



UNIVERSIDAD DE
MURCIA

D. Mariano Alarcón García, Profesor Titular de Universidad del Área de máquinas y motores térmicos en el Departamento de Electromagnetismo y Electrónica, AUTORIZA:

La presentación de la Tesis Doctoral titulada "Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica", realizada por D. Manuel Seco Nicolás, bajo mi inmediata dirección y supervisión, y que presenta para la obtención del grado de Doctor por la Universidad de Murcia.

En Murcia, a 6 de septiembre de 2017

Fdo.: MARIANO ALARCÓN G.



Universidad
Politécnica
de Cartagena

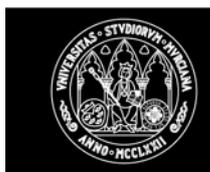
D. Juan Pedro Luna Abad, Profesor Colaborador de la Universidad Politécnica de Cartagena del Área de máquinas y motores térmicos en el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, AUTORIZA:

La presentación de la Tesis Doctoral titulada “Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica”, realizada por D. Manuel Seco Nicolás, bajo mi inmediata dirección y supervisión, y que presenta para la obtención del grado de Doctor por la Universidad de Murcia.

En Cartagena, a 7 de septiembre de 2017

JUAN
PEDRO|
LUNA|
ABAD

Firmado digitalmente por
JUAN PEDRO|LUNA|ABAD
Nombre de reconocimiento
(DN): cn=JUAN PEDRO|
LUNA|ABAD,
serialNumber=34807440E,
givenName=JUAN PEDRO,
sn=LUNA ABAD,
ou=Ciudadanos, o=ACCV,
c=ES
Fecha: 2017.09.07 13:43:17
+02'00'



UNIVERSIDAD DE
MURCIA

D^a. M^a Dolores Santana Lario, Catedrática de Universidad del
Área de Química Inorgánica y
Presidente Comisión Académica programa doctorado * en
Química Básica y Aplicada, INFORMA:

Que una vez evaluado, de conformidad con el procedimiento establecido en el artículo 21 del Reglamento de doctorado de la Universidad de Murcia, el expediente completo de la tesis doctoral titulada "Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica", realizada por D. Manuel Seco Nicolás, bajo la inmediata dirección y supervisión de D. Mariano Alarcón García y D. Juan Pedro Luna Abad, esta Comisión Académica, en sesión celebrada en fecha 18 de septiembre de 2017, ha dado su autorización con fecha 21 de septiembre de 2017 para su presentación ante la Comisión General de Doctorado.

Murcia, a 21 de septiembre de 2017

(firmado digitalmente)

Doctorando: D. Manuel Seco Nicolás

**Informe del Departamento para alumnos del RD 778/1998.*

**Informe de La Comisión Académica del Programa para alumnos del RD 56/2005 y RD 1393/2007.*





D^a. Dolores Santana Lario, Catedrática de Universidad del Área de Química Inorgánica y * **Presidenta de la Comisión Académica del Programa de Doctorado en Química Básica y Aplicada,**

INFORMA:

Que vista la solicitud de autorización de presentación de Tesis Doctoral de D. Manuel Seco Nicolás, titulada "Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica", realizada bajo la inmediata dirección y supervisión de D. Mariano Alarcón García y D. Juan Pedro Luna Abad, y evaluado el expediente completo, la Comisión Académica del Programa de Doctorado, en sesión celebrada el día 18 de septiembre de 2017, y de conformidad con lo establecido en el artículo 21 del "Reglamento por el que se regulan las enseñanzas oficiales de doctorado de la Universidad Murcia", resolvió el **21 de septiembre de 2017** la autorización de presentación de la tesis doctoral.

Asimismo, le envía el informe de la Comisión de Rama de Conocimiento de Ingeniería Y Arquitectura sobre la propuesta de expertos que pueden formar parte del tribunal que ha de juzgarla, junto con los preceptivos informes de idoneidad.

Murcia, a 21 de septiembre de 2017

(firmado digitalmente)

Fdo.: M^a Dolores Santana Lario

COMISIÓN GENERAL DE DOCTORADO. UNIVERSIDAD DE MURCIA

* Informe del Departamento para alumnos del RD 778/1998.

* Informe de La Comisión Académica del Programa para alumnos del RD 56/2005 y RD 1393/2007.





UNIVERSIDAD DE MURCIA

ESCUELA INTERNACIONAL DE DOCTORADO

Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica

D. Manuel Seco Nicolás

Directores

D. Mariano Alarcón García

D. Juan Pedro Luna Abad

2017

A mi madre

Al terminar esta etapa de investigación personal que ha dado como fruto la presente Tesis Doctoral, son muchos los nombres que deberían figurar aquí, por las facilidades proporcionadas, por los consejos y referencias, por la ayuda material, por el apoyo moral y por el ánimo en los momentos difíciles.

Una relación detallada de nombres siempre dejaría olvidado alguno, pero es obligado dejar constancia del de algunas personas que han hecho especialmente posibles estas páginas.

A D. Mariano Alarcón García, director de esta Tesis Doctoral, por haberme dado la oportunidad de profundizar en la investigación del campo de la Transmisión del Calor y la Energía Solar, por su disponibilidad, apoyo, paciencia y comprensión en todas las fases del proceso, y por su inquebrantable fe en el buen resultado final mostrada desde el principio.

A D. Juan Pedro Luna Abad, codirector de esta Tesis Doctoral, por haberme brindado sus conocimientos y experiencia en los campos de Mecánica de Fluidos e Ingeniería Térmica, fundamentales en el desarrollo de esta investigación.

A D. Francisco Alhama López, por el tiempo dedicado y su buena disposición, así como sus aportaciones clave en la aplicación del Análisis Dimensional Discriminado del Capítulo 2 de esta Tesis Doctoral.

A D. Joaquín Zueco Jordán, por haberme brindado generosamente su tiempo y algunas de sus conclusiones fundamentales para la elaboración de la primera parte de esta investigación.

A todos ellos y a cuantos me alentaron a seguir y terminar esta tesis, vaya con mi agradecimiento la esperanza de que encuentren en esta investigación alguna aportación de interés o el sentimiento de que ha merecido la pena haber realizado el esfuerzo.

Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica

Índice

Resumen	5
Abstract	6
Nomenclatura	7
Introducción	11
Objetivos y desarrollo	11
Metodología	13
Perspectivas	14
Referencias	15
Capítulo 1. Marco teórico-experimental	17
1.1. Ecuaciones generales de conservación	17
1.1.1. Ecuación de continuidad o conservación de la masa	18
1.1.2. Ecuación de la conservación de la energía	18
1.1.3. Ecuación de la conservación del movimiento	18
1.1.4. Condiciones de contorno	19
1.2. El Análisis Dimensional Discriminado (ADD).....	19
1.3. Método de simulación por redes (MESIR).....	20
1.3.1. Balance de ecuaciones. Leyes de Corriente y Voltaje de Kirchhoff.....	21
1.3.2. Elementos eléctricos de la celda elemental	23
1.3.3. Modelos de red para sistemas de ecuaciones diferenciales parciales. Ecuación de difusión	24
1.3.4. Aplicación del MESIR a problemas de Transmisión de Calor.....	26
1.4. El Problema de Leo Graetz	27
1.4.1. El problema original	27
1.4.2. Estado del arte	29
1.5. Experimentación en energía solar térmica	40
1.5.1. Fundamentos básicos	40
1.5.2. Estado del arte	43
1.5.3. Los dos captadores solares objeto de experimentación. Características ..	47
Referencias	49

Capítulo 2. Adimensionalización y longitud característica de conductos sometidos a cambio térmico por los que circula un flujo laminar	55
2.1. Fuentes	56
2.2. Nuevo enfoque del problema conjugado-extendido de Graetz	57
2.3. Modelo físico-matemático	59
2.4. Análisis dimensional discriminado del comportamiento térmico de un fluido circulante por el interior de un conducto	61
2.5. Modelo de simulación numérica y verificación	65
2.5.1. Modelo numérico	65
2.5.2. Verificación de monomios y curva universal π_1 vs. π_2	68
2.6. Aplicación a captador solar plano de baja temperatura	69
2.6.1. Longitud característica	69
2.6.2. Curva universal de temperaturas	72
2.6.3. Curva universal de calor	74
2.6.4. Diseño con curvas universales	76
2.7. Conclusiones	76
Referencias	77
Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas.	83
3.1. Fuentes	84
3.2. Ampliación a tres dimensiones	85
3.3. Enunciado del problema físico y matemático	89
3.4. Planteamiento del modelo tridimensional de simulación numérica	93
3.5. Resultados y discusión	98
3.5.1. Solución para perfil parabólico de velocidades del fluido caloportador	98
3.5.2. Solución para perfil no-parabólico o irregular de velocidades del fluido caloportador	104
3.6. Conclusiones	106
Referencias	107

Capítulo 4. Experimentación en dos captadores de energía solar térmica.....	111
4.1. Ensayos y aportaciones anteriores.....	112
4.2. Descripción de la instalación experimental estudiada	114
4.2.1. Localización geográfica.....	114
4.2.2. Captadores solares	116
4.2.3. Instrumentación.....	118
4.2.3.1. Medida de radiación solar	119
4.2.3.2. Medida de caudal	121
4.2.3.3. Medida de temperaturas.....	121
4.2.3.3.1. Sondeas de termometría	121
4.2.3.3.2. Distribución de termopares	122
4.2.3.4. Sensores de velocidad de viento, humedad y temperatura ambiente.....	126
4.2.3.5. Marco soporte y aislamiento.....	126
4.3. Proceso de toma de datos	127
4.4. Tratamiento de datos	127
4.5. Análisis térmico estacionario y transitorio. Formulación	128
4.5.1. Análisis térmico estacionario. Rendimiento estático	129
4.5.2. Análisis térmico transitorio. Rendimiento cuasi-dinámico e inercia térmica...	130
4.6. Resultados experimentales	130
4.6.1. Campo de temperaturas y caracterización térmica del fluido caloportador ...	130
4.6.2. Campo de temperaturas de la placa absorbedora	135
4.6.3. Caracterización térmica de cámara de aire interior.	138
4.6.3.1. Procedimiento de obtención de la Temperatura media ponderada, T_{mp} .	140
4.6.4. Rendimiento térmico. Comparación de captadores 1 y 2.	144
4.6.5. Rendimiento térmico η frente a la temperatura reducida T_m^*	149
4.6.6. Estudio dinámico del captador solar. Inercia térmica de los componentes ...	150
4.6.7. Coeficiente global de pérdidas, U_L . Previsión de temperaturas del fluido a la salida del captador.	156
4.7. Comparación entre datos experimentales y modelo aleta-tubo 3D con condición de contorno de temperatura constante.....	160
4.8. Conclusiones	163
Referencias	165

Capítulo 5. Futuras investigaciones. Modelo de simulación numérica de fluido caloportador con condiciones de contorno de calor	169
5.1. Modelo físico matemático	170
5.2. Simulación numérica	173
5.3. Resultados, discusión, y validación experimental	174
5.4. Comparación de experimentación con modelos presentados	175
5.5. Conclusiones y perspectivas	177
Referencias	178
 Conclusiones generales	 181
 Referencias	 184
 Bibliografía	 193
 Anexos	 203

Resumen

Esta tesis doctoral se ha estructurado en cinco capítulos estrechamente relacionados, cada uno basado en parte de las conclusiones y resultados del anterior. El objetivo general ha sido el de simular los perfiles de temperaturas en el interior del fluido que circula a través de los tubos de un captador solar plano de baja temperatura. El primer capítulo plantea las bases teóricas y experimentales en que se sustenta toda esta investigación. El segundo capítulo amplía esta base teórica aplicando el Análisis Dimensional Discriminado al estudio de tuberías en las condiciones del Problema de Graetz, y actúa como nexo de unión entre los fundamentos y la investigación concreta de los captadores solares. Se propone una nueva variable de diseño de conductos de fluido caloportador a la que se ha llamado longitud característica, a partir de la cual se han obtenido los perfiles de las curvas universales de temperatura y calor del fluido circulante. Basándose en ese modelo y metodología, el Problema de Graetz se ha ampliado a las tres dimensiones para romper la simetría del problema y acercarlo un poco más al fenómeno térmico real mediante variaciones en el perfil de velocidad y en las condiciones de contorno. Simultáneamente a los anteriores, el cuarto capítulo describe todo el proceso de toma de medidas experimentales útiles para la comunidad científica así como el tratamiento de datos llevado a cabo siguiendo las indicaciones de la norma EN-12975:2006. En el mencionado capítulo se comparan los datos recogidos en los puntos indicados por la norma con demás datos obtenidos en esta investigación, los cuales han sido tomados en más de 80 puntos. En las conclusiones se proponen mejoras a dicha norma relacionadas con el modo de obtener la temperatura media del absorbedor y cómo determinar mejor el efecto de la inercia térmica de cada elemento del captador. Además los datos experimentales se utilizan para comparar y validar los resultados de los modelos de simulación numérica elaborados en esta investigación. Finalmente, en el último capítulo se presentan las bases de un modelo de simulación 3D que contempla todas las consideraciones y conclusiones de los capítulos anteriores a falta de perfeccionar los resultados mejorando las condiciones de contorno del modelo de simulación, que se deja para futuras investigaciones.

Abstract

The present doctoral thesis has been structured into five closely related chapters, each based in part on the conclusions and results of the previous one. The general objective has been to simulate the temperature profiles inside the fluid circulating through tubes of a low temperature flat solar flat-plate collector. The first chapter sets out the theoretical and experimental bases on which this research is based. The second chapter expands this theoretical basis by applying the Discriminated Dimensional Analysis to the study of pipes in the conditions of the Graetz Problem, and acts as a link between the fundamentals and the specific investigation of the solar flat-plate collectors, on which a new variable of design which has been called characteristic length and from which the circulating fluid profiles of the universal curves of temperature and heat have been obtained. Based on this model and methodology, the Graetz Problem has been extended to the three dimensions in order to break the symmetry of the problem and bring it closer to the real thermal phenomenon by means of variations in the speed profile and in the boundary conditions. Simultaneously with the previous ones, the fourth chapter describes the whole process of taking experimental measures useful for the scientific community as well as the processing of data carried out following the indications of standard EN-12975: 2006. In the mentioned chapter, the measures taken in the points indicated by the norm are compared with the measures of this investigation, taken in many more points. The conclusions suggest improvements to this standard related to the way to obtain the average temperature of the absorber and how to consider the thermal inertia of each element of the collector. In addition the experimental data are used to compare and validate the results of the simulation models. Finally, the last chapter presents the bases of a 3D simulation model that contemplates all the considerations and conclusions of the previous chapters in the absence of perfecting the results, improving the contour conditions of the simulation model, which is left for future research.

Nomenclatura

h_s	altura solar	radianes
a	anchura del absorbedor	m
A	área	m ²
Q	calor	W
c_p	calor específico	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
$c_{p,i}$	calor específico de un elemento i	J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
Q	calor	W·m ⁻²
\dot{m}_f	caudal	m ³ /s
h	coeficiente de convección	W·m ⁻² ·K ⁻¹
c_4	coeficiente experimental radiación	
c_6	coeficiente experimental viento	
p_i	coeficiente ponderación inercia de un elemento i	
k	conductividad térmica	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
g	constante de gravitación universal	
G_{SC}	constante de irradiancia solar extraterrestre	W·m ⁻²
z	coordenada axial	m
x	coordenada horizontal	m
r	coordenada radial	m
y	coordenada vertical	m
\dot{r}	coordenadas espaciales en general	m
J	densidad del flujo de corriente	
n	día del calendario juliano	día
D	diámetro	m
S	energía obtenida por captador a través del cristal	W·m ⁻²
e_p	espesor de tubo	m
e	espesor del absorbedor	m
$F_j(J)$	fuerza de flujo	
$F_x(X)$	fuerza de fuerza	
X	fuerza de corriente	
q^*	generación interna de calor	
Δ	incremento diferencial	
E_L	irradiancia de onda larga	W·m ⁻²
I	irradiancia solar medida	W·m ⁻²
G	irradiancia solar global	W·m ⁻²
$G_{o\beta}$	Irradiancia solar sobre plano inclinado	W·m ⁻²
G_o	irradiancia solar sobre superficie terrestre	W·m ⁻²
G_{on}	Irradiancia solar total que llega al planeta	W·m ⁻²
l^*	longitud característica	m
L	longitud del tubo/absorbedor	m
m_i	masa de un elemento i	kg
K	modificador del ángulo de incidencia solar	
j	nodo en una dirección perpendicular a i	
i	nodo en una dirección perpendicular a j	
Bi	número de Biot	
Br	número de Brinkman	
Nu	número de Nusselt	
Pe	número de Péclet	

Pr	número de Prandtl	
Ra	número de Rayleigh	
Re	número de Reynolds	
b_0	parámetro del cristal para K_{dir}	
V	potencial eléctrico	V
$H_{o\beta}$	radiación solar	W
R	radio interior del tubo	m
R_e	resistencia eléctrica	Ω
R_t	resistencia térmica	
T	temperatura	$^{\circ}\text{C}$
T^*	temperatura reducida	
∇j	transferencia local de producción	
t	variable temporal	s
u	velocidad del flujo	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$

Subíndices

abs	absorbedor
cum	acumulado
alb	albedo/reflejado
z	asociado a coordenada de profundidad
x	asociado a coordenada horizontal
y	asociado a coordenada vertical
$útil$	asociado a energía útil
$cub\ post$	asociado a la cubierta posterior
p	asociado a pérdidas de energía
j	asociado a un nodo en dirección perpendicular a i
i	asociado a un nodo en dirección perpendicular a j
$aisl$	asociado al aislamiento
z	asociado al eje
1	asociado al estado final
0	asociado al estado inicial o de origen
f	asociado al fluido
r	asociado al radio
s	asociado al sólido
t	asociado al tubo de un captador solar
$c-r$	convección-radiación
cr	cristal
qd	cuasi-dinámico
dif	difusa
dir	directa
ext	exterior
p	interfase solido-liquido
m	magnitud promedio
mp	media ponderada
mfs	media del absorbedor en Secciones 1 y 4
air	relacionado con el aire de la cámara interior
$\Delta r/2$	semidistancia diferencial en dirección r
$\Delta z/2$	semidistancia diferencial en dirección z

Letras griegas

$\alpha_{IR\text{ cristal}}$	absorbancia cristal	
θ	ángulo de incidencia de rayos solares	radianes
β	ángulo de inclinación del captador	radianes
	coeficiente de expansión térmica del agua	$^{\circ}\text{C}^{-1}$
ω	ángulo horario	radianes
ψ	azimut	radianes
χ	capacidad eléctrica	
σ	constante de Stephan-Boltzman	
α_2	coeficiente de dependencia de temperatura	
α_1	coeficiente de transmisión del calor	
ξ	coordenada angular	
δ	declinación solar	radianes
ρ	densidad	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
\emptyset	diámetro	m
∂	diferencia finita	
α	difusividad térmica del aire	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
$\varepsilon_{IR\text{ absorbedor}}$	emitancia del absorbedor	
η_0	factor eficiencia captador	
Υ	flujo local de producción	
ϕ	latitud del captador	radianes
π	monomio o grupo adimensional	
η	rendimiento	
φ	variable potencial del circuito	
μ	viscosidad	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
ν	viscosidad del aire	$\text{Pa}\cdot\text{s}$

Introducción

Ante el gran aumento de la dependencia energética de las energías de origen fósil que están teniendo los países más industrializados, así como su huella de carbono que, en última instancia, está provocando un calentamiento global gradual, se ha querido contribuir a minimizar estos efectos mediante la profundización en el estudio de los procesos térmicos locales de los captadores solares planos térmicos con el objetivo general de comprender mejor dichos procesos y, con ello, mejorar un poco más si cabe esta tecnología de energía renovable.

En los países meridionales en general, y en España en particular, la dependencia energética es grande dado que existen muy pocos yacimientos de combustibles fósiles. La motivación fundamental de este trabajo de investigación es la convicción en la necesidad de avanzar en la obtención de recursos naturales de origen renovable como es la energía solar. Se ha elegido ésta por ser la fuente de energía inagotable más abundante y, en muchas ocasiones, la menos aprovechada. La instalación solar experimental estudiada está situada en la Región de Murcia.

El proyecto de investigación se ha realizado a lo largo de tres años, entre los años 2014 y 2017, en los que se han simultaneado trabajos de búsqueda en literatura científica y publicaciones especializadas; así como de construcción de la instalación experimental formada por dos captadores solares planos de baja temperatura; su instrumentación y calibración; elaboración de modelos de simulación 2D y 3D; y la redacción de algunos artículos de investigación para revistas especializadas y congresos de ingeniería energética en los que se han expuesto algunos de los resultados a medida que se han ido obteniendo.

Objetivos y desarrollo

El objetivo general de esta tesis es el de profundizar en el conocimiento de los efectos termohidráulicos que intervienen en un captador solar plano de baja temperatura, con el objeto último de elaborar un modelo de simulación numérica que aproxime resultados a los obtenidos en condiciones reales de forma experimental.

Este objetivo general se ha subdividido en cinco objetivos principales cuya consecución ha dado lugar a los cinco capítulos que componen este trabajo de investigación.

El primer objetivo consiste en (i) abordar y resumir los fundamentos de Ingeniería Térmica y de Mecánica de Fluidos que intervienen en este trabajo, y estructurar los trabajos previos de investigación disponibles en la bibliografía. Así (i.i) se introducen algunos conceptos y ecuaciones generales de la teoría clásica, a los que se incorpora la descripción de metodologías actuales como (i.ii) el Análisis Dimensional Discriminado y (i.iii) el Método de simulación por redes [1], para finalmente concretarse en (i.iv) la resolución del Problema de Graetz [2], con sus sucesivas ampliaciones, en (i.v) la exposición de los fundamentos de los captadores de una estación solar de baja

temperatura y en (i.vi) la experimentación llevada a cabo para comparar los resultados simulados con los reales.

El segundo objetivo es el de (ii) aplicar la nueva metodología de análisis en la resolución de problemas más concretos de flujo laminar circulante por el interior de conductos circulares. Para lograrlo, este objetivo se puede subdividir en (ii.i) la utilización del análisis dimensional discriminado en el estudio del comportamiento térmico de fluidos en conductos, en contraposición al análisis dimensional clásico, para construir un conjunto de parámetros adimensionales que describan mejor el problema. Con ellos se logra (ii.ii) determinar la longitud característica del proceso y describir su uso para el diseño de conductos, y (ii.iii) la solución universal del problema, en forma de ábaco de curvas de calor y temperatura para diferentes espesores de tubo en función de los nuevos parámetros adimensionales.

El tercer objetivo que se persigue es (iii) obtener soluciones más precisas al problema conjugado-extendido de Graetz a través de (iii.i) la ampliación de su formulación a tres dimensiones. Para lograr una aplicación directa en algunos casos concretos de la ingeniería (iii.ii) se combinan en el mismo modelo de simulación condiciones de contorno de geometría cilíndrica y cartesiana. La aplicación (iii.iii) del modelo se realiza sobre conjuntos tubo-aleta similares a los reales utilizando un perfil parabólico y (iii.iv) un perfil no-parabólico o irregular de velocidades. Sobre este modelo se imponen unas (iii.v) condiciones de contorno de temperatura.

El cuarto objetivo es el de (iv) completar un estudio experimental del comportamiento térmico del captador solar térmico plano en condiciones reales de operación. Estos resultados son de gran interés para la comunidad científica, y en su obtención se han seguido las indicaciones de la norma EN-12975:2006. Para ello (iv.i) se construye una instalación experimental instrumentada y calibrada con dos captadores solares distintos con cuyos datos experimentales (iv.ii) se obtiene un mapa térmico de superficie absorbedora a diferente irradiancia solar, (iv.iii) se caracteriza térmicamente el aire interior de la cámara de un captador solar, (iv.iv) se obtiene y compara el rendimiento térmico de ambos captadores y (iv.v) se obtiene la temperatura reducida ponderada según los datos experimentales para caracterizar el estudio del captador solar plano de baja temperatura. Posteriormente (iv.vi) se analiza el comportamiento estacionario y transitorio de un captador a través del estudio experimental de inercia térmica en conjunto y de cada componente por separado, y su influencia en el rendimiento global del conjunto. Los resultados de las simulaciones del modelo elaborado en los capítulos anteriores (iv.vii) se comparan con los datos experimentales obtenidos.

Finalmente (v) se proponen futuros trabajos de investigación que incluirán (v.i) condiciones de contorno de calor para simular condiciones reales de operación, de re-radiación no estudiados en esta investigación que se incorporarán al nuevo modelo de simulación 3D, entre otros.

Metodología

Se han combinado diferentes metodologías a lo largo de esta investigación, y han consistido en:

Una revisión bibliográfica de los fundamentos y el estado del arte desde los que se ha partido en cada capítulo. Se han combinado diferentes fuentes documentales como libros, manuales, normativa y artículos digitales de revistas de alto impacto disponibles principalmente en las bases de datos Web of Science y Scopus. Pueden consultarse las fuentes bibliográficas sobre las que se fundamenta cada capítulo al final de los mismos.

En el *Capítulo 2* se ha llevado a cabo un estudio analítico del problema conjugado-extendido de Graetz siguiendo la metodología del Análisis Dimensional Discriminado. Con él se han obtenido los grupos adimensionales, o monomios, del sistema de ecuaciones diferenciales de gobierno y condiciones de contorno. Los mencionados monomios controlan la solución del problema y se han utilizado para representar gráficamente la solución universal del problema.

Se ha llevado a cabo un análisis numérico, tanto en el *Capítulo 2* como en el *Capítulo 3*, en el planteamiento de las sucesivas ampliaciones del problema complejo de transmisión del calor en flujo laminar circulante por el interior de conductos. En este sentido se han descrito las ecuaciones generales completas de gobierno de la solución, en su forma diferencial, sobre las que se han aplicado las consideraciones y simplificaciones hasta obtener las ecuaciones diferenciales que se van a resolver. Dichas ecuaciones combinan la Ingeniería Térmica y la Mecánica de Fluidos, en geometrías tridimensionales que adoptan simultáneamente coordenadas cilíndricas y cartesianas, sometidos a condiciones de contorno cada vez más similares a las reales. Posteriormente se plantean las condiciones de contorno de aplicación en cada caso, comenzando por las originales impuestas por Graetz [2], siguiendo por las bidimensionales de Zueco [1], ampliando a bidimensionales utilizando el ADD, condiciones de contorno de temperatura del problema tridimensional y finalmente las condiciones de contorno de calor del problema bidimensional. En cada caso se discretizan los elementos en un número adecuado de celdas elementales sobre las que se aplica el método de simulación por redes para asemejar el problema térmico a un circuito eléctrico siguiendo la analogía termo-eléctrica [3]. Dicho circuito se resuelve con el solver de cálculo de circuitos PSpice [4] y posteriormente los resultados eléctricos obtenidos se traducen a magnitudes térmicas.

Paralelamente a los anteriores se ha llevado a cabo un análisis experimental sobre la instalación de captación solar térmica sometida a condiciones atmosféricas reales, en el que se siguen las indicaciones del procedimiento de calibración TH-003 [5] y la norma europea EN-12975:2006 [6] sobre toma de medidas y ensayos con el fin de obtener resultados de interés práctico.

Esto puede ser considerado una aportación, pues, aunque la aplicación propuesta ha sido para captadores solares planos de baja temperatura, dicha metodología puede

aplicarse a otros problemas de intercambiadores de calor, disipadores térmicos, y geotermia, entre otros.

Perspectivas

La presente tesis abre una serie de interesantes perspectivas, algunas en la línea de profundizar en determinados conceptos ya estudiados y otras nuevas. Pone de manifiesto que es pertinente realizar un estudio paramétrico completo y riguroso de la transmisión del calor en fluidos confinados en conductos.

Con este trabajo se contribuye a la apertura de nuevas investigaciones sobre modelos de simulación tridimensionales cuyas variables pueden ser dependientes con funciones complejas, con condiciones de contorno más realistas como la del calor, basados en el recientemente desarrollado Análisis Dimensional Discriminado [7, 8]. Dichos modelos pueden ser validados con rigurosos datos experimentales también aportados en esta investigación.

Los modelos desarrollados permiten alcanzar soluciones geométricas óptimas tomando como punto de partida una variable de diseño tan fundamental como es la longitud característica o longitud óptima de un conducto por el que circula un fluido caloportador. Su sentido físico se resume en que, si se diseña un conducto más largo de esta longitud característica se tendrán pérdidas económicas en material; si, por el contrario, el conducto es más corto se tendrán pérdidas en energía. Por lo tanto, seguir trabajando en esta línea de investigación podría lograr importantes ahorros económicos, energéticos y medioambientales para la sociedad en general.

En el futuro, el modelo numérico tridimensional resultante podría representar una útil herramienta para llevar a cabo previsiones más eficaces que las de los estándares experimentales casi-estacionarios actuales [6, 9, 10]. Dicho modelo puede ser utilizado en la optimización de los componentes [11] de la siguiente generación de captadores solares planos de baja temperatura, así como en la de otros muchos dispositivos en los que intervenga un fluido caloportador circulante por un conducto.

Además, al utilizar un modelo numérico capaz de reproducir con exactitud el comportamiento dinámico real de un captador solar plano de baja temperatura se reducirían drásticamente los costes económicos de construir, mantener y operar una instalación instrumentada completa como la utilizada para esta investigación.

Se puede abrir otra línea de trabajo mediante la aplicación de los resultados de esta investigación, acerca de simuladores y experimentación en captadores solares, a la innovación docente en ámbitos de Educación Secundaria y de docencia e investigación universitaria. En este sentido, algunas propuestas quedan expuestas en el Anexo 4 y los Anexos 6 a 11 de esta tesis doctoral.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [3] Peusner L. *Studies in network thermodynamics*. Elsevier 1986.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [5] Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2008.
- [6] *Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods*. Madrid: AENOR, 2006.
- [7] Madrid CN, Alhama F. Discrimination: A fundamental and necessary extension of classical dimensional analysis theory. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2006; 33(3):287-94.
- [8] Madrid CN, Alhama F. Discriminated dimensional analysis of the energy equation: Application to laminar forced convection along a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences* 2005; 44(4):333-41.
- [9] *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares* Madrid, 2006.
- [10] *Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors* Atlanta: ASHRAE, 2003.
- [11] Seco-Nicolás M. Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). First ed. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado Universidad de Murcia, 2015;6.

Capítulo 1. Marco teórico-experimental

El presente capítulo tiene la función de presentar un breve compendio de los fundamentos teóricos de la Física en que se ha basado cada uno de los posteriores capítulos en que se divide este documento.

En primer lugar se presentan, en el apartado *1.1 Ecuaciones generales de la conservación*, las ecuaciones de la Ingeniería Térmica y la Mecánica de Fluidos, en su forma más general, que gobiernan la solución del problema.

Es en el apartado *1.2. El Análisis Dimensional Discriminado* donde se introduce parte del contenido novedoso de esta investigación, puesto que se ha variado sensiblemente el modo en que se afronta la solución de las ecuaciones de gobierno, pasándose de un análisis dimensional al Análisis Dimensional Discriminado el cual tiene en cuenta no sólo el análisis de las magnitudes, sino también la dirección en que éstas se manifiestan teniendo en cuenta la física del fenómeno.

Con esta nueva metodología de planteamiento de las soluciones de las ecuaciones de gobierno se ha continuado el proceso de elaboración del modelo. En el apartado *1.3 Método de simulación por redes (MESIR)* basado en la analogía termo-eléctrica elaborada por Peusner en 1986 [3], se describe la herramienta empleada para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales que describe el comportamiento del sistema.

Una vez se han revisado todos los fundamentos y metodología empleados en la resolución de un problema general que aborda simultáneamente procesos térmicos y fluidomecánicos se describe el problema original a resolver en el apartado *1.4 El problema de Leo Graetz* con las sucesivas ampliaciones que se han realizado a lo largo de más de una centuria para aproximarlo cada vez más a una solución real.

Finalmente, igual que se ha encontrado que ocurre en la literatura científica, se describen brevemente los fundamentos de la energía solar de baja temperatura y métodos empleados en la validación experimental del modelo, en el apartado *1.5 Experimentación en la energía solar térmica*

1.1. Ecuaciones generales de conservación

Cualquier problema de mecánica de fluidos e ingeniería térmica puede resolverse a partir de las ecuaciones generales en su forma diferencial, que permiten determinar la densidad, la presión y las tres componentes de la velocidad en cada punto, en función de la posición x , y , z , y del tiempo t . Sin embargo, estas ecuaciones diferenciales contienen términos en derivadas parciales segundas que en general están fuertemente acopladas entre sí, por lo que tienen solución analítica únicamente en casos muy particulares, y los métodos de resolución en forma diferencial también pueden volverse extremadamente complejos.

1.1.1. Ecuación de continuidad o conservación de la masa

$$\nabla \cdot (\rho \cdot u) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (1.1)$$

Siendo u la velocidad del flujo en la dirección correspondiente, t la variable temporal, y ∇ el operador gradiente del vector del producto de la densidad, ρ , y la velocidad del flujo.

1.1.2. Ecuación de la conservación de la energía

La ecuación de conservación de la energía expresa que la variación de las energías interna y cinética de un sistema material se debe al trabajo de las fuerzas de superficie y de las fuerzas másicas y al calor comunicado por unidad de tiempo. En el caso de la transmisión del calor es la variación del flujo de calor, $\partial T / \partial x$, respecto del espacio, o la segunda derivada de la temperatura respecto de cada dirección espacial. También se le llama Ecuación General del Calor (1.2).

$$\rho \frac{du}{dt} + p(\nabla \cdot u) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi \quad (1.2)$$

Siendo T la temperatura de cada punto en cada instante, k la conductividad térmica del elemento estudiado en la dirección espacial correspondiente, ρ la densidad del elemento, u la velocidad, p la distribución de presiones que conforma el término de energía cinética, y Φ es la función de disipación viscosa:

$$\Phi = \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right]$$

Donde u , v y w son las componentes de la velocidad en las tres dimensiones del espacio.

1.1.3. Ecuación de la conservación del movimiento

La variación de la cantidad de movimiento de una masa fluida en la unidad de tiempo es igual a la resultante instantánea de las fuerzas que actúan sobre dicha masa fluida, según la segunda ley de Newton. Estas fuerzas son de dos tipos: fuerzas de superficie y fuerzas de volumen o másicas.

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{du}{dt} \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dv}{dt} \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) &= \rho \frac{dw}{dt} \end{aligned} \quad (1.3)$$

Estas son las ecuaciones de Navier-Stokes, que constituyen un sistema fuertemente acoplado, generalmente muy difícil de resolver analíticamente, de tres ecuaciones (1.3) con cuatro incógnitas, p , u , v y w y los parámetros de la dirección de la gravedad g_x , g_y y g_z , μ y ρ . Por lo que en su resolución es necesario imponer las adecuadas condiciones de contorno.

1.1.4. Condiciones de contorno

En cuanto a condiciones de contorno, como se verá más adelante, el problema requiere de condiciones de contorno que relacionan la velocidad con la pared, $u=0$ en la pared o condición de *Dirichlet*; por otra parte, la condición de contorno del calor tanto de la interfase como del final del tubo son condiciones de *Neumann*; y también se da el caso de condiciones de contorno para T y $\partial T/\partial r$, necesaria en problemas de transmisión del calor por convección, también llamadas condiciones de *Robin*.

1.2. El Análisis Dimensional Discriminado (ADD)

Aunque los fenómenos térmicos de un fluido caloportador circulante por el interior de un conducto han sido ampliamente estudiados en las últimas décadas, muchos casos específicos y condiciones de contorno cuyas ecuaciones diferenciales han sido resueltas usando diferentes métodos, los investigadores habitualmente usan el análisis dimensional clásico, que proporciona generalidad a los resultados. Sin embargo, este análisis clásico tiene algunas limitaciones que se tratan de evitar en esta investigación. Los trabajos de Bilir [12, 13] o Weigand y Gassner [14] se han llevado a cabo mediante este análisis dimensional clásico. Los resultados son dados en la forma de un conjunto de curvas relacionadas con el número de Nusselt ($Nu=hL/k_f$), temperatura adimensional, Péclet ($Pe = \rho c_p u R / k_f$) u otros números adimensionales frente a diferentes parámetros adimensionales o longitud axial.

Como alternativa, el Análisis Dimensional Discriminado (ADD) [7, 8] se centra en la búsqueda de grupos adimensionales de variables que son físicamente consistentes y con los que se logran soluciones más generales, introduciendo una longitud característica en el proceso, también considerada una variable de diseño, para este propósito. Este nuevo enfoque mejora los resultados de los análisis del comportamiento térmico del flujo interior de un conducto.

El concepto de la longitud característica es común en Física [15-17], donde se usa para definir la escala de un sistema físico o proceso, especialmente cuando no hay dimensiones de referencia adecuadas en una dirección particular. En esta investigación esto tiene un significado específico, ya que se entiende como la distancia a partir de la cual el fenómeno térmico ya se ha desarrollado por completo. Esta longitud varía según los parámetros geométricos y térmicos implicados.

1.3. Método de simulación por redes (MESIR)

De acuerdo con lo publicado por Horno [18], el Método de Simulación por Redes (MESIR, siglas en inglés NSM) es una técnica numérica cuya exactitud, eficiencia y fiabilidad ya han sido probadas en numerosos problemas lineales y no lineales directos en la ingeniería de transferencia de calor y otras muchas ramas científicas como son entre otras la electroquímica, la difusión en membranas y la resistencia de materiales.

La analogía termoelectrónica en que se basa el Método de Simulación por Redes (MESIR), con el que se resuelven las ecuaciones diferenciales de gobierno en esta investigación, fue desarrollada, entre los años cuarenta y noventa del siglo XX [19-27] quienes la utilizaban para estudiar fenómenos restringidos a geometrías sencillas y materiales concretos.

En este sentido, aprovecha las similitudes en la estructura matemática subyacente a diferentes fenómenos con equilibrio y ecuaciones constitutivas del mismo tipo. Estas ecuaciones fijan la topología (los modos de conexión de las ramas del circuito) y la geometría (los elementos del circuito: resistencias, condensadores, inductores, fuentes, etc.) del modelo de red, permitiendo así establecer una similitud formal entre las ecuaciones de transporte y las redes eléctricas. En el caso de los problemas de Transmisión del Calor, la formulación termoelectrónica clásica [16, 28-31] proporciona la relación entre variables térmicas en la forma de elementos de un circuito eléctrico. En otras palabras, el MESIR es un método usado para diseñar un modelo de red eléctrica equivalente a un proceso dado y para simular ese proceso mediante la aplicación de un software de análisis de circuito eléctrico adecuado. Un modelo de red es equivalente a un proceso dado si el modelo matemático local de este proceso y las ecuaciones del circuito infinitesimal correspondientes a las mismas variables son iguales. Los modelos de red son una representación precisa de las características algebraicas del proceso que describen. En esta teoría, corrientes, tensiones, resistencias, capacitores e inductancias no corresponden a cantidades eléctricas sino abstractas que satisfagan las mismas condiciones y relaciones que las eléctricas. En otras palabras, en la teoría de redes la viabilidad de un modelo de red significa: a) la existencia de una red independiente del tiempo; b) la existencia de una cantidad J_{ij} , conocida como flujo, asociada a cada rama que conecta los nodos i, j , que cumple con la LK (Ley de Kirchoff), c) la existencia de una cantidad ∂_i asociada a cada nodo i . Su diferencia $X_{ij} = \phi_i - \phi_j$, conocida como fuerza, satisface la Ley de Corrientes de Kirchoff, LCK.

El flujo y la fuerza asociada con una rama y sus nodos finales definen los elementos pasivos del circuito por medio de las relaciones entre tales variables y sus derivadas temporales.

En el método de simulación por redes, el punto de partida es el modelo matemático de un proceso dado, generalmente un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales en espacio-tiempo (EDP). La base del método es diseñar un modelo de red cuyas ecuaciones son formalmente equivalentes a las ecuaciones diferenciales en diferencias finitas que surgen de la discretización espacial de las ecuaciones del modelo matemático. El tiempo permanece como una variable continua en el modelo.

El modelo de red equivalente se obtiene discretizando las variables espaciales. En el MESIR, las variables espaciales se discretizan como esquemas de diferencias finitas, pero el tiempo permanece continuo, transformando así las ecuaciones diferenciales parciales en un conjunto de ecuaciones diferenciales ordinarias (EDOs) que pueden ser descritas por una celda de red elemental. El MESIR establece el problema en un formato de modelo de red eléctrica que puede utilizarse para métodos altamente sofisticados de análisis de circuitos. El programa de simulación eléctrica PSpice [4] es muy útil para este propósito.

Siguiendo la línea González-Fernández et al. [32] aplicaron en 1997 el método numérico de redes a la conducción del calor no lineal transitoria en una placa finita con un calor específico y conductividad térmica dependientes de la temperatura mediante una función potencial exponencial. Para resolverlo utilizan el software PSpice obteniendo perfiles de flujo de calor en cualquier punto. Además incorporan una comparación de precisión de este método y otros anteriores. Alhama et al. [33] aplicaron también el método de redes a una pared compuesta por cinco capas de propiedades térmicas distintas y coeficientes de transmisión de calor dependientes de la temperatura para estudiar la conducción de calor en dicha pared con diferentes condiciones de contorno. Los resultados se obtuvieron para un flujo de calor por radiación de incidencia periódica, una convección natural hacia el aire envolvente de temperatura variable periódicamente y radiación térmica hacia un sumidero de calor. Tuvieron en cuenta los fenómenos de re-radiación y usaron de nuevo el software PSpice. La misma metodología de trabajo ha sido aplicada en esta investigación.

1.3.1. Balance de ecuaciones. Leyes de Corriente y Voltaje de Kirchhoff

El MESIR se basa en la llamada Termodinámica de Redes, por tanto, cuando se conoce la ecuación de equilibrio relativa a un fenómeno de transporte dado, a este fenómeno se puede asociar un circuito eléctrico equivalente. El objetivo es establecer las características y criterios que deben cumplirse para obtener ese circuito equivalente. Considerando la forma estándar de una ecuación de equilibrio local:

$$\frac{\partial \phi(\vec{r}, t)}{\partial t} + \nabla j(\vec{r}, t) = \gamma(\vec{r}, t) \quad (1.4)$$

donde ϕ es una función intensiva variable, continua y derivable del espacio y del tiempo en general, y característica de un medio material continuo. Como ya hemos visto, ∇j y γ representan la transferencia y el flujo local de producción, respectivamente. La cantidad ϕ es conocida como variable potencial. La diferencia entre los valores tomados en dos puntos diferentes del medio es;

$$X_i = \phi_i - \phi_0 \quad (1.5)$$

Esta diferencia se definirá como fuerza generalizada entre los puntos del medio estudiado i y 0 , siendo este último un punto de referencia. La variable j (densidad de

flujo) se conocerá como el flujo generalizado. El flujo y la fuerza asociada con la misma ecuación de equilibrio se conocen como variables conjugadas. Para ejemplificar la metodología considérese la geometría plana 1-D en la ecuación (1.4), que se convierte en;

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial t} + \frac{\partial j}{\partial z} = \gamma \quad (1.6)$$

Para obtener el modelo de red representativo de un proceso de transporte dividiremos la región física de interés, o espacio topológico, en elementos de volumen, o celdas. Por lo tanto, la celda i de grosor Δz , ecuación (1.6) se puede expresar como;

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial t} + \frac{\Delta j_i}{\Delta z} = \gamma_i \quad (1.7)$$

donde $\Delta j_i = j_{i+1} - j_i$, es la diferencia entre flujo de entrada y salida en el compartimiento i , respectivamente. En otras palabras,

$$\Delta z \frac{\partial \phi_i}{\partial t} + j_{i+1} - j_i = \Delta z \gamma_i \quad (1.8)$$

o

$$j_i - j_{i+1} - j_{\kappa i} - j_{\gamma i} = 0 \quad (1.9)$$

siendo

$$\Delta z \frac{\partial \phi_i}{\partial t} = j_{\kappa i} \quad \text{y} \quad j_{\gamma i} = \Delta z \gamma_i \quad (1.10, 1.11)$$

La ecuación (1.9) puede considerarse como la ley de corrientes de Kirchhoff en el nodo i , por lo que se dice que j es una variable LCK. Además, el potencial ϕ es una variable continua y de valor único en cada punto (monovaluada) que satisface la Ley de Voltaje de Kirchhoff (LVK); por lo tanto, es una variable LVK. Esto significa que un proceso de transporte puede ser estudiado usando una red eléctrica cuyas variables características son ϕ y j , la Fig. 1 muestra el nodo i de un circuito donde la ecuación (1.9) se satisface. De acuerdo con la ecuación (1.5), la diferencia de potencial entre los nodos i y j es la diferencia de la fuerza generalizada asociada con dichos nodos:

$$\Delta \phi = \phi_i - \phi_j = (\phi_i - \phi_0) - (\phi_j - \phi_0) = X_i - X_j = \Delta X \quad (1.12)$$

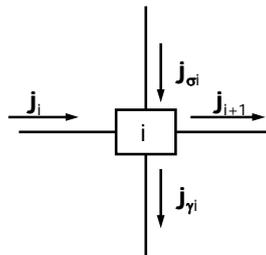


Fig. 1 – Flujos en el nodo i de un circuito.

El flujo generalizado es la densidad de flujo en la ecuación de equilibrio. Esta ecuación (1.12) proporciona una ecuación para la densidad de flujo equivalente a un LCK. Cualquier otra variable definida como proporcional al flujo también será una variable LCK, y por lo tanto, también puede tomarse como flujo generalizado. Esto también se aplica al potencial o a la fuerza generalizada. La variable potencial se especifica en la ecuación del equilibrio local. Cuando ϕ es una función puntual continua, cada balance de $\Delta\phi$ en un bucle satisface LVK. Cualquier otra variable proporcional a ϕ también puede ser considerada como potencial (como la densidad generalizada) y su diferencia como una fuerza generalizada alternativa.

1.3.2. Elementos eléctricos de la celda elemental

Si un proceso de transporte se caracteriza por flujos y fuerzas generalizadas, que son las variables de LCK y LVK, respectivamente, las leyes de Kirchhoff expresarán la topología de la red correspondiente a ese proceso. En este sentido, tanto un conjunto de flujos que cumple una ley de equilibrio local como un conjunto de fuerzas que satisface una condición de unicidad están asociados con esa red. Las propiedades topológicas sólo dependen de la asignación de las conexiones.

Por otra parte, las leyes de Kirchhoff asumen relaciones entre flujos o fuerzas por separado, pero no expresan ninguna relación entre flujos y fuerzas. Estas relaciones entre flujo y fuerza se conocen como ecuaciones constitutivas, que definen los llamados elementos del circuito. Dichos elementos deben insertarse en la red, ya que expresan las características específicas o métricas de cada modelo. Es entonces posible establecer las relaciones constitutivas entre las variables de un par flujo-fuerza, pero en este caso usamos el término puerto. En general, un n-puerto es una función que relaciona n pares de fuerzas de flujo.

Los puertos se pueden clasificar en dos grupos diferentes. El primer grupo es el de los puertos pasivos, que representan algún tipo de disipación o almacenamiento. Pueden ser clasificados dependiendo de la relación entre las variables de flujo-fuerza asociadas. El segundo es el grupo de puertos activos o fuentes.

1.3.2.1. Puertos pasivos

Una resistencia de puerto es un elemento de circuito cuya ecuación constitutiva es una relación de tiempo no dependiente entre las derivadas temporales de la fuerza y el flujo de ese puerto;

$$R_e = \frac{\partial X(t)}{\partial J(t)} \quad (1.13)$$

R se conoce como resistencia y puede ser dependiente o no del flujo o de la fuerza. Una resistencia expresa efectos disipativos en el sistema. No almacena nada por lo que su acción es instantánea.

Un condensador de puerto es un elemento del circuito asociado a una relación de tiempo no dependiente entre el flujo y la derivada temporal de la fuerza de la misma rama. Esta función se conoce como capacidad, κ .

$$J(t) = \kappa \frac{\partial X(t)}{\partial J(t)} \quad (1.14)$$

Estos elementos están relacionados con algún tipo de almacenamiento de energía y funcionan sin disipación de energía.

1.3.2.2. Puertos activos

Existen dos tipos de fuentes de puerto activo: de fuerza y de flujo. Los puertos activos son elementos capaces de generar fuerzas o flujos. Los casos más simples son los de fuentes constantes, donde las relaciones constitutivas son $F_J(J) = 0$ y $F_X(X) = 0$, para fuentes de flujo y fuerza constantes, respectivamente. La fuerza dependiente o controlada y el flujo son elementos con múltiples entradas y una sola salida. Esta salida corresponde a un flujo o fuerza dependiente de otros flujos o fuerzas de diferentes ramas o circuitos y que especificará diferentes acoplamientos de energía. Para introducir puertos asociados al flujo de producción y de transferencia es necesario conocer, respectivamente, la función Υ y, en general, una ecuación constitutiva adicional que caracteriza el fenómeno específico a considerar.

