Solar Cells* 2010; 94: p. 350-354.
- [4] Augustus M, Kumar S. “Mathematical modeling and thermal performance analysis of unglazed transpired solar collectors”. *Solar Energy* 2007; 81: p. 62-75.
- [5] Ayompe LM, Duffy A, McCormack SJ, Conlon M. “Validated TRNSYS model for forced circulation solar water heating systems with flat plate and heat pipe evacuated tube collectors”. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31: p. 1536-1542.
- [6] Bliss J. “The derivations of several 'plate-efficiency factors' usefull in the design of flat-plate heat collectors”. *Solar Energy* 1959; 3(4): p. 55–64.
- [7] Bosanac M, Brunotte A, Spirkl W, Sizmann R. “The use of parameter identification for flat-plate collector testing under non-stationary conditions”. *Renewable Energy*. 1994; 4 (2): p. 217-222.
- [8] Brandemuehl M, Beckman W. “Transmission of diffuse radiation through CPC and flat plate collector glazings”. *Solar Energy* 1980; 24(5): p. 511–513.
- [9] Cadafalch J. “A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices”. *Solar Energy* 2009; 83: p. 2157-2164.
- [10] Close D. J. “A design approach for solar processes”. *Solar Energy* 1967; 11(12): p. 112-122.
- [11] De Ron A. “Dynamic modelling and verification of a flat-solar collector”. *Solar Energy* 1980; 24: p. 117–128.
- [12] Duffie J, Beckman W. “Solar Engineering of Thermal Processes”. 4th ed. New York: Wiley Interscience; 2013.
- [13] Fan J, Shah L, Furbo S. “Flow distribution in a solar collector panel with horizontally inclined absorber strips”. *Solar Energy* 2007; 81: p. 1501-1511.
- [14] Farkas I, Géczy-Vig P. “Neural network modelling of flat-plate solar collectors”. *Computers and Electronics in Agriculture* 2003; 40: p. 87-102.
- [15] Fraisse G, Plantier C, Achard G. “Development and experimental validation of a detailed flat-plate solar collector model”. France 5th French and European TRNSYS User Meeting, 2003.

- [16] Frid S. E. “Multinode models and dynamic testing methods of solar collectors”. *Solar & Wind Technology*. 1990; 7 (6); p. 655-661.
- [17] Hilmer F, Vajen K, Ratka A, Ackermann H, Fuhs W, Melsheimer O. “Numerical solution and validation of a dynamic model of solar collectors working with varying fluid flow rate”. *Solar Energy* 1999; 65 (5): p. 305-321.
- [18] Hottel H, Whillier A. “Evaluation of flat-plate solar collector performance”. In: *Transactions of the conference on the use of solar energy thermal processes*. Tucson, AZ (USA); 1955; p. 74–104.
- [19] Hottel H, Woertz B. “Performance of flat plate solar heat collector”. *Trans ASME* 1942; 64: p. 91–104.
- [20] Kalogirou S. “Prediction of flat-plate collector performance parameters using artificial neural networks”. *Solar Energy* 2006; 80: p. 248-259.
- [21] Kalogirou S. “Solar energy engineering - processes and systems”. 1st edition: Elsevier: 2009.
- [22] Kamminga W. “Experiences of a solar collector test method using Fourier transfer functions”. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1985; 28 (7): p. 1393-1404.
- [23] Kamminga W. “The approximate temperatures within a flat-plate solar collector under transient conditions”. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1985; 28 (2): p. 433–440.
- [24] Klein S, Duffie J, Beckman W. “Transient considerations of flat-plate solar collectors”. *Trans. of ASME: Journal Engineering for Power* vol. 96A: 1974; p. 109–113.
- [25] Kong W, Wang Z, Fan J, Bacher P, Perers B, Chen Z, Furbo S. “An improved dynamic test method for solar collectors”. *Solar Energy* 2012b; 86 (6): p. 1838–1848.
- [26] Liu B, Jordan R. “The interrelationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation”. *Solar Energy* 1960; 4 (3): p. 1–19.
- [27] Martinopoulos G, Missirlis D, Tsilingiridis G, Yakinthos K, Kyriakis N. “CFD modeling of a polymer solar collector”. *Renewable Energy* 2010; 35: p. 1499-1508.
- [28] Mauthner F, Weiss W, Spörk-Dür M. (IEA Solar Heating & Cooling Programme). “Solar Heat Worldwide. Markets and Contribution to the Energy Supply 2014” 2016 Edition. Mayo, 2016.
- [29] Minn M. A, Ng K. C, Khong W. H, Melvin T. “A distributed model for a tedlar-foil flat plate solar collector”. *Renewable Energy* 2002; 27: p. 507-523.
- [30] Molero Villar N, Cejudo López J, Domínguez Muñoz F, Rodríguez García E, Carrillo Andrés A. “Numerical 3-D heat flux simulations on flat plate solar collectors”. *Solar Energy* 2009; 83: p. 1086-1092.
- [31] Morrison G, Ranatunga D. “Transient response of thermosyphon solar collectors”. *Solar Energy* 1980; 24: p. 55-61.