1.3.3. Modelos de red para sistemas de ecuaciones diferenciales parciales. Ecuación de difusión

Consideremos de nuevo la forma 1D de una ecuación de equilibrio local

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial j}{\partial z} = \Upsilon \quad (1.15)$$

Se ha visto que la derivada temporal del primer orden del potencial es un condensador con capacidad $\kappa = \Delta z$, ecuación (1.10). Por otro lado, los elementos de circuito asociados con la derivada espacial del flujo y con el término de producción no se han definido todavía. Con el fin de determinar los puertos asociados a los flujos de producción y de transferencia, es necesario conocer no sólo la función Υ , sino también las ecuaciones fenomenológicas, respectivamente, que son características del fenómeno a considerar. En esta sección examinaremos el flujo de transferencia. Supongamos una ecuación constitutiva en la que el flujo de transferencia es proporcional al gradiente de potencial

$$j = -k \frac{\partial \phi}{\partial z} \quad (1.16)$$

Si el medio se reticula en algunos elementos de espesor $2\Delta z$, la ecuación (1.15) para la celda i toma la forma

$$\frac{\partial \phi_i}{\partial t} + \frac{\Delta j_i}{2\Delta z} = \Upsilon_i \tag{1.17}$$

Ahora, i es el punto central de la celda, $i \pm \Delta$ son sus extremos derecho e izquierdo, respectivamente, y Δz es la distancia desde el punto central, Fig. 2. La diferencia entre el flujo de salida y de entrada a la celda se expresará mediante:

$$\Delta j_i = j_{i+\Delta} - j_{i-\Delta} \tag{1.18}$$

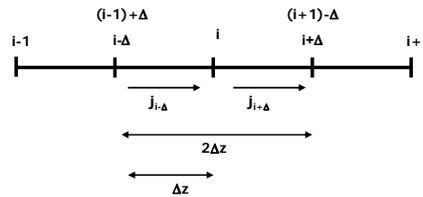


Fig. 2 – Puntos significativos de reticulación

Considerando estos flujos por medio de las siguientes expresiones:

$$j_{i-\Delta} = -k_{i-\Delta} \frac{\phi_i - \phi_{i-\Delta}}{\Delta z}; j_{i+\Delta} = -k_{i+\Delta} \frac{\phi_{i+\Delta} - \phi_i}{\Delta z} \tag{1.19 y 1.20}$$

correspondientes a la estimación de $\partial\phi/\partial z$ hacia adelante o hacia atrás respectivamente de las diferencias finitas. Es posible reescribir la Ec. (1.9) como la ley actual de Kirchhoff

$$j_{i-\Delta} - j_{i+\Delta} - j_{\chi i} - j_{\gamma i} = 0 \tag{1.21}$$

con

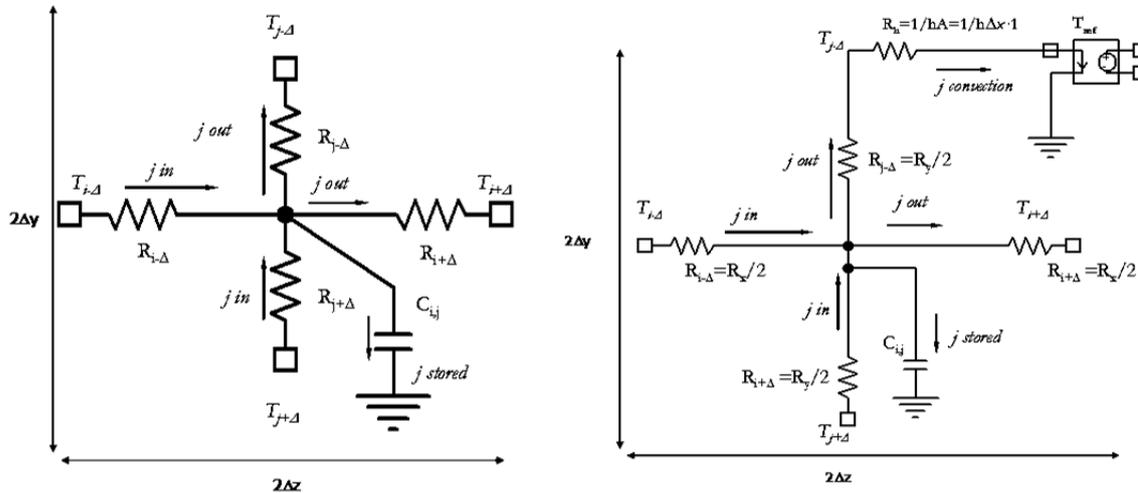
$$j_{\chi i} = 2\Delta z \cdot \partial\phi_i/\partial t \quad y \quad j_{\gamma i} = 2\Delta z \cdot \Upsilon_i \tag{1.22}$$

La ecuación (1.21) es la expresión de un condensador con capacitancia $2\Delta z$. Las ecuaciones (1.19 y 1.20) son las correspondientes a las resistencias

$$R_{e,i\mp\Delta} = \frac{\Delta z}{k_{i\mp\Delta}} \tag{1.23}$$

Dichas resistencias deben introducirse en el correspondiente circuito elemental, Figura 3 (a y b). El conjunto de ecuaciones que aparece en este documento se ha resuelto por el método de simulación en red. Se ha elaborado un número suficiente de elementos de volumen en el dominio computacional, esto es $(z \times y) = (100 \times 30)$, asegurando que las soluciones numérica y analítica de temperatura $T(z,y)$ son

bastante próximas. Los tiempos de cálculo se consideran insignificantes para todos los ensamblajes estudiados. La Fig. 3 (a y b) muestra el modelo utilizado en el presente texto.



a) Modelo de red para el elemento de volumen genérico

b) Dispositivos electrónicos para las condiciones de contorno (adiabático, isotérmico o radiativo)

Fig. 3 – Modelo de red para un elemento de volumen y varias condiciones de frontera.

1.3.4. Aplicación del MESIR a problemas de Transmisión de Calor

La relación formal existente entre los fenómenos de transmisión del calor y los fenómenos eléctricos se resume en la Tabla 1 [11]. En ella se basa el Método de Simulación por Redes (MESIR) para elaborar modelos físico-matemáticos destinados a simular comportamientos térmicos, en este caso, el de los colectores solares térmicos. Este método se explica en el apartado siguiente.

Transmisión de carga en ELECTRICIDAD	Transmisión del CALOR
$\nabla^2 V = 0; \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} = 0$	$\nabla^2 T = 0; \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$
Potencial eléctrico en régimen estacionario en un material de resistividad constante y sin fuentes internas de calor	Sólido con propiedades térmicas constantes sin producción interna de calor
Ley de Ohm: $I = \frac{\Delta V}{R_{eléctrica}}$	Ley de Fourier: $q = \frac{\Delta T}{R_{térmica}}$

Tabla 1 – Resumen de analogía formal entre fenómenos de transmisión del calor y eléctricos

Con esta relación formal entre ambos fenómenos se puede llegar a las siguientes analogías:

Propiedad térmica	Propiedad eléctrica	Magnitud eléctrica
Temperatura	$T - T_\infty$	V
Calor (por unidad de tiempo)	Q_t	I_t
Gradiente térmico	ΔT	ΔV
Resistencia de conducción	$\Delta z(A \cdot k)$	R_k
Resistencia de convección	$\Delta z(A \cdot h)$	R_h
Capacidad térmica	$\rho c_p \Delta z A$	C

Fig. 4 – Analogías entre propiedades térmicas y magnitudes eléctricas

1.4. El Problema de Leo Graetz

A lo largo de esta investigación se hace continua referencia al problema de transmisión del calor de un fluido sometido a ciertas condiciones que planteó Leo Graetz en 1882 en su artículo “Ueber die Wärmeleitfähigkeit von Flüssigkeiten” (“Sobre la conductividad térmica de los líquidos”) [2]. Se resume a continuación en qué consiste el problema en su origen. En cada capítulo de esta tesis doctoral se explicará cómo se ha ido solucionando cada caso planteado.

1.4.1. El problema original

El problema de Graetz, formulado por el físico alemán Leo Graetz [2] en 1882 se ha detallado en la Figura 5. En ella se observa que posee simetría axial y consiste en un tubo redondo infinito con espesor de pared despreciable y conductividad térmica isotrópica k_s , a través del cual fluye un líquido isotrópico con conductividad térmica constante k_f a una velocidad u_z de perfil parabólico. El conducto está sometido a una temperatura constante T_0 igual a la temperatura del fluido cuando entra en él. A partir de un punto determinado, considerado el origen de coordenadas, la superficie externa del tubo se somete a una temperatura constante $T_1 > T_0$ y se mantiene en toda su longitud. El tubo debe ser lo suficientemente largo para asegurar que el fenómeno térmico se desarrolla por completo. Se ha asumido que el flujo fluye en régimen laminar manteniendo sus propiedades térmicas constantes y se desprecian los fenómenos de disipación viscosa.

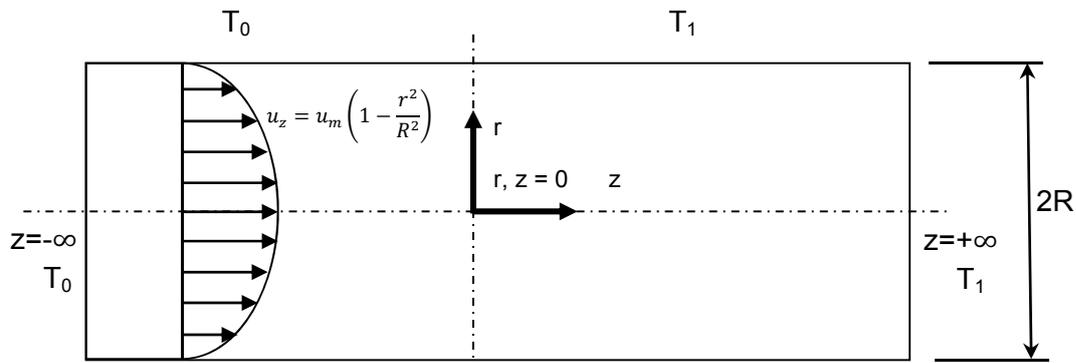


Fig. 5 – Geometría del problema

Se persigue obtener la distribución de temperaturas a lo largo de los ejes r y z .

La ecuación bidimensional [16, 28, 31] de energía que gobierna el sistema es de la forma (1.24), en coordenadas cilíndricas, que no tiene en consideración el espesor de la pared ni la conducción axial del calor.

Ecuación de la región del fluido:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \right] = (\rho u_z c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + (\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (1.24)$$

Como este estudio se centra en el fenómeno estacionario, en las ecuaciones se ha omitido el término transitorio [13, 34]. Además, se ha considerado que los medios son isotrópicos y las propiedades térmicas son invariables.

Las condiciones de contorno que definen el problema se detallan en la Tabla 2.

Condiciones de contorno		
En $z = -\infty$	$T_f = T_0$	(1.25)
En $z = +\infty$	$\partial T_f / \partial r = 0$	(1.26)
En $r = 0$	$\partial T_f / \partial r = 0$	(1.27)
En $r = R, z < 0$	$T_f = T_0$	(1.28)
En $r = R, z > 0$	$T_f = T_1$	(1.29)
	$u_z = u_m(1-r^2/R^2)$	(1.30)

Tabla 2 – Condiciones de contorno del problema de Graetz

La condición de contorno (1.25) hace referencia a la temperatura del fluido a la entrada de la región de estudio, supuesta a una distancia $z = \infty$ hacia la izquierda del salto térmico, lugar en que se ha dispuesto el origen de coordenadas. El significado de esta condición es el de suponer que el fluido llega en estado estacionario, con una temperatura constante, a la región de la entrada del conducto que se está estudiando.

En el extremo contrario de la región, la zona de salida del flujo, la condición que se impone es la de calor constante, (1.26). Se supone que el conducto calculado es lo suficientemente largo como para que se haya alcanzado la temperatura T_1 en todo el fluido, por lo que no circulará calor entre una sección diferencial radial y la siguiente.

El Problema de Graetz impone un perfil de velocidades parabólico (1.30), por lo que existe una simetría axial a lo largo del tubo. La condición (1.27) representa esta línea de simetría que discurre superpuesta sobre el eje del tubo. Se supone que, al ser simétricas las condiciones, no habrá variación de temperaturas en la dirección radial, esto es, que no circulará calor a través del eje de simetría.

Las condiciones (1.28 y 1.29) representan la temperatura que se impone en el perímetro del fluido. La primera corresponde a la temperatura de entrada del fluido, y la segunda corresponde a la temperatura del salto térmico, que tendrá que alcanzar el fluido en el extremo del tubo de longitud supuesta infinita.

Papoutsakis et al. [35] extendieron este problema de Graetz en 1980 para incluir la conducción del calor en dirección axial a lo largo del eje del tubo. Este problema ampliado es conocido como el *problema conjugado de Graetz*, que añade un término considerado nulo en la formulación original, $\partial/\partial z(k_f \partial T_f/\partial z)$, quedando la ecuación de gobierno del fluido (1.24) en la forma (1.31)

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = (\rho u_z c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + (\rho c_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (1.31)$$

1.4.2. Estado del arte

A continuación se presenta un resumen de las publicaciones más importantes sobre el problema de Graetz, dispuestas en orden cronológico para poder seguir el hilo argumental, que han tenido influencia relevante en el desarrollo de esta investigación.

En 1882, el físico alemán Leo Graetz [2] formuló por primera vez formalmente el problema que lleva su nombre. Dicho problema consistía esencialmente en el estudio del flujo de calor con el exterior y perfiles de temperatura que se formaban en el seno de un fluido que circula en régimen laminar a lo largo de un conducto circular de pared de espesor despreciable sometido a una temperatura constante el cual, a partir de cierto punto, sufre un súbito aumento de dicha temperatura y se mantiene constante.

En 1980, Papoutsakis et al. [35] extendieron el problema de Graetz para incluir la conducción del calor en dirección axial a lo largo del eje del tubo (problema conjugado de Graetz) con números bajos de Péclet para evitar anteriores incertidumbres utilizando términos de valores y vectores propios en lugar de métodos numéricos.

Vick y Özişik [36] publicaron en el año 1981 un análisis de la transmisión del calor de un flujo laminar ya considerando la conducción axial para bajos números de Péclet ($Pe = 0.5, 1, 5, 20, 45$) para la región de entrada de un conducto circular. Unos números de Péclet tan bajos sólo son de aplicación cuando el flujo es metal líquido [14], por lo que en la aplicación práctica de esta investigación, al adaptar el problema a un caso real, como es el estudio del comportamiento térmico de un fluido en el interior del emparrillado de tubos de un captador solar, se ha visto que, como se explica más adelante, esta consideración de bajo número de Péclet no tiene utilidad, puesto que, por las características isotrópicas del fluido, del material del tubo y su geometría, la única variable que queda es la velocidad del fluido. Para obtener unos Pe tan bajos sería necesario que el fluido prácticamente estuviera en reposo.

La extensión del problema de Graetz a tener en cuenta también los efectos de la pared la iniciaron Campo y Rangel [37] en 1983, con la publicación de una investigación que tenía en cuenta el efecto de la conducción axial del calor simultáneamente en la pared y en el fluido. En esta investigación puede verse también este fenómeno descrito en el apartado 3.5 *Resultados y discusión del Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas.*

Un siglo después de su formulación, Conley et al. [38] publicaron en 1985 un resumen de las soluciones numéricas del problema de Graetz que habían sido publicadas hasta entonces, comparadas por la aproximación de la solución que aportaba cada una. Cabe destacar que dichas soluciones se basan en aproximaciones del número de Nusselt dadas, entre otros, por el trabajo de Shah y London, y que por lo tanto introducían un error.

Wijeysundera [39] incorpora en 1986 por primera vez al análisis del problema de Graetz los efectos de la pared en su análisis del flujo laminar de convección forzada en conductos circulares y planos con conducción axial y convección externa. Con esta incorporación del análisis de la conducción axial, el problema pasa a llamarse Problema de Graetz extendido. En este caso se resolvió el problema utilizando el método de valores propios para obtener una solución analítica de la distribución de temperaturas en el interior con condiciones de contorno de temperatura constantes utilizando valores propios. Concluye que los resultados dependen de cuatro números adimensionales, y también de la conductancia de la pared. Es a partir de esta investigación cuando se generaliza el uso de estos números adimensionales para encontrar soluciones globales del problema. En esta tesis doctoral se revisan estos números y algunos se sustituyen por otros obtenidos mediante el ADD (ver *Capítulo 2*). Simultáneamente a Wejeysundera, Najjar y Laohakul [40] obtuvieron soluciones aproximadas al problema de Graetz extendido al que también incorporan los efectos de la pared. A este problema se le llama Problema de Graetz extendido conjugado, y es el que se resuelve en esta investigación. Estos autores utilizaron la técnica de la transformada integral aplicada a un perfil de velocidad arbitrario para resolver el problema. La consideración de un perfil complejo de velocidad, en este caso uno real obtenido experimentalmente por Maré y Galanis [41] se trata en el *Capítulo 3* de esta investigación. Najjar y Laohakul encuentran que, a diferencia de estudios anteriores, la técnica de la transformada integral requiere un tiempo de computación mínimo y los resultados son comparables a los anteriores para todo el rango de números de Péclet en fluidos newtonianos.

En el mismo año 1986, Najjar y Laohakul [40] obtuvieron soluciones aproximadas al problema de Graetz extendido a la conducción axial e incorporando los efectos de la pared utilizando la técnica de la transformada integral aplicada a un perfil de velocidad arbitrario. Encuentran que, a diferencia de estudios anteriores, esta técnica requiere un tiempo de computación mínimo y los resultados son comparables a los anteriores para todo el rango de números de Péclet en fluidos newtonianos.

Posteriormente, en 1987, Cotta et al. [42] utilizaron la misma técnica de resolución pero aplicada a una adaptación del problema al estudio en canales tanto circulares como de placas paralelas y en régimen transitorio y convección forzada. Varían las condiciones de contorno con variaciones sinusoidales de aportación de calor o temperatura.

El problema completo, es decir, el Problema de Graetz extendido conjugado fue resuelto, de forma más aproximada, por Pagliarini [43] en 1988. Lo más importante de esta contribución es considerar que, para tener en cuenta mejor el efecto de la pared, resulta imprescindible ya dejar de considerar la formulación unidimensional y pasar a

una formulación bidimensional que tenga en cuenta el espesor de la pared y, sólo en el caso transitorio, también el material. En sus conclusiones ya aparece la dependencia de la solución del problema con espesor de tubo, aunque también el número de Péclet y la conductancia. Todo esto es de la mayor importancia en el análisis dimensional discriminado que se desarrolla en esta investigación.

Simultáneamente a Pagliarini, Jones [44] describe un método basado en valores propios y sus correspondientes funciones para generalizar la solución del problema de Graetz. Ya considera la convección forzada a través de un tubo de longitud infinita y sección arbitraria, pero concluye que no es sencillo encontrar los valores y funciones propias de la ecuación de ondas reducida, aunque una vez logrado se resuelve cualquier problema de Graetz en función de cualquier Pe . El método utilizado en este caso ha sido el MESIR [45], que se ha descrito en el apartado 1.3 *Método de simulación por redes (MESIR)*, desarrollado en los años ochenta [3, 23]. Otros muchos métodos numéricos se han utilizado en la resolución de las diferentes variantes del problema de Graetz, como el de la Transformada de Fourier, planteados en la investigación de Ebdian y Zhang [46] quienes resolvieron el problema teniendo en cuenta las ampliaciones anteriores aplicadas a un fluido viscoso hidráulicamente desarrollado. Una de las conclusiones más interesantes que demuestran la necesidad de llevar a cabo esta investigación es que alcanzan un resultado para el número de Nusselt un poco más exacto que las aproximaciones clásicas alcanzadas anteriormente. Así queda patente que el uso del Nu en problemas de Ingeniería es una buena aproximación pero, como tal, aún puede alcanzarse una aproximación mayor, o incluso evitarla por completo, como se propone en esta tesis doctoral.

En el mismo año 1988, Jones [44] describe un método basado en valores propios y sus correspondientes funciones para los problemas generales de Graetz de convección forzada a través de un tubo de longitud infinita y sección arbitraria. Concluye que no es sencillo encontrar los valores y funciones propias de la ecuación de ondas reducida, pero una vez logrados, se puede calcular la solución de cualquier problema de Graetz para todos los valores de Péclet.

En el año 1989, Liou y Wang [47] obtienen soluciones del problema de Graetz extendido para un modelo de fluido que incorpora disipación viscosa y tres condiciones de contorno a la entrada. Asume que los flujos de temperatura y calor son continuos, equivalente a considerar un tubo de longitud infinita. Así los costes computacionales resultan más simples. Los resultados muestran que los perfiles de temperaturas y Nusselt locales están influenciados por el número de Péclet y las diferentes condiciones de contorno mencionadas, manteniéndose los números de Nusselt asintóticos idénticos en los tres casos.

En esta investigación no se han tenido en cuenta los efectos de la generación interna de calor como los realizados por Ebdian y Zhang [48] en 1990 por no haberse encontrado aplicación a captadores solares, pero sí resultan interesantes las variaciones de la temperatura media del flujo y el Nu para utilizarse en la comparación cualitativa de los resultados. Del análisis transitorio del problema completo llevado a cabo por Olek et al. [49] en 1990 se ha tenido en cuenta su conclusión principal, el de que el grado de conjugación y el de la disipación viscosa pueden tener un alto impacto

en la distribución de temperaturas, por lo que en este trabajo se ha intensificado la relación entre el espesor de tubo y la solución del problema, entendida como la distribución de temperaturas en el fluido. Paralelamente, Weigong y Kakac [50] estudian el ratio adimensional de la inercia térmica flujo-pared cuando varían sinusoidalmente las condiciones de contorno de temperatura en el problema transitorio, aunque utilizan un canal rectangular. En esta misma línea estudió numéricamente Yan [51] el problema conjugado extendido entendido como el problema original al que se añade la consideración del espesor de la pared del tubo y la conducción axial del calor. Lo aplica a canales con convección con el ambiente, teniendo en cuenta la inercia térmica y el coeficiente de difusividad. Algunos de sus resultados se han tenido en cuenta para comparar los resultados de la medición experimental de inercia térmica en el *Capítulo 4. Experimentación en dos captadores de energía solar térmica*.

Weigong y Kakac [50] analizan el mismo año 1991 la transferencia de calor en la entrada de un conducto de sección rectangular en condiciones transitorias para un flujo laminar sometido a una variación periódica sinusoidal de temperaturas para condiciones de contorno distintas. Éstas consisten en un flujo de calor uniforme a través de la pared y convección externa con y sin inercia térmica en la pared. Las expresiones analíticas se han descrito utilizando la técnica generalizada de transformada integral. Las temperaturas se han tomado en función del número de Biot, ratio adimensional de la inercia térmica flujo-pared y de las oscilaciones de calor aportado.

Şefik Bilir [12] contribuyó con un artículo de investigación en 1992 sobre la conducción térmica axial unidimensional en un fluido, que fue completado en 1995 [13] donde el flujo axial y la conducción de la pared ya fue considerada (Problema extendido conjugado de Graetz) y el problema bidimensional se resolvió utilizando el método de elementos finitos para agilizar el proceso de obtención de distribución de temperaturas. Estos trabajos, planteados en forma unidimensional y bidimensional, fueron parte de la base de la investigación del problema bidimensional de Zueco et al. [1] y, a su vez, extendida en esta investigación al problema tridimensional considerando aletas isotermas para adecuarlo a condiciones de contorno más acordes con las reales (*Capítulo 3*).

Yan [51], en 1993, estudia numéricamente el problema conjugado de transferencia de calor en el caso transitorio en flujos que circulan a través de canales en convección con el ambiente. En la solución se tiene en cuenta la conducción de la pared y los efectos de inercia térmica de la misma, demostrando que la pared juega un papel importante en este tipo de problemas, especialmente el coeficiente de difusividad.

Barletta [34] estudia en ese año 1995 la parte plenamente desarrollada de un flujo laminar en convección forzada que circula en un conducto para las condiciones de Graetz teniendo en cuenta además los efectos de la disipación viscosa despreciando los efectos de la conducción axial del calor. La conclusión que obtiene es que, para asegurar haber alcanzado un flujo completamente desarrollado a nivel térmico, resulta demasiado restrictivo imponer un flujo de calor exponencial en la dirección axial. Por tanto, se estudian diferentes soluciones a partir del número menos restrictivo de

Brinkman, con lo que obtiene distribuciones asintóticas de temperatura para distribuciones de calor a través de la pared del tubo, que llevan a determinar la región térmicamente desarrollada. Además aplica el estudio a una distribución de temperaturas generadas por un flujo de calor proveniente de un flujo isoterma exterior concluyendo, además, que cuando el valor del número de Nusselt está plenamente desarrollado, es independiente del número de Biot. Esta conclusión se ha tenido en cuenta en esta investigación al considerar el problema en régimen estacionario, ya que de este modo los términos asociados al sólido desaparecen de la ecuación.

Betts y Bokhari [52] realizaron en el año 2000 experimentos en condiciones atmosféricas sobre la cámara de aire similar a la del interior de un captador solar en condiciones de convección natural turbulenta. Ambas paredes se encontraban a diferente temperatura. Se encontró que el flujo de aire en el centro de la cámara era turbulento y podía asemejarse parcialmente a un problema bidimensional. Se obtuvieron resultados del perfil de velocidades a diferentes alturas de la cámara que pueden ser utilizados para varios modelos de turbulencia.

Telles et al. [53] publicaron en el mismo año 2001 soluciones exactas al problema de Graetz extendido para tres condiciones de contorno geométricas: un conducto de sección circular, un espacio anular entre tubos circulares y entre placas planas paralelas.

En 2002, Bilir [54] presentó un análisis de la solución del problema de Graetz extendido y para dos dimensiones y condiciones no estacionarias elaborado mediante el método numérico de diferencias finitas. La solución la plantea en función de cuatro parámetros adimensionales: de espesor de pared, de conductividad pared-fluido, de difusividad térmica pared-fluido, número de Péclet. En esta investigación también se obtiene una solución basada en cuatro números adimensionales, aunque se obtienen por el Análisis Dimensional Discriminado, y coinciden ambos métodos en tres de los cuatro números adimensionales. Bilir concluye que los procesos térmicos dependen principalmente de las propiedades térmicas del fluido, más que de las de la pared. Esto sugiere que se consigue una buena aproximación cuando se estudia el fenómeno desde el punto de vista estacionario, y en consecuencia esta investigación se ha llevado a cabo para el problema estacionario, cuya característica principal es que no se tiene en cuenta el material del que se compone el tubo, aunque sí su presencia por el efecto de la conducción. En la línea de obtener una parametrización de la solución del problema extendido conjugado de Graetz como medio de obtención de una solución general, Bilir y Ates [55] llevaron a cabo en 2003 un estudio paramétrico de un conducto con pared de espesor finito y dos regiones en las condiciones del problema de Graetz, incluyendo el proceso transitorio y, en la misma línea, Zueco, Alhama and González [1] estudiaron en 2004 la transmisión del calor bidimensional en régimen transitorio basado en los efectos del espesor de pared, número de Péclet, conductividad térmica en la interfase fluido-pared, y la difusividad térmica. Sin embargo, el método seguido por estos investigadores seguía siendo un análisis dimensional, por lo que resultaba imposible alcanzar soluciones universales como las que se alcanza en esta investigación como se explica en el apartado 1.2 *El Análisis Dimensional Discriminado (ADD)*.

Más tarde, Madrid y Alhama [8] plantearon en 2005 una teoría dimensional diferente al análisis dimensional clásico, establecido hasta ese momento en la bibliografía. La llamaron Análisis Dimensional Discriminado (ADD). Utilizaron esta novedosa metodología para analizar la ecuación de la energía aplicada a un flujo en régimen laminar con convección forzada a lo largo de una placa plana. Tuvieron en cuenta simultáneamente las dimensiones geométricas y fluidomecánicas. Encontraron que aplicando esta nueva metodología se obtenían unos resultados mucho más precisos en todos los casos estudiados, para diferentes direcciones espaciales. En primer lugar contrastaron los resultados para el análisis dimensional homogéneo en fluidos incompresibles, para luego aplicarlos a flujos laminares con convección forzada. Con ellos se encuentra la longitud característica del problema y los coeficientes adimensionales relevantes para la caracterización universal de las soluciones del problema. Estos coeficientes adimensionales ya no son los clásicos números de Reynolds o Nusselt, que no actúan independientemente puesto que consideran artificial la combinación Reynolds y Prandtl, sino los nuevos parámetros aportados basados en el nuevo parámetro de longitud característica.

En el mismo año 2005, Valko [56] expuso su solución al problema de Graetz utilizando la transformada de Laplace mediante el método de Galerkin. Tiene en cuenta en este estudio los efectos de la disipación viscosa en un flujo laminar con convección forzada cuando la velocidad del fluido está plenamente desarrollada. Finalmente obtiene una correlación para el comportamiento asintótico del número de Nusselt.

Madrid y Alhama [7], en 2006, sentaron las bases de la extensión del análisis dimensional clásico al análisis dimensional discriminado, entendido como el análisis de las variables dimensionales clásicas dispuestas como vectores en sus correspondientes direcciones espaciales. Encontraron que el análisis clásico era muy restringido puesto que los grupos adimensionales clásicos, Reynolds, Nusselt, Péclet, etc. no son realmente adimensionales. De esta manera podría ser mejorado reduciendo el número de grupos adimensionales que juegan un papel independiente en la solución del problema, haciéndola más precisa.

Badescu [57] presentó en el mismo año 2006 uno de los últimos estudios de optimización de la geometría de una aleta, tanto de espesor constante como variable, y lo aplicó a captadores solares térmicos. El objetivo fue modificar anchura y espesor para lograr el mínimo coste económico por unidad de calor útil. Requiere gran cantidad de datos de condiciones ambientales y latitud geográfica. Encuentra que la superficie óptima aleteada decrece cuando aumenta la temperatura de operación, y la sección es un triángulo isósceles. Los resultados óptimos geométricos dependen fuertemente de la estación del año.

Kim et al. [58] determinan en 2007 los efectos del área del captador solar y del flujo de masa en un estudio analítico de las características térmicas de varios tipos de captadores solares planos. Concluyen que el tipo de captador solar es irrelevante para los valores que utilizan, con lo que proponen un nuevo coeficiente de pérdidas de calor para describir el rendimiento global de un captador.

En el mismo año 2007, Weigand y Gassner [14] estudiaron específicamente el efecto térmico que ejerce el coeficiente de conducción de la pared en un fluido de regímenes laminar y turbulento en las condiciones del problema de Graetz extendidas a considerar la conducción axial y la pared, es decir, el Problema de Graetz conjugado extendido. En este estudio se considera un número de Prandtl bajo, correspondiente a metales líquidos, o para micro intercambiadores de calor. Se resuelve utilizando el método de diferencias finitas y se compara con los resultados de FLUENT.

Benderradji et al. [59] caracterizaron en 2008 la transferencia de calor de un flujo de convección mixta en canales horizontales calentados uniformemente por su parte inferior. Con bajos números de Rayleigh ($Ra=Gr \cdot Pr$, con número de Grashof: $Gr=g(T_{f,s}-T_{f,e})$) se producen mecanismos clásicos por el efecto de la pared lateral. Para altos números de Rayleigh se combina este efecto con el efecto de gradiente vertical de temperaturas creando recirculaciones. Encontraron que el paso de un mecanismo a otro se produce aproximadamente cuando $Ra/Re^2 \approx 18$.

En 2009, Dovic et al. [60] estimaron las pérdidas de calor en captadores solares con y sin tubos utilizando termografías de infrarrojos y simulaciones numéricas. El estudio se centra en la influencia del cordón de soldadura en el rendimiento térmico del captador. Las conclusiones principales fueron que el cordón de soldadura no debía ser inferior a 1.5mm y el material de soldadura debía ser homogéneo de alta conductividad, como los utilizados en soldadura láser.

Cadafalch [61] elaboró en el mismo año 2009 un modelo numérico transitorio unidimensional para elementos de captadores planos solares térmicos. Estos modelos, basados en la analogía eléctrica, estaban aún restringidos a geometrías y materiales específicos, y no tenían en cuenta los fenómenos radiativos, que es precisamente lo que se logra con el modelo presentado. Realiza análisis con varios tipos de aislamiento, espesor de la capa de aire, acumulación de energía en el agua o en materiales con cambio de fase. Realiza un test virtual del modelo siguiendo las normativas europea e internacional para obtener resultados de interés práctico. Para validar los resultados realiza comparaciones con ensayos reales y obtiene la curva de eficiencia en estado estacionario con errores máximos del 2%.

Cossali [62] obtiene también en 2009 una solución analítica del problema de Graetz en un flujo que circula por el interior de un conducto con una variación periódica de la temperatura. Esta onda de temperaturas puede tener cualquier forma y no necesariamente una forma armónica. La solución se presenta en función de una serie de funciones de Kummer para casos de temperatura uniforme constante y flujo de calor a través de la pared. En esta solución quedan evidenciadas las condiciones para la aparición de la región del flujo completamente desarrollado.

En 2010 Ates et al. [63] investigaron sobre el caso transitorio de la transferencia de calor en el problema conjugado extendido en las condiciones de Graetz en el interior de un conducto bidimensional de paredes de espesor no despreciable y con condiciones de flujo de calor uniforme. El problema fue resuelto mediante el método numérico de diferencias finitas para un flujo hidráulicamente desarrollado inicialmente isoterma y el conducto aislado al inicio, y sometido a un flujo de calor constante a partir

de un cierto punto. De nuevo se realiza un estudio paramétrico del resultado a través de las variables adimensionales: relación de espesor de pared, de conductividad pared-fluido, de difusividad térmica pared-fluido, y de número de Péclet. Se observa que las características de transmisión del calor son fuertemente dependientes de estos parámetros.

Alvarez et al. [64] llevaron a cabo el mismo año 2010 un análisis numérico y experimental de un captador solar plano de baja temperatura no convencional para el que desarrollan un modelo térmico e hidráulico que tiene en cuenta la incorporación de un tubo corrugado en zig-zag que no están en contacto con la superficie de captación. Los estudios del régimen estacionario y transitorio se realizan mediante el Método de Elementos Finitos validado con resultados de captadores solares convencionales. La eficiencia termodinámica se compara con resultados experimentales obtenidos en condiciones naturales.

En 2011, Herrero et al. [65] desarrollaron un método de mejora de la transmisión del calor entre el tubo y el flujo circulante por éste en captadores solares térmicos planos. Dicho método consistía en la introducción de una espiral metálica dentro de los tubos para favorecer el movimiento de rotación del flujo dentro de los mismos. El software de simulación utilizado fue TRNSYS y fue validado con resultados experimentales siguiendo la norma UNE-EN 12975-2. El resultado es que se aumentaba la transferencia de calor en un 4,5% en un rango de caudales de entre 15 y 120l/hm²

El mismo año 2011, Amraqui et al. [66] estudiaron los efectos de la radiación solar en los rendimientos térmicos de un captador en cuya cubierta acristalada se habían incorporado particiones para favorecer el coeficiente de transmisión del calor del aire interior hacia la superficie absorbedora. El análisis numérico paramétrico se efectuó mediante el algoritmo SIMPLER del método de volúmenes finitos. En cuanto a la radiación, consideran el aire transparente, por lo que sólo las superficies sólidas contribuyentes al intercambio de calor se consideraron superficies grises. Concluyen que la radiación incrementa sensiblemente el número de Nusselt promedio y tiende a reducir la variación de las temperaturas de las superficies.

Guthrie et al. [67], en 2012, publicaron un resumen de la normativa internacional para captadores solares térmicos y sistemas. Tiene como objetivo fomentar el comercio internacional en productos solares. Para ello establece esta normativa para regular el procedimiento de ensayo de captadores solares y armonizar la obtención de sus características.

El mismo año 2012 Xiao et al. [68] investigaron sobre el rendimiento térmico del conducto de calor en captadores planos con intercambiadores de calor con flujo cruzado. Lo más interesante es el planteamiento y resolución que realizan sobre la ecuación del balance de calor. Tienen en cuenta los parámetros de intensidad solar, temperatura interior del agua y temperatura ambiente. Concluyen que los resultados son más aproximados cuando se aplica el estudio a captadores con muchos tubos, poco flujo de masa y ciertas condiciones ambientales como la irradiancia solar.

Bilir et al. [69] obtienen en 2012 una optimización numérica para un tubo aleteado perteneciente a un intercambiador de calor con fases gaseosa y líquida. Con este estudio se empieza a considerar efecto que producen el resto de elementos de un captador solar sobre la conducción del calor del fluido en sí. Utilizan sistemas CFD para calcular y representar posibles recirculaciones en tubos de determinados diámetros. Primero han determinado la mejor aleta para el tubo (longitud, espesor y ondulación) y luego la geometría del tubo en sí mismo (elíptica). Finalmente se tienen en cuenta el lugar y dimensiones óptimas de la imprimación, y resto de elementos del absorbedor en función del efecto de cada uno tomado por separado y acumulado. Obtienen una aleta óptima y se compara con estudios numéricos para su validación.

Mosayebidorcheh et al. [70] obtuvieron también en 2012 una solución en series de la ecuación de conducción, radiación y convección con una aleta no lineal con conductividad térmica dependiente de la temperatura. Presentan los resultados en forma adimensional.

Ese mismo año 2012, Cooper et al. [71] desarrollaron una investigación experimental en laboratorio en la que estudiaban las fuerzas de flotación en flujos inclinados en cavidades calefactadas. Encontraron que para inclinaciones moderadas, entre 15° y 60°, el flujo se comporta de forma bidimensional, para inclinaciones superiores ya se comporta de modo tridimensional y para inclinaciones inferiores aparecen vórtices y se hace inestable.

En 2013 Hernández y Quiñonesz [72] estudian captadores solares para calentamiento de aire. Lo más interesante para esta investigación son los resultados de temperaturas y rendimientos comparados con algunos coeficientes de transmisión del calor.

El mismo año 2013 Motte et al. [73] diseñan un captador solar plano de baja temperatura y alta integrabilidad en edificios introduciéndolo a lo largo de un conducto de evacuación de aguas pluviales. Para los cálculos utiliza un modelo de simulación numérica bidimensional con 97 volúmenes finitos basado en la analogía eléctrica considerando conducción, convección, radiación e inercia térmica; y finalmente valida los resultados con datos experimentales en el exterior con errores de entre el 5% y el 10%. Dejan abierto el estudio a diferentes materiales y configuraciones de los elementos.

Cadafalch y Consul [74] han realizado en 2014 un modelo de régimen transitorio de la cubierta transparente aislante en forma de panal de abeja de un captador solar plano de baja temperatura. Se trata de un modelo numérico comparado con resultados experimentales en laboratorio tomados según normativa internacional. Estiman la irradiancia solar como una fuente de calor interna según el procedimiento descrito por Platzer en 1988.

Nuru et al. [75] han publicado en el mismo año 2014 algunos resultados de investigación sobre modelos matemáticos en captadores solares adaptados a la durabilidad de algunos materiales para diferentes regiones y condiciones climatológicas. Publican resultados experimentales en condiciones atmosféricas de

calentamiento del flujo por radiación en función de la irradiancia solar, densidad de radiación, etc.

Mosayebidorcheh et al. [76] realizaron el mismo año 2014 un análisis térmico de aletas longitudinales de diferente sección con generación interna de calor teniendo en cuenta propiedades térmicas dependientes con la temperatura. Realizan un estudio térmico transitorio de aletas de sección convexa, rectangular, triangular y cóncava cuyas propiedades térmicas varían linealmente con la temperatura. Utilizan el modelo de ley de potencias dependiente de temperaturas para simular la ebullición, convección natural y radiación. Resuelven las ecuaciones diferenciales no lineales mediante el método de la transformada diferencial y mediante el método de elementos finitos. Con los resultados estudian los efectos de la forma de los perfiles de aleta, conductividad térmica, coeficientes de convección y generación interna de calor.

Jilani y Thomas [77] presentan en 2015 un estudio numérico de las características del rendimiento térmico de una aleta absorbidora de dimensiones fijas, similar a la modelizada en esta investigación, con un coeficiente de conductividad dependiente de la temperatura y un coeficiente global de pérdidas. Para ello imponen un perfil de temperaturas cúbico a lo largo del eje del tubo, pseudo-transitorio y bidimensional. Utilizan el método de diferencias finitas de la Dirección Alternante Implícita para resolver sistemas de ecuaciones de gobierno no lineales. Encuentran que se alcanza un límite superior de flujo de irradiancia solar a partir del cual el incremento de calor es insignificante, y que el rendimiento es independiente de la relación de aspecto de la placa absorbidora.

Deng et al. [78] han elaborado, también en 2015, un modelo dinámico térmico para captadores solares planos para aire caliente basados en la corrección de la inercia térmica para el caso estacionario. Implementa un modo de tener en cuenta los cambios bruscos en la irradiancia para calcular las características térmicas momentáneas y el calor útil que los modelos convencionales no pueden predecir. Posteriormente valida los resultados con datos experimentales medidos en el exterior y encuentra que el calor útil instantáneo se puede obtener como la combinación del calor útil del caso estacionario y la correspondiente corrección de inercia térmica.

Nikolic y Lukic [79] proponen el mismo año 2015 la adición de un reflector solar como medida de optimización del rendimiento de captadores solares planos ya construidos e instalados. El resultado es un rango de aumento de rendimientos de entre el 40% y el 65% por lo que se aprecia la influencia de la re-radiación solar del entorno sobre el captador, si bien la optimización del rendimiento del captador no ha sido un objetivo de esta investigación.

En 2015 Micheli et al [80] proporcionan correlaciones generales entre la geometría, orientación y rendimiento térmico de sumideros de calor micro aleteados con convección natural. Entre los resultados destacan algunos perfiles de temperaturas de uso fundamental en disipadores de calor. Algunas deducciones tienen utilidad en los efectos del intercambio de calor radiativo, incluyendo análisis de incertidumbres.

Cerón et al. [81] han realizado también en 2015 un modelo 3D utilizando métodos CFD para determinar la curva de rendimiento de captadores solares planos de baja temperatura. Tiene en cuenta los fenómenos de absorción, radiación, reflexión y transmisión del calor sobre la cubierta transparente, conducción natural en la cámara de aire, conducción entre absorbedor y tubo, flujo de convección mixta en el fluido y pérdidas de calor por convección y radiación con el ambiente. Los datos simulados se han contrastado con las correlaciones experimentales disponibles en su bibliografía.

Shah y Jain [82], en 2015, presentan un método iterativo para resolver analíticamente problemas conjugados de transmisión del calor. Aplican los resultados a dos casos tecnológicamente relevantes, similares al planteado por Graetz, pero con flujos interno y externo. Encuentran que su modelo posee una alta convergencia y los resultados son muy aproximados a los obtenidos por métodos de diferencias finitas.

Mierzwiczak et al. [83] resolvieron también en 2015 el problema no lineal estacionario de conducción del calor aplicando el método de condiciones de contorno singulares teniendo en cuenta una conductividad térmica dependiente de la temperatura. Para resolver la no linealidad utiliza la transformación de Kirchhoff y luego resuelven con la transformada de Laplace. Obtienen el campo de temperaturas. El algoritmo resultante está validado resolviendo varios ejemplos usando diferentes métodos computacionales.

Elango et al. [84] han realizado el mismo año 2015 una revisión pormenorizada de multitud de sistemas de captación solar térmica para calentamiento de agua caliente sanitaria. Se centra principalmente en su uso para los procesos de desalinización. Finalmente recomiendan algunos sistemas seleccionados de captación solar en función de las características y necesidades del uso.

En 2015, Buker y Riffat [85] centraron su revisión bibliográfica en el estudio de captadores solares térmicos integrados en edificios que, a su vez, cumplen con los estándares internacionales en materia de rendimiento térmico principalmente. Detectan algunas características remarcables y dificultades existentes de cada tipo de captador. Este estudio tiene utilidad, entre otras cosas, para encontrar direcciones de investigación novedosas.

El mismo año 2015 Cao y Baker [86] estudiaron los efectos discontinuos de la convección-radiación natural en las condiciones de contorno para flujos que discurren entre paredes verticales calefactadas. Utilizan la aproximación de la difusión de Rosseland para resolver el modelo de dos ecuaciones que describen los efectos del deslizamiento cuando interactúan la radiación y la convección natural en determinadas condiciones de contorno. Obtienen gráficamente perfiles de velocidades, temperaturas, fricción y flujo de calor. También presentan correlaciones integrales con el número de Nusselt.

Darici et al. [87] han presentado recientemente, en 2015, un estudio del problema bidimensional transitorio de conducción del calor conjugado extendido para un flujo laminar en tubos y mini conductos de paredes con espesor apreciable. Lo han resuelto mediante el método de diferencias finitas con condiciones inicialmente isotermas.

Concluyen que los valores de flujo de calor en la entrada crecen rápidamente al inicio del transitorio debido a la rápida conducción axial en la pared, después decae debido a los efectos de convección entre el fluido y la pared.

1.5. Experimentación en energía solar térmica

Dentro del marco teórico-experimental tiene especial interés atender a los fundamentos y metodología que se han seguido en la experimentación sobre energía solar térmica, que constituye el segundo campo de trabajo de esta tesis.

Hay una gran cantidad de estudios teóricos realizados sobre captadores solares planos disponibles en la bibliografía disponible, aunque destaca la compilación realizada por J. Duffie y W. Beckman [88].

En este apartado se resumen primero algunos de los fundamentos de energía solar en que se basan los trabajos de investigación de este campo, algunos de los cuales se han resumido brevemente más adelante, en el epígrafe 1.5.2 *Estado del arte*. Se cierra este apartado con una descripción resumida de la instalación real experimental utilizada en este estudio, que se amplía en el apartado 4.2 *Descripción de la instalación experimental estudiada*.

1.5.1. Fundamentos básicos

El completo conocimiento de las características de la energía proveniente del Sol es parte fundamental en el estudio de los captadores solares, ya que es el único elemento de le aporta energía. En concreto, las siguientes consideraciones sobre la irradiancia solar han sido tenidas en cuenta para controlar la veracidad de los resultados de medición experimental.

La irradiancia extraterrestre, G_{on} (en W/m^2), es la energía en forma de radiación solar que llega al planeta procedente del Sol en cualquier momento del año:

$$G_{on}=G_{sc}\cdot\left[1+0,033\cos\frac{360\cdot n}{365}\right] \text{ siendo } G_{sc}=1367 \text{ W/m}^2 \quad (1.32)$$

En este caso debe calcularse la irradiancia extraterrestre, $G_{o\beta}$ (en W/m^2), sobre el captador inclinado un ángulo (β) orientado completamente al sur (Azimut, $\psi = 0$) en cada momento según el ángulo de incidencia de los rayos solares, θ :

$$G_{o\beta}=G_{on}\cdot\cos(\theta) \quad (1.33)$$

Para el cálculo de la radiación solar $H_{o\beta}$, en cada minuto sobre un captador solar inclinado un ángulo (β) orientado completamente al sur ($\psi = 0$) se ha tomado:

$$H_{o\beta}=\frac{24\cdot 3,6}{\pi} G_{sc}\cdot\left[1+0,033\cos\frac{360\cdot n}{365}\right]\cdot\left[\cos(\xi)\cos(\delta)\text{sen}(\omega)+\frac{\pi\cdot\omega}{180}\text{sen}(\xi)\text{sen}(\delta)\right] \quad (1.34)$$

La constante solar G_{sc} es la medida de la energía solar por unidad de tiempo y unidad de área, perpendicular a la dirección de propagación de la radiación a una distancia media entre la superficie exterior de la atmósfera terrestre y el sol. El valor de dicha constante en el vacío, antes de desvirtuarse a su entrada en la atmósfera, se asume que siempre es $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$, establecido por el World Radiation Center (WRC) con un error del orden del 1% para un rango de longitud de onda de entre 0.3 y 3 μm . Es por tanto imposible registrar en la superficie terrestre una irradiancia teórica G_0 igual a G_{sc} , siempre será menor.

$$G_0 = G_{sc} \left(1 + 0.33 \cos\left(\frac{360n}{365}\right)\right) (\cos\xi \cos\delta \cos\omega + \sin\xi \sin\delta) \quad (1.35)$$

Siendo ξ la latitud $\in (-90^\circ, 90^\circ)$; δ la declinación solar calculada según la aproximación de Cooper de 1969 $\delta = 23,45 \sin\left(360 \frac{248+n}{365}\right) \in (-23,45^\circ, 23,45^\circ)$; ω el ángulo horario; y n el día del año juliano. No obstante, se ha utilizado en esta investigación la corrección de Spencer, quien obtuvo en 1971 una ecuación que permitía el cálculo de dicha declinación del Sol con una precisión de menos de $0,035^\circ$:

$$\delta = \frac{180}{\pi} (0.006918 - 3.99912 \cos \varrho + 0.070257 \sin \varrho - 0.006758 \cos 2\varrho + 0.000907 \sin 2\varrho - 0.002697 \cos 3\varrho + 0.00148 \sin 3\varrho) \quad (1.36)$$

con $\varrho = \frac{360}{365} \cdot (n - 1)$ considerando $n = \text{día del calendario juliano}$.

Esta declinación media diaria del Sol, más exacta, varía a lo largo del día menos de $0,5^\circ$. Sin embargo, dado que el intervalo de medición de los datos se ha tomado en cada minuto, se ha calculado la declinación de cada minuto en que se divide el año, con el objetivo de lograr una mayor precisión en las aproximaciones teóricas.

Resulta necesario definir también la altura solar, h_s , que es el ángulo medido sobre la vertical del Sol entre el horizonte astronómico y el paralelo que contiene al astro. Se ha inclinado el captador solar un ángulo β igual a la latitud en que se encuentra con el objetivo de lograr la máxima captación de energía solar al cabo del año.

$$\cos h_s = \sin(\delta) \sin(\xi - \beta) + \cos(\delta) \cos(\omega) \cos(\xi - \beta) \quad (1.37)$$



Fig. 6 – Posición del Sol en coordenadas esféricas [88]

La irradiancia en el vacío, tras atravesar la atmósfera e incidir sobre la superficie de captación, se registra en los instrumentos de medida como una irradiancia global, G (en W/m^2), y es la que incide sobre la superficie absorbadora. A su vez, esta irradiancia global se divide en tres tipos de irradiancia: *directa*, *difusa* y *reflejada* o *albedo*. (Fig. 7)

Irradiancia Directa (I_{dir}): Es la irradiancia que alcanza la superficie absorbadora sin sufrir modificaciones ni desviaciones en su trayectoria.

Irradiancia Difusa (I_{dif}): Es la irradiancia que se dispersa por la atmósfera debido a diferentes fenómenos. No sigue una dirección concreta.

La radiación difusa, a su vez, está compuesta por (Fig. 8):

- Parte *isotrópica*: (recibida de forma uniforme por la bóveda celeste)
- Parte *difusa circumsolar*: (radiación dispersada y concentrada en la parte del cielo alrededor del sol)
- Parte *Horizonte brillante* (se concentra en el horizonte en días claros)

Esta radiación es también, en parte, función del albedo [89].

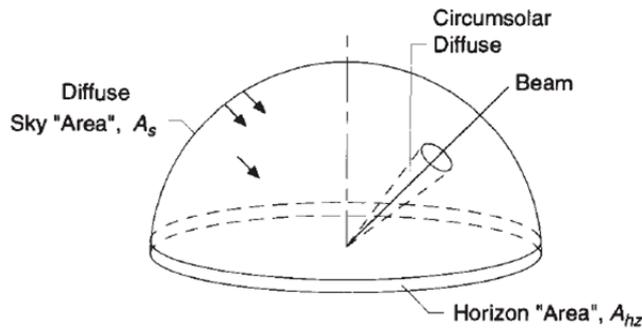


Fig. 7 – Esquema de distribución de irradiancia difusa en la esfera celeste [88]

Ángulo de incidencia $\cos \theta = \sin \delta \sin(\xi - \beta) + \cos \delta \cos \omega \cos(\xi - \beta)$ (1.38)

Con β la inclinación del captador

Irradiancia sobre plano inclinado β $G_0 = G_\beta \cos \theta = G_0 \frac{\cos \theta}{\cos \beta}$ (1.39)

Calor útil $\dot{Q}_u = \dot{m}_f \cdot C_e (t_s - t_e)$ (1.40)

Irradiancia reflejada (I_{alb}): Es la irradiancia que reflejada por las superficies que rodean al captador, paredes, suelo, etc.

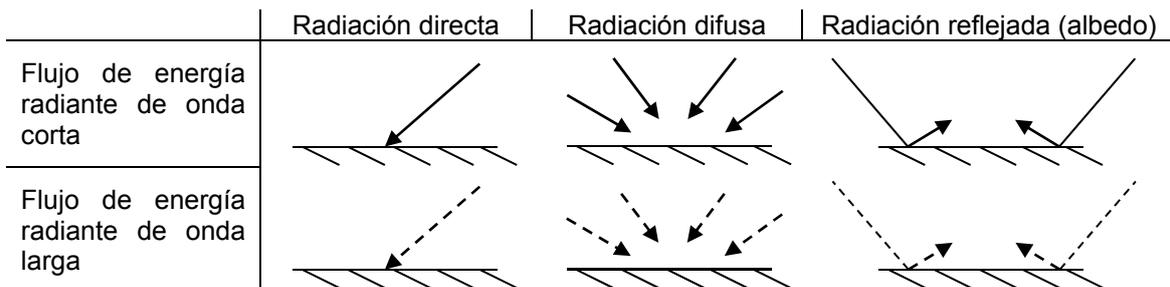


Fig. 8 – Tipologías de radiación solar

Por lo tanto, en general, la radiación Incidente total sobre una superficie horizontal es la suma de las anteriores. En, en este caso además es la irradiancia medida por el piranómetro inclinado y corregida para hacerla horizontal.

$$G=I_{directa} + I_{difusa} + I_{albedo} \quad (1.41)$$

Donde $I_{directa}$ =Radiación directa
 I_{difusa} =Radiación difusa
 I_{albedo} =Radiación reflejada

Es necesario obtener una medida de cada una de ellas por separado para poder obtener el rendimiento cuasi-dinámico de los captadores solares térmicos a lo largo del día según lo indicado en la norma UNE-EN 12975:2006. Para ello se han utilizado los datos experimentales suministrados por AEMET desde una de sus estaciones meteorológicas, situada en la localidad de Guadalupe de Maciascoque, a 2 Km de la instalación solar.

1.5.2. Estado del arte

A continuación se presenta un resumen de las publicaciones más importantes de los últimos diez años relacionadas con la experimentación en captadores solares térmicos y energía solar, dispuestas en orden cronológico para poder seguir el hilo argumental, que han tenido influencia relevante en el desarrollo de esta investigación.

Betts y Bokhari [52] realizaron en el año 2000 experimentos en condiciones atmosféricas sobre la cámara de aire similar a la del interior de un captador solar en condiciones de convección natural turbulenta. Ambas paredes se encontraban a diferente temperatura. Se encontró que el flujo de aire en el centro de la cámara era turbulento y podía asemejarse parcialmente a un problema bidimensional. Se obtuvieron resultados del perfil de velocidades a diferentes alturas de la cámara que pueden ser utilizados para varios modelos de turbulencia. Estos experimentos se han empleado como referencia, a nivel cualitativo, para comparar con los resultados del estudio de las condiciones del aire interior de la cámara del captador solar, en el apartado 4.6.3 *Caracterización térmica de cámara de aire interior*.

Ouzzane y Galanis [90] llevaron a cabo en 2001 un análisis numérico de un flujo de convección mixta en la región de entrada de tubos inclinados con aletas externas longitudinales, correspondientes a elementos básicos de captadores solares. Además añaden la condición de contorno de flujo de calor constante y pérdidas de calor por convección. Observan que el flujo secundario inducido por las fuerzas de flotabilidad tiene un efecto muy importante en el flujo axial y en el perfil de temperaturas, aunque en esta investigación no se han tenido en cuenta al tratarse de condiciones diferentes de operación, sin embargo, es interesante resaltar que encuentran un número de Nusselt mucho mayor que en los conductos sin aleta debido a estos efectos, por lo que se justifica el interés en encontrar medios de obtener los perfiles de temperatura del fluido sin las aproximaciones del número de Nusselt como el planteado en esta investigación.

Maré et al. [41] llevan a cabo en 2006 un análisis experimental del comportamiento térmico de un fluido en régimen de convección mixta que circula por el interior de tubos inclinados cuando circula por el exterior del tubo otro flujo considerado estacionario a temperatura constante. El resultado que obtienen es que el movimiento del flujo externo a una temperatura induce un movimiento en el flujo interno. Determinan los perfiles de velocidades experimentalmente utilizando la técnica de Imagen Velocimétrica de Partículas.

Posteriormente, en 2007 Kim et al. [58] determinan los efectos del área del captador solar y del flujo en un estudio analítico de las características térmicas de varios tipos de captadores solares planos. Concluyen que el tipo de captador solar es irrelevante para los valores del coeficiente de corrección que utilizan, aunque concluyen que son necesarios futuros estudios para proponer un nuevo coeficiente de pérdidas de calor que describa el rendimiento global de un captador. En esta investigación se determina el mencionado coeficiente global de forma experimental para un día representativo en el apartado 4.6.7. *Coficiente global de pérdidas, U_L* .

En 2009, Cossali [62] estableció una solución al problema de un flujo sujeto a variaciones periódicas de la temperatura interior en conductos de cualquier sección. Y, posteriormente, Ates et al. [63] llevaron a cabo en 2010 un estudio paramétrico para analizar los efectos de los cuatro parámetros adimensionales clásicos en un tubo con dos regiones con un flujo de calor constante, similar al analizado experimentalmente en esta investigación. Algunos de sus resultados se han utilizado para asegurar que los mecanismos termo-fluidomecánicos de la experimentación se mantienen dentro de los rengos esperados.

En 2010 Ho et al. [91] publicaron un estudio teórico y experimental sobre el agua circulante en captadores solares térmicos planos equipados con conductos rectangulares en condiciones de recirculación. El objetivo fue reducir la resistencia de transmisión del calor entre el absorbedor y el fluido caloportador para aumentar el coeficiente convectivo de transmisión del calor. Manteniendo el área constante y la separación entre tubos, se logra mejorar la eficiencia aumentando la relación de aspecto del conducto. Presentan resultados en función de la irradiancia solar incidente, el flujo másico y otros.

En el mismo año 2010, Álvarez et al. [64] llevaron a cabo un análisis numérico y experimental de un captador solar plano de baja temperatura no convencional para el que desarrollan un modelo térmico e hidráulico que tiene en cuenta la incorporación de un tubo corrugado en zig-zag que no están en contacto con la superficie de captación. Los estudios del régimen estacionario y transitorio se realizan mediante el Método de Elementos Finitos validado con resultados de captadores solares convencionales. La eficiencia termodinámica se compara con resultados experimentales obtenidos en condiciones naturales. Se ha utilizado este trabajo como referente de metodología a emplear en esta investigación, así como algunos de sus datos a nivel cualitativo.

En el año siguiente, 2011, Ayompe et al. [92] presentaron un estudio comparativo del campo de rendimientos entre un captador solar plano de baja temperatura y un tubo de evacuación de calor para sistemas de calentamiento de agua caliente sanitaria en

clima templado. Determinan la curva diaria, mensual y anual de rendimientos de ambos sistemas térmicos para todo el año en Dublín. Su conclusión fue que ninguno de los sistemas era económicamente rentable para su uso en esas latitudes.

Rodríguez-Hidalgo et al. [93, 94] estudiaron experimentalmente, entre los años 2011 y 2012, la eficiencia de varios captadores solares térmicos de baja temperatura. Por un lado estudiaron el comportamiento transitorio bajo condiciones reales de trabajo y su simulación numérica para proponer nuevos diseños; y por otro lado una descripción de su modelo analítico cero-dimensional basado en la analogía eléctrica validado experimentalmente. El objetivo del estudio es evaluar el efecto combinado de las condiciones meteorológicas reales y de las características de los elementos que componen un captador solar plano. Simulan el estado transitorio, pérdidas de carga, balance energético dinámico, y otros parámetros. Se siguió el procedimiento de medición del rendimiento térmico EN-12975:2006. Se encontró que los efectos climáticos con mayor relevancia en el rendimiento son el viento y su dirección, seguido de la antigüedad de la cubierta transparente, pérdidas de calor por convección, inercia térmica y ángulo de incidencia solar.

Estos mismos autores, en 2012, llevaron a cabo un estudio experimental del rendimiento instantáneo en captadores solares térmicos de baja temperatura y su aplicación para calor y frío solar. Monitorizan 100 variables de operación durante un año completo a intervalos de 10 minutos. 3 termopares miden la temperatura de la cubierta de cristal, la parte de detrás del captador y el absorbedor. Paralelamente elaboran un modelo numérico unidimensional utilizando la analogía eléctrica. Obtienen los porcentajes de pérdidas de calor de varios elementos y su incidencia en el rendimiento global. Ambos trabajos de investigación se han tenido en cuenta a lo largo de todo el *Capítulo 4. Medición experimental y nuevos coeficientes*.

García et al. [95] incorporan en 2013 espiras circulares al interior de los tubos de un captador solar plano de agua. El objetivo es determinar experimentalmente la variación de la transmisión del calor del que previamente han obtenido sus características térmicas reales siguiendo la norma europea EN 12975-2 para 5 caudales diferentes. Con los resultados evalúan el rendimiento global incluyendo la potencia de bombeo y el calor útil recogido. El resultado es un aumento significativo del rendimiento térmico sin pérdidas térmicas adicionales, por lo que se recomienda su incorporación a los captadores comerciales. De igual modo se han utilizado los resultados experimentales de 2013 de Hernández y Quiñones [72] quienes estudiaron captadores solares para calentamiento de aire. Lo más interesante para esta investigación son sus resultados de temperaturas y rendimientos comparados con algunos coeficientes de transmisión del calor

Cadafalch y Consul [74] han realizado en 2014 un modelo de régimen transitorio de la cubierta transparente aislante en forma de panal de abeja de un captador solar plano de baja temperatura. Aunque no tratan directamente el objeto de esta investigación, su trabajo contempla la comparación entre su modelo numérico y sus propios resultados experimentales en laboratorio tomados según normativa internacional. Además resulta interesante para futuros trabajos su modo de estimación de la irradiancia solar, entendida como una fuente de calor interna según el procedimiento descrito por

Platzer en 1988. De igual modo resultará interesante algunos de los resultados publicados en 2014 por Nuru et al. [75] de su investigación sobre modelos matemáticos en captadores solares adaptados a la durabilidad de algunos materiales para diferentes regiones y condiciones climatológicas. Publican resultados experimentales en condiciones atmosféricas de calentamiento del flujo por radiación en función de la irradiancia solar, densidad de radiación, etc.

En 2014, Sandhu y Siddiqui [96] han llevado a cabo recientemente una investigación experimental en laboratorio sobre el campo de temperaturas de un fluido circulante por el interior de un tubo de captador solar plano de baja temperatura. Para ello introdujeron sondas de temperatura en el interior del tubo en contacto con el fluido. Determinaron que había un incremento de temperaturas no lineal en la dirección axial del tubo que decrecía con el número de Reynolds, y también que se apreciaba una simetría en las temperaturas en el plano horizontal. Por el contrario, en el plano vertical las temperaturas eran mayores en la parte alta del fluido y menores en la parte baja. Con estas mediciones determinan también que la inserción de elementos dentro del tubo rompe su estratificación induciendo un flujo mezclado que mejora la transferencia de calor como demuestran García et al. [95], pero perturba los resultados suficientemente como para sólo poder utilizarlos como referencia cualitativa en esta investigación. Se obtienen resultados para diferentes caudales pero cabe destacar que encuentran simetría transversal de temperaturas en el tubo, aunque no longitudinal, tal como cabía esperar de las condiciones de contorno tridimensionales que ya se han estudiado en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*.

En el mismo año 2014, Sandhu et al. [97] publicaron los resultados de un estudio experimental en laboratorio sobre los efectos combinados del ángulo de inclinación y elementos insertos en el rendimiento de un captador solar plano convencional. Las mediciones se realizan mediante termopares introducidos en el interior del tubo, en contacto con el fluido. La radiación solar se simula utilizando una manta térmica eléctrica.

En 2015, Darici et al. [87] estudiaron paramétricamente el problema de transmisión del calor conjugado extendido bidimensional en paredes espesas y mini tubos sometidos a variaciones súbitas de temperatura ambiente; este trabajo lo completó en 2016 Altun et al. [98] teniendo en cuenta además la condición de contorno de cambio de temperatura periódico en la pared.

Deng et al. [78] han elaborado en el mismo año 2015 un modelo dinámico térmico para captadores solares planos para aire caliente basados en la corrección de la inercia térmica para el caso estacionario. Aunque no es objeto de esta investigación, implementan un modo de tener en cuenta los cambios bruscos en la irradiancia para calcular las características térmicas instantáneas y el calor útil que los modelos convencionales no pueden predecir, lo que ha servido de orientación en esta investigación. Posteriormente valida los resultados con datos experimentales medidos en el exterior y encuentra que el calor útil instantáneo se puede obtener como la combinación del calor útil del caso estacionario y la correspondiente corrección de inercia térmica.

Cerón et al. [81] han realizado en 2015 un modelo 3D utilizando métodos CFD para determinar la curva de rendimiento de captadores solares planos de baja temperatura. Tiene en cuenta los fenómenos de absorción, radiación, reflexión y transmisión del calor sobre la cubierta transparente, conducción natural en la cámara de aire, conducción entre absorbedor y tubo, flujo de convección mixta en el fluido y pérdidas de calor por convección y radiación con el ambiente. Los datos simulados se han contrastado con las correlaciones experimentales disponibles en publicaciones especializadas y se han utilizado principalmente para comparar sus resultados simulados del número de Nusselt (4.9) frente al número de Rayleigh (4.7).

Altun et al. [98] continuaron en 2016 con la investigación extendiéndola a la consideración de incorporar variaciones periódicas de la condición de contorno de temperatura.

En 2016 Cozzini et al. [99] han llevado a cabo un análisis descriptivo del rendimiento de un campo de captadores solares planos para procesos térmicos para el mes de julio de 2014. Realizan una previsión a medio plazo de la evolución del rendimiento del campo de captación.

1.5.3. Los dos captadores solares objeto de experimentación. Características

Se trabaja en esta investigación con dos captadores solares planos de baja temperatura de diferente topología. En general, este tipo de captadores consta de un emparrillado de tubos por los que circula el fluido caloportador que se persigue calentar mediante la captación de energía solar térmica. Dicho emparrillado está unido a una placa plana, generalmente de cobre, que es la encargada de absorber la energía y conducirla al tubo. Un cristal transparente en la parte superior permite el paso de la radiación solar a la vez que confina una cámara de aire que actúa como aislante cuando está a alta temperatura. En la parte posterior y en los laterales del emparrillado de tubos se dispone una capa de aislamiento, y se cierra el conjunto con placas de acero.

La diferencia principal entre los dos captadores solares estudiados en esta investigación radica en el modo en que se ha unido el tubo con la placa absorbidora ya que tendrá gran influencia en la eficiencia en la transmisión del calor obtenido por dicha placa absorbidora y conducido al fluido circulante por el interior del tubo. Esta unión en un caso consiste en la unión abrazada mecánicamente entre placa y tubo, y posteriormente soldada; y en el otro caso consiste en la unión de ambos elementos mediante soldadura por ultrasonidos.

El emplazamiento de la instalación solar completa con los mencionados captadores solares se ha elegido conforme a la norma [9] teniendo en cuenta que no haya elementos de sombreado y la instalación permita el libre paso del aire. Además se ha inclinado y orientado conforme a la teoría general de maximización del rendimiento de los mismos a lo largo de todo el año [88, 100].



Fig. 9 – Localización de la instalación solar experimental en el Campus de Espinardo de la Universidad de Murcia

Se ubica en la terraza superior del Edificio C del Campus de Espinardo de la Universidad de Murcia (Fig. 9). Los datos de localización geográfica son los que se muestran a continuación:

Latitud (ξ) :	38° 1' 28,49"
Longitud:	1° 10' 11,38"

La instalación y la instrumentación de los captadores se ha llevado a cabo siguiendo la norma EN-12975:2006, que establece varios tipos de ensayos para caracterizar el comportamiento térmico del captador: ensayos de rendimiento estático de primera aproximación, rendimiento estático de segunda aproximación, rendimiento cuasi-dinámico.

Las variables a medir en el captador solar son, según la norma, la temperatura del fluido caloportador a la entrada y salida del captador; la temperatura del absorbedor en un punto característico; el caudal circulante en el circuito primario; irradiancia solar; velocidad del viento; y humedad relativa.

Aunque la norma no lo indica, se han tomado lecturas de temperaturas en más de 40 puntos de la superficie absorbadora, del cristal, del ambiente exterior al sol y a la sombra, de la cámara de aire interior y de la cubierta posterior.

Para las mediciones de temperaturas se han utilizado termopares tipo T, J, y RTD Pt100, que han sido calibradas siguiendo el procedimiento TH-003 [5, 101].

Para medir los caudales circulantes se han utilizado dos caudalímetros de pulso, uno por cada captador.

Para la medida de la irradiancia solar se ha utilizado un piranómetro instalado de forma coplanar a los dos captadores solares. Sus medidas se han comparado con las medidas sobre plano horizontal proporcionadas diariamente por AEMET. También se han comparado con las obtenidas de la Estación Meteorológica de la Universidad de Murcia.

La descripción de los detalles de la instalación e instrumentación se amplía en el apartado *4.2 Descripción de la instalación experimental estudiada* de este mismo trabajo.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [3] Peusner L. *Studies in network thermodynamics*. Elsevier 1986.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [5] Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2008.
- [7] Madrid CN, Alhama F. Discrimination: A fundamental and necessary extension of classical dimensional analysis theory. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2006; 33(3):287-94.
- [8] Madrid CN, Alhama F. Discriminated dimensional analysis of the energy equation: Application to laminar forced convection along a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences* 2005; 44(4):333-41.
- [9] *Sistemas solares térmicos y componentes*. Captadores solares Madrid, 2006.
- [11] Seco-Nicolás M. Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). First ed. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado Universidad de Murcia, 2015;6.
- [12] Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500.
- [13] Bilir S. Laminar-flow Heat-transfer in pipes including 2-dimensional wall and fluid axial conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1995; 38(9):1619-25.

- [14] Weigand B, Gassner G. The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(5-6):1097-105.
- [15] Illan F, Alarcon M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(16):2469-75.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [17] Alarcon M, Alhama F, Gonzalez-Fernandez CF. Time-dependent heat transfer in a fin-wall assembly. New performance coefficient: thermal reverse admittance. *International Journal of Thermal Sciences* 2002; 41(4):386-95.
- [18] Horno J. *Network Simulation Method*. Trivandum, India: Research Singpost, 2002.
- [19] Oppenheim AK. Radiation analysis by the network Method. *Trans ASME* 1956(78).
- [20] Davies MG. A thermal circuit for radiant exchange. *Build Environ* 1979(14):46-53.
- [21] Davies MG. The basis for a room global temperatura. *Phip Trans Roy Soc* 1992(339):153-91. [22] Davies MG. Longwave radiant Exchange between romos. *Build Environ* 1994(29):98-.
- [23] Eid JC. Methodology and tutorial for thermal modelling with PC spreadsheets. *Heat Transfer Eng* 1987(8):95-107.
- [23] Eid JC. Methodology and tutorial for thermal modelling with PC spreadsheets. *Heat Transfer Eng* 1987(8):95-107.
- [24] Paschkis H. *Elect. Engng.*, 1944;165.
- [25] Karplus WJ. *Analog simulation*. New York: McGraw-Hill, 1958.
- [26] Karplus WJ, Soroka WW. *Analog methods: Computation and simulation*. Second ed. New York: McGraw-Hill, 1959.
- [27] Alhama F. *Estudio de las respuestas térmicas transitorias en procesos no lineales de conducción del calor por el método de simulación por redes*. Doctoral thesis ed. Universidad de Murcia, 1999.
- [28] Çengel YA. *Heat and Mass Transfer*. Third ed. México, 2007.
- [29] Bejan A. *Convection heat transfer*. Second Edition ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- [30] Dieter HB, Stephan K. *Heat and Mass Transfer*. Second ed. Germany, 2006.
- [31] Jiji L. *Heat convection*. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [32] Fernandez CFG, Alhama F, Sanchez JFL, Horno J. Application of the network method to heat conduction processes with polynomial and potential-exponentially varying thermal properties. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1998; 33(5):549-59.
- [33] Alhama F, LopezSanchez JF, GonzalezFernandez CF. Heat conduction through a multilayered wall with variable boundary conditions. *Energy* 1997; 22(8):797-803.
- [34] Barletta A. Fully developed laminar forced convection in circular ducts for power-law fluids with viscous dissipation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997; 40(1):15-26.

- [35] Papoutsakis E, Ramkrishna D, Lim HC. The extended Graetz problem with Dirichlet wall boundary-conditions. *Applied Scientific Research* 1980; 36(1):13-34.
- [36] Vick B, Ozisik MN. An exact analysis of low Péclet number heat-transfer in laminar-flow with axial conduction. *Letters in Heat and Mass Transfer* 1981; 8(1):1-10.
- [37] Campo A, Rangel R. Lumped-system analysis for the simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat-transfer. *Physicochemical Hydrodynamics* 1983; 4(2):163-73.
- [38] Conley N, Lawal A, Mujumdar AS. An assessment of the accuracy of numerical-solutions to Graetz problem. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1985; 12(2):209-18.
- [39] Wijesundera NE. Laminar forced-convection in circular and flat ducts with wall axial conduction and external convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1986; 29(5):797-807.
- [40] Najjar RG, Laohakul C. An approximate solution to Graetz problem with axial conduction and prescribed wall heat-flux. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1986; 13(3):315-24.
- [41] Mare T, Galanis N, Voicu I, Miriel J. Experimental analysis of mixed convection in inclined tubes. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26(14-15):1677-83.
- [42] Cotta RM, Mikhailov MD, Ozisik MN. Transient conjugated forced-convection in ducts with periodically varying inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(10):2073-82.
- [43] Pagliarini G. Effects of axial conduction in the wall and the fluid on conjugate heat-transfer in thick-walled circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1988; 15(5):581-91.
- [44] Jones AS. *Eigenvalues and Eigenfunctions for General Graetz Problems*. Applied Math Letters. Great Britain: Pergamon Press, 1988;229-33.
- [45] Jouglard CE, Perez AL. Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares, 2004.
- [46] Ebadian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17.
- [47] Liou CT, Wang FS. Solutions to extended Graetz problem for a power-model fluid with viscous dissipation and different entrance boundary-conditions. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1990; 17(1):91-108.
- [48] Ebadian MA, Zhang HY. Effects of heat-generation and axial heat-conduction in laminar-flow inside a circular pipe with a step change in wall temperature. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1990; 17(5):621-35.
- [49] Olek S, Elias E, Wachholder E, Kaizerman S. Unsteady conjugated heat-transfer in laminar pipe-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(6):1443-50.
- [50] Li WG, Kakac S. Unsteady thermal entrance heat-transfer in laminar-flow with a periodic variation of inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(10):2581-92.
- [51] Yan WM. Transient conjugated heat-transfer in channel flows with convection from the ambient. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(5):1295-301.
- [52] Betts PL, Bokhari IH. Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2000; 21(6):675-83.

- [53] Telles AS, Queiroz EM, Elmor G. Solutions of the extended Graetz problem. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2001; 44(2):471-83.
- [54] Bilir S. Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(8):1781-8.
- [55] Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thick walled pipes with convective boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46(14):2701-9.
- [56] Valko P. Solution of the Graetz-Brinkman problem with the Laplace transform Galerkin method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005; 48(9):1874-82.
- [57] Badescu V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. *Energy Conversion and Management* 2006; 47(15-16):2397-413.
- [58] Kim J, Kwak HY, Lee DW. An analytical study on the thermal characteristics of flat-plate and evacuated solar collectors. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2007; 21(12):2159-67.
- [59] Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76.
- [60] Dovic D, Palm B, Svaic S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(19-20):4553-63.
- [61] Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64.
- [62] Cossali GE. Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(13-14):3396-401.
- [63] Ates A, Darici S, Bilir S. Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010; 53(23-24):5058-64.
- [64] Alvarez A, Cabeza O, Muniz MC, Varela LM. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy* 2010; 35(9):3707-16.
- [65] Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69.
- [66] Amraquia S, Mezrhaba A, Abidb C. Combined Natural Convection and Surface Radiation in Solar Collector Equipped with Partitions Allerton Press, Inc., 2011;36-47.
- [67] Guthrie K, Huggins J, He Z, Chandrasekare E. International standards for solar heating collectors and systems. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2012) 2012; 30:1304-10.
- [68] Xiao L, Wu S-Y, Zhang Q-L, Li Y-R. Theoretical investigation on thermal performance of heat pipe flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 2012; 48(7):1167-76.
- [69] Bilir L, Ilken Z, Ereğ A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72.

- [70] Mosayebidorcheh S, Mosayebidorcheh T. Series solution of convective radiative conduction equation of the nonlinear fin with temperature dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6589-94.
- [71] Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39.
- [72] Hernandez AL, Quinonez JE. Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy* 2013; 55:380-91.
- [73] Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. *Applied Energy* 2013; 102:631-9.
- [74] Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9.
- [75] Nuru S, Gurban A, Sedreddin A. Investigations of Mathematical Models in Solar Collectors. *American Journal of Energy Engineering* 2014; 2 (3):75-9.
- [76] Mosayebidorcheh S, Farzinpoor M, Ganji DD. Transient thermal analysis of longitudinal fins with internal heat generation considering temperature-dependent properties and different fin profiles. *Energy Conversion and Management* 2014; 86:365-70.
- [77] Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [79] Nikolic N, Lukic N. Theoretical and experimental investigation of the thermal performance of a double exposure flat-plate solar collector. *Solar Energy* 2015; 119:100-13.
- [80] Micheli L, Reddy KS, Mallick TK. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:711-24.
- [81] Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87.
- [82] Shah K, Jain A. An iterative, analytical method for solving conjugate heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:1232-40.
- [83] Mierzwiczak M, Chen W, Fu ZJ. The singular boundary method for steady-state nonlinear heat conduction problem with temperature-dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:205-17.
- [84] Elango C, Gunasekaran N, Sampathkumar K. Thermal models of solar still-A comprehensive review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 47:856-911.
- [85] Buker MS, Riffat SB. Building integrated solar thermal collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 51:327-46.
- [86] Cao K, Baker J. Non-continuum effects on natural convection-radiation boundary layer flow from a heated vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:26-33.

- [87] Darici S, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer for simultaneously developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 84:1040-8.
- [88] Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of Thermal Processes* 4^a ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [89] Hay JE, McKay DC. Estimating Solar Irradiance on Inclined Surfaces: A Review and Assessment of Methodologies. *Int J Solar Energy* 1985(3):203.
- [90] Ouzzane M, Galanis N. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins. *Solar Energy* 2001; 71(3):199-211.
- [91] Ho CD, Chen TC, Tsai CJ. Experimental and theoretical studies of recyclic flat-plate solar water heaters equipped with rectangle conduits. *Renewable Energy* 2010; 35(10):2279-87.
- [92] Ayompe LM, Duffy A, Mc Keever M, Conlon M, McCormack SJ. Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. *Energy* 2011; 36(5):3370-8.
- [93] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93.
- [94] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404.
- [95] Garcia A, Martin RH, Perez-Garcia J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61(2):461-8.
- [96] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63.
- [97] Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514.
- [98] Altun AH, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thermally developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes with time periodically varying wall temperature boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 92:643-57.
- [99] Cozzini M, Pipiciello M, Fedrizzi R, Ben Hassine I, Pietruschka D, Soll R. Performance analysis of a flat plate solar field for process heat. *Proceedings of the 4th International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2015)* 2016; 91:11-9.
- [100] Salvador-García D, Cañada-Ribera J. *Radiación Solar. Tablas de datos medidos en Valencia*. 1989-1995, 1997.
- [101] Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y representación gráfica 3D de temperaturas. In: Murcia EDdIUd, editor. *III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum*. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;360-8.

Capítulo 2. Adimensionalización y longitud característica de conductos sometidos a cambio térmico por los que circula un flujo laminar

Estudio del comportamiento térmico en las condiciones del Problema de Graetz de un flujo circulante por el interior de conductos basado en el Análisis Dimensional Discriminado. Una mejor aproximación a las curvas universales

Se ha encontrado que existen en la ingeniería multitud de procesos en los que se persigue la aportación de calor a un fluido que circula por una red de tuberías bien para su uso como refrigerante, como en el caso de disipadores e intercambiadores de calor, o como fluido caloportador, como en el caso de la energía solar térmica o la geotermia.

En todos los casos se pueden realizar las simplificaciones necesarias para hacer que el problema real se asemeje a las condiciones planteadas por Graetz en 1882 [2] y, a partir de ahí, elaborar un modelo de simulación que permita ir integrando las condiciones de contorno necesarias hasta llegar a la formulación de cada problema real.

Como se ha visto en el epígrafe *1.4.2 Estado del arte* del Problema de Graetz aún hoy en día se está investigando en modos de resolver el problema de forma cada vez más precisa, prueba de su interés para la ciencia y tecnología de hoy en día.

Por esta razón se ha elaborado este capítulo, con el que se aporta una nueva metodología en la resolución de estos problemas para encontrar un conjunto de soluciones generales, en forma de ábacos de curvas universales. Para lograrlo, los objetivos que se alcanzan en este capítulo se pueden subdividir en (i) aplicar el análisis dimensional discriminado al estudio del comportamiento térmico de fluidos en conductos, para construir un conjunto de parámetros adimensionales que describan mejor el problema; (ii) obtener la longitud característica del proceso y describir su uso para el diseño de conductos; (iii) obtener un ábaco de curvas de calor y temperatura para diferentes espesores adimensionales en función de los nuevos parámetros adimensionales basados en la longitud característica y en el análisis dimensional discriminado.

Los dos objetivos primeros se logran mediante la aplicación analítica del análisis dimensional discriminado a las ecuaciones diferenciales bidimensionales de gobierno, y constituye la base teórica de este capítulo. El resultado es una formulación de la solución al problema conjugado de transmisión del calor de un flujo en el interior de un conducto mucho más precisa que la alcanzada por el análisis dimensional clásico; dos estudios de Cánovas et al. [105, 106], en 2015, han demostrado esto en el campo de flujo en medios porosos.

Para obtener la longitud característica de un proceso térmico como el estudiado se ha aplicado el método de obtención de la longitud característica del proceso, a modo de ejemplo, a un captador solar plano de baja temperatura. Con este propósito se ha

construido un modelo numérico del problema, comenzando por las ecuaciones de gobierno y condiciones de contorno, y se resuelve utilizando el método de simulación por redes (MESIR), una eficiente y versátil herramienta capaz de resolver problemas no-lineales complejos en transferencia de calor, de masa y otros muchos campos [15, 17, 107]. De dicha solución numérica, ábacos de la longitud característica, distribución de temperatura y calor a lo largo del tubo en rangos de valores típicos de operación de este tipo de captadores solares. La longitud característica es también una importante herramienta de diseño y sirve como indicador de la longitud útil real en el proceso de intercambio de calor. No obstante, los resultados son universales, cubriendo rangos de valores difíciles de encontrar en la literatura y aportando información precisa sobre temperatura e intercambio de calor.

Como ya se ha visto en el apartado *1.4 El Problema de Graetz*, dicho problema [2], tal como fue formulado a finales del s. XIX, consistía en el estudio del flujo de calor con el exterior y perfiles de temperatura que se forman en el seno de un fluido que circula en régimen laminar a lo largo de un conducto circular infinito de pared de espesor despreciable sometido a una temperatura exterior constante, la cual sufre un súbito aumento de dicha temperatura en un punto a partir del cual la nueva temperatura también se mantiene constante.

Numerosos autores han ido incorporando sucesivamente diversos aspectos al problema para describirlo lo más exactamente posible y asemejarlo a los procesos que operan cuando se imponen condiciones de contorno similares a las reales experimentales. Se ha encontrado que el enunciado de este problema se asemeja en cierta forma al caso real del flujo caloportador circulante por el interior de los captadores solares térmicos de baja temperatura, cuyo funcionamiento térmico se pretende comprender mejor para optimizar algunos de sus componentes.

2.1. Fuentes

En relación a la obtención de la curva universal de temperaturas mediante longitud característica y adimensionalización como solución al Problema de Graetz. Las fuentes consultadas están desarrolladas en el anterior epígrafe *1.4.2 Estado del arte*.

En esta investigación se ha generado el concepto de longitud característica del flujo en el interior de una tubería de sección circular suficientemente larga cuando, tras un aporte súbito de temperatura, la temperatura media del flujo alcanza prácticamente dicha temperatura aportada.

Entendido este parámetro como un balance entre el calor transmitido y el calor aportado, desde mediados del siglo XX se ha utilizado el número de Nusselt para caracterizar este fenómeno [108], y desde entonces se han investigado multitud de variaciones del problema recopiladas en revisiones bibliográficas [67, 85, 109]. Las distintas configuraciones de elementos, como tubos inclinados [71, 90], canales horizontales [59] o verticales [86] calefactados, con condiciones de temperatura variable senoidal [62], con condiciones no estacionarias [54], o con variables

dependientes de la temperatura [83] entre otros [68, 69, 72-74, 76, 78-80], se han ido resolviendo utilizando diversas técnicas de análisis para la resolución de las ecuaciones de gobierno como la transformada de Laplace [56], volúmenes finitos [66], soluciones en series [70], software CFD [81], mediante la discretización unidimensional [61] o bidimensional [1, 12, 13, 63, 87] de las ecuaciones, entre otros [60, 77, 82], obteniendo en algunos casos soluciones parametrizadas [7, 8, 54, 55] según algunos números adimensionales obtenidos mediante el análisis dimensional. Las soluciones de esta investigación se presentan parametrizadas y pueden consultarse en el Anexo 1.

Otros autores además comparan sus resultados numéricos con los experimentales [64, 65, 84, 96] al igual que se ha hecho más adelante en esta investigación.

2.2. Nuevo enfoque del problema conjugado-extendido de Graetz

Se presenta un nuevo enfoque al problema conjugado-extendido bidimensional de Graetz, es decir, a la transmisión del calor referida a un flujo laminar plenamente desarrollado en el interior de un conducto de sección circular sometido a un abrupto cambio de temperaturas.

Los fenómenos térmicos que tienen lugar en un medio fluido en la región de un tubo infinito en la que la temperatura ha cambia súbitamente fueron estudiados en primer lugar por Graetz en 1882 [2], aunque los efectos térmicos sobre el fluido producidos por la presencia de la pared del tubo no fueron entonces tenidos en cuenta. Este problema es de gran interés para el diseño de conductos y tuberías que son empleados en procesos térmicos, y en los que el flujo puede ser modelado como un fenómeno laminar, como ocurre en dispositivos solares, oleoductos, tecnología geotérmica, intercambiadores de calor, entre otros. En esta tesis doctoral se ha buscado obtener una aproximación de esta longitud mayor que las publicadas hasta ahora, y se ha llamado longitud característica.

Un modo de interpretar este enunciado de longitud característica es el de entender el fenómeno de comportamiento térmico completamente desarrollado en un flujo como un balance entre el calor aportado del exterior al tubo y el calor efectivamente transmitido del tubo al fluido interior. Desde mediados del siglo XX se ha utilizado el número de Nusselt para medir este fenómeno. Se trata de una relación adimensional que mide la variación de la transmisión del calor por convección desde una superficie mojada por un fluido al fluido en sí mismo, comparado con el mismo fenómeno si sólo se diera por conducción. Es decir, la relación entre la transferencia de calor por convección y por conducción. Por lo tanto, siguiendo esta definición, la longitud característica buscada se obtendría midiendo la distancia desde la entrada del conducto, hasta el punto en el que este número de Nusselt empiece a mantenerse constante. En ésta línea, uno de los primeros compendios extensivos sobre este número adimensional lo elaboraron Shah y London [108] en 1971. En este compendio incluyen estudios teóricos y soluciones para la transmisión del calor en flujos

laminares, en los que la fricción tiene una importancia considerable, para el diseño de intercambiadores de cambiador. Estas soluciones se aplican desde entonces a todos los campos de la Ingeniería en los que se producen fenómenos térmicos en flujos circulantes por el interior de conducciones, fundamentalmente a intercambiadores de alto grado de compacidad en los que el número de Reynolds es bajo. Estos desarrollos son de gran utilidad en la actualidad por presentar suficiente aproximación a la solución en condiciones reales, y por haber sido un tema muy desarrollado en la literatura científica durante los últimos 50 años, lo que permite aplicarlo a una gran variedad de problemas como son los de conductos de diferentes geometrías. En esta línea Jouglard y Pérez [45] llevaron a cabo en 2004 un estudio de transmisión del calor aplicado a conductos de sección triangular utilizando el análisis dimensional y obteniendo el número de Nusselt en la dirección axial comparando los resultados con estudios anteriores de otras conducciones de diversas geometrías. Sin embargo, aunque este método es el que se sigue utilizando desde entonces y en la actualidad en la Ingeniería, introduce algunas inexactitudes que, por ejemplo, fueron puestas de manifiesto en el trabajo de Ebadian y Zhang [46] quienes obtienen una aproximación mayor del número de Nusselt para el problema concreto que estudiaron y que resolvieron con técnicas de transformadas de Fourier. Esto motiva la investigación de propuestas de nuevos métodos de obtención de esta longitud característica, que no requieran de la aproximación de un número de Nusselt para resolver el problema, como el del uso del Análisis Dimensional Discriminado (ADD) [7, 8, 45], cuyos fundamentos se han descrito en el apartado 1.2 *El Análisis Dimensional Discriminado* y cuya aplicación se describe en el apartado 2.4 *Análisis Dimensional Discriminado del comportamiento térmico de un fluido circulante por el interior de un conducto*. Zueco et al. de 2004 [1] no utilizaron dicho ADD en su análisis numérico del problema, pero sí demostraron que existen métodos que mejoran las aproximaciones a la resolución del problema sin utilizar los desarrollos de Nusselt disponibles en la literatura científica.

Por lo tanto, frente al enfoque clásico, en esta memoria se resuelve el problema utilizando el Análisis Dimensional Discriminado, escogiendo grupos adimensionales representativos de las ecuaciones de gobierno y condiciones de contorno del problema 2D, con el objetivo de encontrar un conjunto de números adimensionales, algunos nuevos, que por tanto no están disponibles en la bibliografía, que describa el comportamiento del sistema.

La longitud característica del sistema, que juega un papel fundamental en la formulación así como en las distribuciones de temperatura y calor, se obtiene numéricamente para un rango de valores de variables correspondiente a las condiciones normales de operación de un captador solar plano de baja temperatura convencional utilizando el MESIR.

El conjunto de ábacos universales de temperatura y de calor basados en estos nuevos grupos adimensionales puede ser utilizado en el diseño de dispositivos térmicos e instalaciones industriales.

2.3. Modelo físico-matemático

Como se ha mencionado anteriormente, se han adaptado las condiciones de contorno del Problema de Graetz a las condiciones de trabajo de un captador solar plano de baja temperatura. En la obtención de la simulación numérica de las temperaturas en el interior del fluido se ha utilizado el Método de Simulación por Redes [45] discretizando directamente a partir de las ecuaciones. El resultado se ha comparado la simulación numérica de Zueco et al. [1] que siguieron un proceso de discretización del problema diferente al presentado en esta investigación y más parecido al utilizado en las aportaciones de Bilir et al. [12, 13] que incluían soluciones para todo el rango de números de Péclet, incluyendo números bajos que en realidad sólo tienen aplicación práctica cuando el fluido es un metal líquido [14] y no en nuestro caso. Sin embargo es útil incorporar esto al modelo numérico para poder comparar los resultados con la bibliografía. Así se ha tenido en cuenta en la formulación del problema la conducción axial del calor para bajos números de Péclet [35-37]

Así, el sistema estudiado (detallado en la Figura 10) consiste en un tubo redondo infinito con espesor de pared constante e_p [1, 37, 39, 40, 42, 43], con conductividad térmica isotrópica k_s [54, 63, 76, 87], a través del cual fluye un líquido isotrópico con conductividad térmica constante k_f . El conducto está sometido a una temperatura constante T_0 ($z=-\infty$) igual a la temperatura del fluido a la entrada. A partir de un punto determinado, considerado el origen de coordenadas, la superficie externa del tubo se somete a una temperatura $T_1 > T_0$. El tubo debe ser lo suficientemente largo para asegurar que el fenómeno térmico se desarrolla por completo. Se ha asumido que el flujo fluye en régimen laminar manteniendo sus propiedades térmicas constantes. Se asume que la temperatura adopta un perfil parabólico en la dirección radial (Figura 11) y se achata en la dirección z , manteniéndose su valor mínimo en el eje del conducto, hasta hacerse constante [1, 13].

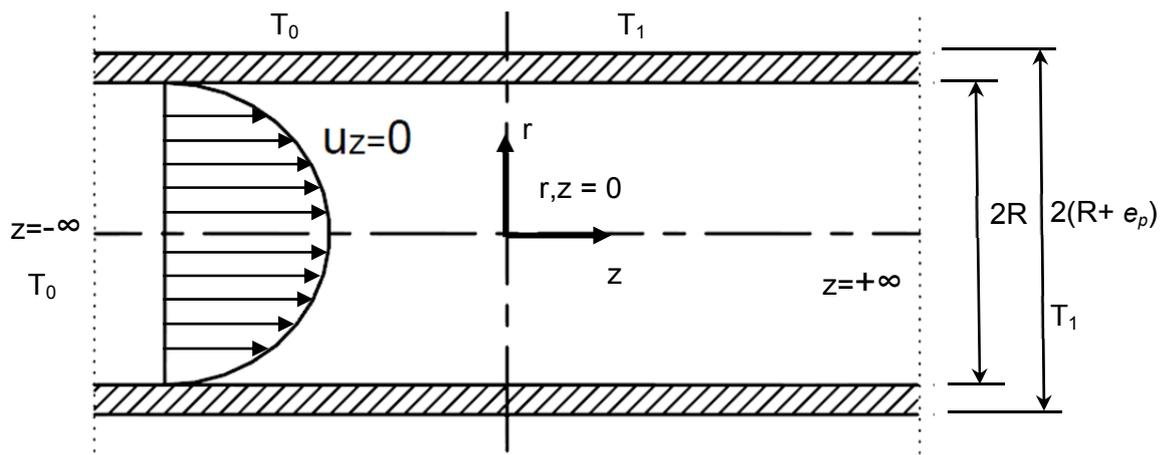


Fig. 10 – Geometría del problema conjugado-extendido de Graetz

Al tratarse del problema conjugado-extendido de Graetz hay que añadir, a la ecuación de gobierno del fluido extendida a considerar el transporte del calor en sentido axial (1.33) [35], la ecuación diferencial del sólido (2.1). De esta manera se obtiene el problema de Graetz extendido a la conducción de calor axial y conjugado entre el fluido y el sólido, es decir, el problema conjugado-extendido de Graetz, cuyas

ecuaciones generales diferenciales que gobiernan el sistema [16, 28, 31] son, en coordenadas cilíndricas:

Ecuación bidimensional de la región del sólido:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) = (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (2.1)$$

Ecuación bidimensional de la región del fluido:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = (\rho u_z C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (2.2)$$

Para alcanzar los objetivos de esta tesis, se ha considerado conveniente realizar el estudio del fenómeno estacionario, por lo que en las ecuaciones se ha omitido el término transitorio [13, 34]. Además, se ha considerado que los medios son isotrópicos y las propiedades térmicas son invariables. De este modo no ha sido necesario tener en cuenta el número de Prandtl (4.5), como tampoco tienen influencia sobre el estacionario el número de Biot [87].

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones, las condiciones de contorno originales descritas en el apartado 1.4 *El Problema de Graetz* deben modificarse para definir el problema real, y sustituirse por las que se detallan en la Tabla 3.

Condiciones de contorno		
At $z = -\infty$	$T_f = T_s = T_0$	(2.3)
At $z = +\infty$	$\partial T_f / \partial r = \partial T_s / \partial r = 0$	(2.4)
At $r = 0$	$\partial T_f / \partial r = 0$	(2.5)
At $r = R$	$T_f = T_s$	(2.6)
	$(k_s/k_f) \partial T_s / \partial r = \partial T_f / \partial r$	
At $r = R + e_p, z < 0$	$T_s = T_0$	(2.7)
At $r = R + e_p, z \geq 0$	$T_s = T_1$	(2.8)
	$u_z = u_m(1-r^2/R^2)$	(2.9)

Tabla 3 – Condiciones de contorno del problema conjugado-extendido de Graetz

Estas condiciones de contorno están ampliadas respecto a las expuestas en el epígrafe 1.4.1 *El problema original* para tener en consideración el efecto del espesor finito de la pared, e_p .

De este modo, la condición de contorno (2.3) hace referencia a la temperatura del fluido y a la zona del tubo de la entrada de la región de estudio, supuesta a una distancia $z = \infty$ hacia la izquierda del salto térmico, lugar en que se ha dispuesto el origen de coordenadas. El significado de esta condición es el de suponer que el fluido llega en estado estacionario, con una temperatura constante igual a la que se mantiene el tubo, a la región de la entrada del conducto que se está estudiando.

En el extremo contrario de la región de estudio, en la zona de salida del flujo, la condición que se impone es la de calor constante, (2.4) tanto para el fluido como para el sólido. Se supone que el conducto calculado es lo suficientemente largo como para que se haya alcanzado la temperatura T_1 en todo el fluido y el sólido, por lo que no circulará calor entre una sección diferencial radial y la siguiente.

Al igual que en el problema original de Graetz, se impone un perfil de velocidades parabólico (2.9), por lo que existe una simetría axial a lo largo del tubo. La condición (2.5) representa esta línea de simetría que discurre superpuesta sobre el eje del tubo, $R=0$. Se supone que, al ser simétricas las condiciones, no habrá variación de temperaturas en la dirección radial, esto es, que no circulará calor a través del eje de simetría.

La condición (2.6) describe el fenómeno de continuidad de la energía en la superficie interior del tubo, o interfase, en que tanto la superficie exterior del cilindro de fluido en contacto con la superficie interior del tubo sólido deben estar a la misma temperatura y, por tanto, también debe haber un equilibrio de calor.

Las condiciones (2.7 y 2.8) representan la temperatura que se impone en el perímetro del fluido. La primera corresponde a la temperatura de entrada del fluido, que se mantiene a lo largo de la parte izquierda de la región de estudio; y la segunda corresponde a la temperatura del salto térmico, que tendrá que alcanzar el fluido en el extremo derecho del tubo de longitud supuesta infinita.

2.4. Análisis dimensional discriminado del comportamiento térmico de un fluido circulante por el interior de un conducto

En la introducción se ha referido al procedimiento más habitual para calcular el calor transmitido a un tubo en ingeniería, y que se basa en la obtención del número de Nusselt ($Nu=hL/k_f$). Para una diferencia de temperaturas media conocida o estimada entre el fluido en general y la superficie interior del tubo, se suele elegir, de entre un vasto número de ecuaciones, tablas, cartas, etc. existentes en la bibliografía [108, 110], una aproximación adecuada al número de Nusselt (4.9) para obtener el coeficiente de convección h . Por lo tanto, las principales inexactitudes derivadas del uso del número de Nusselt están relacionadas con la selección de la aproximación más adecuada al caso de estudio [46], y a la exactitud de la obtención de la h en sí misma, que está condicionada a la elección del coeficiente de corrección y a la correcta evaluación de la temperatura media del fluido o temperatura de *bulk*.

Por otra parte, numerosos autores han encontrado números de Nusselt más adecuados a sus casos de estudio que los disponibles en la bibliografía [34, 38, 45-48, 56, 66, 86, 90], lo que también sugiere que sólo se puede utilizar como una aproximación y, por tanto, puede merecer la pena utilizar el método que se propone en esta investigación que permite evitar su uso por completo.