- [32] Muschaweck J, Spirkel W. “Dynamic solar collector performance testing”. *Solar Energy Materials and Solar Cells* vol. 30; 1993; p. 95-105.
- [33] Oliva A, Costa M, Pérez Segarra C. “Numerical simulation of solar collectors: the effect of nonuniform and nsteady state of the boundary conditions”. *Solar Energy* 1991; 47 (5); p. 359-373.
- [34] Perers B. “Dynamic method for solar collector array testing and evaluation with standard database and simulation programs”. *Solar Energy* 1993; 50(6): p. 517-526.
- [35] Proctor D. “A generalized method for testing all classes of solar collectors”. *Solar Energy*. 1983; 32: p. 377-399.
- [36] Reiter C, Trinkl C, Zörner W, Hanby V. “A dynamic mulinode model for component-oriented thermal analysis of flat-plate solar collectors”. *Journal of Solar Energy*. 2015.
- [37] Schnieders J. “Comparison of the energy yield predictions of stationary and dynamic solar collector models and the models' accuracy in the description of a vacuum tube collector”. *Solar Energy* 1997; 61 (3): p. 179-190.
- [38] SEDIGAS. “Guía sobre aplicaciones de la energía solar térmica”. Febrero, 2013.
- [39] Singh P, Sarviya R, Bhagoria J. “Heat loss study of trapezoidal cavity absorbers for linear solar concentrating collector”. *Energy Conversion and Management* 2010; 51: p. 329-337.
- [40] Soriga I, Badescu V. “Thermal inertia of flat-plate solar collectors in different radiative regimes”. *Energy Conversion and Management* 2016; 111: p. 27-37.
- [41] Transparencias Energía Solar Térmica a Baja Temperatura. Máster en Sistemas de Energía Térmica. “Tema 1. Captador Solar Plano”. Grupo de Termotecnia. Departamento Ingeniería Energética.
- [42] VDI heat atlas. 2nd edition. Nueva York: Springer: 2010.
- [43] Wang X, Wu L. “Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays”. *Solar Energy* 1990; 45 (2): p. 71-78.
- [44] Weitbrecht V, Lehmann D, Richter A. “Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions”. *Solar Energy* 2002; 73 (6): p. 433-441.
- [45] Wijesundera NE. “Comparison of transient heat transfer models for flat plate collectors”. *Solar Energy* 1978; 21 (6): p. 517-521.
- [46] Zima W, Dziwka P. “Mathematical modelling of heat transfer in liquid flat-plate solar collector tubes”. *Archives of Thermodynamics* 2010; 31 (2): p. 45-62.
- [47] Zueva G, Magiera J. “Mathematical model of heat transfer in solar collector and its experimental validation”. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering* 2001; 35 (6): p. 604-608.