Para encontrar una solución más general a este problema se ha utilizado el Análisis Dimensional Discriminado (ADD) [7, 8, 104]. Según esta teoría, muchos de los números adimensionales disponibles en la bibliografía, como son el número de Nusselt, Prandtl, Reynolds, Péclet, etc. no son realmente adimensionales [7], pues están compuestos por magnitudes que se dan en diferentes direcciones y, por tanto, no se pueden simplificar como sí contemplan los análisis convencionales. Sin embargo, mediante el uso del ADD en diferentes condiciones geométricas y fluidomecánicas se han obtenido soluciones mucho más generales que al utilizar métodos clásicos [8] y, a su vez, se han utilizado menos parámetros adimensionales.

El ADD de las ecuaciones de gobierno empieza con la introducción de las variables adimensionales (2.10) en la ecuación del sólido (2.1)

$$r' = \frac{r - R}{R_{ext} - R} = \frac{r - R}{e_p}; \quad z' = \frac{z}{l^*}; \quad T'_s = \frac{T_s - T_0}{T_1 - T_0} = \frac{T_s - T_0}{\Delta T_s} \quad (2.10)$$

donde l^* es la llamada longitud característica del proceso, y se define como la longitud medida desde el punto en que se inicia el salto de temperaturas $z=0$, hasta el punto $z=l^*$ a partir del cual se considera que el flujo en general ha alcanzado la nueva temperatura, T_1 . Para el propósito de esta investigación se ha asumido que la longitud característica es la distancia l^* necesaria para que la temperatura en el eje alcance el 90% de T_1 , y por lo tanto, el resto de temperaturas en esa misma sección del conductos serán más próximas a T_1 (Fig. 11).

Esta magnitud es desconocida *a priori*, y su orden de magnitud se deriva de la adimensionalización de las ecuaciones generales. Se ha elegido la variable longitud característica en lugar del comúnmente utilizado diámetro hidráulico para encontrar un grupo adimensional adecuado para la dirección axial. Ésta es precisamente una característica fundamental del ADD: que la dirección de la variable sea coherente con la física del proceso; así l^* está en la misma dirección que la velocidad del flujo, mientras que el diámetro hidráulico no lo está. La mencionada longitud característica l^* , también es por tanto un parámetro de diseño para aplicaciones prácticas en la ingeniería y depende del resto de variables del problema.

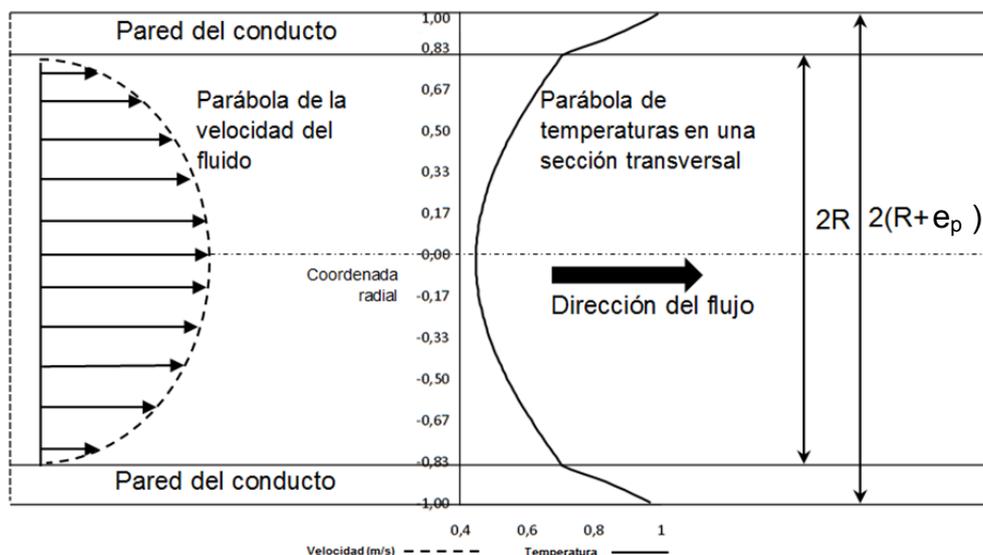


Fig. 11 – Parábola de velocidad/temperatura axial en el fluido interior al tubo ($\pi_3=1700$; $z=10m$)

Introduciendo estas variables adimensionales (2.10) en la ecuación del sólido (2.1), se obtienen nuevos coeficientes para dicha ecuación (2.11).

$$k_{s,r} \frac{1 - T_0}{e_p^2}; \quad k_{s,r} \frac{1 - T_0}{r'e_p^2 - Re_p}; \quad k_{s,z} \frac{1 - T_0}{l^{*2}} \quad (2.11)$$

Según el ADD [7, 8], los tres coeficientes deben ser del mismo orden de magnitud y así pueden deducirse de ellos dos relaciones adimensionales idénticas, también llamadas monomios. El primero proviene de los coeficientes primero y tercero de los coeficientes (2.11) y el segundo monomio se obtiene a partir del primer y segundo coeficientes (2.11) según las semejanzas (2.12):

$$k_{s,r} \frac{1 - T_0}{e_p^2} \approx k_{s,z} \frac{1 - T_0}{l^{*2}} \quad y \quad k_{s,r} \frac{1 - T_0}{e_p^2} \approx k_{s,r} \frac{1 - T_0}{r'e_p^2 - Re_p} \quad (2.12)$$

Por lo tanto, el primer monomio sería

$$\pi_1 = \frac{l^* k_{s,r}}{e_p k_{s,z}}$$

Pero, al haberse considerando un medio sólido isotrópico, las conductividades térmicas son idénticas y se obtiene el primer monomio

$$\pi_1 = \frac{l^*}{e_p} \quad (2.13)$$

Debe seguirse el mismo procedimiento con la ecuación diferencial del el fluido (2.2) para determinar los siguientes grupos adimensionales. Las variables adimensionales en el fluido están escritas en (2.14).

$$r' = \frac{r}{R}; \quad v' = \frac{v}{v_m}; \quad z' = \frac{z}{l^*}; \quad T'_f = \frac{T_0 - T_f}{\Delta T_f} \quad (2.14)$$

Al introducir estas variables (2.14) en la ecuación para el fluido (2.2), se pueden obtener los coeficientes adimensionales (2.15) de la ecuación diferencial.

$$\frac{k_f}{R^2}; \quad \frac{k_f}{l^{*2}}; \quad \frac{\rho_f C_{p,f} v_m}{l^*} \quad (2.15)$$

El segundo monomio toma la forma de la relación (2.16), y se logra combinando los grupos adimensionales (2.14) y (2.15).

$$\pi_2 = \frac{R}{e_p} \quad (2.16)$$

Esta variable es una de las principales razones para usar el ADD, porque R y e_p se miden en la misma dimensión radial.

Operando con los tres coeficientes de la relación (2.15), también se puede obtener un tercer monomio (2.17):

$$\pi_3 = \frac{\rho_f C_{p,f} v_m R}{k_f} = Pe \quad (2.17)$$

Este es un número de Péclet bien definido debido a que la dirección principal del flujo de calor coincide con la del radio, R .

Por último, al vincular los coeficientes de transmisión de calor para el sólido isotrópico y los medios fluidos por medio de la propiedad de continuidad térmica en la interfase, se puede obtener el cuarto monomio (2.18).

$$\frac{k_s(1 - T_0)}{e_p} \approx \frac{k_f T_0}{R} \rightarrow \pi_4 = \frac{k_s}{k_f} \quad (2.18)$$

En resumen, el conjunto de grupos adimensionales independientes que controla la solución del problema se obtiene mediante (2.19).

$\pi_1 = \frac{l^*}{e_p}$	$\pi_2 = \frac{R}{e_p}$	$\pi_3 = \frac{\rho_f C_{p,f} v_m R}{k_f}$	$\pi_4 = \frac{k_s}{k_f}$	(2.19)
---------------------------	-------------------------	--	---------------------------	--------

La determinación del número y forma final de los monomios puede parecer arbitraria pero obedece a que estos términos recojan todos los parámetros dimensionales y propiedades termofluídicas que intervienen en el proceso obtenidos directamente de las ecuaciones de gobierno y de sus condiciones de contorno, para obtener tantas agrupaciones adimensionales como han sido necesarias para recogerlos todos.

La comparación de los monomios obtenidos mediante el ADD con formulaciones adimensionales clásicas, por ejemplo en [55] o [1], arroja dos evidentes diferencias principales. Por un lado, se trata de un procedimiento sistemático con el que se han determinado cuatro monomios, en función de los cuales se puede describir el comportamiento del sistema con mayor precisión de lo que era posible anteriormente. En primer lugar, el monomio π_1 es nuevo debido a la aparición de la longitud característica, una magnitud oculta, que se utiliza para la adimensionalización de la dimensión axial, z ; como ambas dimensiones, l^* y z , están en la misma dirección, π_1 es un monomio consistente. Por esta razón, parte de este trabajo se dedica a la determinación y uso de la longitud característica. Además, se observará que la dependencia de las variables π_4 es insignificante para los materiales de la tubería sólida de alta conductividad en condiciones estacionarias al poder hacerse desaparecer el término k_s de la ecuación.

2.5. Modelo de simulación numérica y verificación

En este epígrafe se describe la metodología seguida para elaborar el modelo físico-matemático que resuelve las ecuaciones diferenciales que rigen el problema (2.1 y 2.2). El método de simulación seguido es el MESIR, con el que se han discretizado la geometría y condiciones de contorno del problema, y el solver utilizado para resolverlo ha sido el PSpice. Los datos obtenidos de la resolución del problema han sido tratados con la metodología del Análisis Dimensional Discriminado antes mencionado para confeccionar con ellos sendos ábacos universales del perfil de temperaturas y calor del fluido a lo largo del tubo. Posteriormente, dichos resultados son validados mediante la comparación con los resultados disponibles en la literatura científica y con el propio ADD.

2.5.1. Modelo numérico

Con el fin de evaluar la longitud característica y otros monomios, así como para ilustrar una aplicación práctica del método, se construyó un modelo en red mediante discretización de los dominios sólido y fluido y, en consecuencia, las ecuaciones de gobierno (2.1, 2.2) y condiciones de contorno (2.3 a 2.9). A partir de esto, se ha elaborado un modelo numérico siguiendo el MESIR [17] por el cual se analiza un circuito eléctrico cuyo comportamiento es formalmente equivalente al proceso térmico discretizado, y que permite soluciones precisas al problema. Este método ha sido ampliamente utilizado para la solución de ecuaciones diferenciales, incluso de ecuaciones altamente no lineales, en muchos campos científicos [18] y se ha descrito ampliamente en el apartado 1.3 *Método de simulación por redes (MESIR)*.

A modo de ejemplo, se describe el modelo de construcción de la ecuación diferencial del fluido (2.2). En primer lugar, las dimensiones espaciales, r y z , son discretizadas topológicamente, la ecuación (2.2) se desarrolla algebraicamente y se organiza obteniéndose la ecuación (2.20).

$$\frac{1}{r} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{\Delta r} \right] + \frac{1}{\Delta r} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{\Delta r} \right] + \frac{1}{\Delta z} \cdot \left[\frac{T_{i+\frac{\Delta z}{2}} - T_{i-\frac{\Delta z}{2}}}{\Delta z} \right] - \left(\frac{\rho \cdot c \cdot u_z}{k} \right)_f \cdot \left[\frac{T_{i+\frac{\Delta z}{2}} - T_{i-\frac{\Delta z}{2}}}{\Delta z} \right] = 0 \quad (2.20)$$

Esta ecuación se aplica a cada celda individual, donde cada término de la ecuación es modelado por medio de dispositivos de circuitos eléctricos, haciendo uso de la analogía termo-eléctrica [1, 61, 73, 93, 94]. En este caso, al contener los términos segundo y tercero de (2.20) únicamente elementos diferenciales, se utilizan cuatro semi-resistencias [111] que modelan la conducción de calor radial y axial. Estas semirresistencias están representadas en la Fig. 12 y tienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned} R_{r,f} &: \Delta r / (2 \cdot k_f \cdot \Delta z) \\ R_{z,f} &: \Delta z / (2 \cdot k_f \cdot \Delta r) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Los términos primero y cuarto de (2.20) están multiplicados por variables no diferenciales, por lo que se modelizan mediante sendas fuentes de corriente

dependientes de la tensión. Están representadas en la Fig. 12 y tiene los siguientes valores:

$$G_{r,f}: \Delta T \cdot k_f \cdot \Delta z / (r_j) \text{ donde } r_j \text{ varía en la dirección } r: r_j = \Delta r \cdot (2 \cdot j - 1) / 2 \text{ y } j \text{ es el número de cada celda en la dirección radial.} \quad (2.22)$$

$$G_{z,f}: -\Delta T \cdot \Delta r \cdot \rho_f \cdot c_{p,f} \cdot u_{z,f} \text{ donde } u_{z,f} = 2u_m(1 - (r/R)^2) \text{ como se vio en (2.9)}$$

Con ellas se modeliza el cambio a coordenadas cilíndricas y el movimiento axial del fluido respectivamente. Del mismo modo se ha procedido con la ecuación del sólido (2.1). Cabe destacar que la ecuación del sólido no presenta una fuente saliente de intensidad dependiente de la temperatura por no llevar asociado el sólido una velocidad u_z como sí está asociada al fluido. La Figura 12 muestra el modelo de red de una celda elemental del fluido y de una celda del sólido.

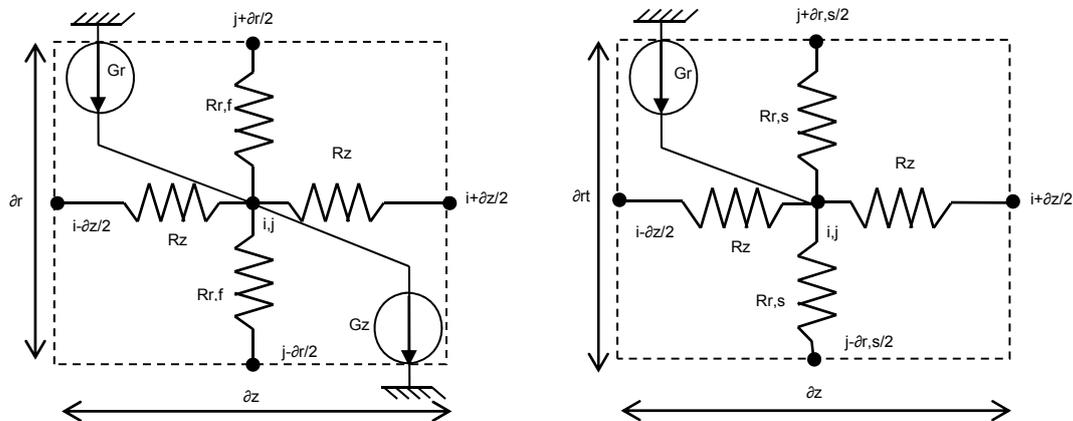


Fig. 12 – Esquema de circuito eléctrico de una celda básica 2D del fluido (izquierda) y de una celda básica 2D del sólido (derecha)

Las condiciones de contorno se describen de manera simplificada en la Figura 13.

En todos los puntos donde es necesario imponer una condición de contorno se ha añadido al circuito una resistencia y una fuente de tensión en serie. En los puntos con condición de contorno de temperatura se ha dado un valor a la resistencia lo más cercano posible a cero, $1 \cdot 10^{-10}$, y se ha asignado el valor de la fuente de tensión correspondiente a la temperatura impuesta en la condición de contorno, $T_0=0$ y $T_1=1$.

En donde es necesaria una condición de contorno de calor nulo o aislamiento se ha dado un valor a la resistencia lo más alto posible, $1 \cdot 10^{10}$, y no tiene importancia el valor que se dé a la fuente de tensión.

Con ello se obtiene un conjunto de celdas y dispositivos, cuyo ensamblaje produce, en forma de circuito eléctrico, el modelo de red global del proceso. Dicho modelo se resuelve con el software PSpice© [4].

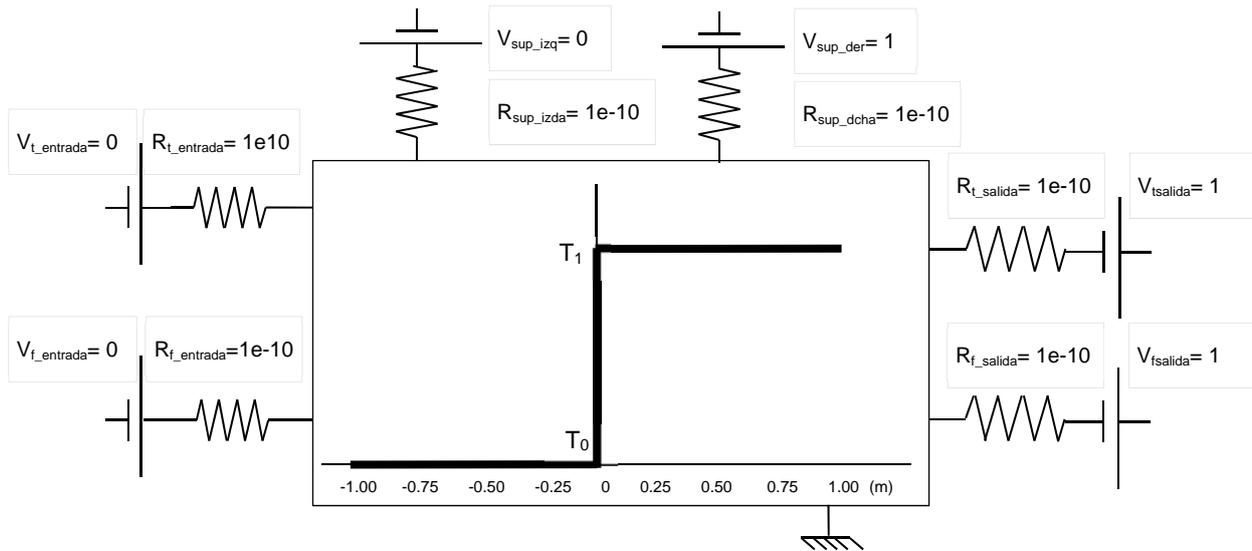


Fig. 13 – Esquema de condiciones de contorno de temperatura y efecto que producen en el perfil de temperaturas longitudinal del fluido

Con el fin de verificar el modelo 2D, se han llevado a cabo simulaciones numéricas con las mismas condiciones de contorno que las encontradas en las publicaciones de 2004 de Zueco et al. [1] con el mismo perfil de velocidad, mismas condiciones de contorno y mismo número de Péclet = 1. Los resultados se muestran comparados en la Figura 14 donde se observa que las diferencias máximas no son superiores al 2%, lo que confirma la similitud en la precisión del modelo propuesto.

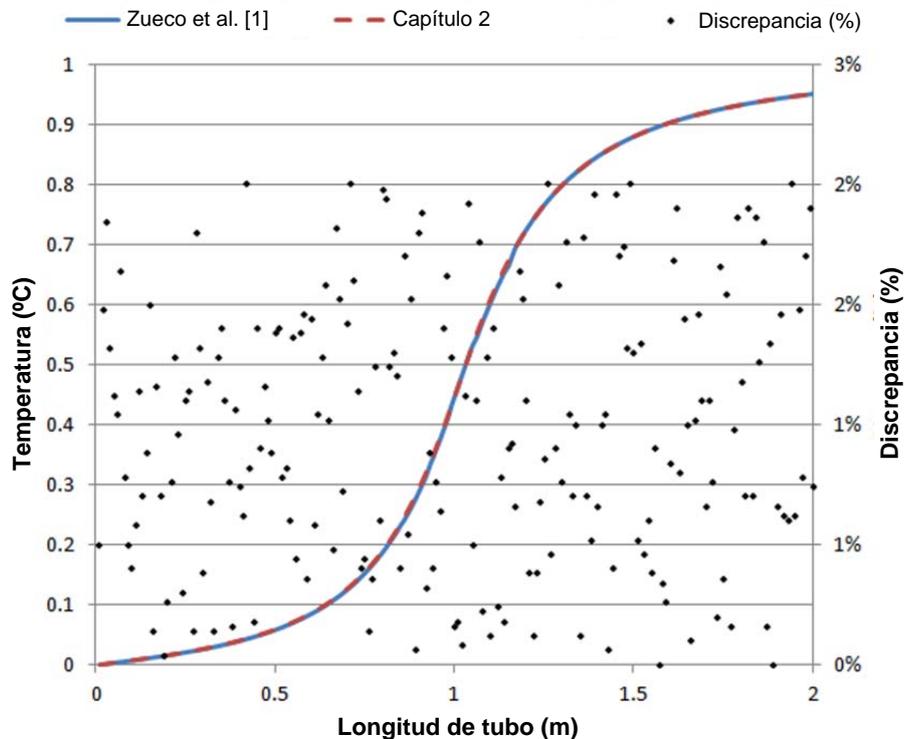


Fig. 14 – Validación del modelo de red. Eje izquierdo: Temperatura. Eje derecho: discrepancia relativa entre el modelo actual y [1].

2.5.2. Verificación de monomios y curva universal π_1 vs. π_2

Para verificar la validez del conjunto de monomios obtenidos anteriormente, el problema conjugado descrito en el apartado 2.3 *Modelo físico-matemático* se simula usando cualquier valor numérico para los monomios [105, 106]. Para este propósito, las simulaciones numéricas de las ecuaciones de gobierno (2.1, 2.2) se llevan a cabo a través del método de simulación por redes. Esto requiere la construcción de un modelo cuyos componentes se ajustan a valores diferentes para los monomios π_1 a π_4 .

Por razones de simplicidad se ha elegido el valor 1 para los monomios π_3 y π_4 . En consecuencia, se han seleccionado cuatro combinaciones de parámetros para implementar en el circuito del modelo (Tabla 4). En los dos primeros casos, de nuevo por razones de simplicidad, $\rho_f = c_{p,f} = v_m = R = l^* = k_f = k_s = 1$; en los casos 3 y 4 se efectúan otras combinaciones de los mismos parámetros cuyos resultados también fueran $\pi_3 = \pi_4 = 1$. Otros parámetros dimensionales necesario para obtener π_2 son la longitud del conducto $L=20$ m y el espesor de pared entre $3 \cdot 10^{-4}$ y $5 \cdot 10^{-3}$ m.

	ρ_f ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	$c_{p,f}$ ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	v_m ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	R (m)	k_f ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	k_s ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	$\pi_3 = \frac{\rho_f c_{p,f} v_m R}{k_f}$	$\pi_4 = \frac{k_s}{k_f}$
Caso 1	1	1	1	1	1	1	1	1
Caso 2	1	1	0.5	2	1	1	1	1
Caso 3	10	40	0.5	0.03	6	6	1	1
Caso 4	100	80	0.02	1.56	250	250	1	1

Tabla 4 – Conjunto de parámetros dimensionales para verificar la elección correcta de grupos adimensionales cuando $\pi_3 = \pi_4 = 1$

La Fig. 15 muestra los resultados obtenidos calculando π_1 para diferentes valores de π_2 , es decir, la función $\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3=1, \pi_4=1)$.

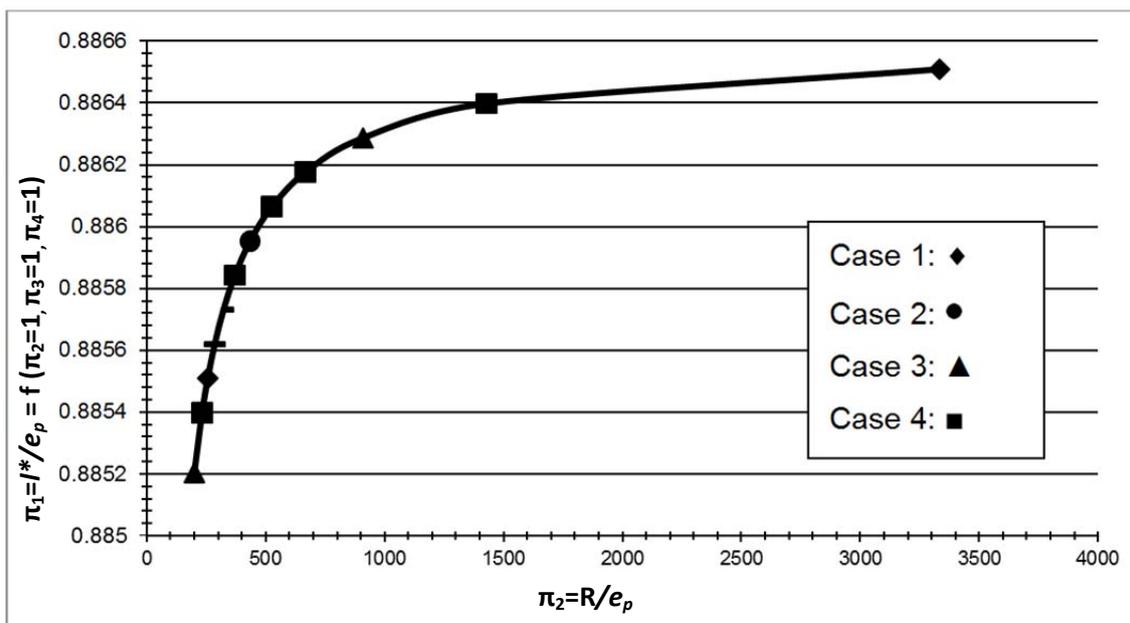


Fig. 15 - π_1 vs. π_2 con $\pi_3 = \pi_4 = 1$; las curvas de las cuatro simulaciones (Tabla 4) se superponen exactamente

Una primera observación no del todo inesperada es que las cuatro curvas son idénticas para cada combinación de valores de ρ_f , $c_{p,f}$, v_m , R , l^* , k_f , k_s . Al representar las cuatro curvas, éstas aparecen superpuestas, como muestra la Figura 15, lo que sugiere que el mismo resultado se repetirá para cualquier conjunto de valores en los que $\pi_3 = \pi_4 = 1$. Además, muestra que, cuando $\pi_3 = \pi_4 = 1$, una única curva universal vincula varias magnitudes involucradas en el problema conjugado del sólido y fluido: longitud característica, radio y espesor de la tubería, velocidad media del fluido y propiedades térmicas.

Con todo, esto demuestra que los números adimensionales π_1 , π_2 , π_3 , π_4 han sido correctamente seleccionados para obtener la ecuación universal del problema. Por lo tanto, se puede concluir que estos grupos adimensionales gobiernan la solución.

2.6. Aplicación a captador solar plano de baja temperatura

2.6.1. Longitud característica

La longitud característica es lo que, en el contexto del ADD, se denomina magnitud medible o *magnitud oculta* [104] que no aparece explícitamente en la configuración del problema que gobierna las ecuaciones y condiciones de contorno, pero que tiene un significado apreciable en la solución. Su sentido físico se resume en que, si se diseña un conducto más largo o más corto con esta longitud característica, se tendrán pérdidas económicas en material o en energía respectivamente.

A partir de los resultados obtenidos del modelo de simulación descrito, utilizando la teoría de las funciones homogéneas, o Teorema de Pi, se puede deducir la expresión de la longitud característica (2.23):

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4) \quad (2.23)$$

por tanto

$$l^* = e_p \cdot f\left(\frac{R}{e_p}, \frac{\rho_f c_{p,f} v_m R}{k_f}, \frac{k_s}{k_f}\right) \quad (2.24)$$

Así pues, conforme a la ecuación (2.24), la longitud característica en régimen estacionario puede describirse como una función de tres monomios.

Se ha establecido anteriormente que la longitud característica se define como la longitud entre el punto en el que se produce el escalón en la temperatura exterior de la tubería, condiciones de contorno (2.7) y (2.8), hasta el punto en que el fenómeno térmico se ha desarrollado completamente o, como se supone en este trabajo, el punto en el que la temperatura alcanzada a lo largo del eje de la tubería está al 90% de la temperatura externa de la tubería.

La condición de la longitud característica de *magnitud oculta* conduce a la necesidad de evaluar el sistema y por lo tanto es necesario trabajar con parámetros dimensionales que se ajustan a los monomios. La Tabla 5 contiene datos reales más comunes de los captadores solares planos de baja temperatura. Una configuración típica de este tipo de instalaciones es un conjunto de tubos que forman una rejilla, dentro de la cual fluye un fluido de transferencia de calor, en este caso agua pura. Los datos para los parámetros de diseño se han obtenido de la bibliografía [112-114]. Aunque estos valores son particulares para el caso de las dimensiones de cada captador concreto, la metodología anterior y los resultados son de carácter general.

Se han variado los valores de ρ_f , $c_{p,f}$, v_m , R , k_f , k_s para cada espesor y para cada combinación de variables que componen π_3 y π_4 . Así se obtienen diferentes combinaciones de los monomios antes mencionados.

Variable	Valor mínimo	Valor máximo	Unidades de medida
ρ_f	958.05	999.82	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
$c_{p,f}$	$4.186\cdot 10^3$	$4.186\cdot 10^3$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
v_m	0.04	0.12	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
R	$3\cdot 10^{-3}$	$6\cdot 10^{-3}$	m
e_p	$3\cdot 10^{-4}$	$5\cdot 10^{-3}$	m
k_f	0.55	0.68	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_s	380	380	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

Tabla 5 – Valores comunes extremos de funcionamiento de un colector solar de placa plana

Basándose en las cantidades de la Tabla 5, se pueden delimitar los rangos de los valores que cada uno de los números adimensionales π_1 , π_2 , π_3 , π_4 . Se han elegido dos rangos de valores de los monomios que definen el problema: $\pi_3 \in [700, 5500]$, $\pi_4 \in [550, 690]$. Los valores extremos de estos rangos corresponden al máximo y al mínimo de los monomios obtenidos de los datos combinados de la Tabla 5.

Como se ha demostrado anteriormente en el apartado 2.4 *Análisis Dimensional Discriminado del comportamiento térmico de un fluido circulante por el interior de un conducto* y la Figura 15, lo importante es el valor final de los monomios y no los valores que los conforman. Como consecuencia, por razones de simplicidad, para cambiar el valor de π_3 se ha decidido modificar sólo el valor de la velocidad media del fluido. La Tabla 6 contiene los valores de las magnitudes utilizadas en las simulaciones numéricas.

$\rho_f = 958.05 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	$c_{p,f} = 4.16\cdot 10^3 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$R = 3\cdot 10^{-3} \text{ m}$		
	$k_f = 0.55 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	$k_s (\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$		
$v_m (\text{m}\cdot\text{s}^{-1})$	$\pi_3 (\rho_f \cdot c_{p,f} \cdot v_m \cdot R \cdot k_f^{-1})$	$\pi_4 (k_s \cdot k_f^{-1})$		
		$k_s = 302.5$	$k_s = 330$	$k_s = 379.5$
0.04	700	550	600	690
0.0391006	850	550	600	690
0.0782004	1700	550	600	690
0.1150010	2500	550	600	690
0.1380010	3000	550	600	690
0.2300015	5000	550	600	690
0.24	5500	550	600	690

Tabla 6 – Combinación de valores para obtener π_3 y π_4

La Figura 16 muestra la simulación de la distribución de la temperatura a lo largo del eje de la tubería, la coordenada z , para $\pi_3 = 1700$ y $\pi_4 = 600$ para diferentes espesores de pared; se han escogido estos valores como ejemplo para ilustrar el proceso. El requisito de tubería de longitud infinita se ha contemplado imponiendo flujos continuos de temperatura y calor [47]. Además se ha simulado tuberías de hasta 100m para asegurar que el proceso se ha desarrollado por completo, para luego extraer sólo la información necesaria [1]. Como era de esperar, cuanto mayor es el espesor de la pared, mayor es la distancia que el fluido tiene que cubrir para alcanzar la temperatura de la pared y viceversa. La Figura 17 visualiza la longitud característica del proceso y permite el cálculo de su valor.

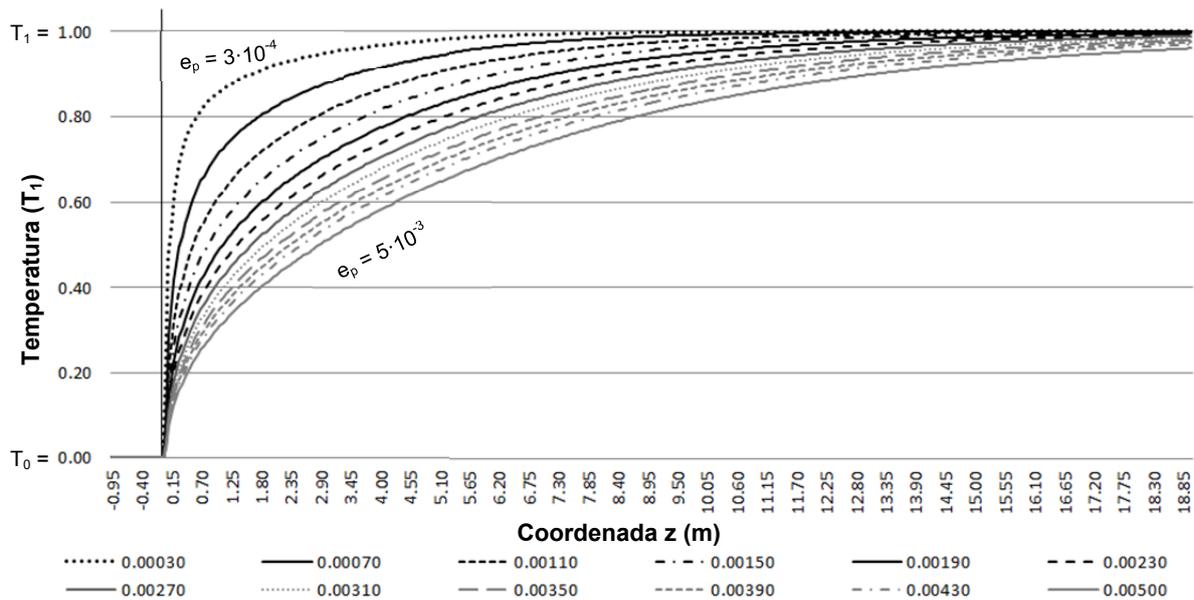


Fig. 16 – Distribución de la temperatura a lo largo de la coordenada z . $\pi_3=1700$, $\pi_4=600$ para diferentes espesores de pared

Siguiendo el mismo procedimiento para cada combinación de valores de la Tabla 6, el ábaco de la Figura 17, muestra la relación entre los monomios adimensionales π_1 y π_2 para diferentes valores de π_3 . Se puede observar que el número adimensional π_4 , que representa la relación entre conductividades, no tiene influencia sobre estas curvas, por lo que se concluye que π_4 no juega un papel apreciable en el caso estacionario [39, 42, 43], aunque la presencia de la pared sí juega un papel importante, como se verá más adelante en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*.

Las curvas de los π_3 intermedios pueden obtenerse por interpolación. Este ábaco puede considerarse un ábaco universal para los valores incluidos en el rango considerado de π_3 , y contiene la relación entre la longitud característica y el espesor de pared para un radio de tubería dado (o viceversa) dependiendo de π_3 o del número de Péclet.

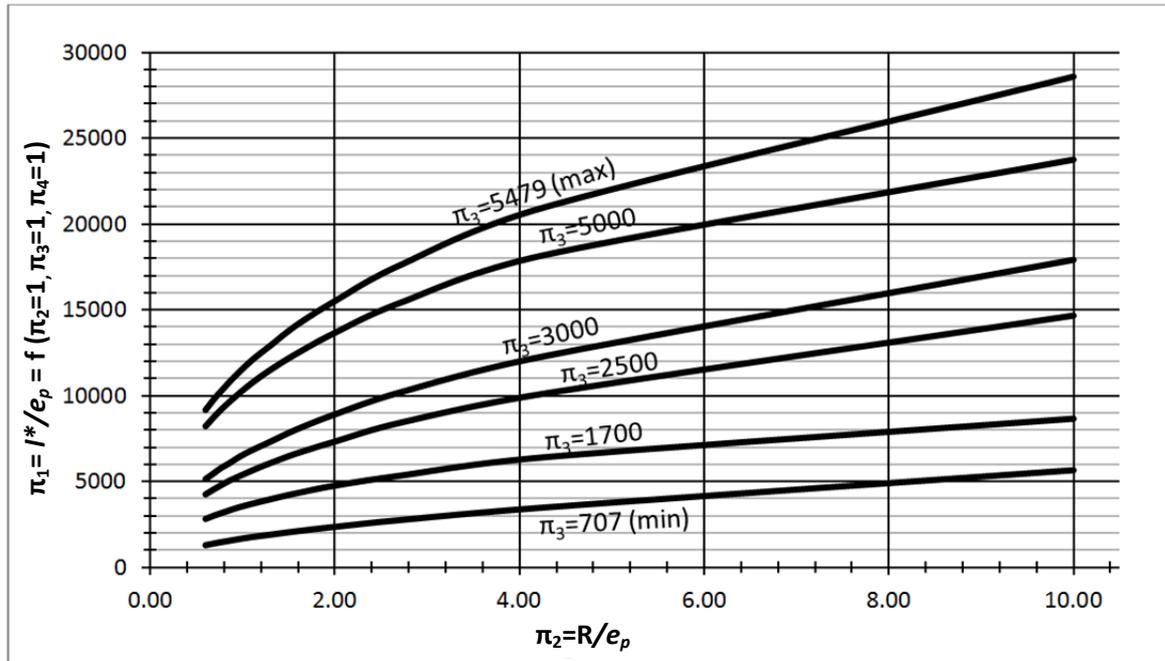


Fig. 17 – Ábaco de la relación entre π_1 y π_2 en función de los valores de π_3 para cada π_4

Este resultado es potencialmente de enorme utilidad porque permite determinar la longitud característica de cualquier tubo dentro del intervalo de parámetros especificado en la Tabla 5 evitando tener que realizar aproximaciones con el número de Nusselt (4.9) [34, 38, 45-48, 108, 110] el cual ya algunos autores han encontrado experimentalmente [90] que no siempre es la mejor aproximación ya que depende mucho de las condiciones de contorno que se impongan [66, 86].

La longitud característica tiene un uso importante en el diseño de la tubería, ya que marca el punto donde el tubo es capaz de recibir calor de la superficie, para una condición de contorno de temperatura externa uniforme de la tubería. Por consiguiente, la tubería sólo absorbe el calor a lo largo de su longitud característica, siendo las tuberías más largas inútiles para ese propósito y, por lo tanto, un despilfarro de material y espacio.

2.6.2. Curva universal de temperaturas

A partir del ábaco universal de longitudes características, la curva de temperaturas universal del fluido caloportador se puede obtener a partir de la representación gráfica de las funciones $f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4)$ vs. z/l^* [104], es decir, representando la función de todos los grupos adimensionales frente a la longitud del tubo, z , dividida entre la longitud adimensional obtenida, l^* , o longitud característica.

La Figura 18 muestra las curvas de temperatura para $\pi_3 = 700$, con el espesor de la tubería como parámetro (Fig. 18a) y para valores extremos de π_3 (Pe) $\pi_2 = 10$ (Fig. 18b). El ábaco completo de temperaturas que cubre toda la gama de valores estudiados de π_3 y π_2 pueden consultarse en el Anexo 1, lo que revela la importancia primordial del espesor de la tubería en este problema, como ya apuntaban Campo y

Rangel en 1983 [37] y como se verá en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*, si bien se ha corroborado antes que en el caso estacionario no influye el tipo de material del que está compuesta dicha tubería [39, 42, 43].

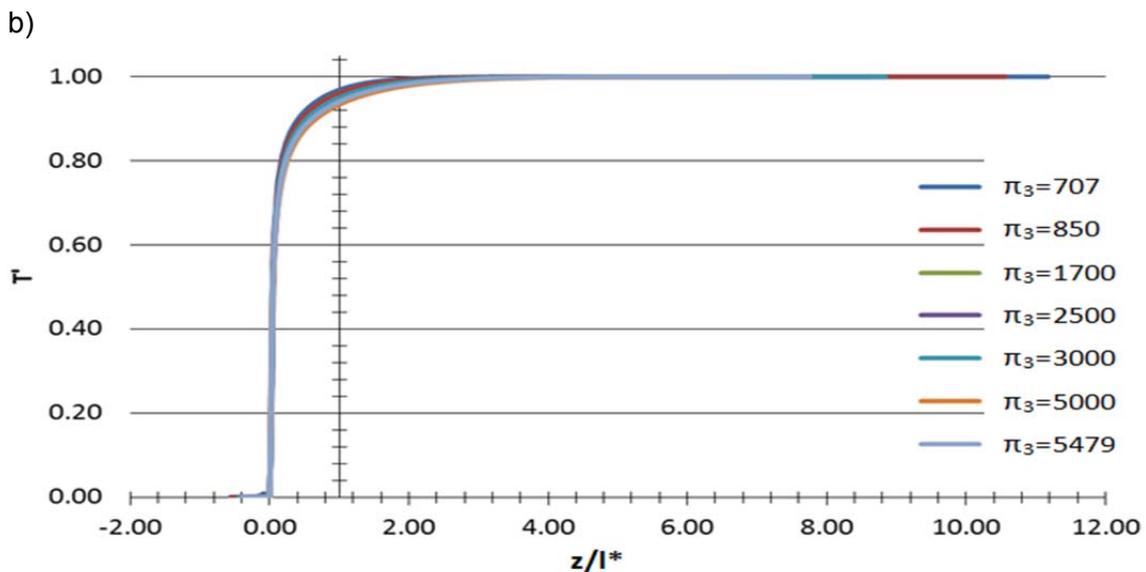
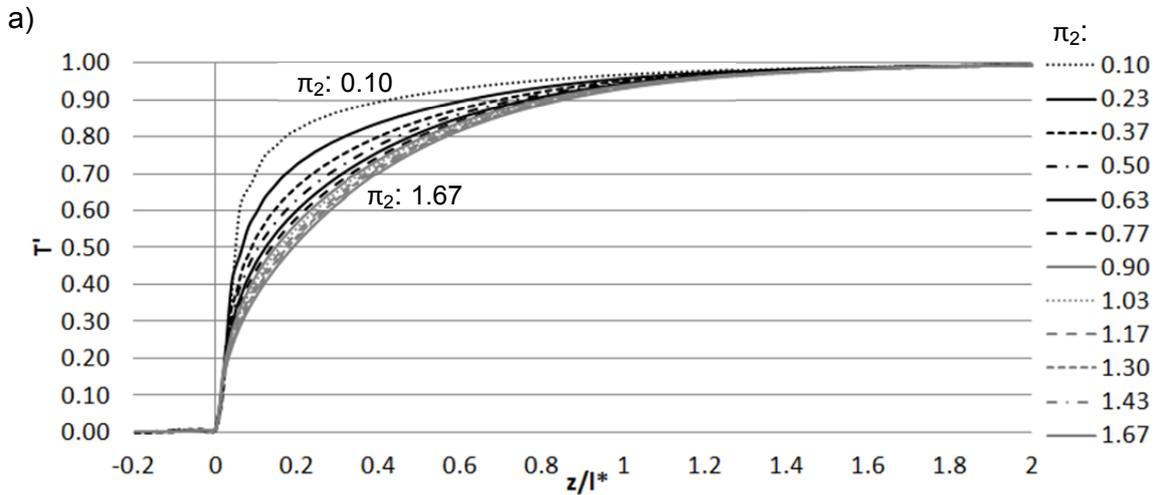


Fig. 18 – Curvas universales de temperatura.
a) Diferente π_2 con $\pi_3=700$; b) Valores de π_3 con $\pi_2=0.1$

Cabe resaltar que las curvas obtenidas mediante el ADD están muy próximas entre sí, por lo que se han delineado con trazos distintos para evitar la confusión que puede surgir de su superposición en el mismo ábaco. Esta es la prueba de la gran aproximación de la universalidad de la solución aportada, puesto que con una única curva se puede extraer toda la información de la solución del problema.

Además, ni los altos π_3 ni los números de Pe de estos ábacos son fácilmente localizables en la bibliografía [1, 13], la cual cubre rangos poco superiores a $\pi_3 = Pe = 50$, lo que no se corresponde con sistemas como los captadores solares planos sino, como se ha mencionado antes, a metales líquidos. Por otra parte se observa un ligero

aumento de la temperatura antes del punto de cambio de paso de temperatura ($z = 0$), debido a la conducción axial aguas arriba que se ha tenido en cuenta en el problema extendido de Graetz [35-37]. Este aumento es casi insignificante debido al amplio rango de valores evaluados para π_3 .

2.6.3. Curva universal de calor

La Figura 19 representa el calor local transmitido a lo largo de la superficie del tubo para $\pi_3=5000$ y diferentes espesores, π_2 . Obsérvese que, como se ha dicho antes, en esta investigación se ha elegido estudiar el calor intercambiado por unidad de superficie en lugar del número de Nusselt (4.9), para expresar la transferencia de energía desde la tubería al fluido caloportador. Esto no impide la generalidad de las curvas y, como se ha dicho antes, evita por completo introducir la aproximación que conlleva la correcta elección del número de Nusselt que muchos autores han tenido que evitar [34, 38, 45-48, 56, 66, 86, 90]. Además facilita el uso del ábaco en este rango de valores de aplicaciones prácticas.

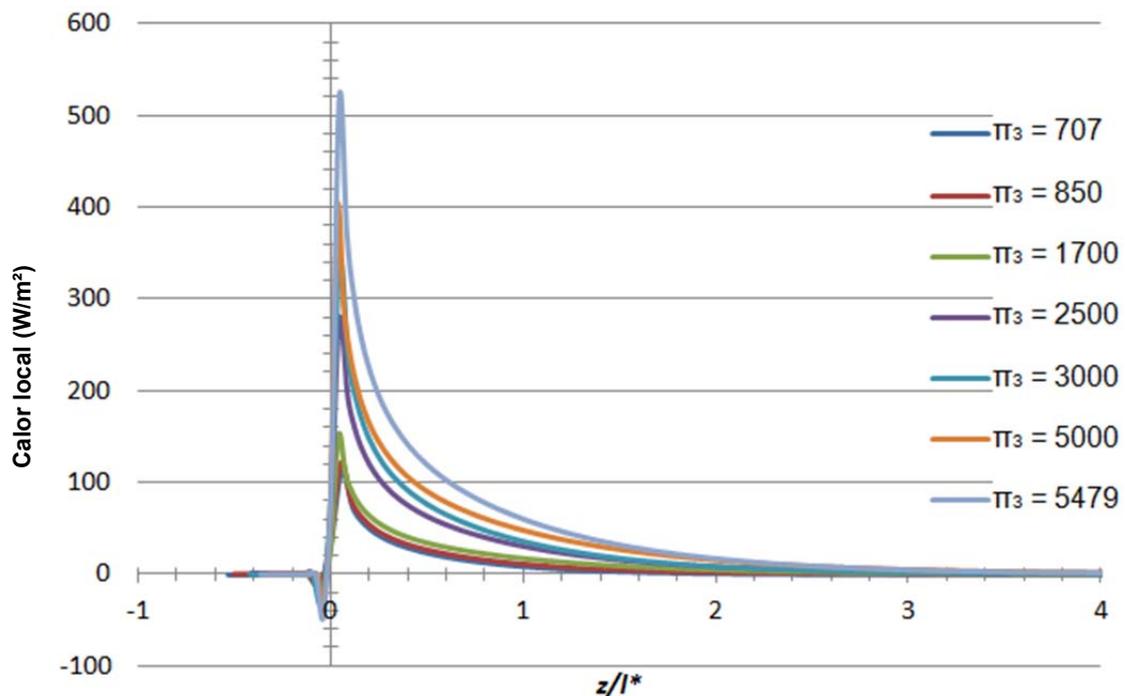


Fig. 19 – Curvas locales de calor a lo largo de la superficie externa del tubo para π_3 con $\pi_2=0.1$

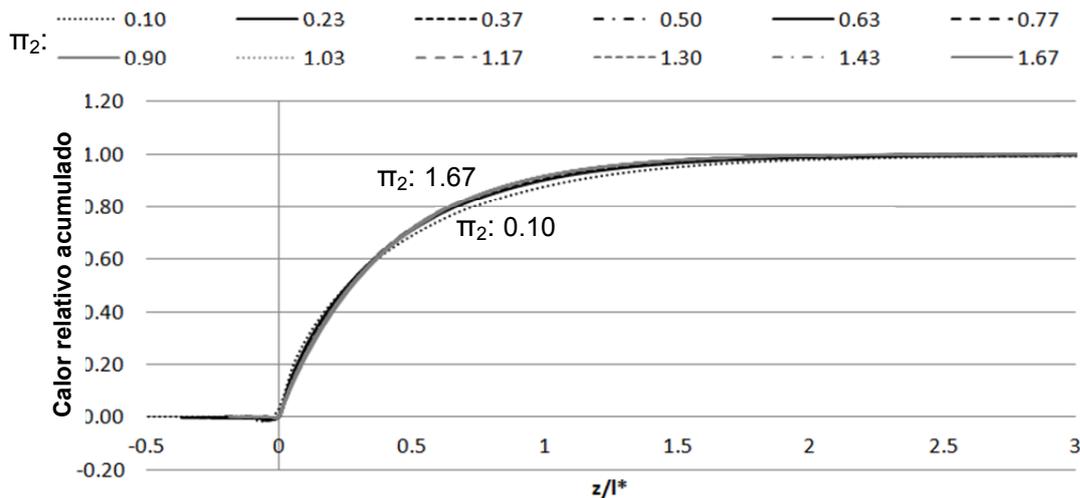
También es de interés conocer el calor total transferido a lo largo de la superficie desde el punto del salto de temperaturas, $z = 0$, hasta una cierta longitud de la tubería, z , también llamado calor acumulado. La Fig. 20 muestra la curva universal para el calor acumulado relativo frente a la longitud adimensionalizada con la nueva variable de longitud característica, q_{cum} , vs. z/l^* ,

$$Q_{cum} = \sum Q_i / Q_{Total} \quad (2.25)$$

donde Q_i es el calor local integrado desde $z/l^* = 0$ hasta una determinada distancia adimensional z/l^* , y Q_{Total} es el calor total transmitido a lo largo de la tubería. Como se argumentó anteriormente, a partir de esta distancia el fenómeno térmico está completamente desarrollado, y, aguas abajo, prácticamente no se transmite más calor. La Figura 20 representa este calor acumulado frente a las dimensiones, z/l^* . Se puede observar que, justo antes del salto de temperaturas, hay una pérdida visible de calor, especialmente a espesores de pared bajos (problema conjugado de Graetz, [35-37]), cuando el fluido está a mayor temperatura que la tubería debido a la conducción axial (problema extendido de Graetz, [39, 40, 43]), incluso con altos valores $\pi_3=Pe$.

En cuanto a la curva del calor acumulado, Fig.20a, debe tenerse en cuenta que con valores bajos del monomio π_3 o número de Pe, las curvas de calor están casi superpuestas, de modo que el efecto del espesor de la pared puede considerarse casi insignificante. Por el contrario, cuando el valor del mismo monomio aumenta, las curvas de calor son independientes, dependiendo del espesor de la tubería. Un conjunto completo de ábacos de acumulación de calor vs. π_1 (longitud característica) puede encontrarse en el Anexo de esta investigación.

a)



b)

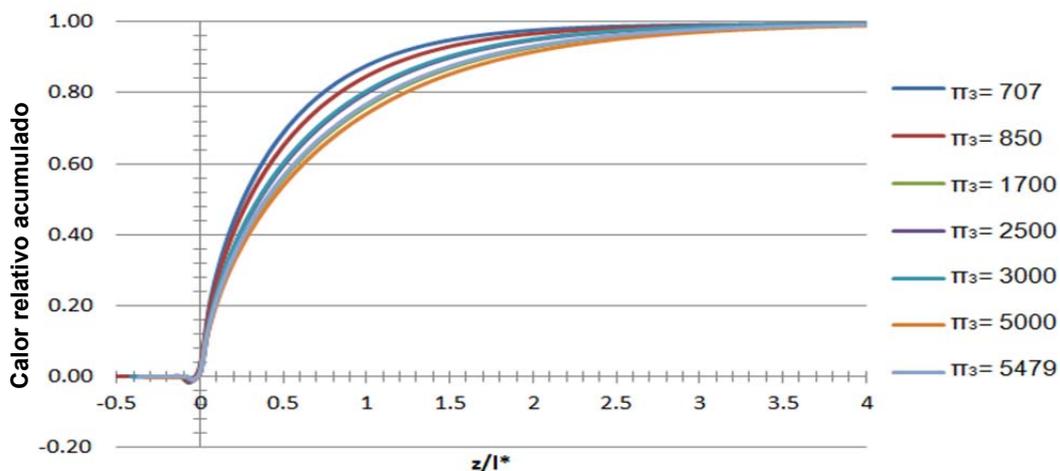


Fig. 20– Curvas universales de calor acumulado relativo a lo largo de la superficie externa de la tubería. a) Diferente π_2 con $\pi_3=707$; b) Diferente π_3 con $\pi_2=0.1$

2.6.4. Diseño con curvas universales

Como se ha dicho anteriormente, en ingeniería generalmente se utiliza el número Nu para el diseño de una tubería térmica convencional, generalmente a partir de correlaciones disponibles en la literatura científica, con el fin de obtener un coeficiente apropiado de transferencia de calor por convección para usar con una estimación de una temperatura de *bulk* del fluido caloportador. El método propuesto en este trabajo para el diseño de tuberías térmicas es más simple y más preciso. En resumen el proceso sería el siguiente: una vez que se conoce la longitud característica, que depende de los mencionados monomios adimensionales π_1 , π_2 y π_3 , mediante el ábaco de la Figura 17 es posible obtener las curvas de temperatura y calor universales para cada π_2 (radio de tubería y grosor de pared) y π_3 (Pe) mediante el conjunto de ábacos presentado en los el Anexo 1, y obtener así una descripción precisa del fenómeno térmico que opera en la tubería de diseño para determinar cuál debe ser exactamente su longitud.

2.7. Conclusiones

Se ha presentado en este segundo capítulo un nuevo enfoque en la resolución de problemas termo-fluidomecánicos basado en el ADD, cuyos fundamentos han sido resumidos en el apartado 1.2 *Análisis Dimensional Discriminado (ADD)*, para determinar el comportamiento térmico conjugado del fluido dentro de un tubo en condiciones estacionarias con condiciones de contorno de temperatura, también conocido como el Problema conjugado-extendido de Graetz, ya que este tipo de procesos tiene gran interés en muchos procesos industriales. Se ha partido del conjunto de ecuaciones diferenciales de gobierno, se han formulado cuatro nuevos grupos adimensionales, también llamados monomios, que controlan la solución de estas ecuaciones. Para encontrar este conjunto de monomios, y su idoneidad para proporcionar soluciones universales, se ha descrito y verificado la metodología del ADD, aplicada en esta investigación, por primera vez según la bibliografía revisada, a la resolución de este problema.

El grupo de parámetros adimensionales obtenido tiene como principal característica la presencia de una longitud o distancia característica (Fig. 17) a partir de la cual el fenómeno térmico puede considerarse como totalmente desarrollado. Este parámetro no sólo mejora la formulación del problema y la precisión de la solución, sino que también sirve como una variable útil de diseño de conductos, porque casi la totalidad del calor intercambiado con el exterior tiene lugar a lo largo de esa longitud.

El principal avance de este capítulo, teniendo en cuenta estos nuevos parámetros, es la generalidad de las curvas de temperatura y calor acumulado que se han obtenido (Figs. 19 y 20), manifestadas por su superposición casi total a pesar de la variación de espesores y resto de variables del problema.

Se ha construido un ábaco de la longitud característica universal (Fig. 17), así como un amplio conjunto de curvas de temperatura a lo largo del eje de la tubería y de calor a

través de la superficie externa para un rango de valores comunes en los captadores solares planos de baja temperatura difíciles de encontrar en la literatura (Anexo 1). Las curvas reflejan el espesor del tubo a través del monomio π_2 , que revela su importancia primordial en tales situaciones, y el monomio π_3 o número de Pe como parámetros. También se ha encontrado que la relación entre las conductividades térmicas de la tubería y el fluido no afecta a la solución del problema estacionario. Las curvas de calor acumulado son una novedad en la bibliografía e ilustran cómo la cantidad total de calor transferido al fluido tiene lugar a lo largo de la longitud característica, confirmando su utilidad en el diseño de tuberías térmicas.

Este nuevo enfoque proporciona más consistencia a la solución del problema térmico conjugado del fluido y abre un amplio campo de mejoras en la formulación de casos de transferencia de calor y masa que se pueden conseguir mediante Análisis Dimensional Discriminado.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [7] Madrid CN, Alhama F. Discrimination: A fundamental and necessary extension of classical dimensional analysis theory. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2006; 33(3):287-94.
- [8] Madrid CN, Alhama F. Discriminated dimensional analysis of the energy equation: Application to laminar forced convection along a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences* 2005; 44(4):333-41.
- [12] Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500.
- [13] Bilir S. Laminar-flow Heat-transfer in pipes including 2-dimensional wall and fluid axial conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1995; 38(9):1619-25.
- [14] Weigand B, Gassner G. The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(5-6):1097-105.
- [15] Illan F, Alarcon M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(16):2469-75.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [17] Alarcon M, Alhama F, Gonzalez-Fernandez CF. Time-dependent heat transfer in a fin-wall assembly. New performance coefficient: thermal reverse admittance. *International Journal of Thermal Sciences* 2002; 41(4):386-95.

- [18] Horno J. Network Simulation Method. Trivandrum, India: Research Singpost, 2002.
- [28] Çengel YA. Heat and Mass Transfer. Third ed. México, 2007.
- [31] Jiji L. Heat convection. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [34] Barletta A. Fully developed laminar forced convection in circular ducts for power-law fluids with viscous dissipation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997; 40(1):15-26.
- [35] Papoutsakis E, Ramkrishna D, Lim HC. The extended Graetz problem with Dirichlet wall boundary-conditions. *Applied Scientific Research* 1980; 36(1):13-34.
- [36] Vick B, Ozisik MN. An exact analysis of low Péclet number heat-transfer in laminar-flow with axial conduction. *Letters in Heat and Mass Transfer* 1981; 8(1):1-10.
- [37] Campo A, Rangel R. Lupmed-system analysis for the simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat-transfer. *Physicochemical Hydrodynamics* 1983; 4(2):163-73.
- [38] Conley N, Lawal A, Mujumdar AS. An assessment of the accuracy of numerical-solutions to Graetz problem. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1985; 12(2):209-18.
- [39] Wijesundera NE. Laminar forced-convection in circular and flat ducts with wall axial conduction and external convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1986; 29(5):797-807.
- [40] Najjar RG, Laohakul C. An approximate solution to Graetz problem with axial conduction and prescribed wall heat-flux. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1986; 13(3):315-24.
- [42] Cotta RM, Mikhailov MD, Ozisik MN. Transient conjugated forced-convection in ducts with periodically varying inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(10):2073-82.
- [43] Pagliarini G. Effects of axial conduction in the wall and the fluid on conjugate heat-transfer in thick-walled circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1988; 15(5):581-91.
- [45] Jouglard CE, Perez AL. Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares, 2004.
- [46] Ebdian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17.
- [47] Liou CT, Wang FS. Solutions to extended Graetz problem for a power-model fluid with viscous dissipation and different entrance boundary-conditions. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1990; 17(1):91-108.
- [48] Ebdian MA, Zhang HY. Effects of heat-generation and axial heat-conduction in laminar-flow inside a circular pipe with a step change in wall temperature. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1990; 17(5):621-35.
- [54] Bilir S. Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(8):1781-8.
- [55] Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thick walled pipes with convective boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46(14):2701-9.

- [56] Valko P. Solution of the Graetz-Brinkman problem with the Laplace transform Galerkin method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005; 48(9):1874-82.
- [59] Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76.
- [60] Dovic D, Palm B, Svaic S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(19-20):4553-63.
- [61] Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64.
- [62] Cossali GE. Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(13-14):3396-401.
- [63] Ates A, Darici S, Bilir S. Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010; 53(23-24):5058-64.
- [64] Alvarez A, Cabeza O, Muniz MC, Varela LM. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy* 2010; 35(9):3707-16.
- [65] Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69.
- [66] Amraquia S, Mezrhaba A, Abidb C. Combined Natural Convection and Surface Radiation in Solar Collector Equipped with Partitions Allerton Press, Inc., 2011;36-47.
- [67] Guthrie K, Huggins J, He Z, Chandrasekare E. International standards for solar heating collectors and systems. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2012) 2012; 30:1304-10.
- [68] Xiao L, Wu S-Y, Zhang Q-L, Li Y-R. Theoretical investigation on thermal performance of heat pipe flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 2012; 48(7):1167-76.
- [69] Bilir L, Ilken Z, Erek A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72.
- [70] Mosayebidorcheh S, Mosayebidorcheh T. Series solution of convective radiative conduction equation of the nonlinear fin with temperature dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6589-94.
- [71] Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39.
- [72] Hernandez AL, Quinonez JE. Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy* 2013; 55:380-91.
- [73] Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. *Applied Energy* 2013; 102:631-9.
- [74] Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9.

- [76] Mosayebidorcheh S, Farzinpoor M, Ganji DD. Transient thermal analysis of longitudinal fins with internal heat generation considering temperature-dependent properties and different fin profiles. *Energy Conversion and Management* 2014; 86:365-70.
- [77] Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [79] Nikolic N, Lukic N. Theoretical and experimental investigation of the thermal performance of a double exposure flat-plate solar collector. *Solar Energy* 2015; 119:100-13.
- [80] Micheli L, Reddy KS, Mallick TK. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:711-24.
- [81] Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87.
- [82] Shah K, Jain A. An iterative, analytical method for solving conjugate heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:1232-40.
- [83] Mierzwiczak M, Chen W, Fu ZJ. The singular boundary method for steady-state nonlinear heat conduction problem with temperature-dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:205-17.
- [84] Elango C, Gunasekaran N, Sampathkumar K. Thermal models of solar still-A comprehensive review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 47:856-911.
- [85] Buker MS, Riffat SB. Building integrated solar thermal collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 51:327-46.
- [86] Cao K, Baker J. Non-continuum effects on natural convection-radiation boundary layer flow from a heated vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:26-33.
- [87] Darici S, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer for simultaneously developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 84:1040-8.
- [90] Ouzzane M, Galanis N. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins. *Solar Energy* 2001; 71(3):199-211.
- [93] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93.
- [94] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404.
- [96] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63.

- [104] Alhama F, Madrid CN. Análisis dimensional discriminado en mecánica de fluidos y transmisión del calor. Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
- [105] Canovas M, Alhama I, Alhama F. Mathematical Characterization of Benard-Type Geothermal Scenarios Using Discriminated Non-dimensionalization of the Governing Equations. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation* 2015; 16(1):23-34.
- [106] Canovas M, Alhama I, Trigueros E, Alhama F. Numerical simulation of Nusselt-Rayleigh correlation in Benard cells. A solution based on the network simulation method. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2015; 25(5):986-97.
- [107] Gonzalez-Fernandez CF, Alarcon M, Alhama F. Transient multibooiling in a pin fin with temperature dependent thermal conductivity. *Heat and Mass Transfer* 2004; 41(1):67-74.
- [108] Sha RK, London AL. *Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts – A Summary of Analytical Solutions*. Stanford University, California, 1971.
- [109] Tagliafico LA, Scarpa F, De Rosa M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2014; 30:526-37.
- [110] Sha RK, London AL. *Convection in ducts*. Academic Press, 1978.
- [112] Commission E. Horizon2020, Work Programme 2014-2015. 10. Secure, clean and efficient energy. European Commission Decision C (2013)8631 of 10 December 2013. 2013;25.
- [113] Wilson JD, Buffa AJ, Lou B. *Física*. Fifth ed. México, 2003.
- [114] Pérez Ones O, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría CH, Cuba, Díaz Rodríguez J, et al. Evaluation of physical properties of ethanolwater mixtures (II). *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia* 2010(52):62-74.

Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas

Método de cálculo de bajo coste computacional para la simulación numérica precisa del flujo de convección forzada laminar dentro de un conducto de aletas rectas

Se ha explicado en el *Capítulo 2. Adimensionalización y longitud característica de conductos sometidos a cambio térmico por los que circula un flujo laminar*, que muchos procesos térmicos utilizados en la actualidad en la ingeniería se pueden asemejar a las condiciones del Problema de Graetz [2], formulado en 1882 con numerosas simplificaciones para ser resuelto de forma analítica y que se detalla en el apartado 1.4. En ese mismo apartado se han resumido brevemente los avances en la actualización del problema mediante la adición de condiciones de contorno para dotarlo de mayor semejanza a la realidad.

También se ha propuesto en el capítulo anterior un modo novedoso de abordar dicho problema, el Análisis Dimensional Discriminado, cuyos resultados se han presentado bajo un conjunto de ábacos de curvas universales de temperatura y calor.

El objetivo de este capítulo ya no es por tanto el tratar de obtener soluciones más precisas al problema conjugado-extendido de Graetz en su versión bidimensional [35], sino ampliarlo, dotándolo de nuevas condiciones, a (i) una formulación tridimensional que ya tiene aplicación directa en algunos casos concretos de la ingeniería y que, por tanto, es potencialmente susceptible de ir ampliándose a cada vez más usos en la industria.

Esta formulación tridimensional del problema viene impuesta al haber incorporado condiciones de contorno que rompen la simetría del problema original y dejan de ser idénticas en toda la superficie del conducto, sino que estas nuevas condiciones vienen impuestas por una placa plana que se suelda tangente al conducto, tal como ocurre en captadores solares térmicos planos reales.

Ello obliga a alcanzar un nuevo objetivo que consiste en (ii) combinar en el mismo modelo de simulación condiciones de contorno de geometría cilíndrica, tal como se ha procedido en el capítulo anterior, con otras condiciones de contorno de geometría rectangular. A esta geometría se ha incorporado la condición de conducto de espesor finito para observar su efecto sobre el perfil de temperaturas del fluido.

Una vez se ha extendido el modelo bidimensional a un modelo tridimensional, el siguiente objetivo cubierto en este capítulo ha sido (iii) imponer un perfil complejo de velocidades del flujo similar a los obtenidos experimentalmente por algunos investigadores en otros procesos térmicos similares [41] para tratar de observar las variaciones en el perfil de temperaturas que sufre el flujo cuando se modifica sustancialmente su función de velocidad, supuesta siempre en la literatura científica y en el capítulo anterior como una función de perfil parabólico y ahora planteada como una función de perfil irregular. Esto permite desacoplar las ecuaciones de cantidad de movimiento y de energía.

De nuevo el modelo de simulación se ha elaborado utilizando el MESIR [17] y el solver Pspice [4] para resolver las ecuaciones diferenciales, ahora tridimensionales y combinando geometría cilíndrica y cartesiana. Para esta simulación se ha tenido en cuenta algunos resultados del *Capítulo 2* como es el ábaco de longitudes características para aproximar la longitud del conducto a simular.

3.1. Fuentes

Se han resumido en el apartado *1.5.2 Estado del arte* del marco teórico-experimental en que se detalla el problema de Graetz las últimas revisiones y modificaciones de dicho problema. A continuación se resume la trayectoria de investigación que ha dado lugar a los mencionados resultados desde su origen.

En 1882, el físico alemán Leo Graetz [2] formuló por primera vez formalmente el problema que lleva su nombre. Dicho problema consistía esencialmente en el estudio del flujo de calor con el exterior y perfiles de temperatura que se formaban en el seno de un fluido que circula en régimen laminar a lo largo de un conducto circular de pared de espesor despreciable sometido a una temperatura constante el cual, a partir de cierto punto, sufre un súbito aumento de dicha temperatura y se mantiene constante.

Desde entonces se ha revisado la formulación de ese problema en numerosas ocasiones, de las que cabe destacar, para esta investigación, la aportación de Papoutsakis et al. [35] que, en 1980, extendieron el problema de Graetz para incluir la conducción del calor en dirección axial a lo largo del eje del tubo (problema conjugado de Graetz) para bajos números de Péclet.

Posteriormente el problema fue extendido para incluir los efectos térmicos que produce la pared del flujo, el tubo [37].

Tagliafico et al. [109] han desarrollado en 2014 una revisión bibliográfica de modelos térmicos dinámicos y análisis CFD para para captadores solares térmicos planos que se reproduce en la Tabla 7. Abarcan desde los modelos estáticos de Hottel y Woertz de 1942 hasta los más complejos de Zima y Dziewa de 2011. Concluyen que los usos de los diferentes modelos estudiados se pueden agrupar en 4 grupos: (i) realizar estudios de simulación de condiciones reales, (ii) predecir la energía recogida por el captador, (iii) establecer criterios de control de la regulación, (iv) optimizar componentes del captador. Un modelo estacionario es útil para cálculos de periodos de larga duración, mensuales y diarios. Un modelo combinado transitorio es capaz de reproducir comportamientos dinámicos, los efectos de inercia térmica y del resto de elementos del captador. Una discretización unidimensional permite reproducir el perfil preciso de temperaturas a lo largo del eje del fluido y tener en cuenta el cristal, aislamiento, etc. Hay modelos 2D y 3D más complejos que pueden ser más rigurosos físicamente, pero de difícil implementación y alto coste computacional, si bien son más adecuados para lograr una optimización global del captador.

Table 1

List of the main works on the dynamic models for solar thermal collector. Reviews available before the present paper: Smith [12], Schnieders [13], Kalogirou [73] (ANN).

Year	Author/s	Type of model	Geometry	Description
1942	Hottel and Woertz	Static	–	Thermal capacitance is neglected and an overall heat loss coefficient is considered
1955	Hottel and Whillier	Static	–	
1959	Bliss	Static	–	
1967	Close	Dynamic	Lumped	1-point-lumped model
1974	Klien et al.	Dynamic	1D	1n-nodes model
1978	Wijesundera	Dynamic	Lumped	2-point-lumped model
1980	Morrison and Ranatunga	Dynamic	Lumped	3-point-lumped model
1980	De Ron	Dynamic	1D	2n-nodes model. Thermal capacitances: glass cover and plate
1985	Kamminga	Dynamic	1D	3n-nodes model. Thermal capacitances: glass cover, plate, and fluid
				4n-nodes model. Thermal capacitances: glass cover, plate, fluid and rear insulation
1986	Smith	Static/ dynamic	–	Review and comparison of the main dynamic models [12]
1991	Oliva et al.	Dynamic	2D/3D	multidimensional 4n-nodes model. Fluid 1D, cover and duct 2D, insulation 3D. Air gap modeled using empirical correlation
1991	Duffie and Beckman	Static	–	Steady state analysis with electrical analogy
1993	Muschaweck et Spirkel	Dynamic	1D	DSC: dynamic test procedure based on a 1n-node model with DFA technique [35] to identify the parameters
1994	Bosanac et al.			
1997	Spirkel et al.			
1997	Schnieders	Static/ dynamic	–	Comparison of the main dynamic models in terms of energy yield predictions [13]
1999	Hilmer et al.	Dynamic	1D	2n-nodes model for unglazed collectors installed on a roof. Thermal capacitances: plate and roof
1999	Kalogirou	ANN	Any	Artificial Neural Network Model for DHW solar thermal collector
2000	Kalogirou			
2001	Kalogirou	ANN	Any	Review of the ANN applications in solar systems [73]
2003	Fraisse et al.	Dynamic	Lumped	3-point-lumped model. Thermal capacitances: glass cover, absorber and fluid.
2003	Al-Ajlan et al.	Dynamic	Lumped	Single capacitance lumped model.
2005	Lecoche and Lalot	ANN	Any	Artificial Neural Network Model – Testing in different conditions
2009	Cadafalch	Dynamic	1D layers	Extension of 1n-nodes model by Duffie and Backman [17].
2009	Villar et al.	Dynamic	3D	4n-nodes model. Thermal capacitances: glass cover, plate, fluid and rear insulation. Mass and energy finite volume balance equations for fluid.
2010	Zima and Dziewa	Dynamic	1D	2n-nodes model based on two ODE characterized by temperature-dependent parameters which modelling the heat transfer characteristic and the inertia
2011	Zima and Dziewa	Dynamic	1D	Extension of 2n-nodes model by Zima and Dziewa [42] to take also into account the inertia of cover, air gap and back insulation (5n-nodes).

Tabla 7 - Revisión bibliográfica de modelos de captadores solares térmicos [109], 2014.

A partir de ahí se realizan numerosas investigaciones recopiladas en revisiones bibliográficas [38] y se añaden otras consideraciones como un flujo en convección forzada [39], estudios transitorios [42] tanto a nivel unidimensional como bidimensional [13, 43, 52], entre otros [34, 47-50]. Se utilizan técnicas de resolución de las ecuaciones de gobierno diferentes, como son el método de valores propios [42, 44], transformada de Fourier [46], el método de redes [32], entre otros [12, 51, 53].

3.2. Ampliación a tres dimensiones

En la segunda parte de la investigación se ha llevado a cabo una ampliación del estudio del problema de Graetz para considerar i) la presencia de unas aletas longitudinales que rompen la simetría bidimensional y ii) en consecuencia una formulación tridimensional; ambas condiciones suponen una novedad en el estudio del problema teórico.

Como en el capítulo precedente, las ecuaciones diferenciales de gobierno se resuelven mediante simulación numérica usando el Método de Simulación por Redes (MESIR) [45] con el fin de aproximar la simulación a casos reales, como por ejemplo una placa absorbadora utilizada en los captadores solares térmicos planos, esto supone una extensión de los modelos utilizados a la nueva configuración tridimensional.

Se ha seguido la base de modelización de los mecanismos laminares de convección forzada presentados en el *Capítulo 1. Marco teórico-experimental* porque tienen lugar en muchas instalaciones industriales donde las operaciones implican el uso de fluidos de transporte térmico dentro de tuberías. Existen numerosas aplicaciones de tales flujos, incluyendo conductos geotérmicos [116], aletas aisladas y conjuntos aleta-pared [117], captadores solares térmicos como el descrito en esta investigación [115], y un amplio abanico de intercambiadores de calor [118]. Los fundamentos de los mecanismos térmicos involucrados en estos procesos han sido ampliamente estudiados ya y se han recopilado algunos en el *Capítulo 1*. Además existen varios estudios experimentales y numéricos [119, 120], algunos de los cuales se han utilizado para comparar los resultados obtenidos.

Una parte significativa de los fundamentos involucrados en la transferencia de calor y la mecánica de fluidos fue recopilada por Bejan [29], Çengel [28] entre otros, que describieron mecanismos particulares para diferentes aplicaciones. Por ejemplo, Duffie y Beckman [88] recopilaron y ampliaron sucesivamente estos fundamentos y los adaptaron para el estudio de dispositivos solares. En los últimos cuarenta años se han desarrollado varios procedimientos para estudiar el comportamiento térmico de un fluido dentro de conductos utilizando aproximaciones numéricas con el fin de evitar procesos laboriosos, complejos y caros utilizando aproximaciones estacionarias [109].

Algunos autores han publicado diversos estudios y simulaciones numéricas unidimensionales y, en ocasiones, bidimensionales transitorios o estacionarios de algunos de sus elementos [61].

Como se ha mencionado anteriormente, el objetivo concreto de esta investigación ha sido el de elaborar un modelo numérico que combina simultáneamente las características de la placa sólida absorbadora y del fluido caloportador para modelizar su comportamiento térmico en condiciones estacionarias, por ser éstas las predominantes en las instalaciones consideradas en las horas centrales del día [109] y, por tanto, se emplean como primera aproximación para caracterizar los captadores solares planos de baja temperatura [6, 9]. A este respecto, se han realizado algunas investigaciones de estos componentes por separado como, por ejemplo, los trabajos de Badescu et al. [57], que construyeron un modelo de simulación para obtener el perfil óptimo de superficie en aletas triangulares en 2006. Más tarde, Gurveer et al. [97] llevaron a cabo investigaciones experimentales con varios regímenes fluidos que se han tenido en cuenta para el modelado de la simulación tridimensional.

Muchos autores han buscado soluciones numéricas a través de modelos unidimensionales [12, 13, 35, 61, 109] y bidimensionales [1, 73, 77] destinados a caracterizar el comportamiento térmico de la sección longitudinal de un conducto. Sin embargo, se ha encontrado que tales modelos simplificados no proporcionan resultados tan precisos como los obtenidos a través de modelos numéricos tridimensionales, por ejemplo, el modelo propuesto por Maré et al. [41, 121, 122], con el que se obtuvieron diferentes perfiles de velocidades del flujo para un conducto desnudo de geometría sencilla.

Por esta razón se propone un modelo numérico tridimensional, que parte de las ecuaciones del modelo bidimensional validado en el Capítulo 2, para simular el comportamiento térmico del flujo circulante dentro de un conducto equipado con una aleta recta longitudinal externa para el intercambio de calor con el entorno.

Se han desarrollado diversas técnicas para simular éstos y otros flujos de convección utilizando técnicas de elementos finitos [123], solvers de diferencias finitas [124], simuladores como TRNSYS [65] algoritmo SIMPLER [66], CFD [81], y muchos otros recopilados por Deng et al. [78]. Para evaluar el modelo propuesto se utiliza MESIR, que es un poderoso solver de cálculo basado en el método de diferencias finitas para resolver las ecuaciones diferenciales ordinarias y parciales, a partir de la discretización adecuada del problema [125, 126]. Aunque se han realizado numerosos estudios basados en el método de los volúmenes finitos, incluso considerando los fenómenos de radiación [66], el MESIR ha sido elegido en este caso porque produce resultados que son tan precisos como los obtenidos con software CFD, pero utilizando significativamente menos recursos computacionales siendo su programación considerablemente más sencilla para casos de topología sencilla. El software de análisis de circuitos PSpice® [4] de ORCAD® se utiliza para resolver este tipo de ecuaciones de gobierno.

En concreto, en esta investigación se han obtenido resultados precisos del campo de temperaturas cuando el fluido transita con convección forzada en régimen laminar por el interior de una tubería redonda y con perfiles de velocidad simples y complejos, de hasta 10 polinomios característicos, en régimen estacionario. Se utilizan además condiciones de trabajo comunes para ilustrar mejor los resultados [6]. Estas condiciones de trabajo del fluido son inicialmente similares a las del problema bidimensional planteado por Graetz en 1882 [2], que más recientemente, Bilir [12, 13], Zueco [1], entre otros, han extendido este problema para tener en cuenta el espesor de la tubería, la conducción axial y las condiciones de contorno específicas. La nueva configuración tiene diferentes condiciones de contorno de temperatura en las superficies superior e inferior de las aletas y el conducto, diferenciándose mucho del problema original de Graetz mencionado.

Para este problema se trata la hipótesis de que el fluido está en régimen de convección laminar-forzada en estado estacionario, y que las propiedades térmicas se mantienen constantes. Aunque Bilir et al. [69] han obtenido en 2012 una optimización numérica para un tubo aleteado perteneciente a un intercambiador de calor con fases gaseosa y líquida, la transferencia de calor debida a los efectos viscosos de flotabilidad se ha estimado insignificante para este caso, monofásico, debido al efecto dominante de la convección forzada que se estudia. También Benderradji et al. [59] en 2008 caracterizaron la transferencia de calor para un fluido newtoniano laminar e incompresible, tal como es el agua, en condiciones de convección mixta en canales horizontales calentados uniformemente por su parte inferior para determinar si se producen fenómenos de flotabilidad. El estudio se realiza a bajos números de Rayleigh (4.7), por lo que se producen los mecanismos fluidomecánicos clásicos sobre el flujo, debidos al efecto de la pared lateral. Para altos números de Rayleigh, que son los de aplicación en el caso estudiado, encontraron que este efecto se combina con el efecto de gradiente vertical de temperaturas creando recirculaciones. Encontraron que el

paso de un mecanismo a otro se produce aproximadamente cuando $Ra/Re^2 \approx 18$. El caso real estudiado combina tubos de muy poco diámetro, flujo relativamente rápido e inclinación de 45° , lo que puede producir algunas inexactitudes entre el modelo numérico y el caso real.

Con estos estudios se empieza a considerar efecto que producen el resto de elementos de un captador solar sobre la conducción del calor del fluido en sí. Se utilizan sistemas CFD para calcular y representar posibles recirculaciones en tubos de determinados diámetros. No obstante, los fenómenos de flotabilidad no han sido tenidos en cuenta porque no aparecen en tubos de diámetro tan bajo trabajando en condiciones normales de operación [127, 128]. Cooper et al. [71] desarrollaron una investigación experimental en laboratorio en la que estudiaban las fuerzas de flotación en flujos inclinados en cavidades calefactadas. Encontraron que para inclinaciones moderadas, entre 15° y 60° , el flujo se comporta de forma bidimensional, para inclinaciones superiores ya se comporta de modo tridimensional y para inclinaciones inferiores aparecen vórtices y se hace inestable. En este caso, al estar inclinado el captador 45° está dentro del rango de inclinaciones para el que no influyen los fenómenos de flotabilidad. Es más, cuando el número de Reynolds (4.8) es alto, en este caso $Re = 419.89$, y el número de Rayleigh (4.7) sigue siendo bajo, aproximadamente $Ra = 3.92 \cdot 10^3$, el fluido fluye en un régimen de convección forzada laminar.

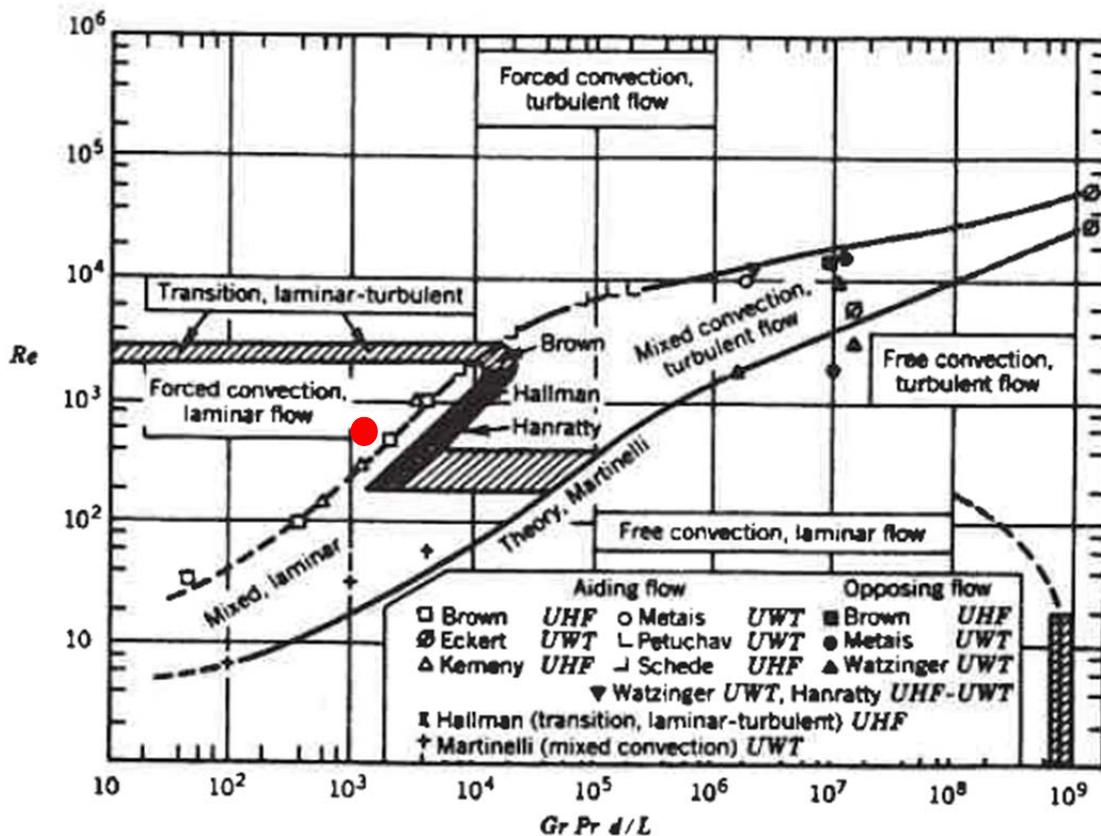


Fig. 21 – Caracterización del régimen del flujo caloportador en condiciones normales de operación [128]

En estas condiciones se puede constatar que el flujo se encuentra en régimen de flujo laminar con convección forzada, si se relaciona el número de Reynolds (4.8) con el de Rayleigh (4.7) multiplicado por la relación adimensional entre diámetro y longitud del conducto (Fig. 21) [128].

Por lo tanto, partiendo de estudios anteriores de conjuntos de aletas en condiciones similares [117] y del modelo bidimensional desarrollado en el *Capítulo 2*, se ha elaborado un modelo numérico tridimensional realista teniendo en cuenta, por un lado, la conducción térmica en el conjunto del aleta-pared y, por otro lado, la mecánica de fluidos y los fenómenos de transporte térmico dentro del fluido. Esta configuración no ha sido modelada previamente.

3.3. Enunciado del problema físico y matemático

El conjunto considerado está compuesto por una placa absorbente soldada a un conducto redondo, como se puede ver en la Figura 22. La placa se mantiene a una temperatura constante T_1 en su superficie exterior, mientras que su superficie inferior y los extremos están aislados. El calor se transfiere a través de la placa por conducción al conducto, de modo que la placa actúa como una aleta. Simultáneamente, se analizan los campos de temperatura y velocidad del fluido dentro del conducto. Un fluido isotrópico entra en el conducto con una velocidad media constante, u_m , con una temperatura T_0 y los correspondientes valores de densidad, ρ_f , calor específico, c_f , conductividad térmica, k_f .

En cuanto materiales, el tubo tiene una conductividad térmica constante, k_s y un espesor constante, e_p . La superficie externa de la tubería y la aleta están sometidas a una temperatura $T_1 > T_0$. El tubo simulado debe ser lo suficientemente largo como para asegurar que los fenómenos térmicos están completamente desarrollados - lo que es necesario para que el fluido se aproxime a la temperatura de la tubería externa, T_1 . Shah y London [108, 110] describieron este comportamiento en términos de variaciones en el número de Nusselt pero no consideraron un tubo con aletas longitudinales.

La tubería se supone recta y no deformable. La geometría del problema requiere la incorporación de sistemas de coordenadas tanto cilíndricos como cartesianos. Con respecto a las coordenadas cilíndricas para el conducto redondo, la dirección z está situada paralela al eje de la tubería, la dirección r es normal a ella y la tercera dimensión se describe por ángulo φ . Con respecto al sistema de coordenadas cartesianas para la aleta, la dirección z es también paralela al eje de la tubería, y las direcciones x e y son ortogonales a ella, como se puede ver en la Fig. 22.

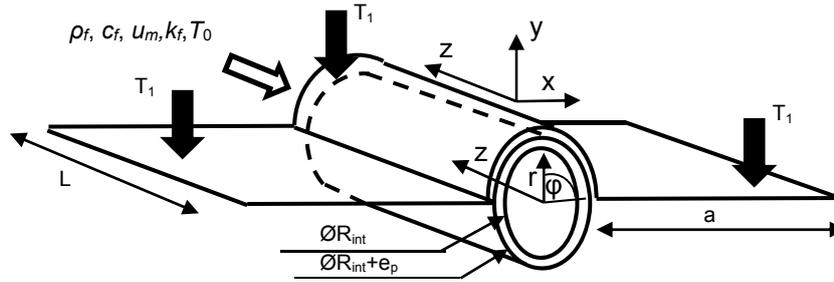


Fig. 22 – Esquema de modelo de simulación

Al tratarse del problema conjugado-extendido de Graetz es necesario añadir a la ecuación de gobierno del fluido extendida (1.31) [35], la ecuación diferencial del sólido (2.1) para conjugar el fluido y el sólido y así incorporar al modelo la pared del tubo, de espesor finito.

El planteamiento general del problema requiere de la formulación de un sistema de ecuaciones fuertemente acopladas que consta de las tres ecuaciones de Navier-Stokes, la ecuación de continuidad (1.1), la ecuación de la cantidad de movimiento consistente en tres ecuaciones vectoriales de velocidad (1.3), y la ecuación de la energía (1.2). Por las condiciones e hipótesis que se plantean en el problema se conoce el perfil de velocidades del fluido, supuesto primero parabólico y después irregular. Al partir de un perfil conocido de velocidades las ecuaciones de la cantidad de movimiento y de la energía quedan desacopladas, y por tanto se puede resolver de forma separada la ecuación de la energía. En ella, como se ha dicho anteriormente, no se considera el término transitorio ni el de disipación viscosa. Este último se considera despreciable porque las derivadas de velocidad respecto de las coordenadas r y z son muy pequeñas. La otra ecuación de la energía con que se trabaja es la ecuación de conducción del calor en el sólido, que incluye tubo y aleta.

El siguiente paso que se da en este capítulo es no eliminar la tercera dimensión de las ecuaciones generales diferenciales que gobiernan el sistema [16, 28, 31]. Estas ecuaciones están acopladas y obliga a añadir más términos en la formulación del modelo de simulación.

En estas condiciones, las ecuaciones tridimensionales [16, 28, 31] que gobiernan el sistema son:

Ecuación de la región del sólido (tubo). Coordenadas cilíndricas:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) = (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (3.1)$$

Ecuación de la región del fluido (tubo). Coordenadas cilíndricas:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = (\rho u_z C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (3.2)$$

Ecuación de la aleta. Coordenadas cartesianas:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_a \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_a \frac{\partial T_a}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_a \frac{\partial T_a}{\partial z} \right) = (\rho C_p)_a \frac{\partial T_a}{\partial t} \quad (3.3)$$

Donde T_s , T_f y T_a son las temperaturas del sólido, fluido y aleta o placa absorbadora respectivamente, y k_s , k_f y k_a son las conductividades térmicas del sólido, fluido y aleta respectivamente. Al considerarse únicamente el fenómeno estacionario, los términos dependientes del tiempo se anulan en estas ecuaciones.

Cabe destacar las diferencias entre la formulación bidimensional y tridimensional. En 2D todo el tubo está externamente a idéntica temperatura, por lo que se puede suponer simetría axial y simplificar el problema; mientras que en 3D se pueden imponer distintas condiciones de contorno a lo largo y ancho de la superficie del tubo, como sucede en una tubería que sólo recibe radiación solar por una parte de su superficie y el resto queda en sombra, en una tubería sometida al calor de los gases de combustión de un horno o, en este caso, al añadir una placa abrazada a un conducto, ya que la placa y la mitad superior de la superficie del tubo están a una temperatura, y la mitad inferior de la superficie del tubo está aislada (Fig. 23). En esta configuración las coordenadas cilíndricas y cartesianas coexisten en el modelo. Esta no es una configuración poco común. Un ejemplo sería conocer la distribución de la temperatura del fluido dentro de una tubería con una aleta soldada longitudinalmente, cuya superficie superior se mantiene a una temperatura constante mientras que el resto de las superficies están térmicamente aisladas [126]. En este caso, la inclusión de un elemento singular rompe la simetría cilíndrica del tubo. Esto introduce una asimetría térmica que modifica las condiciones límite, llevando a una solución con diferentes valores de temperatura y velocidad para las coordenadas r , z y φ . Una situación muy similar se presenta, por ejemplo, en tuberías geotérmicas, captadores solares térmicos, sistemas de acondicionamiento de aire y agua, etc. Por lo tanto, el modelo de simulación numérica 3D propuesto en este trabajo se considera necesario en algunos escenarios.

El término dependiente del tiempo se omite porque el estudio se centra en el fenómeno estacionario [1, 12], y los coeficientes de conducción se consideran iguales en todas las direcciones ya que los medios se consideran isotrópicos y con propiedades térmicas invariables. El resto de las condiciones de contorno que definen el problema se detallan en la Tabla 8. Esta investigación puede extenderse en trabajos futuros para cubrir variables dependientes de la temperatura tales como $\rho(T)$, $c_p(T)$ o $\mu(T)$.

Condiciones de contorno		
At $z=0, r < R+e_p$	$T_f = T_s = T_0$ $\partial T_a / \partial z = 0$	(3.4)
At $z = +\infty$	$\partial T_f / \partial r = \partial T_s / \partial r = 0$ $\partial T_a / \partial z = 0$	(3.5)
At $r = R$	$T_f = T_s$ $(k_s/k_f) \partial T_s / \partial r = \partial T_f / \partial r$	(3.6)
At $r = R+e_p, \varphi \in (0, \pi]$	$T_s = T_a = T_1$	(3.7)
At $r = R+e_p, \varphi \in 0$	$T_s = T_a$	(3.8)
At $r = R+e_p, \varphi \in (\pi, 2\pi)$	$\partial T_s / \partial r = 0$	(3.9)
At $y = e/2$	$T_a = T_1$	(3.10)
At $y = -e/2$	$\partial T_a / \partial y = 0$	(3.11)
At $x = a$	$\partial T_a / \partial x = 0$	(3.12)
	$u_z = u_m(1-r^2/R^2)$	(3.13)

Tabla 8 - Condiciones de contorno dimensionales

Merece la pena describir estas condiciones de contorno con más detalle. La condición (3.4) establece que la temperatura de la pared de la tubería, T_s , y la temperatura en todas las celdas del fluido, T_f , se encuentran a la temperatura de la condición de contorno constante de entrada al conducto, T_0 , en el origen del sistema de referencia tomado en el eje del tubo y, a diferencia de los capítulos anteriores, a la entrada del mismo ($z=0$). Es decir, la temperatura en el origen es constante en todo el diámetro del fluido más el espesor de tubo ($\leq R+e_p$). Así mismo, en la aleta se han supuesto unas diferencias de calor, entendidas como una variación de la temperatura de la aleta T_a en la dirección axial despreciable, $\partial T_a / \partial z = 0$.

Por otra parte, la condición (3.5) impone en el extremo de salida del flujo ($z=+\infty$) un incremento de temperaturas despreciable en los tres elementos, T_s , T_f y T_a , es decir, una condición adiabática.

La condición (3.6) impone que en la superficie de unión entre el flujo y la cara interior del tubo, llamada interfase, la temperatura del fluido y la del tubo son iguales por la condición de continuidad de la temperatura y del flujo de calor y, por tanto, no hay variación de las mismas.

Según la condición impuesta (3.7) la temperatura en el exterior ($r \geq R+e_p$) en el lado superior, es decir, en la superficie barrida por el arco $\varphi \in (0, \pi]$, es una temperatura T_1 constante durante todo el proceso.

La condición (3.8) ha sido necesaria para explicar que el punto de unión de la placa y el tubo debe estar a la misma temperatura por la ley de conservación de la energía.

Además, la condición (3.9) completa a la (3.7) imponiendo en el lado inferior del tubo, es decir, en la superficie barrida por el arco $\varphi \in (\pi, 2\pi)$, la condición de aislamiento o adiabática, entendida como una variación de temperaturas del sólido insignificantes en la dirección radial $\partial T_s / \partial r = 0$.

Finalmente la aleta queda completamente representada con las condiciones (3.10) a (3.12) en las que se impone la misma temperatura en el lado superior, T_1 , a una distancia del eje de la mitad del espesor según la componente vertical y positiva, y una condición de aislamiento a una distancia del eje de la mitad del espesor según la componente vertical y negativa. También se considera aislado el extremo contrario al tubo, situado a una distancia, a , en la dirección horizontal x respecto del origen de coordenadas.

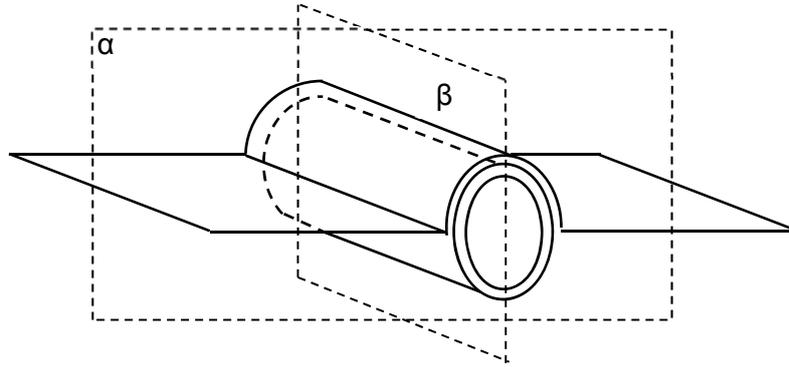
El perfil de velocidades del flujo se ha mantenido como una parábola (3.13) tal como se ha hecho en los capítulos anteriores. Sin embargo esta condición se variará en el epígrafe 3.5.2 *Solución para perfil no-parabólico o irregular del fluido caloportador*

3.4. Planteamiento del modelo tridimensional de simulación numérica

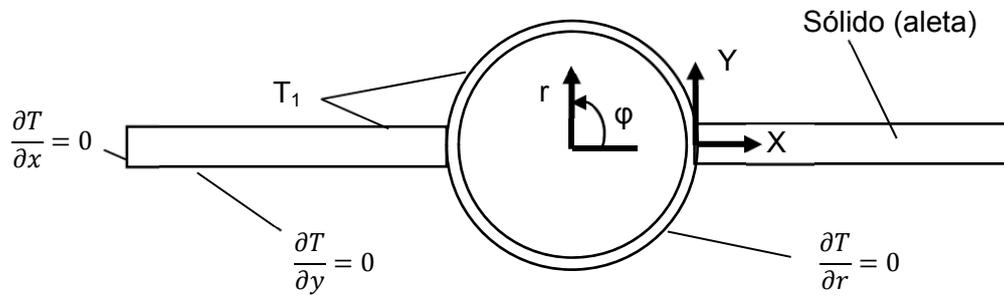
El modelo en red utilizado en la simulación numérica comienza con la discretización del mencionado sistema de ecuaciones diferenciales en una malla formada por celdas elementales tridimensionales que transforma las ecuaciones en derivadas parciales de gobierno dadas en ecuaciones algebraicas. Los elementos finitos de volumen se componen de los correspondientes dispositivos eléctricos de acuerdo con la analogía térmico-eléctrica. Basándose en las ecuaciones de gobierno y las condiciones de contorno, se crea un circuito eléctrico para cada ecuación. Las soluciones numéricas de las ecuaciones de gobierno acopladas, (3.1) a (3.3), bajo condiciones de contorno, (3.4) a (3.13), se alcanzan usando el MESIR y el solver de circuitos PSpice. El apartado 1.3 *Método de simulación por redes (MESIR)* detalla los fundamentos de este método.