ANEXOS

ANEXO A: Código EES

A.1. Modelo en régimen permanente

"FUNCIONES NECESARIAS"

Function radiacionsolar (theta1; taualphaD1; I_D1; theta_Z1; taualphadif1; I_dif1; beta1)

If theta1>90 **Then**

 radiacionsolar=0

Else radiacionsolar=(taualphaD1)*I_D1*(cos(theta1)/cos(theta_Z1)) +
 (taualphadif1)*I_dif1*((1+cos(beta1))/2)

End

Function irradiancia (theta2; I_D2; theta_Z2; I_dif2; beta2)

If theta2>90 **Then**

 irradiancia=0

Else irradiancia=I_D2*(cos(theta2)/cos(theta_Z2)) + I_dif2*((1+cos(beta2))/2)

End

Function rend (Qu1; I1; A_c1)

If I1=0 **Then**

 rend=0

Else rend=Qu1/(I1*A_c1)

End

Function energiautil (Qu11)

If Qu11<0 **Then**

 energiautil=0

Else energautil=Qu11

End

"Datos del captador"

A_c=2,078 "Área del captador"
 LEN=1,987 "Longitud del captador"
 WID=1,046 "Ancho del captador"
 THI=0,093 "Espesor del captador"
 beta=48 "Ángulo de inclinación del captador"

n_aire=1 "Índice de refracción del aire"
 W=WID/N_tub "Distancia entre tubos"
 delta_aire=0,0436 "Espesor de la cámara de aire"

M=280/3600*rho_f_cte/1000 "Caudal de fluido"
 m_f=1,12*rho_f_cte/1000 "Contenido de agua en kg"
 T_fe=30 "Temperatura del fluido a la entrada"
 rho_f_cte=1024 "Densidad del fluido"
 C_p_f_cte=4180 "Cp del fluido supuesto constante con la temperatura para los modelos en régimen transitorio"

N_c=1 "Número de cubiertas"
 n_vidrio=1,526 "Índice de refracción del vidrio"
 k_ext=8 "Coeficiente de extinción del vidrio"
 delta_g=0,0032 "Espesor de la cubierta de vidrio"
 epsilon_g=0,85 "Emisividad del vidrio"
 k_g=0,95 "Conductividad del vidrio"
 rho_g=2500 "Densidad del vidrio"
 C_p_g=750 "J/kgK Cp del vidrio"
 m_g=rho_g*(((LEN-2*delta_ml)*(WID-2*delta_ml))*delta_g) "Masa del vidrio"

delta_p=0,0002 "Espesor de la placa"
 alpha=0,95 "Absortividad de la placa absorbente"
 epsilon_p=0,25 "Emisividad de la placa"
 k_p=400 "Conductividad de la placa"
 C_B= 40 "Conductancia unión tubo-placa"
 rho_p=8900 "Densidad de la placa"
 C_p_p=385 "J/kgK Cp de la placa"
 m_p=rho_p*(((LEN-2*delta_ml)*(WID-2*delta_ml))*delta_p) "Masa de la placa"

N_tub=10 "Número de tubos"
 L_tub=1,857 "Longitud de los tubos"
 D=0,0075 "Diámetro exterior de los tubos"
 delta_tub=0,0005 "Espesor de los tubos"
 D_int=D-2*delta_tub "Diámetro interior de los tubos"
 k_tub=400 "Conductividad de los tubos"
 rho_tub=8900 "Densidad de los tubos"
 C_p_tub=385 "Cp de los tubos"
 mtub=N_tub*rho_tub*(pi*L_tub*((D/2)^2-(D_int/2)^2)) "Masa de los tubos"

delta_ais=0,045 "Espesor del aislamiento posterior"
 k_ais=0,034 "Conductividad del aislante"
 rho_ais=35 "Densidad del aislante"
 C_p_ais=800 "Cp del aislante"
 m_ais=rho_ais*(((LEN-2*delta_ml)*(WID-2*delta_ml))*delta_ais - N_tub*(pi*L_tub*((D/2)^2)))
 "Masa del aislante"

delta_pm=0,002 "Espesor de la placa metáica trasera"
 k_pm=150 "Conductividad de la placa metáica trasera"

rho_pm=2750 "Densidad de la placa metálica trasera"
 C_p_pm=880 "Cp de la placa metálica trasera"
 m_pm=rho_pm*(((LEN-2*delta_ml)*(WID-2*delta_ml))*delta_pm) "Masa de la placa metálica trasera"

delta_ml=0,006 "Espesor del marco lateral"
 k_ml=150 "Conductividad del marco lateral"
 rho_ml=2750 "Densidad del marco lateral"
 C_p_ml=880 "Cp del marco lateral"
 m_ml=rho_ml*(2*(LEN-2*delta_ml)*THI*delta_ml+2*(WID-2*delta_ml)*THI*delta_ml)
 "Masa del aislante"