Con la Fig. 23 se pretende visualizar cada una de las mencionadas condiciones de contorno detalladas también en la Fig.22. En la Fig. 23a se muestra el esquema del conjunto formado por el tubo y la placa abrazada. Este conjunto se secciona transversalmente por el plano de sección α y longitudinalmente por el plano de sección β , dando lugar a las figuras 23b y 23c respectivamente y, sobre ellas, se han señalado las condiciones de contorno impuestas.

a) Planos de sección:



b) Sección α:



c) Sección β:

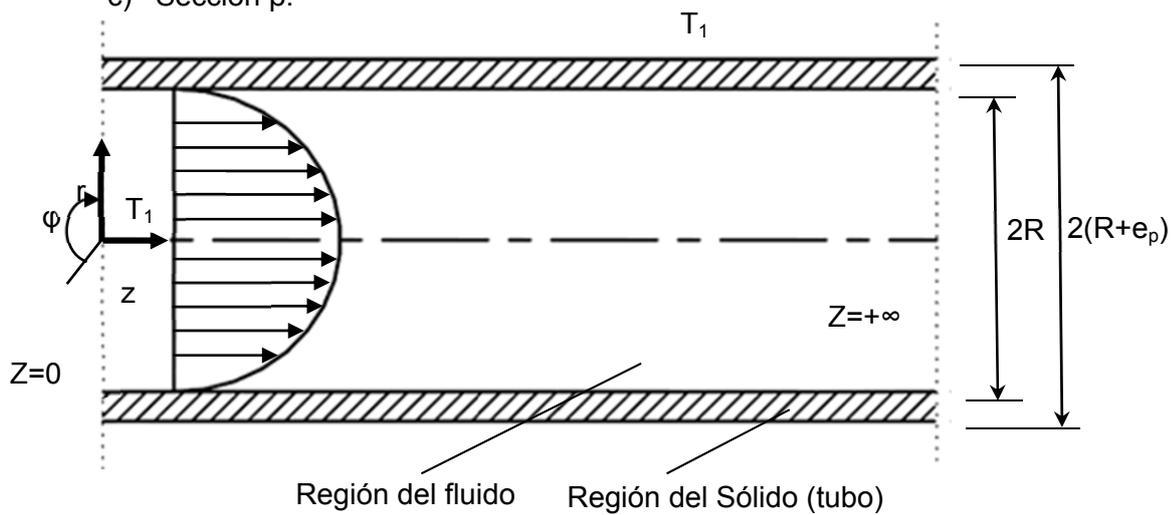


Fig. 23 – Geometría 3D del problema del aleta-tubo. a) Esquema de los Planos de Sección. b) Sección 2D transversal α. c) Sección 2D longitudinal β

En definitiva, un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales se transforma en un sistema de ecuaciones algebraicas en general no lineales (3.14) a (3.16) resultantes de las ecuaciones del balance (3.1) a (3.3):

$$\frac{1}{r} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{dr} \right] + \frac{1}{dr} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{dr} \right] + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{1}{\varphi} \cdot \left[\frac{T_{\varphi+\frac{\Delta\varphi}{2}} - T_{\varphi-\frac{\Delta\varphi}{2}}}{d\varphi} \right] + \frac{1}{dz} \cdot \left[\frac{T_{i+\frac{\Delta z}{2}} - T_{i-\frac{\Delta z}{2}}}{dz} \right] = 0 \quad (3.14)$$

$$\frac{1}{r} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{dr} \right] + \frac{1}{dr} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{dr} \right] + \frac{1}{r^2} \cdot \frac{1}{\varphi} \cdot \left[\frac{T_{\varphi+\frac{\Delta\varphi}{2}} - T_{\varphi-\frac{\Delta\varphi}{2}}}{d\varphi} \right] + \frac{1}{dz} \cdot \left[\frac{T_{i+\frac{\Delta z}{2}} - T_{i-\frac{\Delta z}{2}}}{dz} \right] - \left(\frac{\rho \cdot c \cdot u_z}{k} \right)_f \cdot \left[\frac{T_{i+\frac{\Delta z}{2}} - T_{i-\frac{\Delta z}{2}}}{dz} \right] = 0 \quad (3.15)$$

$$\frac{1}{dx} \cdot \left[\frac{T_{x+\frac{\Delta x}{2}} - T_{x-\frac{\Delta x}{2}}}{dx} \right] + \frac{1}{dy} \cdot \left[\frac{T_{y+\frac{\Delta y}{2}} - T_{y-\frac{\Delta y}{2}}}{dy} \right] + \frac{1}{dz} \cdot \left[\frac{T_{z+\frac{\Delta z}{2}} - T_{z-\frac{\Delta z}{2}}}{dz} \right] = 0 \quad (3.16)$$

En la analogía termoeléctrica, la temperatura equivale a una diferencia de potencial y los flujos de calor ($\partial T/\partial x$, $\partial T/\partial y$, $\partial T/\partial z$, $\partial T/\partial r$, and $\partial T/\partial \varphi$) equivalen a corrientes eléctricas [129]. El término (3.17)

$$\frac{1}{r} \cdot \left[\frac{T_{j+\frac{\Delta r}{2}} - T_{j-\frac{\Delta r}{2}}}{dr} \right] \quad (3.17)$$

introduce las coordenadas cilíndricas tanto en las ecuaciones de fluido caloportador como de tubería. Los términos contenidos en estas ecuaciones pueden asumirse como corrientes de acuerdo con la ley de Kirchhoff.

Se han llevado a cabo las simulaciones numéricas correspondientes a dos perfiles de velocidad:

- Perfil parabólico, típicamente utilizado en la literatura científica para flujos laminares en el interior de conductos de sección circular como el estudiado. La ecuación (3.15) describe el comportamiento de flujo tridimensional, que depende de la velocidad axial u_z , considerada una función parabólica de la forma $u_z = u_m(1-(r/R)^2)$ (3.13), como ya se ha visto en la Fig. 23b.
- Perfil de velocidad no parabólico el cual ha sido ajustado a una curva de grado 10 medido experimentalmente por Maré et al. [41, 121] y cuyo perfil está dado por la ecuación (3.18).

$$u_z = 1.06 \cdot 10^{-2} + \left(\frac{r}{R}\right) \cdot 4.59 \cdot 10^{-1} + 3.75 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2 + 19.4 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^3 + 15.6 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^4 - 92.1 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^5 + 40.6 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^6 + 843 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^7 + 577 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^8 - \left(\frac{r}{R}\right)^9 \cdot 3.26 \cdot 10^3 - \left(\frac{r}{R}\right)^{10} \cdot 4.93 \cdot 10^3 \quad (3.18)$$

Además, (3.16) introduce la perturbación producida en el sistema por la aleta debido a efectos asimétricos. Se ha supuesto que todas las superficies de la aleta están perfectamente aisladas, excepto la superficie superior, donde la temperatura T_1 permanece constante y uniforme en toda la aleta.

Para minimizar los costes computacionales, se aprovecha la simetría con respecto al plano β del conjunto, Fig. 23b, y también las limitaciones para los fenómenos de convección en fluidos [103], las cuales se han obtenido de considerar: $\partial z < (0.5 \cdot \epsilon_p^2 \cdot u_z) / R_r$. El modelo numérico no converge si este criterio no se cumple. Por consiguiente, el número de celdas en la dirección axial de acuerdo con la longitud del tubo debe ser al menos 200. En la dirección radial los resultados han demostrado ser independientes del espesor de la malla.

Todo el sistema se ha discretizado usando una malla tridimensional de celdas idénticas (Fig. 24) de tal manera que la aleta recta de sección cuadrada se divide en 200 celdas en la dirección z , 10 celdas en la dirección x y 1 celda en la dirección y . El conducto también se divide simétricamente en 200 celdas en dirección z , 5 celdas en dirección φ y 7 celdas en la dirección r , del cual 5 pertenecen al fluido y 2 al espesor del tubo. En total ha sido suficiente con 5000 celdas elementales para el fluido como las descritas en la Fig. 24.

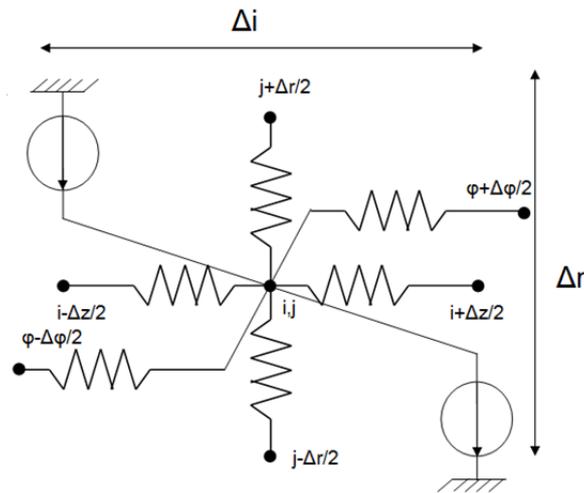


Fig. 24 – Esquema de circuito de celda básica

El circuito mostrado en esta Fig. 24 contiene varios elementos eléctricos obtenidos directamente de la discretización de las ecuaciones de la misma manera explicada en el apartado 2.3 *Modelo físico-matemático*. Una de las fuentes variables de intensidad reguladas por tensión, la entrante, corresponde al término que introduce las coordenadas cilíndricas, si se tratara de coordenadas cartesianas bastaría con omitir esta fuente. Por otra parte, la fuente saliente corresponde al término que contiene la velocidad y difusión del flujo de fluido. Ambas dependen de la diferencia de potencial entre los puntos extremos en la dirección z y en la dirección r , desconocida *a priori*. Las seis resistencias corresponden a las derivadas segundas en cada una de las tres direcciones espaciales del modelo, y dependen principalmente del incremento de distancias en r , z y φ . La diferencia topológica con un modelo bidimensional corresponde a las resistencias que unen los puntos $\varphi - \partial\varphi/2$ y $\varphi + \partial\varphi/2$ con el punto central i,j .

La distribución de celdas elementales del sistema completo se muestra en la Fig. 25.

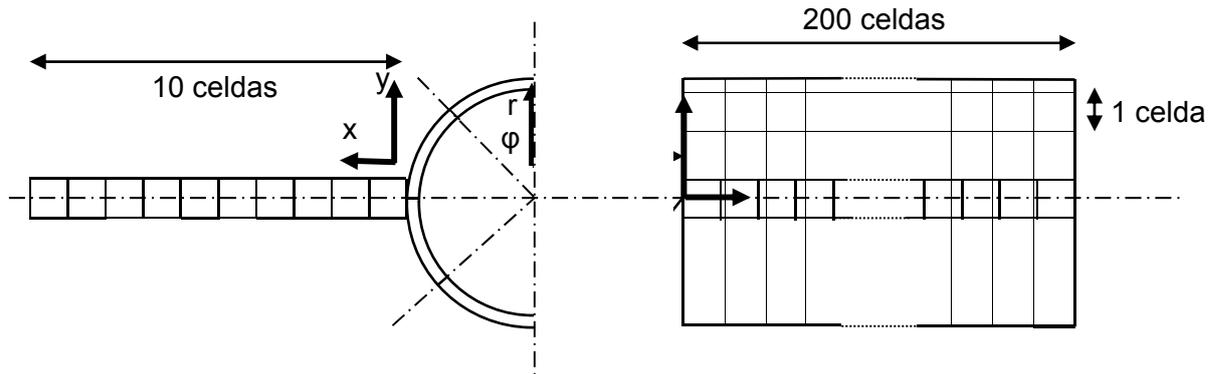


Fig. 25 – Malla de discretización del modelo numérico

Están detalladas en la Tabla 9 las dimensiones geométricas del conjunto y las variables termoflúidicas que intervienen en el problema.

Variable	Valor máximo	Unidades de medida
ρ_f	982.3	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
c_f	$4.207\cdot 10^3$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
u_m	0.022	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
R_{int}	$3.5\cdot 10^{-3}$	m
e_p	$5\cdot 10^{-4}$	m
k_f	0.66	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_s	380	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
μ	$4.27\cdot 10^{-4}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
L	2	m
T_0	65.45	$^{\circ}\text{C}$
T_1	100	$^{\circ}\text{C}$
a	$1.2\cdot 10^{-2}$	m
e	$5\cdot 10^{-4}$	m

Tabla 9 – Propiedades y valores de operación del sistema de la simulación

$\pi_1 = \frac{l^*}{e_p}$	$\pi_2 = \frac{R}{e_p}$	$\pi_3 = \frac{\rho_f c_{p,f} u_m R}{k_f}$	$\pi_4 = \frac{k_s}{k_f}$
$\pi_1 = \frac{l^*}{5 \cdot 10^{-4}}$	$\pi_2 = 7$	$\pi_3 = 707.79$	$\pi_4 = 575.76$

Si en la Fig. 17 del *Capítulo 2* se introduce en el eje de abscisas $\pi_2=7$ y se sube hasta que corte en la línea de $\pi_3=700$, el valor de ordenadas obtenido es $\pi_1=4000$. De su formulación se despeja, conociendo el espesor, e_p , la longitud característica l^* que, en este caso, sería de 2 m si la superficie exterior del tubo se mantuviera rodeada isotérmicamente. Esto no es exactamente el caso, porque sólo la superficie superior está a una temperatura constante y el resto está aislado. En consecuencia, se simula un conducto de 4 m de longitud, sólo se muestran los primeros 2 m en los epígrafes siguientes.

3.5. Resultados y discusión

Los valores de parámetros realistas y las condiciones de contorno mostrados en la Tabla 9 se usan para ilustrar un ejemplo de simulación tridimensional. Se ha elaborado un circuito eléctrico equivalente al problema térmico y de fluido (modelo de red) con componentes (resistencias, fuentes de voltaje y corriente, etc.).

La primera parte del proceso de validación de este modelo 3D ha sido la de compararlo con los resultados del problema bidimensional publicado en 2004 por Zueco et al. [1], el cual, a su vez, corroboraron los resultados analíticos obtenidos por Bilir et al. [12, 13] al igual que se ha hecho en el *Capítulo 2*. Para ello ha bastado con imponer una resistencia de unión de valor infinito en el punto de contacto de la aleta y el tubo, por lo que la aleta deja de tener influencia sobre el fluido cuando se imponen condiciones de contorno de temperatura, tal como hicieron los autores mencionados. Además, en lugar de imponer una resistencia infinita a modo de aislante en la superficie inferior del tubo y una condición de temperatura constante con en la parte superior mediante pilas eléctricas, se ha impuesto la misma condición de temperatura en toda la superficie del tubo con el salto de temperaturas que se ha explicado en el apartado *1.3 El problema de Graetz*. Finalmente, se utiliza el mismo perfil de velocidad que se encuentra en la bibliografía [1, 12, 13]. Así se obtiene un problema simétrico de resultados idénticos al problema resuelto por los autores anteriores y que ya se han mostrado en la validación del modelo del *Capítulo 2*.

No obstante, Sandhu y Siddiqui [96, 97] han llevado a cabo en 2014 una investigación experimental sobre el campo de temperaturas de un fluido circulante por el interior de un tubo de captador solar plano de baja temperatura. En esa investigación disponían de un único tubo con una aleta que se mantenía a temperatura constante mediante una manta térmica que irradiaba un flujo de calor variable para mantener la temperatura de la placa y el tubo constantes. El experimento se llevó a cabo mediante la introducción de sondas de temperatura en el interior del tubo en contacto con el fluido, por lo que esos mismos instrumentos perturbaban el flujo laminar fomentando la transmisión del calor, tal como ocurre en cuando se inserta una espiral en el tubo [65, 95]. Parte de sus conclusiones fueron que había un incremento de temperaturas no lineal en la dirección axial del tubo, y también que se apreciaba una simetría en las temperaturas en el plano horizontal. Por el contrario, en el plano vertical las temperaturas eran mayores en la parte alta del fluido y menores en la parte baja. En el modelo de simulación tridimensional también se ven reflejadas estas circunstancias de la temperatura del fluido tal como queda representado en la Fig. 27.

3.5.1. Solución para perfil parabólico de velocidades del fluido caloportador

Como se ha mencionado anteriormente, para las simulaciones numéricas se ha implementado una función parabólica de la velocidad del flujo de fluido en el modelo (Fig. 23c), donde $u_z = u_m(1-(r/R)^2)$.

Los valores seleccionados para la coordenada φ son $\varphi = 3\pi/2$ (S), $\varphi = 7\pi/4$ (SE), $\varphi = 0$ (E), $\varphi = \pi/4$ (NE), $\varphi = \pi/2$ (N), de acuerdo con los Planos representados en la Fig. 26.

Además, cada cuadrante está dividido en tres partes, $\partial\varphi = \pi/12$, para mayor precisión, si bien no se han representado en la Fig. 26 por claridad del esquema.

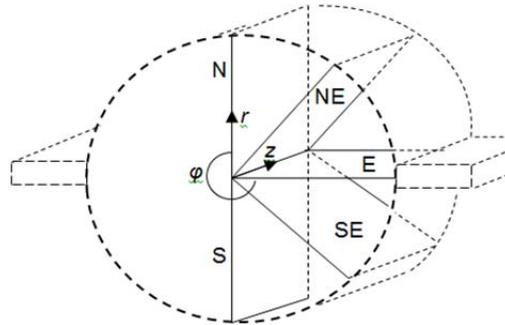


Fig. 26 – Planos de secciones longitudinales de tubos utilizados en simulaciones

La distribución del campo de temperaturas para $r = R$, en la dirección axial, z , para estos φ valores se representa en la Fig. 27.

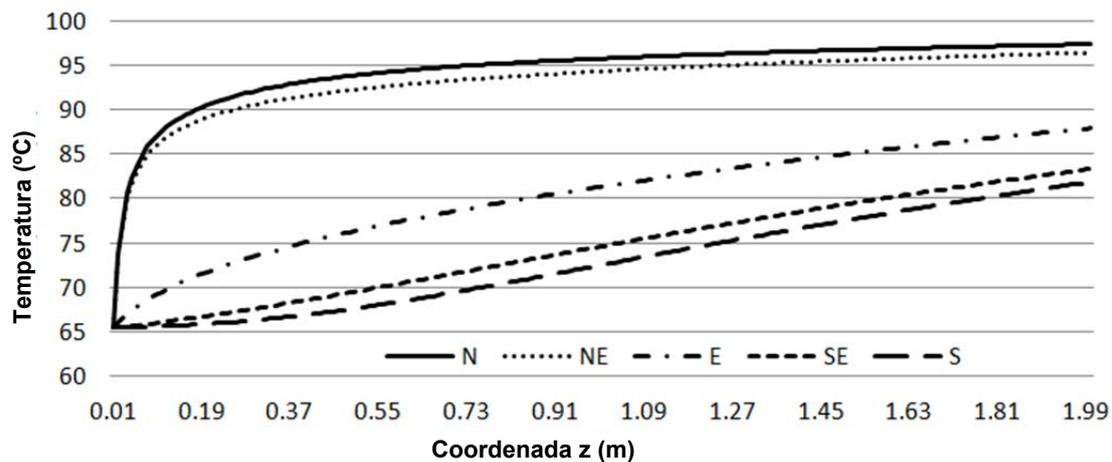


Fig. 27 – Evolución 3D de las temperaturas a lo largo de la periferia del conducto en dirección axial z

Lo primero a tener en cuenta es la consistencia de los resultados, siendo la temperatura del fluido en el plano N ($\varphi = \pi / 2$) la más alta porque externamente la tubería está a la temperatura T_1 . El comportamiento asintótico se observa en ese punto y el líquido casi alcanzaría la condición límite T_1 en un tubo lo suficientemente largo. En el Plano NE ($\varphi = \pi / 4$) el comportamiento de la temperatura es bastante similar: las superficies externas de los tubos de los Planos N y NE están a una temperatura uniforme T_1 , y la aleta está aún lejos de ellos.

Por el contrario, el Plano S ($\varphi = 3\pi / 2$) es la zona más fría del fluido, porque es el plano más alejado de las superficies calentadas. En este plano el fluido de entrada, a una temperatura baja T_0 , no es probable que llegue a la condición de contorno T_1 excepto en el caso de un tubo muy largo. En el Plano SE ($\varphi = 7\pi/4$) la situación es de nuevo muy similar a S. Ambos Planos están relativamente lejos de las fuentes de calor y necesitan una mayor longitud de tubo para que su temperatura aumente.

Entre estos planos, el Plano E ($\varphi = 0$) presenta una situación intermedia debido, obviamente, a su posición intermedia. Pero lo más notable en este plano es la presencia de la aleta, también a temperatura T_1 .

Otros resultados interesantes son el salto de temperaturas en la unión entre la aleta y el tubo y el calor que fluye a través de esta unión (Fig. 28). El salto de temperatura proviene de tener en cuenta la condición de contorno (3.8). Por otro lado, el calor disminuye desde la entrada del tubo hasta el extremo debido al gradiente de temperatura entre el fluido, que se hace más caliente a medida que fluye a través del tubo, y la tubería, cuya temperatura de la superficie externa en el Plano E es T_1 . En este sentido, al final de un tubo suficientemente largo se puede considerar que no hay variación de calor, es decir, que es adiabático.

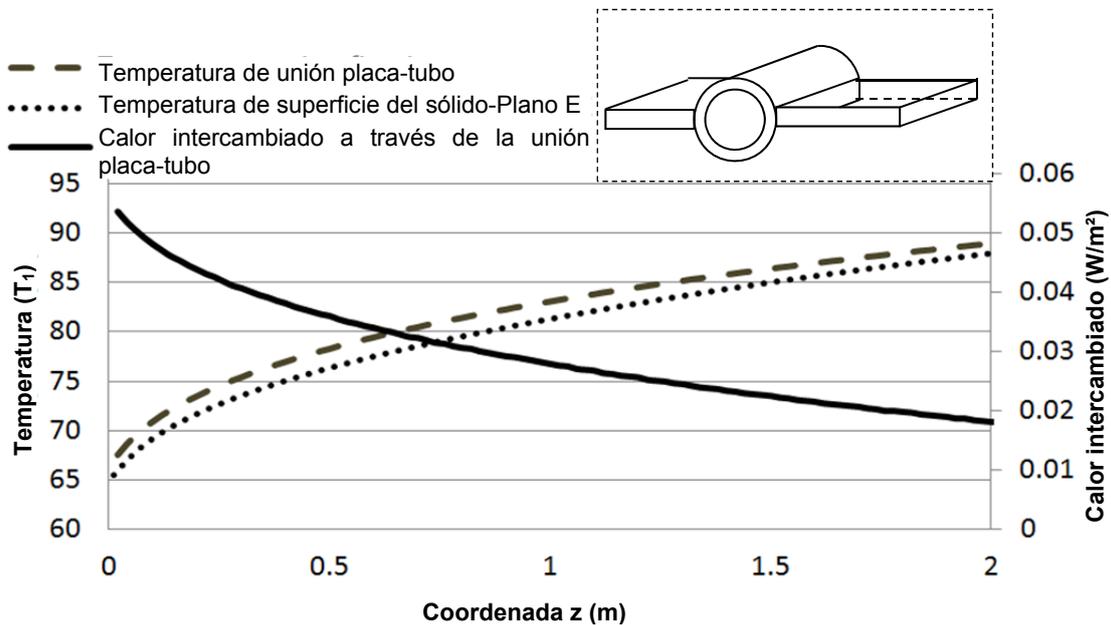


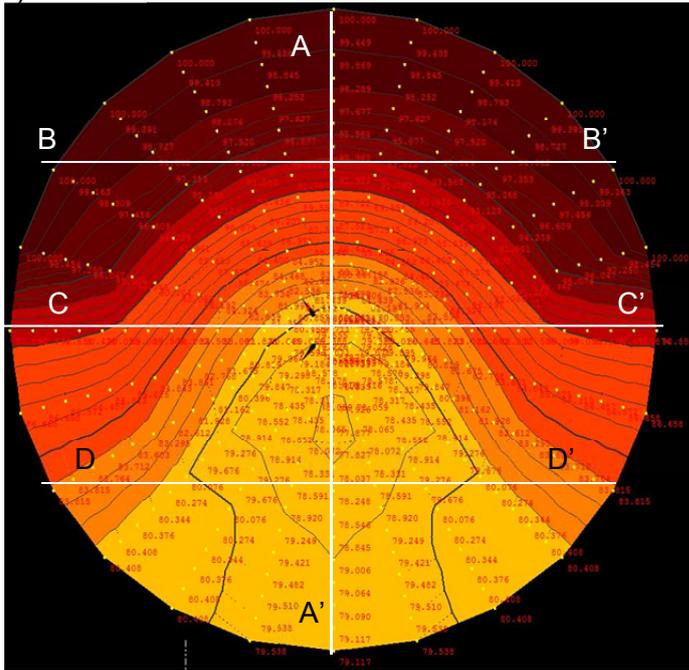
Fig. 28 – Temperaturas a lo largo de unión de tubo-aleta y calor intercambiado a lo largo de dicha unión

La Fig. 29 muestra los mapas térmicos fluidos que se representan mostrando las isotermas para planos transversales a 50 cm, 100 cm, 150 cm y 200 cm desde la entrada del tubo. Son simétricos con respecto al eje vertical, como se esperaba debido a la simetría de la configuración simulada.

En la página siguiente:

Fig.29 – Simulación 3D para velocidades de perfil cuadrático. Mapas térmicos fluidos y perfiles de temperatura a diferentes distancias de la entrada: a) 50 cm; B) 100 cm; C) 150 cm (sólo mapa térmico); D) 200 cm (sólo mapa térmico); E) evolución del campo térmico a lo largo del tubo.

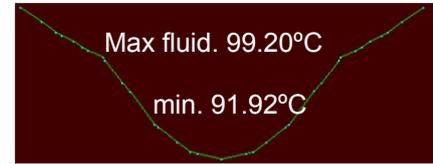
a) 50cm



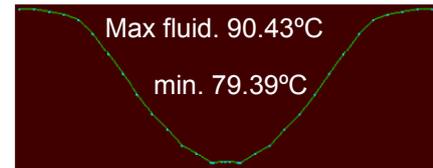
Perfil A-A':



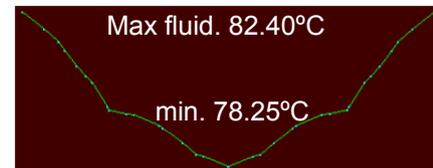
Perfil B-B':



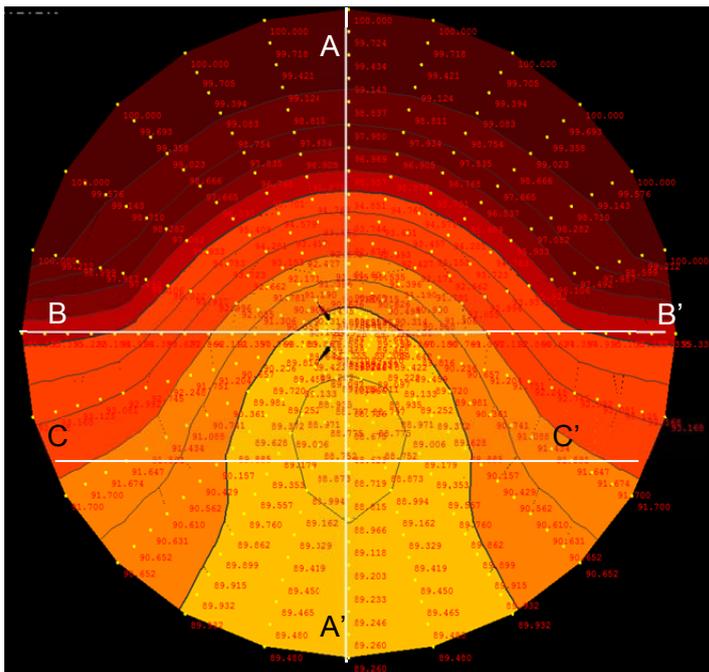
Perfil C-C':



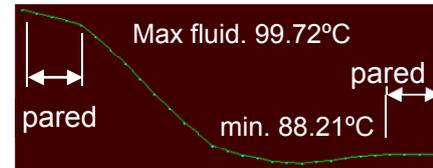
Perfil D-D':



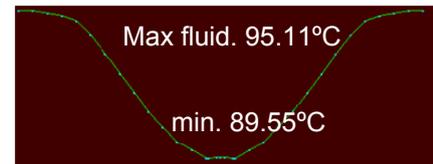
b) 100cm



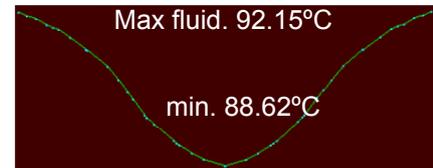
Perfil A-A':



Perfil B-B':



Perfil C-C':



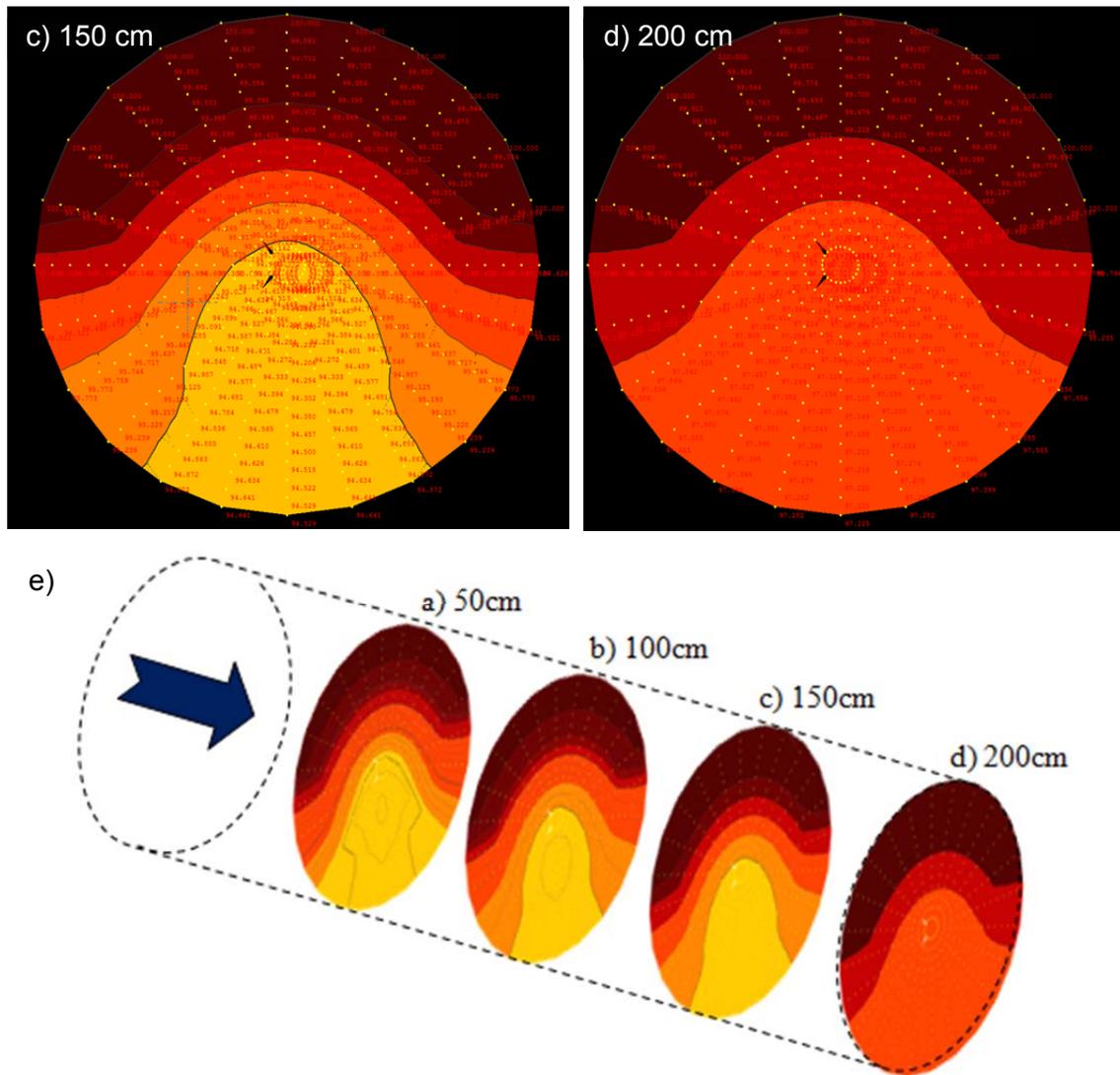


Fig. 29 – Simulación 3D para velocidades de perfil cuadrático. Mapas térmicos fluidos y perfiles de temperatura a diferentes distancias de la entrada: a) 50 cm; B) 100 cm; C) 150 cm (sólo mapa térmico); D) 200 cm (sólo mapa térmico); E) evolución del campo térmico a lo largo del tubo.

A $z = 50$ cm (Fig. 29a), la mitad superior del fluido muestra isoterma casi paralelas, cuyos valores de temperatura disminuyen desde la parte superior (Plano N, $\varphi = \pi / 2$) hasta el plano horizontal (Plano E, $\varphi = 0$), e incluso hasta cerca del plano SE. Un suceso interesante ocurre en el último plano y aparece un lazo a $77,87^\circ\text{C}$ (véase la sección A-A 'en la Fig. 29a), modificando la forma de las isoterma en la parte inferior del Plano S. Esto ocurre porque el fluido está siendo calentado desde la mitad superior del tubo (recuérdese que se ajusta a una temperatura uniforme T_1), mientras que la mitad inferior del tubo está aislada, pero parcialmente calentada por la conducción de calor ($k_f \gg k_s$) del tubo sólido. Como resultado, el fluido en el Plano S cerca del tubo está más caliente que en el centro de este plano.

En $z = 100$ cm (Fig. 29b), las curvas muestran la misma tendencia pero están más separadas entre sí que en el plano anterior. De hecho, como muestra la Fig. 27, toda

la temperatura del fluido aumenta y se aproxima a la condición de contorno T_1 a lo largo de la tubería. En el Plano S todavía existe un bucle por las mismas razones que las mencionadas anteriormente.

En $z = 150$ cm y 200 cm (Fig. 29c y Fig. 29d) las gráficas son muy similares, con isotermas aún más separadas mientras que el lazo en la parte inferior del plano ha desaparecido totalmente. Todos los mapas revelan que el tamaño de la malla en coordenadas r y φ es adecuada para el propósito de este trabajo.

3.5.2. Solución para perfil no-parabólico o irregular de velocidades del fluido caloportador

Según Maré et al., hay situaciones en las que la velocidad tiene un perfil más complejo [41]. En consecuencia también se ha simulado un caso en el que el perfil de velocidad se describe mediante una función de grado 10, lo que demuestra la capacidad del modelo elaborado. El perfil de velocidad (3.18) es la función aplicada en este caso para u_z en la ecuación del fluido (3.2). Esta ecuación se obtiene a partir de los resultados experimentales con un coeficiente de correlación $R = 0,99$ y corresponde al caso de un caudal circulante en colectores solares inclinados.

Dado que la fuente de intensidad dependiente de la tensión es el elemento que tiene en cuenta el perfil de velocidades en función de si se trata de un perfil parabólico u otro cualquiera, éste será el único elemento del circuito que habrá que modificar añadiéndole los términos de la ecuación ya descritos en el término (3.18). El nuevo modelo de red con los elementos modificados se resuelve nuevamente usando PSpice. La Fig. 30 muestra el nuevo perfil de la temperatura del fluido a lo largo de la tubería. En este caso, la temperatura aumenta más rápidamente que antes, alcanzando la temperatura externa T_1 incluso en las secciones inferiores del tubo, es decir, fluye mucho más rápido con este perfil de velocidades que con el perfil laminar parabólico, produciendo un coeficiente de convección más alto.

Como se muestra en la Fig. 30, aparecen resultados cualitativos similares para cada perfil cuando se compara con Fig. 29a. De nuevo, se registra un aumento de las temperaturas en el entorno de la pared del tubo alrededor del conducto, mientras que las zonas centrales permanecen más frías. Esto sugiere que el proceso térmico depende más de los efectos de conducción de la pared de la tubería que del perfil de velocidades, incluso con un perfil complejo e irregular, debido a la baja conductividad del fluido y al flujo laminar. Otra característica interesante es la densidad de la malla, que proporciona resultados precisos incluso con sólo 8 divisiones en la dirección φ (Fig. 30), en lugar de las 24 divisiones para las simulaciones de la Fig. 29.

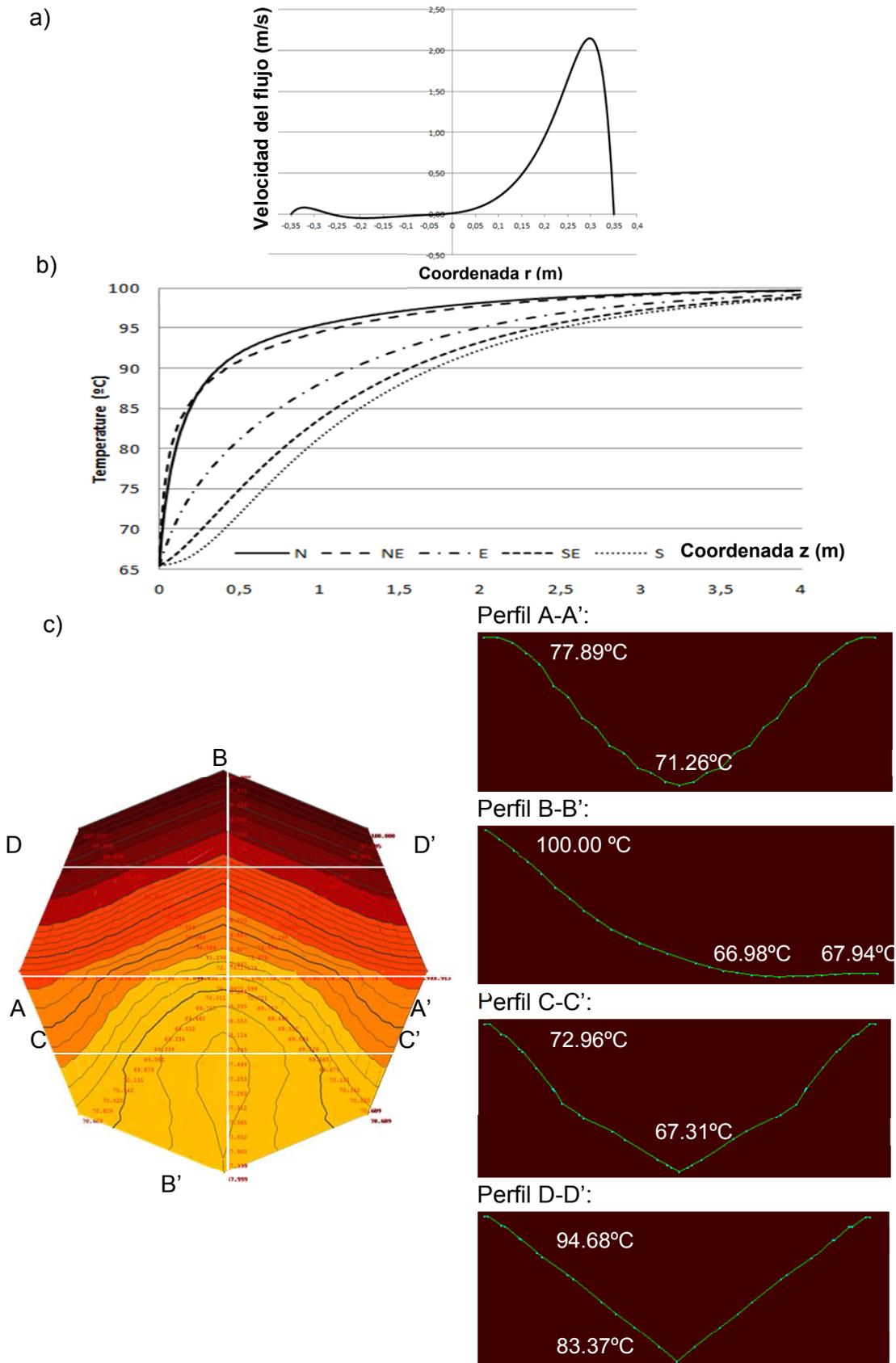


Fig. 30 – Simulación 3D para el perfil de velocidades de grado-10 del fluido. a) Perfil de velocidad transversal siguiendo [41]; b) Perfil de temperatura longitudinal del fluido a lo largo del tubo; c) térmico mapa del flujo y perfiles de temperatura a 13 cm desde la entrada de la tubería.

Resulta interesante comparar las gráficas de las Figuras 27 y 30b que muestran los resultados de temperaturas en el interior del fluido en cada sección para los diferentes perfiles de velocidades. En la segunda se puede apreciar una menor distancia de separación entre las temperaturas de todas las secciones que en la primera; y además durante los primeros 25 centímetros de conducto, una mayor temperatura en la sección NE que en la N. Ambos fenómenos están directamente relacionados con el perfil irregular de velocidades, que produce fenómenos de difusión por conducción y convección que pueden asemejarse a un flujo turbulento, y que favorecen el intercambio de calor entre diferentes secciones del fluido.

3.6. Conclusiones

Se ha presentado un modelo físico-matemático para un flujo en régimen laminar con convección forzada que discurre por el interior de un conducto de sección circular dotado de aletas longitudinales absorbedoras que es calentado en su parte superior a una temperatura constante y se mantiene aislado en su lado inferior. Estas condiciones de contorno realistas han obligado a plantear las ecuaciones diferenciales que gobiernan el proceso de transmisión del calor en forma tridimensional, combinando sistemas de coordenadas cilíndricas y cartesianas que se han resuelto para condiciones estacionarias, por ser representativas del fenómeno [61].

En esta investigación, el Problema de Graetz se ha extendido para incorporar la conducción axial del fluido, modelos 3D, espesor de pared con aletas longitudinales rectas rectangulares, condiciones de contorno asimétricas y perfiles de velocidad altamente no-lineales.

La evolución de la temperatura a lo largo de la geometría del fluido y el sólido se ha analizado en detalle a través de la elaboración de un modelo numérico preciso y contrastado basado en MESIR. Se han encontrado diferentes valores de temperatura para distintos puntos de la sección transversal del conducto debido a las asimetrías introducidas por la geometría de la aleta y por las condiciones de contorno. Se han obtenido mapas de temperaturas del fluido a diferentes distancias desde la entrada del conducto. En ellos se ha observado que las isotermas se mantienen paralelas en la mitad superior de la sección transversal del conducto, lo que no ocurre en la parte inferior, en la que se han encontrado isotermas cerradas apreciables, más frecuentes a la entrada del conducto, debidas a efectos de conducción térmica producidos por la incorporación al modelo de la pared del tubo con espesor finito.

Además, han sido evaluados perfiles de velocidades de alta no-linealidad, con similares efectos cualitativos en perfiles de temperatura axial y radial, confirmando que los efectos de la conductividad y espesor del sólido no son despreciables para los fenómenos térmicos estudiados incluso con bajas densidades de malla de simulación.

Todos estos cambios mejoran la solución del problema de Graetz y lo aproximan a condiciones más realistas. Partiendo de esto se puede formar una base para trabajos futuros, incluyendo condiciones de contorno de calor, uniones térmicas diferentes

entre la placa y el tubo o un abanico de perfiles de velocidades con funciones complejas. Entre otras muchas posibilidades puede mencionarse también la posibilidad de utilizar estos resultados para estudios futuros de optimización de captadores solares térmicos. Mientras tanto, los hallazgos del estudio presente tienen aplicaciones en pozos geotérmicos, captadores solares térmicos, disipadores de calor e intercambiadores de calor entre otros muchos dispositivos e instalaciones.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [6] Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods. Madrid: AENOR, 2006.
- [9] Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares Madrid, 2006.
- [12] Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500.
- [13] Bilir S. Laminar-flow Heat-transfer in pipes including 2-dimensional wall and fluid axial conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1995; 38(9):1619-25.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [17] Alarcon M, Alhama F, Gonzalez-Fernandez CF. Time-dependent heat transfer in a fin-wall assembly. New performance coefficient: thermal reverse admittance. *International Journal of Thermal Sciences* 2002; 41(4):386-95.
- [28] Çengel YA. *Heat and Mass Transfer*. Third ed. México, 2007.
- [29] Bejan A. *Convection heat transfer*. Second Edition ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- [31] Jiji L. *Heat convection*. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [32] Fernandez CFG, Alhama F, Sanchez JFL, Horno J. Application of the network method to heat conduction processes with polynomial and potential-exponentially varying thermal properties. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1998; 33(5):549-59.
- [34] Barletta A. Fully developed laminar forced convection in circular ducts for power-law fluids with viscous dissipation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997; 40(1):15-26.
- [35] Papoutsakis E, Ramkrishna D, Lim HC. The extended Graetz problem with Dirichlet wall boundary-conditions. *Applied Scientific Research* 1980; 36(1):13-34.

- [37] Campo A, Rangel R. Lupmed-system analysis for the simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat-transfer. *Physicochemical Hydrodynamics* 1983; 4(2):163-73.
- [38] Conley N, Lawal A, Mujumdar AS. An assessment of the accuracy of numerical-solutions to Graetz problem. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1985; 12(2):209-18.
- [39] Wijesundera NE. Laminar forced-convection in circular and flat ducts with wall axial conduction and external convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1986; 29(5):797-807.
- [41] Mare T, Galanis N, Voicu I, Miriel J. Experimental analysis of mixed convection in inclined tubes. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26(14-15):1677-83.
- [42] Cotta RM, Mikhailov MD, Ozisik MN. Transient conjugated forced-convection in ducts with periodically varying inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(10):2073-82.
- [43] Pagliarini G. Effects of axial conduction in the wall and the fluid on conjugate heat-transfer in thick-walled circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1988; 15(5):581-91.
- [44] Jones AS. *Eigenvalues and Eigenfunctions for General Graetz Problems*. Applied Math Letters. Great Britain: Pergamon Press, 1988;229-33.
- [45] Jouglard CE, Perez AL. Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares, 2004.
- [46] Ebdian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17.
- [47] Liou CT, Wang FS. Solutions to extended Graetz problem for a power-model fluid with viscous dissipation and different entrance boundary-conditions. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1990; 17(1):91-108.
- [48] Ebdian MA, Zhang HY. Effects of heat-generation and axial heat-conduction in laminar-flow inside a circular pipe with a step change in wall temperature. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1990; 17(5):621-35.
- [49] Olek S, Elias E, Wachholder E, Kaizerman S. Unsteady conjugated heat-transfer in laminar pipe-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(6):1443-50.
- [50] Li WG, Kakac S. Unsteady thermal entrance heat-transfer in laminar-flow with a periodic variation of inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(10):2581-92.
- [51] Yan WM. Transient conjugated heat-transfer in channel flows with convection from the ambient. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(5):1295-301.
- [52] Betts PL, Bokhari IH. Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2000; 21(6):675-83.
- [53] Telles AS, Queiroz EM, Elmor G. Solutions of the extended Graetz problem. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2001; 44(2):471-83.
- [57] Badescu V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. *Energy Conversion and Management* 2006; 47(15-16):2397-413.
- [59] Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76.

- [61] Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64.
- [65] Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69.
- [66] Amraquia S, Mezrhaba A, Abidb C. Combined Natural Convection and Surface Radiation in Solar Collector Equipped with Partitions Allerton Press, Inc., 2011;36-47.
- [69] Bilir L, Ilken Z, Erek A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72.
- [71] Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39.
- [73] Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. *Applied Energy* 2013; 102:631-9.
- [77] Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [81] Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87.
- [88] Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of Thermal Processes* 4^a ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [95] Garcia A, Martin RH, Perez-Garcia J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61(2):461-8.
- [96] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63.
- [97] Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514.
- [103] Oosthuizen PH, Naylor D. *An introduction to convective heat transfer analysis*. Singapore: McGraw Hill, 1999.
- [108] Sha RK, London AL. *Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts – A Summary of Analytical Solutions*. Stanford University, California, 1971.
- [109] Tagliafico LA, Scarpa F, De Rosa M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2014; 30:526-37.
- [110] Sha RK, London AL. *Convection in ducts*. Academic Press, 1978.
- [115] Zambolin E, Del Col D. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. *Solar Energy* 2010; 84(8):1382-96.

- [116] Barelli A, Carsana CG, Lombardi C, Maran L. Prediction of geothermal well pressure and temperature profiles. *Geothermics* 1994; 23(4):339-53.
- [117] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. The use of relative inverse thermal admittance for the characterization and optimization of fin-wall. *Thermal Science* 2016:138-50.
- [118] Bejan A. General criterion for rating heat-exchanger performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1978; 21(5):655-8.
- [119] Jackson JD. Studies of the influences of buoyancy on turbulence and heat transfer in vertical passages. *Heat Transfer Science and Technology* 2000 2000:111-22.
- [120] Kim WS, Jackson JD, He S, Li J. Performance of a variety of low Reynolds number turbulence models applied to mixed convection heat transfer to air flowing upwards in a vertical tube. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 2004; 218(11):1361-72.
- [121] Mare T, Galanis N, Pretot S, Miriel J. Mixed convection with flow reversal in the entrance region of inclined tubes. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2005; 15(7):740-56.
- [122] Mare T, Voicu I, Miriel J. Numerical and experimental visualization of reverse flow in an inclined isothermal tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2005; 30(1):9-15.
- [123] Bathe K-J. *Finite element procedures*. United States, 1996.
- [124] Beg OA, Takhar HS, Soundalgekar VM, Prasad V. Thermoconvective flow in a saturated, isotropic, homogeneous porous medium using Brinkman's model: numerical study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 1998; 8(5-6):559-+.
- [125] Zueco J, Alhama F. Simultaneous inverse determination of temperature-dependent thermophysical properties in fluids using the network simulation method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(15-16):3234-43.
- [126] Seco-Nicolás M. Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. In: Murcia Ud, editor. II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia. Murcia, 2016.
- [127] Zueco J, Beg OA, Takhar HS. Unsteady buoyancy-driven thermal convection in a non-darcian porous medium vertical channel with asymmetric heating/cooling. *Journal of Porous Media* 2011; 14(1):73-9.
- [128] Suryanarayana NV. Forced Convection. In: Kreith F, editor. *Thermal Engineering*.
- [129] Beg OA, Zueco J, Beg TA, Takhar HS, Kahya E. NSM analysis of time-dependent nonlinear buoyancy-driven double-diffusive radiative convection flow in non-Darcy geological porous media. *Acta Mechanica* 2009; 202(1-4):181-204.

Capítulo 4. Experimentación en dos captadores de energía solar térmica

Caracterización experimental de dos tipologías de captador solar plano de baja temperatura. Nuevos coeficientes.

El sentido de añadir el presente capítulo a esta investigación viene de la necesidad de avanzar en la validación experimental los resultados simulados en los dos capítulos anteriores para captadores solares térmicos planos ya que la elaboración de modelos de simulación posteriormente validados experimentalmente por los mismos autores de dichos modelos es un procedimiento que se ha encontrado que es cada vez más habitual en la literatura científica y que obedece a una metodología auto-justificativa que se ha considerado muy consecuente con el carácter autocrítico del método científico.

En este capítulo se busca (i) completar el conocimiento sobre los fenómenos reales que ocurren en los captadores solares, que es fundamental como se ha dicho en el apartado 1.2 *El Análisis Dimensional Discriminado (ADD)*, para el uso eficaz de esta técnica de análisis. Este objetivo se subdivide y concreta en i.i) el estudio experimental de comportamiento térmico del fluido caloportador en condiciones reales de variación natural de la irradiación y obtención de distribución de temperaturas en distintas secciones del tubo-absorbedor, i.ii) la descripción del campo de temperaturas experimental de las superficies de captación y obtención del mapa de temperaturas, i.iii) caracterización térmica de la cámara de aire y obtención del coeficiente convectivo de transmisión de calor del absorbedor con la cámara de aire. Contraste del Nu vs Ra con la literatura científica. i.iv) Comparación del rendimiento térmico de ambos captadores solares a diferente caudal en las condiciones indicadas en la norma europea y i.v) frente a la temperatura reducida según los datos experimentales y según la norma. Además se realizará un i.vi) estudio experimental de inercia térmica en conjunto y de cada componente por separado y su influencia en el rendimiento global del conjunto.

Los experimentos se han realizado siguiendo las indicaciones de medición y experimentación proporcionadas por la norma europea EN-12975:2006, por lo que (ii) los resultados arrojados son de interés para la comunidad científica y técnica.

Así mismo, algunos de estos resultados se han utilizado para (iii) proponer sutiles mejoras en las especificaciones de dicha norma y de determinados resultados disponibles en publicaciones especializadas.

Para lograr estos objetivos se describe en el apartado 4.2 *Descripción del sistema* la (iv) instalación construida formada principalmente por dos captadores solares planos con emparrillado de tubos de diferente topología, tubo abrazado a placa absorbadora modelo GAROL-I (Captador 1), y tubo soldado mediante ultrasonidos a placa absorbadora, modelo GALEM VS2.0 (Captador 2), así como los instrumentos de medida distribuidos en más de 80 puntos de su superficie, fundamentalmente del absorbedor, pero también del cristal, carcasa y variables atmosféricas. Para llevar a cabo las mediciones se han utilizado termopares tipo T contruidos en el laboratorio y

calibrados manteniendo la “cadena de medida” tal como se describe la bibliografía [101], y sondas tipo RTD, termopares tipo J, piranómetros, caudalímetros, un anemómetro y un higrómetro.

El siguiente apartado detalla el proceso de toma de datos y cómo han sido tratados para presentar la metodología empleada para calcular de forma experimental el rendimiento de ambos captadores en el apartado 4.5 *Análisis térmico estacionario y transitorio. Formulación*. En el apartado 4.6 *Resultados experimentales* se detallan los mapas térmicos de ambos captadores en diferentes condiciones reales de funcionamiento, se analizan los procesos térmicos que se producen en la cámara de aire que pueden ser útiles también en futuras investigaciones. Finalmente en el apartado 4.7 se comparan los datos experimentales con los obtenidos en el *Capítulo 3*.

Con todos esos datos se calcula el rendimiento térmico de cada captador solar, su inercia y coeficiente global de pérdidas por los mecanismos descritos en la norma EN-12975:2006 para comparar las prestaciones térmicas de ambos captadores de distinta topología.

Los datos de temperaturas, rendimientos térmicos y varias variables atmosféricas presentados en este trabajo han sido obtenidos entre el mes de agosto del año 2016 y el mes de julio del año 2017.

4.1. Ensayos y aportaciones anteriores

Se han resumido los últimos y más relevantes trabajos para esta investigación sobre experimentación en energía solar aplicada a captadores solares térmicos planos de baja temperatura en el apartado 1.5.2 *Estado del arte* del marco teórico-experimental de esta tesis.

A continuación se resume la trayectoria de las dos últimas décadas de investigación que ha dado lugar a los mencionados trabajos, aunque se ha tomado como referencia fundamental para esta investigación el extenso y detallado trabajo elaborado por J. Duffie y W. Beckman [88] actualizado hasta la cuarta edición, la primera en 1978 y la última en 2013.

La dependencia energética de las energías de origen fósil es evidente desde hace décadas, así como su huella de carbono que, en última instancia, está provocando un calentamiento global gradual que está forzando incluso a gobiernos antagónicos a pactar acuerdos por el bien común. En los países europeos meridionales, en general, y en España en particular, la dependencia energética es mayor, dado que existen muy pocos yacimientos de combustibles fósiles. Es por tanto necesario avanzar en la obtención de recursos naturales de origen renovable, y es la motivación de este capítulo.

En la actualidad existen instalados en España unos 2,5 millones de m² de captadores solares térmicos planos de baja temperatura [134], siendo éste uno de los

procedimientos con menor impacto sobre el medio ambiente para la producción de agua caliente, y que se utiliza como apoyo en sistemas convencionales que utilizan combustibles fósiles para el calentamiento de agua, por lo que cualquier mejora significativa en su rendimiento tiene un altísimo interés en la reducción de emisiones de efecto invernadero, reducción de la dependencia energética, etc.

La instalación de estos dispositivos de captación solar aumentó en España un 16,9% de 2013 a 2014 debido, en gran parte a la obligatoriedad de su uso desde la publicación del CTE en 2006, pero aún representa únicamente el 0,3% del consumo energético del país: 247.2 ktep, es decir, alrededor de 170 millones de euros al año [135]. En este sentido, en el sureste español en general, y en la Región de Murcia en particular, hay una gran fuente renovable de energía disponible y no lo suficientemente explotada, el Sol, cuyo aprovechamiento óptimo permitiría enormes ahorros energéticos y evitaría emisiones contaminantes innecesarias.

Hay muy pocos datos experimentales publicados en la bibliografía sobre el campo de temperaturas de los captadores solares [52, 64, 65, 73, 75, 78, 92-94, 136, 137] y, dado el carácter fuertemente local de la meteorología, resulta imprescindible publicar el mayor número posible de datos fiables experimentales en cada localización. Sin embargo, sí ha habido un mayor número de experimentos en laboratorio de los que se pueden extraer algunos a modo de ejemplo [41, 71, 74, 96, 97] los cuales siguen alguna de las dos normativas internacionales vigentes [6, 10, 67]. En este estudio experimental se utilizará el procedimiento de medición del rendimiento térmico EN-12975:2006 por tener en cuenta una instalación experimental como la utilizada en este trabajo, situada en el exterior en condiciones atmosféricas reales.

Desde los años 80, en que J. Duffie y J. Beckman [88] recopilaron y ampliaron la bibliografía existente sobre captadores solares planos de baja temperatura y el estudio de su rendimiento térmico, y dado el creciente interés actual en la utilización de estos dispositivos, muchos investigadores han desarrollado trabajos que se centran en dos vertientes principales: por un lado la línea teórica en la que se elabora modelos siguiendo técnicas numéricas, integrales, analíticas o CFD entre otras para obtener un comportamiento del rendimiento térmico del captador; y por otro lado una línea de investigación experimental tomando medidas sobre cada uno de los elementos que componen una instalación de captación de energía solar por separado. También, con cada vez más frecuencia, se están elaborando estudios que combinan ambas vertientes.

Algunas de estas investigaciones se han centrado, entre otras, en el estudio de las pérdidas de calor a través de la cubierta transparente y el aislamiento térmico [138], los efectos del sistema de almacenamiento [98, 136], en la optimización de la longitud de aleta [117, 130, 131, 139-142] aplicada a la superficie absorbente, las propiedades térmicas de dicha superficie [143] y medios para hacerla selectiva, la forma y dimensiones de los tubos de flujo caloportador [91, 110, 144], las consideraciones en cuanto a la conductancia de la unión entre el tubo y el absorbente [126, 145], consideraciones en cuanto a régimen del fluido caloportador [95] y medidas experimentales [72, 92, 99] que posteriormente se pueden utilizar para validar los modelos teóricos. Sin embargo, no se ha elaborado un mapa de temperaturas

experimental detallado con anterioridad a esta investigación. Dicho mapa de temperaturas permite relacionar con mayor precisión las temperaturas del absorbedor con el resto de variables térmicas que configuran el comportamiento térmico de un captador solar y, en última instancia, su rendimiento térmico. La comprensión y la habilidad de prever el comportamiento dinámico de los captadores solares pueden dar un gran impulso a estrategias óptimas de regulación, sobre todo cuando los captadores están conectados directamente a otros elementos, así como estrategias óptimas de diseño de captadores.

En cuanto a los estudios de simulación tanto estática como dinámica, cabe destacar los trabajos en energía solar aplicada a captadores solares planos de baja temperatura más influyentes para esta investigación, como algunos basados en técnicas CFD [69, 81, 109], otros en técnicas analíticas [62, 76] y modelos numéricos [1, 61, 63-65, 69] aunque recientemente se han elaborado revisiones bibliográficas exhaustivas de modelos analíticos aplicados a captadores solares planos térmicos [78, 109].

4.2. Descripción de la instalación experimental estudiada

Se dedica este apartado a la descripción física de los elementos que componen la instalación de captación de energía solar para su uso en el calentamiento de agua de uso doméstico, emplazamiento dentro del Campus de Espinardo de la Universidad de Murcia, la disposición de los elementos constructivos y topología de captadores solares, y la distribución de los diferentes dispositivos de medida de temperaturas, caudal e irradiancia solar con sus características técnicas principales.

4.2.1. Localización geográfica

El emplazamiento de los captadores solares se ha elegido de modo que no tenga elementos de sombreado a la vez que se mantiene exento de todas las superficies circundantes para conseguir que esté lo más aireado posible. El pavimento sobre el que apoya la instalación es de un color beige o marrón claro muy similar al del terreno natural habitual en el sureste español, y se ha tenido en cuenta para obtener el coeficiente de albedo o radiación reflejada.

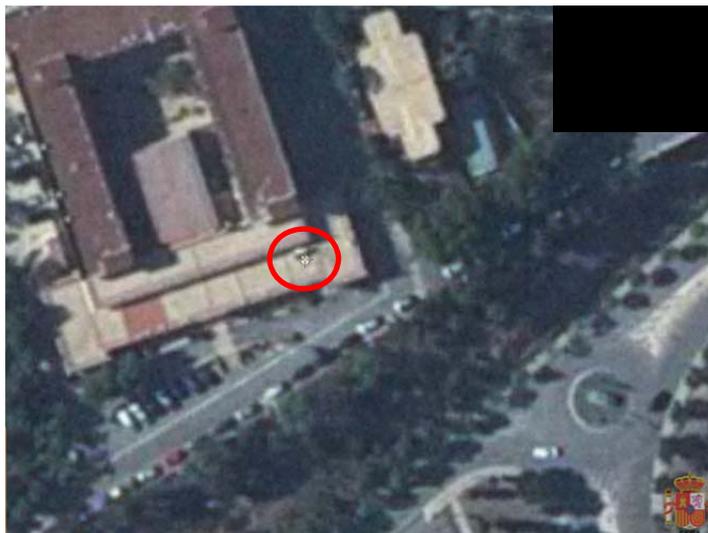


Fig. 31 – Localización de la instalación de captación de energía solar térmica. Universidad de Murcia

Los mencionados captadores están situados en la terraza superior del Edificio “C” del Campus de Espinardo de la Universidad de Murcia, tal como se muestra en la Fig. 31. La una inclinación de la superficie de captación, $\beta=45^\circ$, se encuentra dentro del rango recomendado por el Código Técnico de la Edificación (CTE-2006) en función de la latitud, ξ , del emplazamiento.

Latitud (ξ) :	$38^\circ 1' 28,49''$
Longitud:	$1^\circ 10' 11,38''$

Se ha orientado la estación escogiendo el azimut, ψ , entendido como el ángulo horizontal medido sobre el horizonte astronómico, de modo que se extraiga la mayor cantidad de energía anual [88, 100]. Por lo tanto, la instalación de captación de energía solar está orientada al Sur ($\psi = 0^\circ$) ya que con esta orientación horizontal se alcanza el rendimiento óptimo de cualquier captador solar situado en el Hemisferio Norte [100].

La estación está compuesta fundamentalmente por dos circuitos, primario y secundario, de tuberías de cobre por las que circula agua como fluido caloportador. El circuito primario consta de dos captadores planos de diferente topología (Fig. 32).



Fig. 32 – Vista frontal de captadores solares térmicos planos instrumentados objeto de estudio. GALEM VS2.0 (derecha), GAROL-I (izquierda)

Además cuenta con un caudalímetro para cada captador, una bomba de recirculación, sondas de temperatura y válvulas de operación. El circuito secundario está dotado de intercambiador de calor de tubos separativo de 350l de capacidad y radiador a modo de serpentín de refrigeración (Fig. 33). Tanto la construcción como la instrumentación se ha realizado siguiendo las indicaciones de la norma EN-12975 [6, 9]

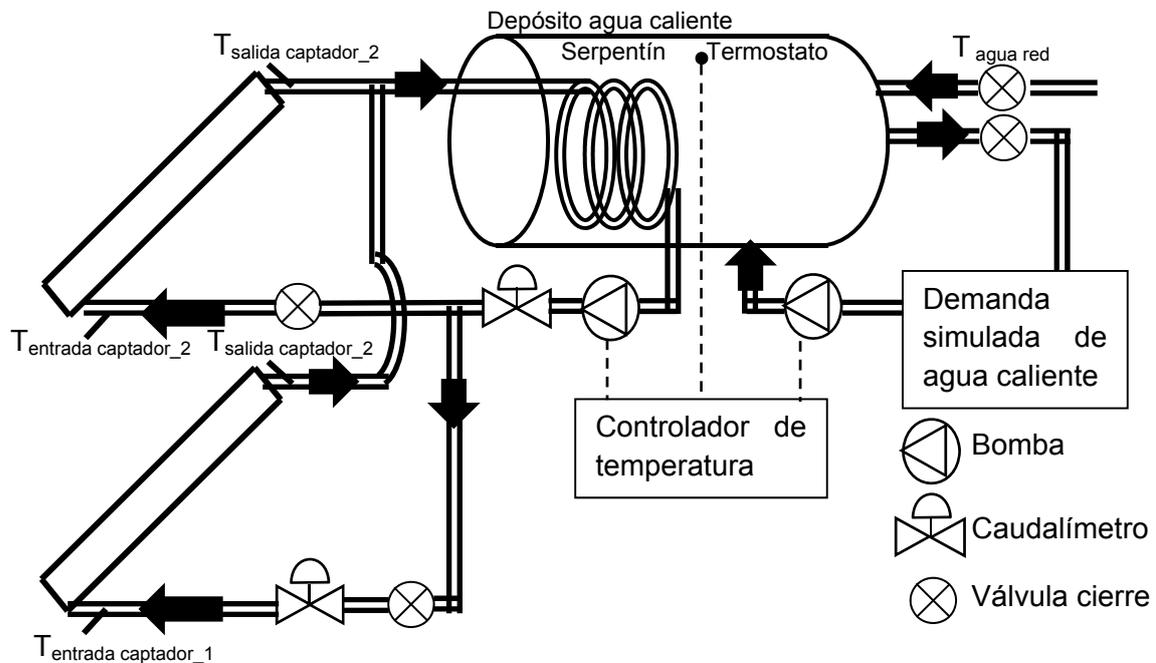


Fig. 33 – Diagrama de principio de la instalación de captación de energía solar.
Universidad de Murcia

4.2.2. Captadores solares

Se ha dispuesto de dos captadores solares térmicos planos fabricados con dos topologías diferentes, cuyas características se resumen en la Tabla 10.

Aunque la configuración física de los captadores solares térmicos de baja temperatura es muy diversa, se ha contemplado la distribución de tubos en forma de parrilla por ser esta la más extendida para la obtención de agua caliente a menos de 100°C en las latitudes meridionales de Europa

El Captador 1, modelo GALEM VS2.0, consta de 11 tubos de cobre de Ø8 mm soldados a una lámina de aluminio de 1890x990x0.5 mm; el Captador 2, modelo GAROL-I, está formado por una superficie absorbadora con 8 tubos de cobre de Ø16 mm a los que se ha abrazado mecánicamente una lámina de cobre de 2000x1010x1 mm. La sección transversal de ambos sistemas se presenta en la Figura 34.

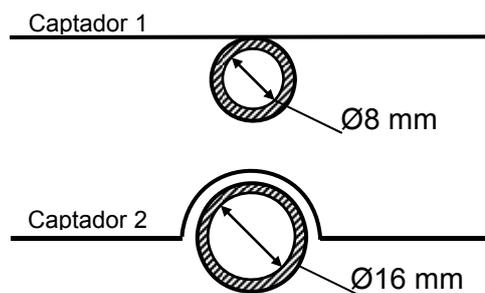


Fig. 34 – Sección transversal de Captador 1, placa soldada a tubo de cobre (arriba). Sección transversal de Captador 2, placa absorbedora abrazada a tubo (abajo).

Ambas configuraciones son muy distintas; la del Captador 2 es una configuración típica de colectores de cierta antigüedad [88], en la cual, la unión chapa plana de cobre y tubo de cobre no es continua debido al proceso de conformado, por lo tanto la transmisión de calor se reduce considerablemente; pese a esto, al abrazar casi semicircularmente la placa al tubo el número de puntos de contacto placa-tubo es elevado.

El Captador 1 es más habitual en diseños más avanzados, que requieren de un proceso de fabricación más específico, en los que la mejora de las técnicas de soldadura ha permitido realizar, mediante ultrasonidos, uniones entre materiales diferentes [146], en este caso Cu y Al, imposibles de soldar mediante procedimientos convencionales. Las uniones se realizan sin aportación de material, y el resultado es una hilera de puntos de unión más o menos cercanos que producen el contacto térmico placa absorbedora-tubo. Esta técnica es más interesante para la fabricación en serie de captadores.

Parámetros	Captador 1	Captador 2
Anchura captador	1.98 m	2.0 m
Longitud captador	1.01m	1.0 m
Espesor captador	$1 \cdot 10^{-1}$ m	$0.88 \cdot 10^{-1}$ m
Área de apertura	1.86 m ²	1.89 m ²
Área de absorbedor	1.86 m ²	1.91 m ²
Espesor cubierta transparente	$3.2 \cdot 10^{-3}$ m	$3.17 \cdot 10^{-3}$ m
Espesor cámara aire	$25 \cdot 10^{-3}$ m	$50 \cdot 10^{-3}$ m
Espesor de absorbedor	$0.5 \cdot 10^{-3}$ m (Al)	$1 \cdot 10^{-3}$ m (Cu)
Diámetro exterior tubos	$8 \cdot 10^{-3}$ m (11 tubos, Cu)	$16 \cdot 10^{-3}$ m (8 tubos, Cu)
Espesor tubos	$0.4 \cdot 10^{-3}$ m	$0.5 \cdot 10^{-3}$ m
Espesor aislamiento	$50 \cdot 10^{-3}$ m (Lana mineral 50kg/m ²)	$20 \cdot 10^{-3}$ m (Poliuretano expand.)
Espesor carcasa externa	$0.4 \cdot 10^{-3}$ m (Aluzinc)	$0.6 \cdot 10^{-3}$ m (Acero galv.)
$\alpha_{IR_cristal}$	91.5%	89.0%
$\epsilon_{IR_absorbedor}$	5%	2.0%
Factor de eficiencia, η_0	80.6%	84.4%
Coefficiente transmisión calor, α_1	4.712	0.836
Coef. dependencia temperatura α_2	0.0156	--
Parámetro cirstal para K_b , b_0 [138]	0.1	0.1
Flujo caloportador	agua pura	agua pura

Tabla 10 - Parámetros principales de los captadores

Es necesario resaltar algunas diferencias entre las características de ambos captadores que se desprenden de la Tabla 10, las cuales tienen un papel significativo en las observaciones experimentales llevadas a cabo ya que condicionan el comportamiento térmico de los captadores. Dichas diferencias son el hueco de aire entre la placa absorbidora y la cubierta transparente, el espesor de la placa absorbidora, y el espesor de aislamiento entre el emparrillado de tubos y la cubierta posterior. Ambos son determinantes en los coeficientes experimentales de pérdidas de rendimiento de los captadores, y en la efectividad en la transmisión del calor entre la placa y el tubo.

4.2.3. Instrumentación

Aunque no es un objetivo de esta investigación realizar ensayos en bancos de trabajo que cumplen la norma, se han tenido muy en cuenta las condiciones de la norma EN-19275-1:2006 tanto en la construcción de la instalación de captación solar como en la instrumentación. Con esta aproximación se puede asegurar que el error de medición de los instrumentos no afecta significativamente a los resultados arrojados una vez calibrados. El sistema de termometría, instalado en y junto a los captadores solares estudiados, se ha descrito pormenorizadamente en otro trabajo [101] pero las características principales de la cadena de elementos de medida (Figura 35) se resumen a continuación. Las salidas de los sensores, en μV , son conducidos hasta dos unidades de adquisición de datos a través de sus correspondientes cables de aproximadamente 1,5m de longitud. Ambas unidades de adquisición de datos son controladas mediante un ordenador situado en un despacho cercano conectado a ellas mediante cable LAN de unos 40m de longitud.

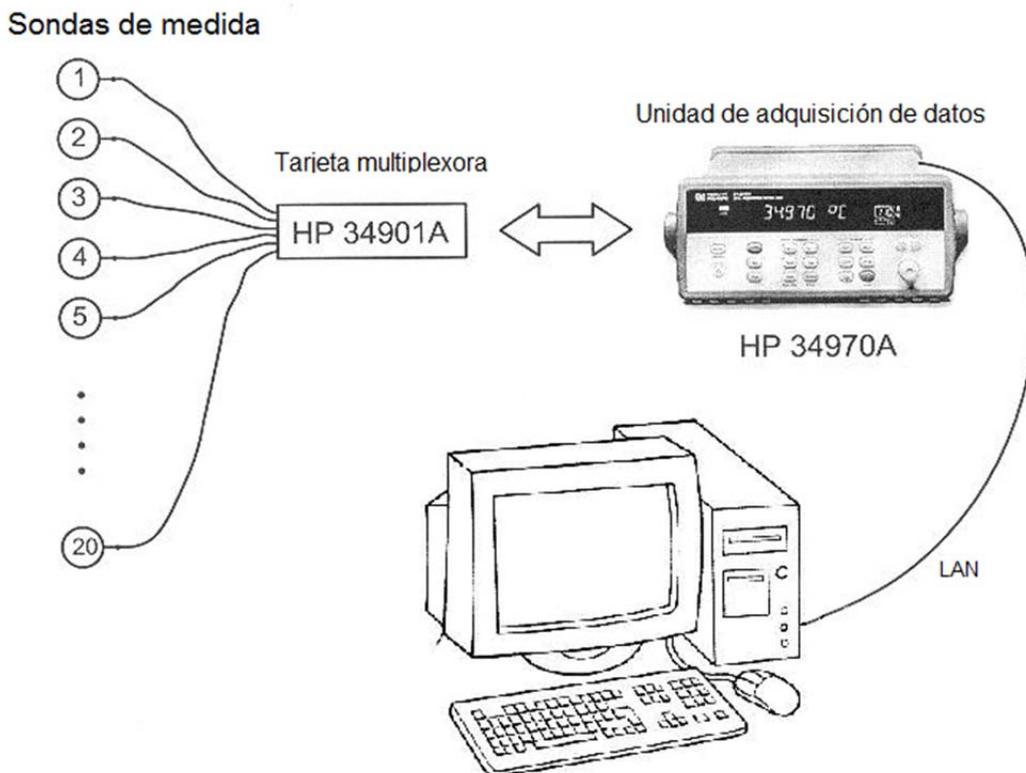


Fig. 35 – Esquema de cadena de medida

Dicho ordenador transforma los datos recibidos a sus unidades correspondientes según el elemento de medida utilizando primero el software Benchvue (Figura 36). Cabe destacar que el ordenador recibe y traduce la información que le proporciona la unidad de adquisición de datos en forma de señales de intensidad o tensión. Estas señales corresponden a los diferentes sensores de temperatura, caudalímetro, anemómetro, higrómetro y piranómetro.



Fig. 36 – Captura Benchvue con datos experimentales

4.2.3.1. Medida de radiación solar

Piranómetro:

ESPECIFICACIONES:	Modelo GEO-SR11 (Geónica S.A.)
Clasificación ISO:	Clase I
Offset cero:	<5W/m ² sin ventilación
Rango espectral:	285 a 3000 nm
Sensibilidad (nominal):	15µV/(W/m ²)
Temperatura de operación:	-40°C a +80°C
Rango de irradiancia:	0 a 2000 W/m ²
Respuesta de temperatura:	±2% (-10% a +40°C)
Trazabilidad de calibración:	WRR
Potencia requerida:	1.5W y 12VDC
Incertidumbre de calibración:	<1.8% (k=2)
Longitud del cable:	5 m (estándar)



Tabla 11 – Piranómetro. Especificaciones técnicas

Acorde a la norma EN-12975-2:2006 se ha utilizado un piranómetro de clase I, tal como indica también la Norma ISO 9060 para medir la radiación global de onda corta que llega al captador procedente del sol y del cielo tal como se ha mencionado en el apartado de Fundamentos. Se ha llevado especial cuidado en mantener la cúpula transparente perfectamente limpia.

Ante la ausencia de posibilidad de uso de un pirheliómetro o de una banda de sombreamiento, para los casos en que ha sido necesario conocer la irradiancia global desglosada en sus componentes se han utilizado los datos proporcionados por la estación meteorológica de AEMET en Guadalupe (Murcia), situada en las inmediaciones, aproximadamente a unos 2 km. Así mismo se cuenta con los datos de radiación global medidos sobre plano inclinado coplanar a la superficie de captación (Fig. 37); así como datos de radiación global sobre plano horizontal medidos en la Estación Meteorológica de la Universidad de Murcia.

Al tratarse de un ensayo en el exterior, la norma especifica que dicho piranómetro debe mantenerse, tal como se ha hecho, en posición coplanar al captador solar, es decir paralela al plano inclinado de captación, durante todo el proceso de toma de datos lo que, además, dificultaba la aparición de humedad condensada que en ningún momento ha perturbado las mediciones. Además se ha separado suficientemente del propio captador de medida y se ha situado a una altura similar a la mitad de la altura del captador. Los cables se han protegido del efecto del sol directo mediante cinta adhesiva reflectante, al igual que el resto del instrumental sometido a la acción directa del sol.

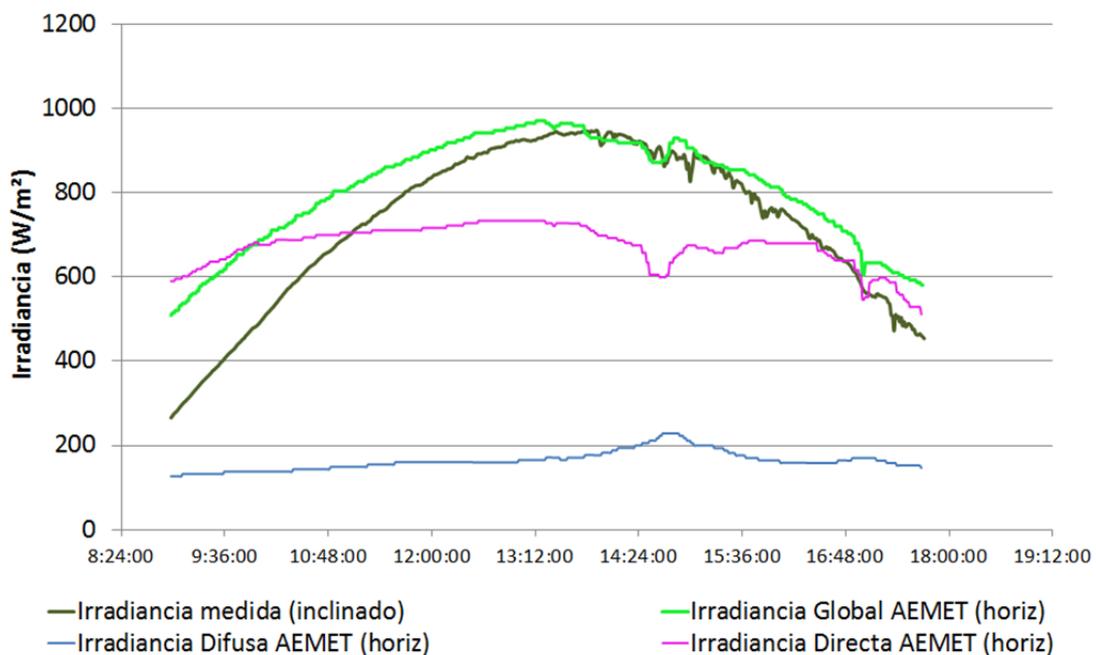


Fig. 37 – Irradiancia global medida comparada con datos AEMET. Día 22-junio-2017

4.2.3.2. Medida de caudal

Caudalímetro:

ESPECIFICACIONES:	Modelo ETW-N-MZ (ZENNER)	
Normativa:	MID standard	
Caudal nominal:	1,600 m ³ /h	
Caudal máximo:	2,000 m ³ /h	
Caudal mínimo:	0,020 l/h	
Caudal inicial:	0,012 l/h	
Diámetro nominal:	15mm	
Rango de display	0,05 l a 99.999 m ³	
Temperatura máxima:	90 °C	
Presión de operación:	10 bar	
Pérdidas de presión:	1 bar	

Tabla 12 – Caudalímetros. Especificaciones técnicas

Se han instalado 2 caudalímetros en el circuito primario solar situados uno a la entrada del Captador 1 y el otro en el conducto principal antes de la bifurcación a cada captador. De esta manera se conoce directamente el caudal total de la instalación en su conjunto y el caudal de uno de los captadores. El caudal del otro captador se obtiene de la resta de los dos anteriores.

4.2.3.3. Medida de temperaturas

4.2.3.3.1. Sondas de termometría

A continuación se muestran las características técnicas de cada una de las sondas de medición dadas por el fabricante.

Sonda de temperatura RTD Pt100 de 4 hilos:

ESPECIFICACIONES:	RTD Pt100 de 4 hilos <i>ARIAN Control & Instrumentación</i>	
Clasificación:	A	
Sensibilidad (nominal):	0.05 °C/μV (en agua) 0.5 °C/μV (en aire)	
Temperatura de operación:	-100°C a +200°C	
Corriente excitación:	0.18 mA	
Respuesta de temperatura:	±1% (-100°C a +200°C)	
Longitud del cable:	Máx. 30 m	

Tabla 13 – Sonda de temperatura RTD Pt100 de 4 hilos. Especificaciones técnicas

Es un sensor de temperatura termo resistivo (RTD). Consiste en un alambre de platino que a 0 °C tiene 100 Ohm y que al aumentar la temperatura aumenta su resistencia eléctrica. El incremento de la resistencia no es lineal pero si creciente y característico

del platino de tal forma que mediante tablas es posible encontrar la temperatura exacta a la que corresponde.

Sonda de temperatura Termopar tipo T:

ESPECIFICACIONES:	Termopar tipo T	Termopar tipo J
Material	Cobre-constantán	Hierro-constantán
Rango medición:	-200 a 350 (°C)	0 a 750 (°C)
Sensibilidad (nominal):	±1,0° C	±2,2° C
Longitud del cable:	1,5 m	1,5 m



Tabla 14 – Termopares tipo T y J. Especificaciones técnicas

Este tipo de sensores se ha utilizado para medir la temperatura sobre la placa captadora. Se ha escogido el termopar tipo T de entre los existentes, debido a que sus características y rangos de medición, definidas por el par metálico soldado, son las más convenientes para esta clase de estudio. Este tipo de termopar está formado por un alambre de cobre, que actúa como conductor positivo, y una aleación de 60% de cobre y 40% de níquel (constantán), que actúa como elemento conductor negativo. Según lo indicado en la norma EN-12975-2:2006 todos los termopares han sido protegidos de la radiación solar mediante cinta adhesiva reflectante.

Se han utilizado 82 sondas de este tipo para medir la temperatura de la superficie del absorbedor y del cristal de los captadores.

Se ha escogido el termopar tipo J debido a que sus características y rangos de medición, son las más convenientes para su instalación en la medida de temperaturas de fluidos. En concreto se han utilizado en la medida de la temperatura del aire interior de la cámara del captador solar, y también en la medida de temperaturas de fluido a la entrada y salida de cada captador, situándolos apuntando a contracorriente tal como indica la norma EN-12975-2:2006, y a no más de 200mm de la entrada del mismo. También se ha mantenido el aislamiento térmico de todas las conducciones de agua. Se han utilizado 6 sondas de este tipo para medir la temperatura del aire de la cámara interior del captador y, dispuestos a contracorriente, de la temperatura del fluido a la entrada y salida de cada captador.

Cada uno de los mencionados termopares se ha calibrado siguiendo las indicaciones del procedimiento TH-003 [5] para la calibración por comparación de termopares y se han dispuesto según las Figuras 38 y 39.

4.2.3.3.2. Distribución de termopares

La instrumentación consiste en la instalación, en cada captador solar, de cuarenta termopares tipo T situados en la superficie absorbidora y dos termopares tipo J situados en contacto con el fluido a la entrada y salida del tubo de alimentación de fluido caloportador. Los termopares tipo J han sido dispuestos a contracorriente para asegurar que la propia sonda perturba lo mínimo posible la medida de temperatura, tal como indica la norma UNE-EN 12975-2, mientras que los termopares tipo T se han agrupado bajo la placa absorbidora (Captador 1) o sobre ella (Captador 2) en cuatro

secciones transversales a lo largo de un mismo tubo, de modo que quedasen dispuestos en una línea de siete termopares en cada sección según la Figura 38.

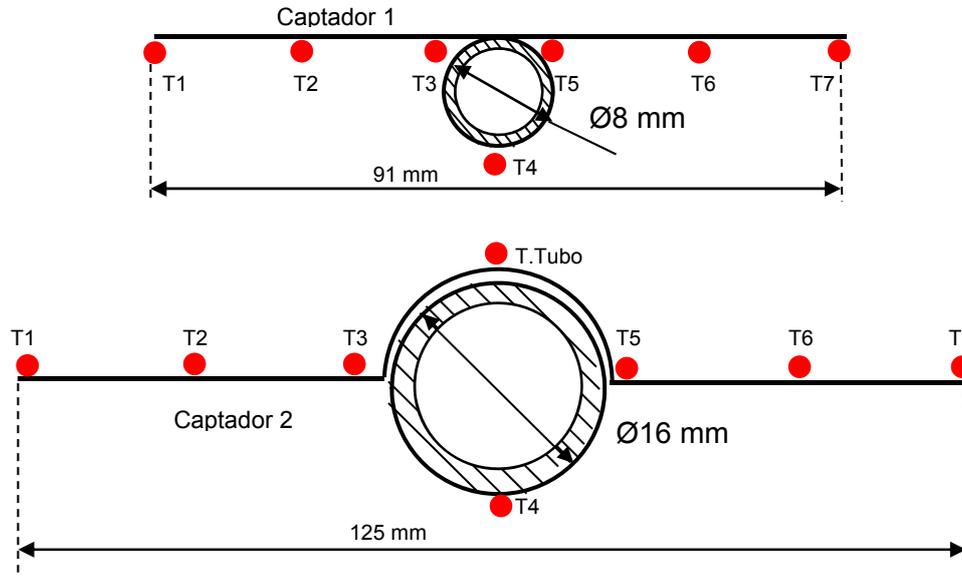


Fig. 38 – Disposición termopares en cada sección del Captador 1 (arriba) y Captador 2 (abajo)

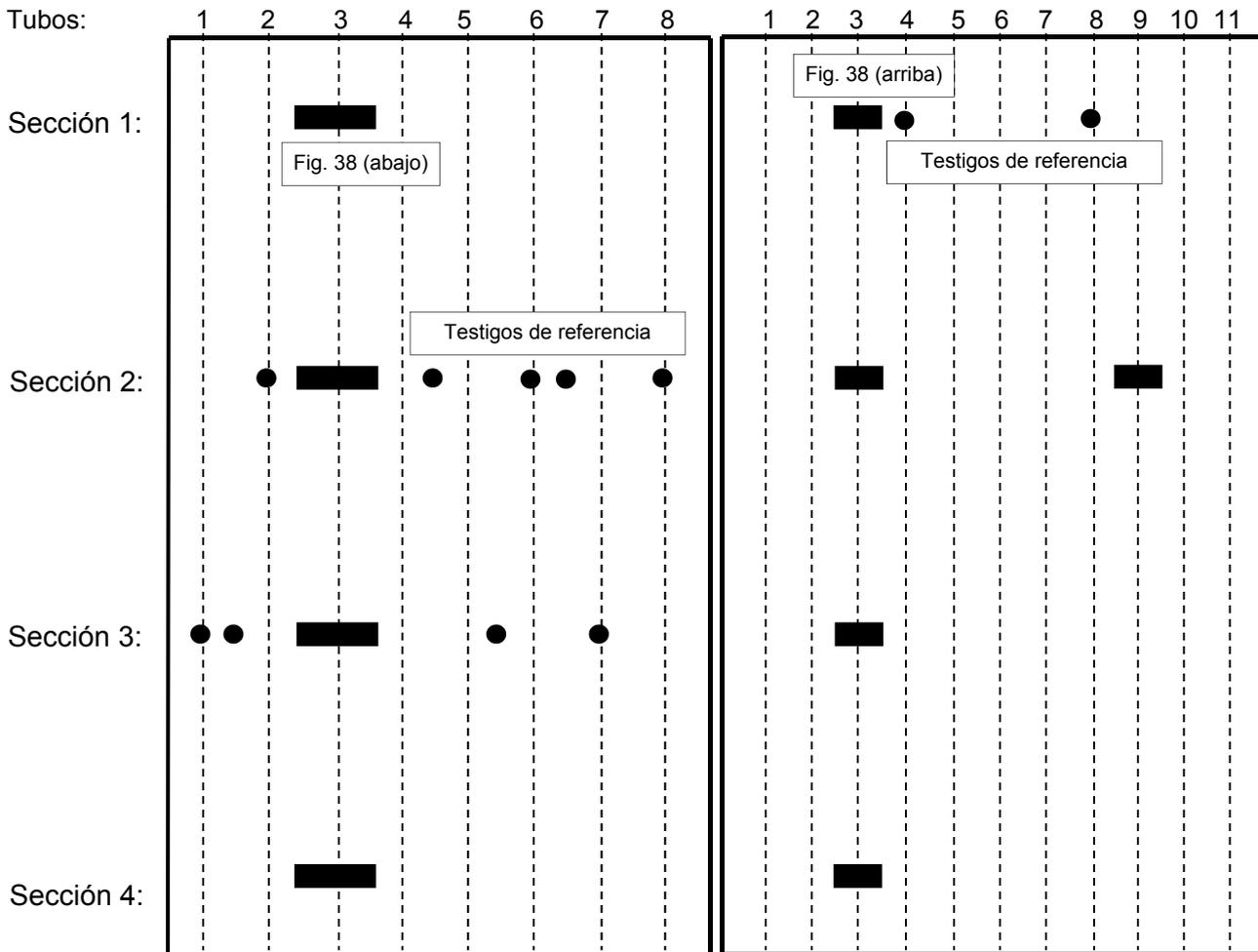


Fig. 39– Distribución termopares. Captador 2 (izquierda), termopares dispuestos según Fig. 38 (abajo). Captador 1 (derecha), termopares dispuestos según Fig. 38 (arriba)

En esta Figura 39 se representan ambos captadores, Captador 1 a la derecha y Captador 2 a la izquierda vistos en planta, tal como se han instalado (Fig. 38). Se han dividido ambos captadores en 4 secciones transversales de medición, a 10 cm del borde inferior, a 70 cm, a 130 cm y a 190 cm. En trazo vertical discontinuo se ha representado el eje longitudinal de cada tubo. Los rectángulos negros son agrupaciones de 7 termopares que miden la temperatura en esa sección, y los círculos negros son termopares independientes utilizados como testigos de comprobación del comportamiento térmico en otros tubos. En cada sección se ha dispuesto de un termopar sobre la superficie externa del tubo, que mide la temperatura que se considerará en esta investigación como la más próxima a la del fluido. Se han dispuesto 3 termopares a cada lado de dicho termopar central.

El acceso a la placa absorbedora de cada captador para instalar los termopares se ha realizado por diferente método debido a las características constructivas de cada fabricante de captadores solares, tal como sugiere la norma EN-12975-2:2006. Sobre el Captador 1 se han practicado aberturas en su carcasa exterior trasera como se observa en la Figura 40 (abajo izda.), mientras que se ha accedido al Captador 2 retirando temporalmente la cubierta de cristal, como se muestra la Figura 41 (izquierda).



Fig. 40 – Instalación de termopares en Captador 1. Aberturas carcasa trasera (izda. abajo). Termopares bajo absorbedor (dcha.). Sellado final de aberturas (izda. Arriba)



Fig. 41 – Instalación de termopares en Captador 2 (izda.). Unidades adquisición datos e higrómetro (dcha.arriba). Termopares cristal y cámara aire (dcha.centro). Conjunto (dcha.abajo)

Todos los termopares se han fijado por contacto mediante adhesivo apantallado reflectante para evitar los efectos de la exposición directa al sol y de re-radiaciones del resto de elementos. Además en el caso del Captador 1, los termopares se han dispuesto en el anverso sombreado del absorbedor, por lo que no están expuestos a la radiación solar directa.

Además, se han añadido los siguientes puntos de medida:

En el Captador 1 se ha medido la temperatura en la cubierta exterior trasera de la Sección 1 y 4, además se ha tomado la temperatura del cristal y de la cámara de aire en las Secciones 2 y 3, y de la entrada y salida del agua.

En el Captador 2 se ha medido la temperatura en la cubierta exterior trasera de la Sección 1, y de la entrada y salida del agua.

Los datos de temperaturas recogidos por estos termopares se han corregido conforme a las curvas de calibración obtenidas por el procedimiento TH-003 [5, 101, 137], por el cual cada sonda de temperatura se ha mantenido en un recipiente aislado con agua circulante manteniendo la temperatura y recogiendo series de datos para diferentes temperaturas (Figura 42). Las ecuaciones de calibración han sido obtenidas para

todos los termopares e incorporadas a la hoja dinámica creada a tal efecto para corregir las temperaturas medidas (Anexo 2). Todas las curvas de calibración son prácticamente lineales con desviaciones mínimas, se han desechado los termopares que no han cumplido esta condición. Una vez calibrados los termopares, se han mantenido conectados a la tarjeta multiplexora y ésta, a su vez, a la unidad de adquisición de datos con el objetivo de no romper la cadena de medida.

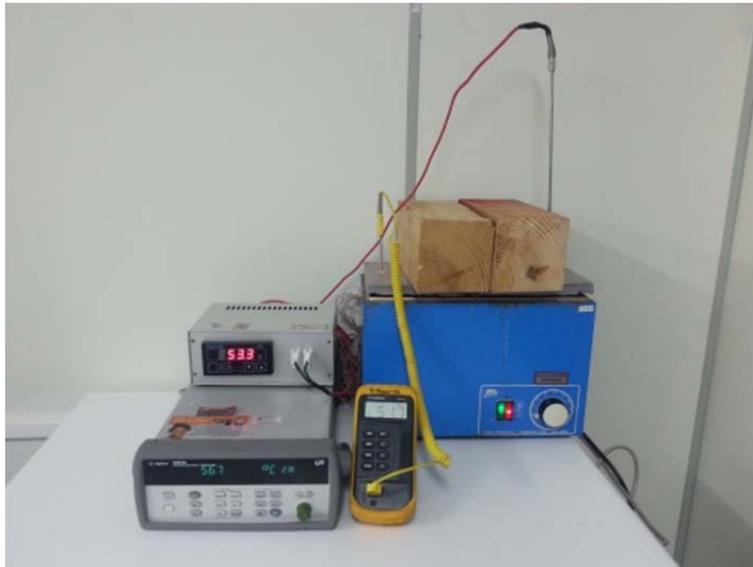


Fig. 42 – Instalación de calibración de termopares

4.2.3.4. Sensores de velocidad de viento, humedad y temperatura ambiente

Por otra parte se ha tomado lecturas de la velocidad del viento mediante un anemómetro muy próximo a los captadores solares, así como de la humedad relativa del aire mediante un higrómetro. Ambos valores no se han tenido en cuenta en los días estudiados por ser la velocidad del viento casi nula y la humedad relativa ambiental poco oscilante a lo largo del día. No se ha dispuesto de elementos mecánicos para simular el viento exterior. También se ha medido la temperatura ambiente al sol y a la sombra mediante sendas sondas PT-100 RTD de 4 hilos. La sonda que mida la temperatura ambiente al sol no está indicada en la norma, aunque sí indica que debe estar apantallada.

4.2.3.5. Marco soporte y aislamiento

Se ha construido una estructura metálica mediante perfiles de sección cuadrada que puede verse en la Figura 41 (dcha. arriba). Tiene la función de resistir el viento y mantener todos los elementos en su lugar, incluyendo captadores e intercambiador de calor, así como mantener la inclinación $\beta = 45^\circ$ de los captadores. La estructura permite el paso del aire libremente alrededor de los mismos según norma.

Además se han aislado las tuberías de cobre del circuito primario para asegurar las mínimas pérdidas.

4.3. Proceso de toma de datos

Los datos se han recogido en intervalos de 1 minuto durante las 24h de cada día aprovechando la variación de la irradiancia solar para realizar el muestreo de toma de temperaturas a distintas irradiancias. Para realizar la medición y comparar datos homogéneos se ha mantenido un caudal constante idéntico en ambos captadores $\dot{m}_f = 3,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, el cual se divide entre los tubos de que consta cada captador para realizar los cálculos de esta investigación. Los datos se han tomado utilizando dos unidades de adquisición de datos protegidas de la intemperie mediante cajas estancas (Figura 43).



Fig. 43 – Unidades de adquisición de datos en cajas estancas

4.4. Tratamiento de datos

Los datos obtenidos por las unidades de adquisición de datos se envían a un disco duro a través de internet utilizando el software BenchVue ©, el cual distribuye los datos recogidos en ficheros .csv que son fácilmente manejables utilizando simplemente el software MS Excel©. Mediante una hoja dinámica programada previamente se aplica la corrección de datos de cada sonda de medida mediante su recta de calibración obtenida por el procedimiento mencionado. De este conjunto de datos, un total de 92 medidas en cada minuto durante 24h/día, se han extraído los más representativos para los propósitos mencionados en la introducción.

Así mismo, se ha calculado la densidad del agua para cada una de las cuatro mediciones/minuto de temperatura a la entrada y salida de los dos captadores utilizando las distribuciones disponibles en la bibliografía [114] (4.1) e igualmente se ha procedido con la viscosidad (4.2) y el calor específico (4.3) [113].

$$\rho \left(\frac{kg}{m^3} \right) = 847.2 + 1.298 \cdot T - 2.657 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 \quad (4.1)$$

$$\mu_{T < 353K} \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right) = 0.9149 - 1.2563 \cdot 10^{-2} \cdot T + 6.9182 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 \\ - 1.9067 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 2.6275 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 1.4474 \cdot 10^{-13} \cdot T^5 \quad (4.2)$$

$$\mu_{T \geq 353K} \left(\frac{kg}{m \cdot s} \right) = 3.7471 \cdot 10^{-2} - 3.5636 \cdot 10^{-4} \cdot T + 1.3725 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \\ - 2.6566 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 2.5766 \cdot 10^{-12} \cdot T^4 - 1.001 \cdot 10^{-15} \cdot T^5$$

$$C_p \left(\frac{J}{KgK} \right) = 5648.8 - 9.140 \cdot T + 14.21 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 \quad (4.3)$$

4.5. Análisis térmico estacionario y transitorio. Formulación

En este apartado se enumeran algunos números adimensionales clásicos necesarios para la caracterización térmica de los elementos del captador. Posteriormente se realiza un análisis térmico estático del mismo, que consiste en el cálculo de varias aproximaciones al rendimiento estático del captador que se logran mediante ensayos sujetos a la norma europea EN-12975:2006. Finalmente se aborda un análisis dinámico del que se obtiene el rendimiento cuasi-dinámico del captador en las condiciones impuestas por la norma, así como el modo en que se determina la inercia térmica de cada componente en esta investigación.

El calor instantáneo se ha calculado mediante la relación:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f C_p (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4.4)$$

Donde \dot{m}_f es el caudal y $T_{f,e}, T_{f,s}$ son las temperaturas de *bulk* a la entrada y salida de cada captador. Los parámetros adimensionales para la caracterización del flujo son:

$$\text{Número Prandtl:} \quad Pr = C_p \cdot \mu / k_f \quad (4.5)$$

$$\text{Número Grashof:} \quad Gr = g \cdot \beta (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4.6)$$

$$\text{Número Rayleigh:} \quad Ra = Gr \cdot Pr \quad (4.7)$$

$$\text{Número Reynolds:} \quad Re = \rho_f \cdot u \cdot D / \mu \quad (4.8)$$

$$\text{Número Nusselt:} \quad Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (4.9)$$

$$\text{Coef. conducción } k_{i,air}: \quad k_i = T_i \cdot 0,075 + 24,258 \quad (4.10)$$

Donde c_p es el calor específico del fluido, μ es su viscosidad, k_f es su conductividad térmica, g es la constante gravitacional, β el coeficiente de expansión térmica, $T_{f,s}$ y $T_{f,e}$ son respectivamente las temperaturas de salida y entrada del fluido, ρ_f la densidad del fluido, u_m la velocidad media del flujo, D el diámetro interior del tubo, C , m , n constantes dadas en la bibliografía, T_i es la temperatura en cada punto medido de la superficie absorbadora y $T_{m,air}$ es la temperatura media del aire.