"Otros datos"

gamma=0 "Acimut (Orientada al Sur)"
 phi=37,37 "Latitud"
 sigma=5,67*10⁻⁸
 gr=9,8
 u_v=2,2 "Velocidad del viento"

"CÁLCULO DEL PRODUCTO TRANSMITANCIA-ABSORTANCIA (taualpha)"

"Reflectancia de la cubierta para la radiación difusa"

rho_d=1 - tau_r60

n_aire*sin(60)=n_vidrio*sin(theta_2_60) "Ley de Snell"

rho_perp60=(sin(theta_2_60-60)^2)/(sin(theta_2_60+60)^2)

rho_ll60=(tan(theta_2_60-60)^2)/(tan(theta_2_60+60)^2)

rho_60=0,5*(rho_perp60+rho_ll60) "Reflexión sin polarizar"

tau_r60=0,5*(((1-rho_ll60)/(1+(2*N_c-1)*rho_ll60))+((1-rho_perp60)/(1+(2*N_c-1)*rho_perp60))) "Transmitancia debida a la reflexión"

"Taulpha para la directa"

n_aire*sin(theta)=n_vidrio*sin(theta_2D)

(taualphaD)=(tau_D*alpha)/(1 - (1 - alpha)*rho_d)

rho_perpD=(sin(theta_2D-theta)^2)/(sin(theta_2D+theta)^2)

rho_lID=(tan(theta_2D-theta)^2)/(tan(theta_2D+theta)^2)

rho_Di=0,5*(rho_perpD+rho_lID) "Reflexión sin polarizar"

tau_D=tau_aD*tau_rD "Transmitancia de la cubierta"

tau_rD=0,5*(((1-rho_lID)/(1+(2*N_c-1)*rho_lID))+((1-rho_perpD)/(1+(2*N_c-1)*rho_perpD)))

tau_aD=exp((-k_ext*delta_g)/cos(theta_2D)) "Transmitancia debida a la absorción"

"Taulpha para la difusa"

$$\theta_{dif}=59,7-0,1388*\beta+0,001497*\beta^2$$

$$n_{aire}*\sin(\theta_{dif})=n_{vidrio}*\sin(\theta_{2dif})$$

$$(\tau_{\alpha dif})=(\tau_{dif}*\alpha)/(1 - (1 - \alpha)*\rho_{d})$$

$$\rho_{perpdif}=(\sin(\theta_{2dif}-\theta_{dif})^2)/(\sin(\theta_{2dif}+\theta_{dif})^2)$$

$$\rho_{lldif}=(\tan(\theta_{2dif}-\theta_{dif})^2)/(\tan(\theta_{2dif}+\theta_{dif})^2)$$

$$\rho_{dif}=0,5*(\rho_{perpdif}+\rho_{lldif}) \quad \text{"Reflexión sin polarizar"}$$

$$\tau_{dif}=\tau_{adif}*\tau_{rdif} \quad \text{"Transmitancia de la cubierta"}$$

$$\tau_{rdif}=0,5*((1-\rho_{lldif})/(1+(2*N_c-1)*\rho_{lldif}))+((1-\rho_{perpdif})/(1+(2*N_c-1)*\rho_{perpdif}))$$

$$\tau_{adif}=\exp(-k_{ext}*\delta_g)/\cos(\theta_{2dif}) \quad \text{"Transmitancia debida a la absorción"}$$

"Cálculo del ángulo de incidencia theta"

$$\cos(\theta)=\sin(\delta)*\sin(\phi)*\cos(\beta) - \sin(\delta)*\cos(\phi)*\sin(\beta)*\cos(\gamma) + \cos(\delta)*\cos(\phi)*\cos(\beta)*\cos(\omega) + \cos(\delta)*\sin(\phi)*\sin(\beta)*\cos(\gamma)*\cos(\omega) + \cos(\delta)*\sin(\beta)*\sin(\gamma)*\sin(\omega)$$

$$\delta=23,45*\sin(360*((284+N)/365)) \quad \text{"Declinación"}$$

$$\omega=\{180-15*HS\}/(HS-12)*15 \quad \text{"Ángulo horario"}$$

"RADIACIÓN SOLAR GLOBAL (I) Y RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA POR LA PLACA (S)"

$$I=\text{irradiancia}(\theta; I_D; \theta_Z; I_{dif}; \beta)$$

$$S=\text{radiacionsolar}(\theta; \tau_{\alpha dif}; I_D; \theta_Z; \tau_{\alpha dif}; I_{dif}; \beta)$$

$$S=I*(\tau_{\alpha})$$

"COEFICIENTE GLOBAL DE PÉRDIDAS"

$$U_t=(1/U_{pg} + 1/U_{ga})^{-1} \quad \text{"Coeficiente de pérdidas superior"}$$

$$U_{pg}=h_{c_{pg}} + h_{r_{pg}} \quad \text{"Coeficiente de pérdidas desde la placa al vidrio"}$$

$$U_{ga}=h_{c_{ga}} + h_{r_{ga}} \quad \text{"Coeficiente de pérdidas desde el vidrio al ambiente"}$$

$$U_b=k_{ais}/\delta_{ais} \quad \text{"Coeficiente de pérdidas inferior"}$$

$$U_L=U_t + U_b \quad \text{"Coeficiente global de pérdidas"}$$

"COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR"

"Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la cubierta y el ambiente"

$$\text{Call } fc_{plate_tilted}('air'; T_g; T_{mga}; 101,325; LEN; WID; \beta; h_{c_{ga}}; Nusselt_{ga}; Ra_{ga})$$

$T_{mga}=(T_g+T_a)/2$ "Temperatura media entre la cubierta y el ambiente"

"Coeficiente de transferencia de calor por convección entre tubo y fluido"

Call pipeflow('water'; T_fm; 101,325; m_tub; D_int; L_tub; 0:h_f; h_H; DELTAP; Nusselt_f; frictionfactor; Re_f)

$T_{fm}=(T_{fe}+T_{fs})/2$ "Temperatura media del fluido"

$m_{tub}=M/N_{tub}$ "Caudal que circula por cada tubo"

"Coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y el vidrio"

Call fc_tilted_rect_enclosure('air'; T_p; T_g; 101,325; LEN; delta_aire; beta : h_c_pg; Nusselt_pg; Ra_pg)

"Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la placa y el vidrio"

$h_{r_pg}=(\sigma*((T_g+273) + (T_p+273))*((T_g+273)^2 + (T_p+273)^2))/(1/\epsilon_g + 1/\epsilon_p - 1)$

"Coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cubierta y el ambiente"

$h_{r_ga}=\epsilon_g*\sigma*((T_g+273) + (T_a+273))*((T_g+273)^2 + (T_a+273)^2)$

"ECUACIONES"

$Q_{u1}=M*C_{p_f}*(T_{fs} - T_{fe})$ "Balance en el fluido"

$C_{p_f}=\text{specheat}(\text{Water}, T=T_{fm}; P=101,325)$

$F=(\tanh((\sqrt{U_L/(k_p*\delta_p)})*(W-D))/2))/((\sqrt{U_L/(k_p*\delta_p)})*(W-D))/2)$ "Factor de eficiencia de la aleta"

$F_{prima}=1/(((W*U_L)/(pi*D_{int}*h_f)) + ((W*U_L)/C_B) + (W/(D+(W-D)*F)))$ "Factor de eficiencia del captador"

$F_R=((G*C_{p_f})/U_L)*(1 - \exp((-U_L*F_{prima})/(G*C_{p_f})))$ "Factor de evacuación del calor"

$T_{fs}=(T_{fe} - T_a - S/U_L)*\exp((-U_L*W*F_{prima}*L_{tub})/(m_{tub}*C_{p_f})) + T_a + S/U_L$
"Temperatura del fluido a la salida"

$G=M/A_c$ "Caudal específico"

$T_p=T_{fe} + (Q_{u1}/A_c)/(F_R*U_L)*(1-F_R)$ "Temperatura media de la placa"

$T_g=T_p - (U_t*(T_p-T_a))/(U_{pg})$ "Temperatura de la cubierta de vidrio"

$Q_u=\text{energiautil}(Q_{u1})$

$\eta=\text{rend}(Q_{u1}; I; A_c)$ "Rendimiento del captador"

$FRT_{\alpha}=F_R*\alpha$

$FRUL=F_R*U_L$

A.2. Modelo 2 nodos

... IGUAL QUE MODELO EN RÉGIMEN PERMANENTE

"ECUACIONES"

$$mC_e = m_p C_{p_p} + m_{tub} C_{p_{tub}} + m_f C_{p_{f_{cte}}} + 0,5 m_{ais} C_{p_{ais}} + 0,5 m_{pm} C_{p_p} + m(U_L/U_{ga}) m_g C_{p_g}$$

$$T_p = T_a + S/U_L - (S/U_L - (T_{p_{inic}} - T_a)) \exp((-A_c U_L \text{Time})/mC_e)$$

$$U_{ga}(T_g - T_a) = U_L(T_p - T_a)$$

$$T_{p_{inic}} = 20$$

A.3. Modelo 7 nodos

... IGUAL QUE MODELO EN RÉGIMEN PERMANENTE

"ECUACIONES"

{"Valores iniciales calentamiento"

$$T_{g_{inic}} = 24$$

$$T_{p_{inic}} = 28,5$$

$$T_{tub_{inic}} = 29,4$$

$$T_{fm_{inic}} = 29,8$$

$$T_{ais_{inic}} = 28$$

$$T_{pm_{inic}} = 27,5$$

$$T_{ml_{inic}} = 27,5\}$$

"Valores iniciales enfriamiento"

$$T_{g_{inic}} = 33,8$$

$$T_{p_{inic}} = 35$$

$$T_{tub_{inic}} = 32$$

$$T_{fm_{inic}} = 31$$

$$T_{ais_{inic}} = 42$$

$$T_{pm_{inic}} = 42$$

$$T_{ml_{inic}} = 42$$

"Ecuaciones de balance de energía"

$$m_g C_p \frac{dT_g}{dt} = Q_g + Q_{pg} - Q_{gml} - Q_{ga} \quad \text{"Balance en la cubierta de vidrio"}$$

$$T_g = T_{g_inic} + \int (dT_g/dt; \text{Time})$$

$$Q_g = ((1 - \tau_{aD}) I_D + (1 - \tau_{adif}) I_{dif}) A_c \quad \text{"Radiación solar absorbida por la cubierta"}$$

$$Q_{pg} = h_{c_pg} A_c (T_p - T_g) + h_{r_pg} A_c (T_p - T_g) \quad \text{"Calor transferido entre la placa y la cubierta"}$$

$$Q_{gml} = (A_{gml} (T_g - T_{ml})) / ((\delta_g/k_g) + (\delta_{ml}/k_{ml})) \quad \text{"Calor transferido por conducción entre la cubierta y el marco lateral"}$$

$$A_{gml} = (2 * (LEN - 2 * \delta_{ml}) + 2 * (WID - 2 * \delta_{ml})) * \delta_g$$

$$Q_{ga} = h_{c_ga} A_c (T_g - T_a) + h_{r_ga} A_c (T_g - T_a) \quad \text{"Calor transferido entre la cubierta y el ambiente"}$$

$$m_p C_p \frac{dT_p}{dt} = Q_p - Q_{pg} - Q_{ptub} - Q_{pais} - Q_{pml} \quad \text{"Balance en la placa"}$$

$$T_p = T_{p_inic} + \int (dT_p/dt; \text{Time})$$

$$Q_p = S A_c \quad \text{"Radiación absorbida por la placa"}$$

$$Q_{ptub} = C_B (T_p - T_{tub}) L_{tub} \quad \text{"Calor transferido por conducción entre la placa y los tubos"}$$

$$Q_{pais} = (A_{pais} (T_p - T_{ais})) / ((\delta_p/k_p) + (\delta_{ais}/k_{ais})) \quad \text{"Calor transferido por conducción entre la placa y el aislante"}$$

$$A_{pais} = LEN * (WID - N_{tub} * D)$$

$$Q_{pml} = (A_{pml} (T_p - T_{ml})) / ((\delta_p/k_p) + (\delta_{ml}/k_{ml})) \quad \text{"Calor transferido por conducción entre la placa y el marco lateral"}$$

$$A_{pml} = (2 * (LEN - 2 * \delta_{ml}) + 2 * (WID - 2 * \delta_{ml})) * \delta_p$$

$$m_{tub} C_p \frac{dT_{tub}}{dt} = Q_{ptub} - Q_{tubf} - Q_{tubais} \quad \text{"Balance en la tubería"}$$

$$T_{tub} = T_{tub_inic} + \int (dT_{tub}/dt; \text{Time})$$

$$Q_{tubf} = h_f A_i (T_{tub} - T_{fm}) \quad \text{"Calor transferido por convección entre los tubos y el fluido"}$$

$$A_i = N_{tub} * \pi * D * L_{tub}$$

$$Q_{tubais} = (A_{tubais} (T_{tub} - T_{ais})) / ((\delta_{tub}/k_{tub}) + (\delta_{ais}/k_{ais})) \quad \text{"Calor transferido por conducción entre los tubos y el aislamiento"}$$

$$A_{tubais} = N_{tub} * \pi * D * L_{tub}$$

$$m_f C_p \frac{dT_{fm}}{dt} = Q_{tubf} - Q_f \quad \text{"Balance en el fluido"}$$

$$T_{fm} = T_{fm_inic} + \int (dT_{fm}/dt; \text{Time})$$

$$Q_f = M C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad \text{"Calor absorbido por el fluido"}$$

$m_{\text{ais}} \cdot C_{\text{p_ais}} \cdot dT_{\text{ais}}/dt = Q_{\text{pais}} + Q_{\text{tubais}} - Q_{\text{aispm}} - Q_{\text{aisml}}$ "Balance en el aislamiento posterior"

$T_{\text{ais}} = T_{\text{ais_inic}} + \text{integral}(dT_{\text{ais}}/dt; \text{Time})$

$Q_{\text{aispm}} = (A_{\text{aispm}} \cdot (T_{\text{ais}} - T_{\text{pm}})) / ((\Delta_{\text{ais}}/k_{\text{ais}}) + (\Delta_{\text{pm}}/k_{\text{pm}}))$ "Calor transferido por conducción entre la placa metálica trasera y el aislamiento"

$A_{\text{aispm}} = A_{\text{c}}$

$Q_{\text{aisml}} = (A_{\text{aisml}} \cdot (T_{\text{ais}} - T_{\text{ml}})) / ((\Delta_{\text{ais}}/k_{\text{ais}}) + (\Delta_{\text{ml}}/k_{\text{ml}}))$ "Calor transferido por conducción entre el marco lateral y el aislamiento"

$A_{\text{aisml}} = (2 \cdot (\text{LEN} - 2 \cdot \Delta_{\text{ml}}) + 2 \cdot (\text{WID} - 2 \cdot \Delta_{\text{ml}})) \cdot \Delta_{\text{ais}}$

$m_{\text{pm}} \cdot C_{\text{p_pm}} \cdot dT_{\text{pm}}/dt = Q_{\text{aispm}} - Q_{\text{pma}} - Q_{\text{pmml}}$ "Balance en la placa metálica posterior"

$T_{\text{pm}} = T_{\text{pm_inic}} + \text{integral}(dT_{\text{pm}}/dt; \text{Time})$

$Q_{\text{pma}} = 0$

$Q_{\text{pmml}} = (A_{\text{pmml}} \cdot (T_{\text{pm}} - T_{\text{ml}})) / ((\Delta_{\text{pm}}/k_{\text{pm}}) + (\Delta_{\text{ml}}/k_{\text{ml}}))$ "Calor transferido por conducción entre el marco lateral y la placa metálica trasera"

$A_{\text{pmml}} = (2 \cdot (\text{LEN} - 2 \cdot \Delta_{\text{ml}}) + 2 \cdot (\text{WID} - 2 \cdot \Delta_{\text{ml}})) \cdot \Delta_{\text{pm}}$

$m_{\text{ml}} \cdot C_{\text{p_ml}} \cdot dT_{\text{ml}}/dt = Q_{\text{aisml}} + Q_{\text{pmml}} - Q_{\text{mla}} + Q_{\text{pml}} + Q_{\text{gml}}$ "Balance en el marco lateral"

$T_{\text{ml}} = T_{\text{ml_inic}} + \text{integral}(dT_{\text{ml}}/dt; \text{Time})$

$Q_{\text{mla}} = 0$