4.5.1. Análisis térmico estacionario. Rendimiento estático

En captadores solares planos térmicos el rendimiento térmico instantáneo, o eficiencia del captador, se define como el ratio entre la potencia térmica obtenida y la potencia solar incidente, definida por el producto de la irradiancia solar y el área de la superficie de captación (4.11) [88].

Rendimiento térmico instantáneo experimental:

$$\eta_{inst} = \left(\frac{\rho_f \dot{m}_f C_{p,f} (T_{f,s} - T_{f,e})}{A \cdot G} \right)_{j,1 \text{ y } 2} \quad \text{con } j = 1, 2 \dots \quad (4.11)$$

Donde ρ_f es la densidad del fluido, \dot{m} es el flujo másico, $c_{p,f}$ es el calor específico del fluido, $T_{f,s}$ y $T_{f,e}$ son respectivamente las temperaturas de salida y entrada del fluido en el captador solar, A es la superficie de captación y G la irradiancia solar medida. El subíndice j hace referencia a cada minuto del intervalo de medición y los subíndices 1 y 2 hacen referencia a los Captadores 1 y 2.

A partir de un modelo físico básico del captador solar plano se puede realizar una aproximación de un modelo lineal de rendimiento térmico considerando pérdidas térmicas (4.12) y aún un modelo matemático con mayor precisión si se añade un término cuadrático (4.13).

Rendimiento térmico estacionario 1:

$$\eta_{inst,1} = \eta_0 - \alpha_1 T^* \quad (4.12)$$

Rendimiento térmico estacionario 2:

$$\eta_{inst,2} = \eta_0 - \alpha_1 T^* - \alpha_2 T^{*2} G_T \quad (4.13)$$

Con $T^* = \left(\frac{T_{m,f} - T_{amb}}{G} \right)^2$ siendo $T_{m,f} = (T_{f,s} + T_{f,e})/2$

Donde η_0 es el factor de eficiencia del captador, α_1 el coeficiente de transmisión del calor de cada captador y α_2 su coeficiente de dependencia de temperatura, todos ellos son dados por el fabricante. G es la irradiancia solar medida en cada momento y T^* es la temperatura reducida obtenida a partir de la temperatura media del fluido $T_{m,f}$ y la temperatura ambiente T_{amb}

Los tres cálculos logran resultados suficientemente precisos para los cálculos que se han realizado en esta investigación cuando se estudia el régimen estacionario. Sin embargo, para tener en cuenta los efectos dinámicos que se producen en las fases transitorias de un captador solar plano de baja temperatura sometido a las cambiantes condiciones atmosféricas reales es más adecuado utilizar el modelo cuasi dinámico (4.14) descrito en la normativa EN-12975-2 [6] y que también utilizan muchos autores de la bibliografía [78, 93-95, 99, 147] en sus experimentaciones.

4.5.2. Análisis térmico transitorio. Rendimiento cuasi-dinámico e inercia térmica

El rendimiento térmico cuasi-dinámico se obtiene de [6]:

$$\eta_{qd} = \eta_{0,qd} \frac{K_{dir}(\theta)G_{dir} + K_{dif}G_{dif}}{G} - \alpha_1 T^* - \alpha_2 T^{*2} G - \frac{a_c}{G} \frac{d(T_f)}{dt} - c_3 u T^* + c_4 (E_L - \sigma T_{amb}^4) - c_6 u \quad (4.14)$$

Siendo $\eta_{0,qd}$ el factor de eficacia dinámico del captador dado por el fabricante; $K_{dir}(\theta) = 1 - b_0(1 / \cos(\theta) - 1)$ el modificador del ángulo de incidencia de la radiación solar, θ , con b_0 es una constante para el cálculo de dicho modificador de incidencia estimada a partir de los datos de la norma EN-12975-2:2006; $G_{dir} = G_{dir,normal} \cdot \cos\theta$, con $G_{dir,normal}$ la irradiancia normal directa; K_{dif} el modificador de la componente difusa de la irradiancia solar normal; G_{dif} la irradiancia solar difusa; $d(T_f)/dt$ la inercia térmica; u es la velocidad del viento en este caso considerada nula con un coeficiente experimental c_6 que no ha sido necesario considerar; las pérdidas por radiación no se han tenido en cuenta en esta experimentación, pero vienen dadas por el coeficiente experimental c_4 la irradiancia de onda larga E_L y la constante de Stephan-Boltzman. Los términos T_{amb} , α_1 , α_2 , G y T^* ya se han descrito en el párrafo anterior.

Inercia térmica EN-12975-2:2006:
$$I = C \cdot \Delta T = \sum_i p_i m_i c_{p,i} (T_{i+1} - T_i) \quad (4.15)$$

En la cual aparece un término de ponderación p_i para cada elemento i del captador que atenúa o no el efecto que tiene cada componente del captador en la inercia térmica del conjunto. Su valor viene dado en la norma [6], m_i es la masa de cada componente, $c_{p,i}$ el calor específico de cada componente y T_{i+1} es la temperatura media del componente en el instante siguiente de medición.

4.6. Resultados experimentales

Se han escogido dos días en los que se ha considerado que los fenómenos térmicos son representativos. Dichos días son el 22 y 26 de junio de 2017 por haber sido días especialmente claros según se puede observar en las curvas obtenidas con los datos de AEMET (Fig. 37). En estos días la velocidad del viento ha sido nula y no se ha simulado consumo de energía en el circuito secundario de la experimentación.

4.6.1. Campo de temperaturas y caracterización térmica del fluido caloportador

Con los datos obtenidos se ha elaborado un mapa de temperaturas que permite observar el comportamiento instantáneo del captador y relacionar, con mayor precisión, las temperaturas del absorbedor con el resto de variables térmicas que configuran el comportamiento térmico de un captador solar y, en última instancia, su rendimiento térmico en condiciones reales. En la mayoría de artículos de investigación en los que se ha llevado a cabo un estudio experimental de captadores solares planos

de baja temperatura se miden muy pocas temperaturas, normalmente del fluido, mientras que en esta investigación se toman más de 80 medidas de temperatura en la superficie de captación, varias del cristal, cámara de aire, ambiente, cubierta posterior, así como medidas de la temperatura del fluido a entrada, salida y puntos intermedios.

Se ha recogido la medición experimental del campo transversal de temperaturas de ambos sistemas para comprobar los efectos de las diferentes topologías constructivas. Los gráficos comparativos resultantes se muestran en la Figura 44, correspondientes a una sección de la placa absorbidora transversal a los tubos y flujo de agua. Se aprecia como la temperatura en el tubo, el punto central de la gráfica, es en ambos casos inferior a la temperatura en el resto de la placa absorbidora cuyas temperaturas representan los puntos a derecha e izquierda del central. Este perfil de temperaturas es idéntico al recogido en algunas publicaciones especializadas [88], e indica que la placa absorbidora trabaja como unas aletas que transmiten el calor absorbido hacia el tubo por el que circula el agua, que, al absorber calor, en realidad actúa como refrigerante de esa parte de la placa absorbidora, provocando la depresión típica de la temperatura en las aletas.

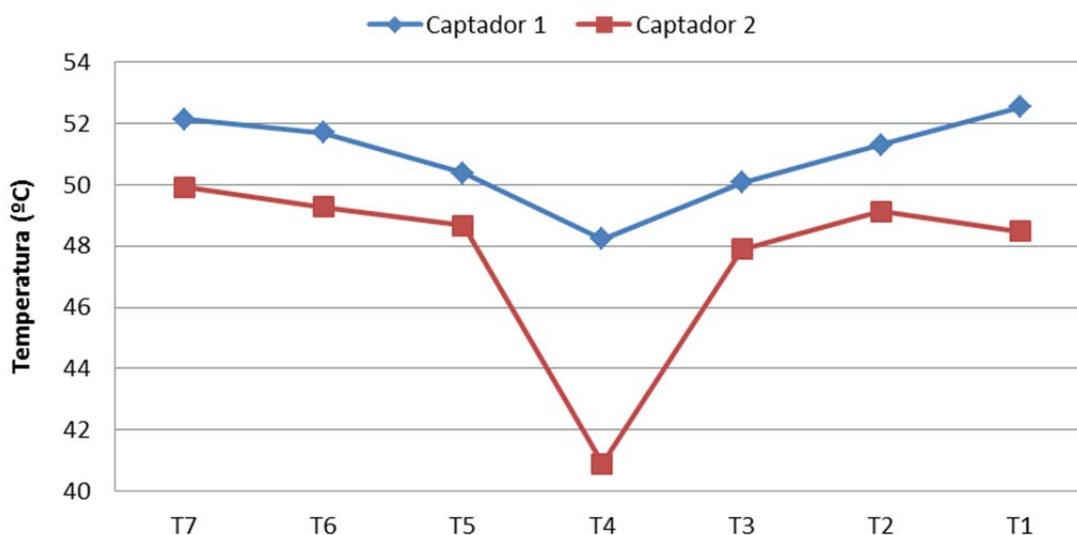


Fig. 44 – Comparación de temperaturas Sección 1 salida de agua de ambos captadores.

Día: 23-jun-2017; Hora: 10:00h; $\dot{m}_{t,1} = 3.08 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2} = 4.56 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Irradiancia = $491 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

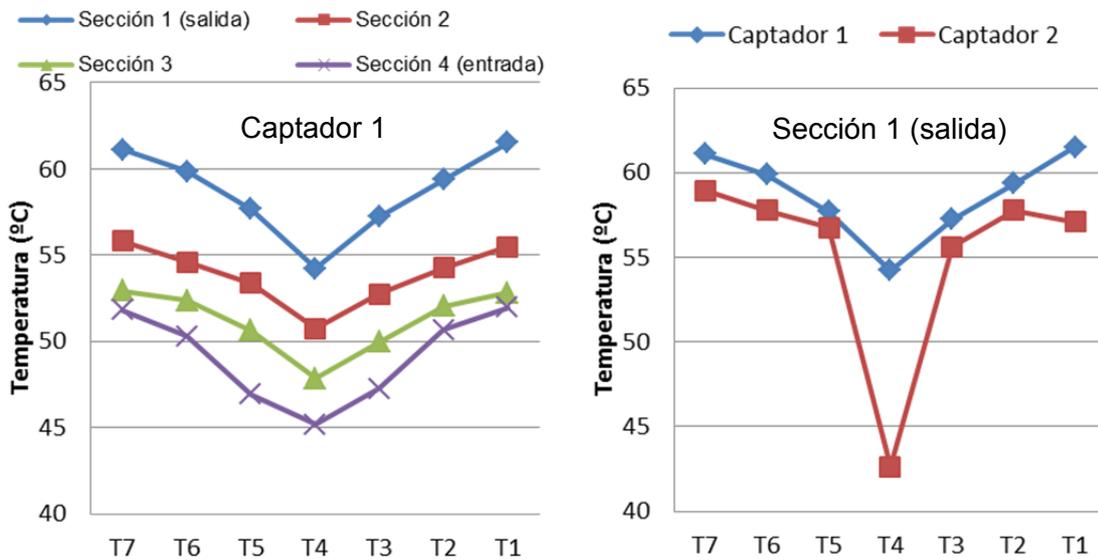
En esta Figura 44 se observa que, cuando ambas superficies de placa son irradiadas con la misma intensidad solar, en este caso a 491 W/m^2 , los sensores de temperatura muestran que hay una diferencia de alrededor de 6°C en la temperatura del tubo entre los Captadores 1 y 2. Por lo tanto, una primera observación es que las características constructivas del Captador 1 le permiten alcanzar mayores temperaturas de la placa absorbidora, produciendo que la temperatura del fluido sea superior que en el Captador 2 aunque el caudal por cada tubo de dicho Captador 2 sea superior al del Captador 1, $\dot{m}_2 > \dot{m}_1$, si bien la velocidad del fluido en cada tubo del Captador 1 es mucho mayor que la del otro captador, $u_1 \gg u_2$. Esto puede ser así a pesar de que la placa absorbidora del Captador 1 es de aluminio y, por tanto, peor conductor que la del Captador 2, de cobre debido a que la longitud de la aleta, o también el espacio

entre tubos, es mayor en el Captador 2, de unos 12,5 cm, que la distancia entre tubos del Captador 1, de 9 cm.

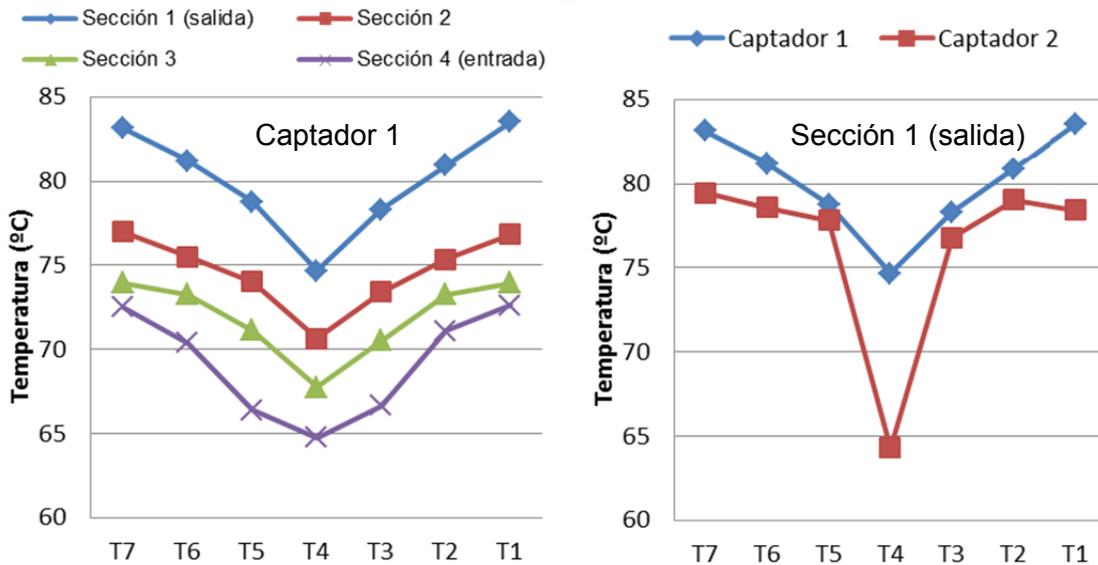
Dadas las diferencias entre ambos caudales unidas a las diferencias constructivas entre ambos captadores, hace necesario realizar mayor número de mediciones. Como se ha insistido, hay muy pocos datos experimentales de este tipo publicados en captadores solares planos de baja temperatura.

En consecuencia se presenta en la Fig. 45 una colección de medidas de temperatura en cada captador para diversas irradiancias solares a diferentes horas de días distintos, pero con caudal de entrada total idéntico en ambos captadores:

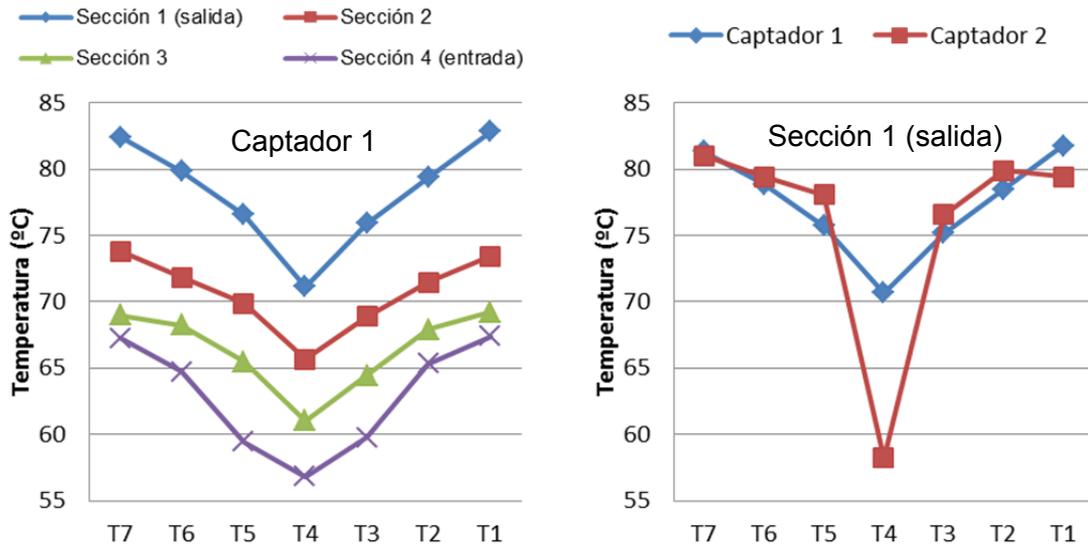
26-jun-2017, 10:56h. Irradiancia: 700 W/m². $\dot{m}_{t,1}=3.08 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2}=4.56 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:



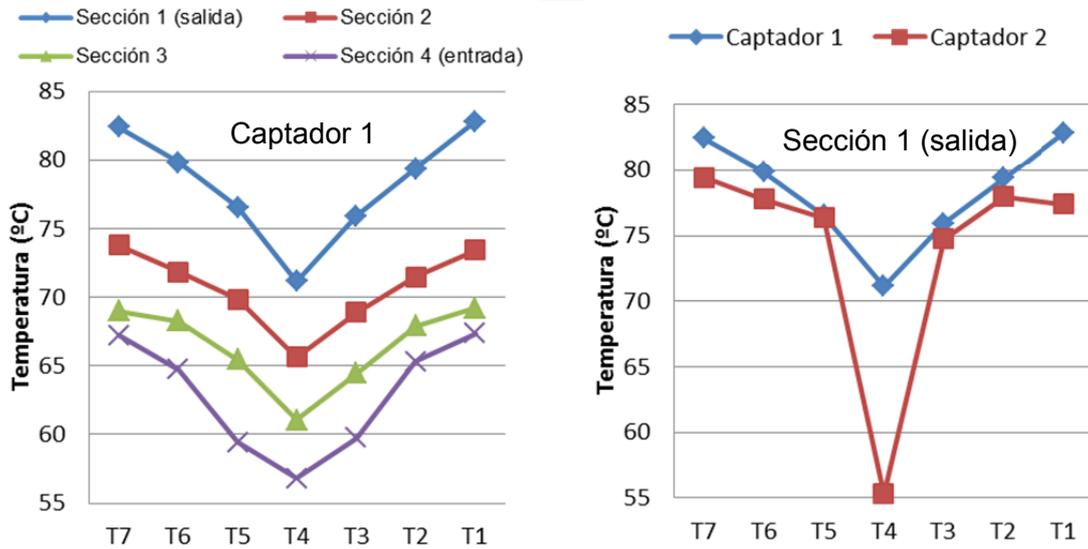
22-jun-2017, 15:37h. Irradiancia: 804 W/m². $\dot{m}_{t,1}=3.08 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2}=4.56 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:



22-jun-2017, 14:31h Irradiancia: 900 W/m². $\dot{m}_{t,1}=3.08 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2}=4.56 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:



26-jun-2017, 13:19h Irradiancia: 952 W/m². $\dot{m}_{t,1}=3.08 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2}=4.56 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:



25-jun-2017, 15:05h Irradiancia: 1007 W/m². $\dot{m}_{t,1}=3.08 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_{t,2}=4.56 \cdot 10^{-6} \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$:

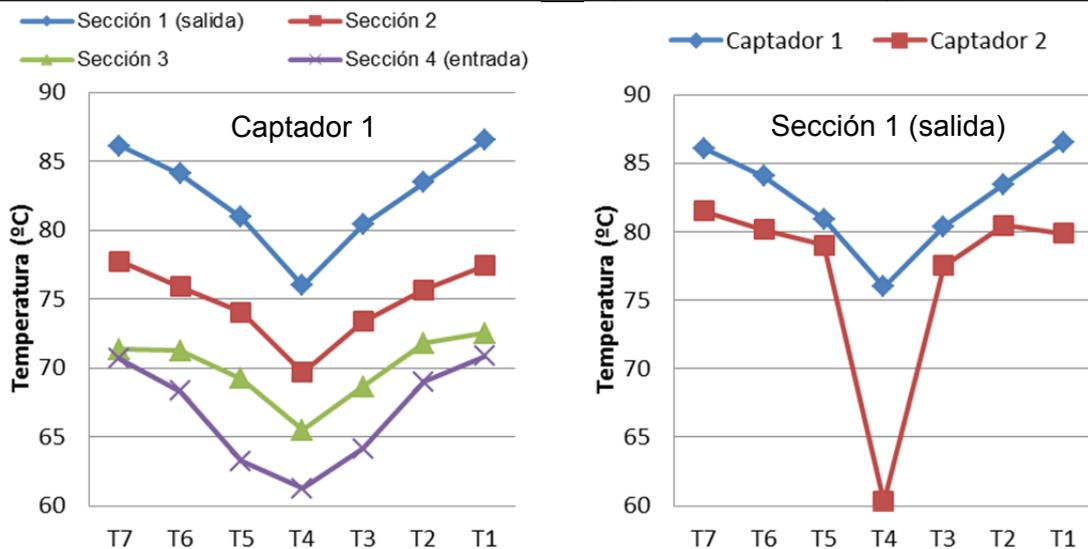


Fig. 45 - Temperaturas medidas en superficie absorbadora Captador 1 (izda.). Comparación Captadores 1 y 2 (dcha.).

Caben dos interpretaciones contradictorias a la vista de estos resultados: por un lado parece que el conjunto de factores de conductividad del calor de la placa absorbedora y el caudal por tubo del Captador 1 conducen el calor peor que el Captador 2 ya que, con la misma irradiancia, se alcanzan temperaturas del absorbedor mayores, mientras que las temperaturas bajo el tubo, consideradas similares a la temperatura media del fluido, son mucho más bajas en el Captador 2; por otro lado, este conjunto de características del Captador 1 permite que se alcancen esas altas temperaturas aunque no asegura que el fluido pueda recoger dicho calor debido a los fenómenos de re-radiación. Según la primera interpretación parece que el Captador 2 es más adecuado que el Captador 1 para transmitir la energía del sol al fluido caloportador, mientras que según la segunda interpretación ocurre todo lo contrario. A la vista de los resultados, como se verá en la Fig. 56, queda clara la mayor eficiencia de la unión soldada por puntos frente a la unión abrazada.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que, aunque ambos captadores tienen el mismo caudal de entrada, ese caudal hay que dividirlo entre 11 tubos de diámetro 8mm en el Captador 1 y 8 tubos de diámetro 16mm en el Captador 2. Es decir, que circulará un caudal $\dot{m}_{t1} = 3.08 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ por un tubo del Captador 1, inferior que el caudal por tubo $\dot{m}_{t2} = 4.56 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ del Captador 2. Sin embargo, el fluido circulante por un tubo del Captador 1 tendrá mayor velocidad media, $u_1 = 0.67 \text{ m/s}$, que el circulante por un tubo del Captador 2, $u_2 = 0.18 \text{ m/s}$. Así, en la Fig. 45 a la derecha se aprecia que el Captador 1 es capaz de mantener la temperatura del fluido similar que la placa, al contrario que ocurre en el Captador 2, pero circulando el primero a más del triple de velocidad que el segundo. Sin embargo, la duda de cuál de los dos sistemas resulta ser más adecuado para transmitir la energía solar a un flujo caloportador queda resuelta en todos los casos, ya que el Captador 1 logra temperaturas del fluido mayores que el Captador 2 incluso con el fluido circulando a mayor velocidad. Esto quedará patente en el posterior análisis de rendimientos (Fig. 56).

Para caracterizar el fluido y comprobar que el flujo está completamente desarrollado se han tomado datos entre los días 12 y 19 de agosto de 2016, siempre a las 14:00h, y se ha determinado que el número de Nusselt (4.9) se mantiene constante a 3.66 puesto que en la relación (4.9) las constantes C , n y m son, según las tablas de la bibliografía, $C=3.66$, $n=0$ y $m=0$, por lo que se concluye que efectivamente el flujo está completamente desarrollado térmicamente.

A partir de estas medidas, tomadas en cada minuto de cada día, se puede establecer la relación entre el Nu (4.9) vs. Re (4.8), del flujo caloportador. En este caso se ha realizado para el día 17 de agosto de 2016, que fue un día claro, a diferentes horas del día (Figura 46). Estas relaciones Nu-Re se aproximan por las curvas potenciales mostradas, crecientes con el número de Reynolds y crecientes según la hora del día.

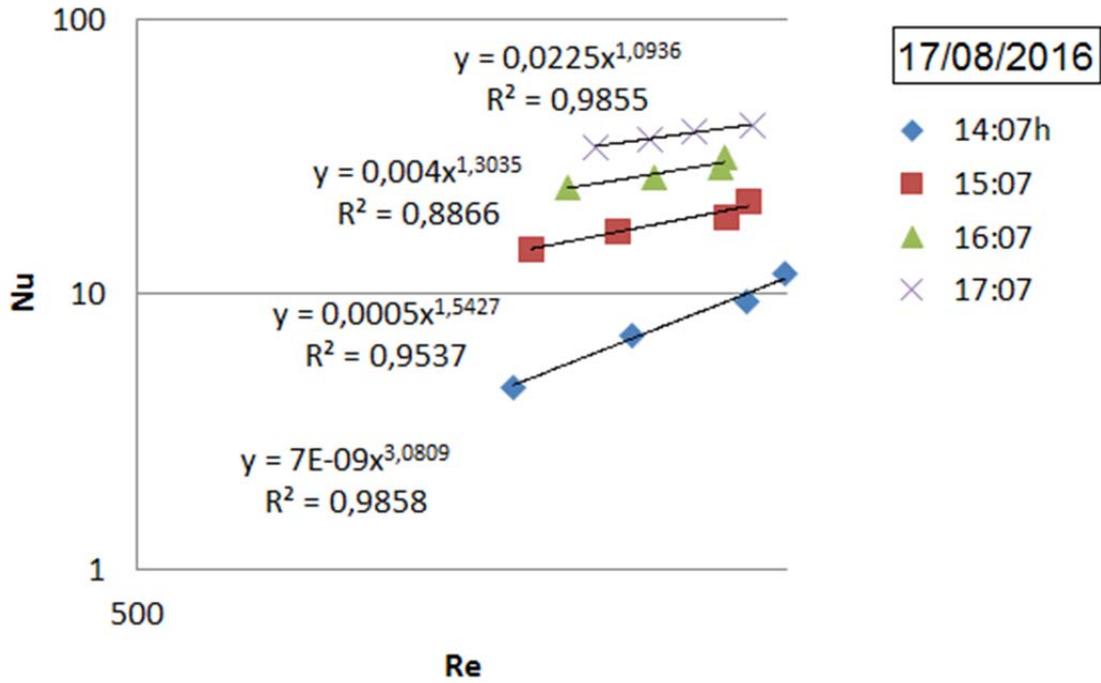


Fig. 46 – Variación temporal del número de Nusselt frente al Reynolds en un día claro representativo. Día: 17-agosto-2016; $\dot{m}_1 = 1.47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_2 = 1.23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

4.6.2. Campo de temperaturas de la placa absorbedora

Los datos de temperatura medidos sobre el tubo en cada sección, consideradas próximas a la temperatura del fluido, se han representado en la Fig. 48 para observar su evolución cada media hora en cada uno de los dos captadores solares estudiados en condiciones reales. Se ha medido la irradiancia global medida sobre plano inclinado del captador. Para mayor claridad de resultados se ha señalado en trazo continuo las temperaturas correspondientes a irradiancias crecientes a lo largo del día, y las irradiancias decrecientes cuando cae la tarde.

Con los datos obtenidos se ha extrapolado el mapa de temperaturas completo de cada captador solar (Figura 47) que amplía la información publicada por los autores anteriormente [101, 148]. En ellos se observa la evolución de las temperaturas desde la entrada de agua en el captador, a menor temperatura a la izquierda de cada imagen, y la temperatura de salida de agua caliente a la derecha de cada imagen. Se observan cuatro líneas onduladas, correspondientes a cada sección de medición (Figuras 38, 39, 44 y 45). Las dos líneas onduladas de las secciones 2 y 3 muestran en su vértice más bajo la presencia del tubo de fluido caloportador, y el punto más alto corresponde al punto de la placa absorbedora situado en el centro de la distancia de dos tubos consecutivos, acorde a las mediciones mostradas en la Figura 48, para una sección de uno de los tubos.

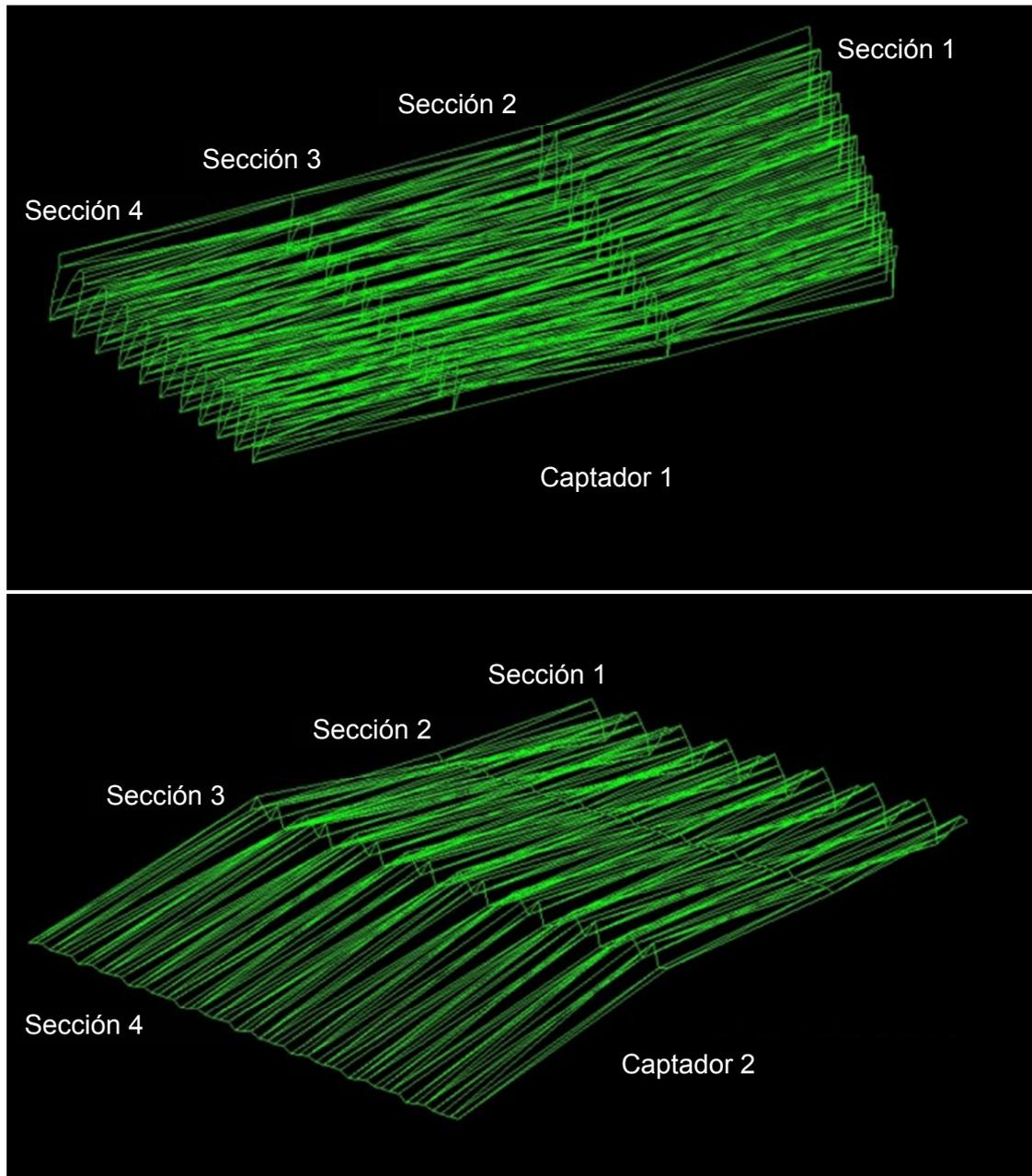


Fig. 47 – Mapa de temperaturas de captadores solares térmicos planos

Día: 12-agosto-2016; Hora: 14:07h; $\dot{m}_1 = 1.47 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_2 = 1.23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Irradiancia = $884,59 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

Para observar una evolución temporal de las temperaturas medidas en el tubo, supuestas similares a las del fluido, se han representado, en cada hora, las temperaturas medidas en los termopares T4 de las Secciones de medición 1 a 4 (Figura 48). En ella se observa que la temperatura del fluido a la entrada es casi en cada hora del día superior, debido a que no se ha simulado experimentalmente ningún consumo y, por tanto, el agua de entrada al captador no se ha enfriado hasta que no vuelve a bajar la irradiancia solar en torno a las 15:00h. De nuevo se pone de manifiesto que el rango de temperaturas que logra mantener el Captador 1 es 5°C mayor con irradiancias bajas, y casi 20°C mayor con irradiancias altas.

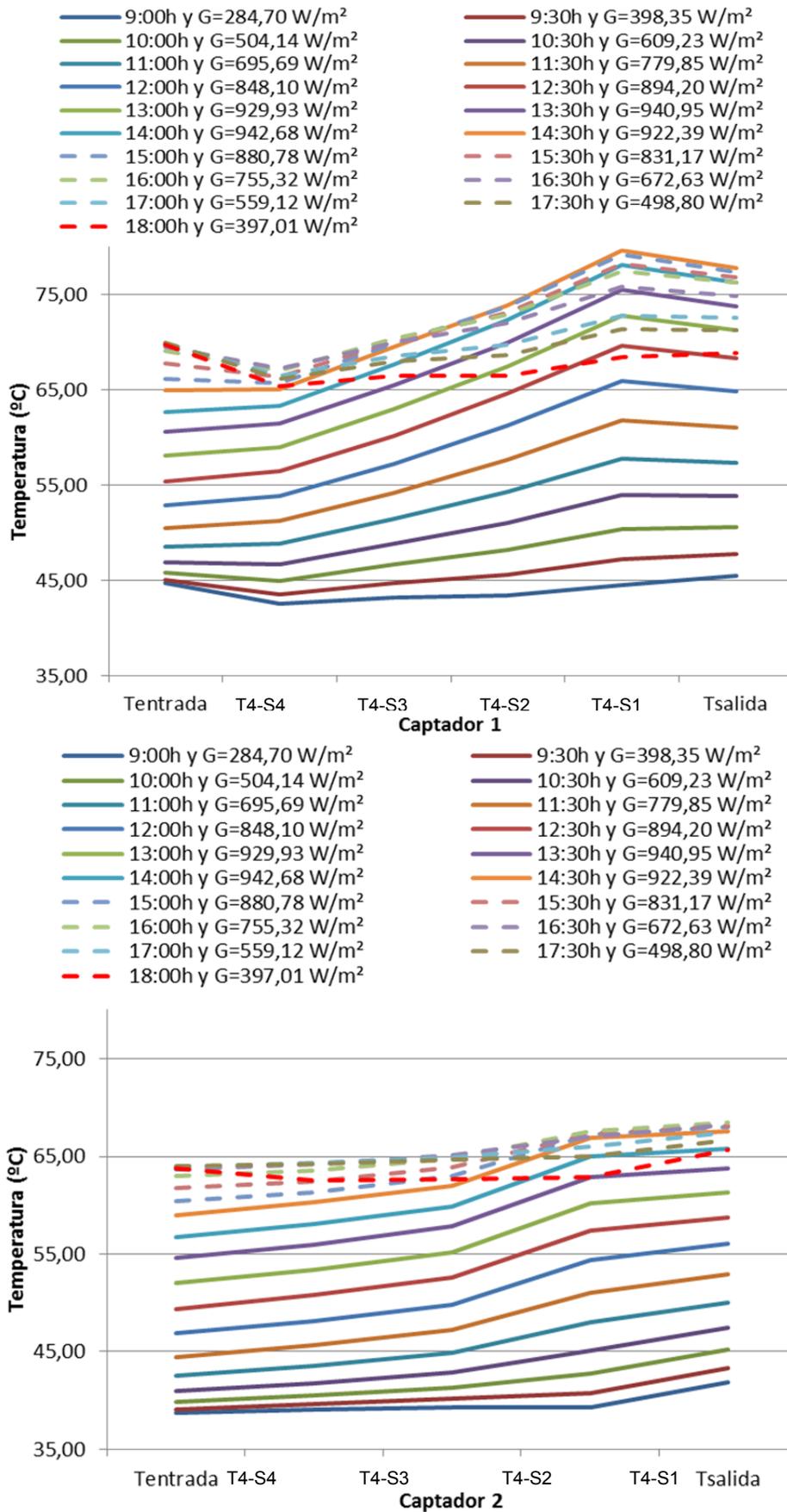


Fig. 48 – Evolución de temperaturas 3D del fluido a lo largo de un tubo de cada captador para diferentes horas del día 24-jun-2017 a las que corresponden diferentes irradiancias globales

4.6.3. Caracterización térmica de cámara de aire interior.

Con objeto de caracterizar la cámara de aire del Captador 1 se ha tomado la temperatura del cristal con dos termopares tipo T, más adecuados para medición de contacto, en dos puntos distintos correspondientes a la Sección 2 y 3 y se ha supuesto una variación lineal de su temperatura. Del mismo modo se ha procedido con la toma de datos de temperatura del aire medio interior, esta vez con sondas de temperatura tipo J más adecuadas para mediciones de inmersión en medios fluidos.

Se ha descrito el efecto que produce el calentamiento del tubo sobre el aire interior mediante el coeficiente de convección-radiación entre la placa absorbidora y la cámara de aire, $h_{m,aire}$ (W/m²K). Dicha cámara de aire tiene un espesor de 25mm y separa el cristal del absorbedor.

La metodología seguida ha sido primero la de encontrar una adecuada temperatura media del absorbedor en cada sección o Temperatura media ponderada, T_{mp} , que sea representativa del fenómeno que mide. Después se ha obtenido el coeficiente de convección-radiación medio del $h_{c-r,m,aire}$ (W/m²K) según la ecuación (4.16). El procedimiento seguido para obtener la mencionada Temperatura media ponderada, T_{mp} , se describe en el subapartado 4.6.3.1 *Procedimiento de obtención de la Temperatura media ponderada* al final de este apartado.

Si se profundiza en el estudio de las características térmicas del cristal y su influencia sobre el rendimiento del captador solar plano de baja temperatura, puede convenir realizar el balance de energía propuesto en la Fig. 49 en una sección del captador solar y obtener la energía que se pierde por efectos de convección-radiación de acuerdo con las ecuaciones (4.16) a (4.20) [88].

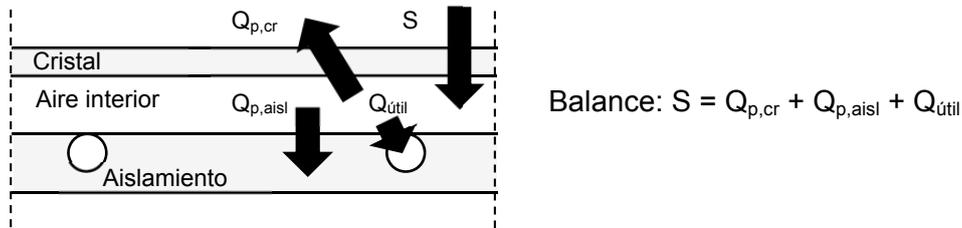


Fig. 49 - Balance de energía en la sección del captador solar

$$Q_{p,cr} = h_{c-r,m,aire} \cdot (T_{mp} - T_{cr}) \quad (4.16)$$

$$\text{donde } h_{c-r,m,aire} = (h_{c,abs-cr} + h_{r,abs-cr})$$

$$Q_{p,aisl} = \frac{(T_{mp} - T_{cub\ post})}{\left(\frac{e_{aisl}}{k_{aisl}} + \frac{e_{cub\ post}}{k_{cub\ post}}\right)} \quad (4.17)$$

$$Q_{útil} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{f,s} - T_{f,e}) \quad (4.18)$$

$$h_{r,abs-cr} = \frac{\sigma(T_{mp}^2 + T_{cr}^2)(T_{mp} + T_{rc})}{\frac{1}{\epsilon_{abs}} + \frac{1}{\epsilon_{cr}} - 1} \tag{4.19}$$

$$h_{c,abs-cr} = Nu \cdot \frac{k_{aire}}{L} \tag{4.20}$$

Donde e_{aisl} y $e_{cub\ post}$ son los espesores del aislamiento y de la cubierta posterior respectivamente, T_{mp} y $T_{cub\ post}$ son las temperatura media ponderada del absorbedor y la temperatura media de la cubierta posterior, k_{aisl} y $k_{cub\ post}$ son las conductividades térmicas del aislamiento y de la cubierta posterior. Y donde L es la longitud del tubo, Nu es el número de Nusselt, ϵ_{cr} es la emitancia del cristal dada por el fabricante, σ es la constante de Stephan-Boltzman, T_{cr} es la temperatura media del cristal, T_{amb} la temperatura ambiente, ϵ_{abs} es la emitancia del absorbedor dada por el fabricante y T_{mp} es la temperatura media ponderada obtenida por el método mencionado anteriormente. La transmitancia del aire de la cámara, k_{aire} , se obtiene para cada minuto evaluándola para la media entre la temperatura del cristal y la del absorbedor.

Se muestra en la Fig. 50 la representación a lo largo de un día representativo, resultado cualitativamente similar al encontrado en la bibliografía [52], así como frente a la temperatura media ponderada del absorbedor, T_{mp} .

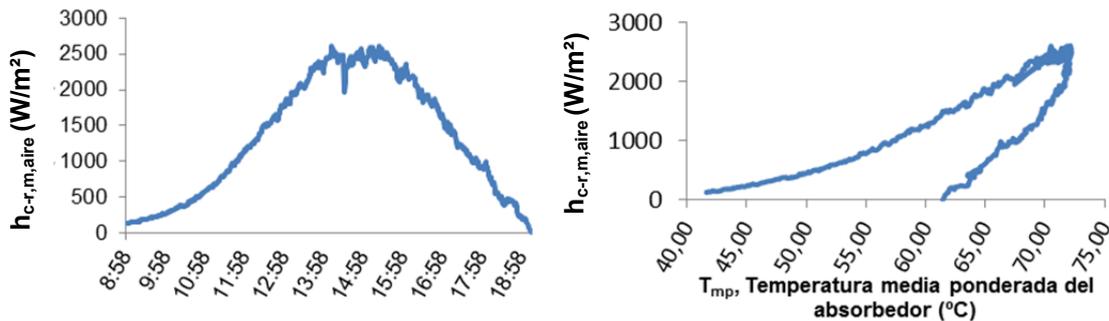


Fig. 50 - Coeficiente convectivo del aire de la cámara. 22-jun-2017

Con esta información obtenida se puede obtener la representación del número de Nusselt (4.21) frente al número de Rayleigh (4.22) [81, 93, 94], necesarios para caracterizar el comportamiento térmico del aire de la cámara de aire interior del captador solar.

$$Nu = \frac{h_{m,aire} * L}{k_{aire}} \tag{4.21}$$

$$Ra = \frac{g\beta(T_{mp} - T_{cr})L^3}{\alpha\nu} \tag{4.22}$$

Donde $h_{c-r,m,aire}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$) y k_{aire} ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$) se han calculado antes para cada minuto, L (m) es el espesor de la cámara de aire que se mantiene constante, g y β son las constantes de gravedad y el coeficiente de expansión térmica. Las temperaturas del

absorbedor $T_{mp,abs}$ y del cristal T_{cr} se obtienen la primera según la media ponderada explicada en el subepígrafe 4.6.3.1 la temperatura del cristal se obtiene directamente de la medida experimental ($^{\circ}\text{C}$). La difusividad térmica del aire, α ($\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$), y la viscosidad del aire, ν ($\text{Pa}\cdot\text{s}$) se obtienen de la bibliografía [16, 28, 31].

Ambos números adimensionales obtenidos experimentalmente se representan enfrentados en la Fig. 51 y se comparan con los obtenidos mediante simulaciones (Cerón [81], Hollands [149]) y experimentación (Rodríguez-Hidalgo et al. [93]) disponibles en la literatura científica.

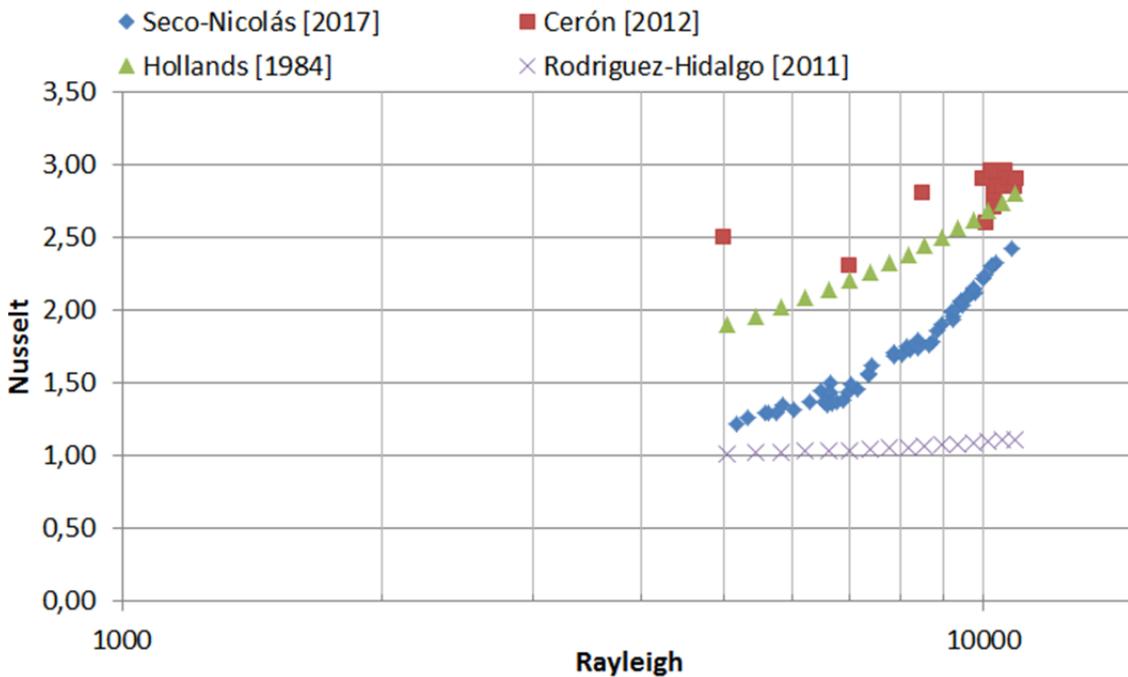


Fig. 51 - Representación de Nusselt frente a Rayleigh experimentales en la cámara de aire

Aunque las condiciones reales de comparación de las correlaciones no son exactamente las mismas con las que se efectuaron los experimentos y simulaciones [93, 94], se puede ver en la Fig. 51 que los resultados obtenidos en esta investigación están dentro del rango de los resultados disponibles en la literatura científica y que no se comete un error elevado.

4.6.3.1. Procedimiento de obtención de la Temperatura media ponderada, T_{mp}

La bibliografía básica [88] utiliza la temperatura de la placa absorbadora en un punto representativo de la misma, al que se refiere como "some typical location", pero sin especificar a qué punto se refiere, para la formulación de los modelos térmicos del captador solar. Esta identificación lleva a tomar dicha temperatura, en algunas formulaciones, como la del fluido caloportador a la entrada del captador. Por otra parte la norma EN-12975:2006 [6] establece como temperatura media del captador la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida del fluido caloportador, T_m .

En esta investigación se ha buscado la obtención de la temperatura de la superficie absorbadora a partir del mayor número posible de puntos de medida con el objetivo de

encontrar una temperatura representativa del captador solar, entendida esta como la temperatura media ponderada del campo térmico de dicho absorbedor, T_{mp} , que sea más precisa y más real que las temperaturas antes mencionadas.

Para encontrar dicha temperatura, en primer lugar se ha obtenido la temperatura media ponderada de cada sección se ha seguido el procedimiento de localización del centro de masas, relacionando la temperatura medida por el termopar con la superficie de medición sobre la que recibe la influencia (Figura 52).

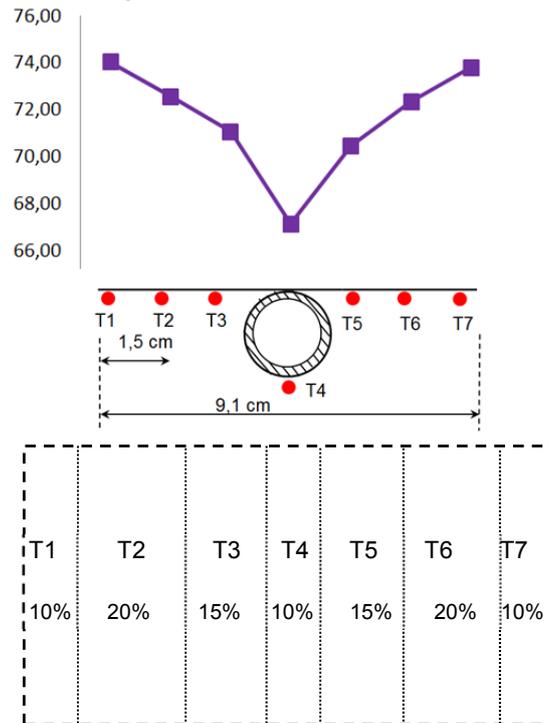


Fig. 52 – Área de influencia de las temperaturas del absorbedor (superficie desarrollada). Influencia de cada termopar sobre la temperatura representativa de una Sección.

Las diferencias entre ambas temperaturas, la temperatura media dada por la norma EN-12975:2006, T_m , y la temperatura obtenida por el método antes mencionado, T_{mp} , puede verse en la Figura 53 correspondiente al día 22-jun-2017.

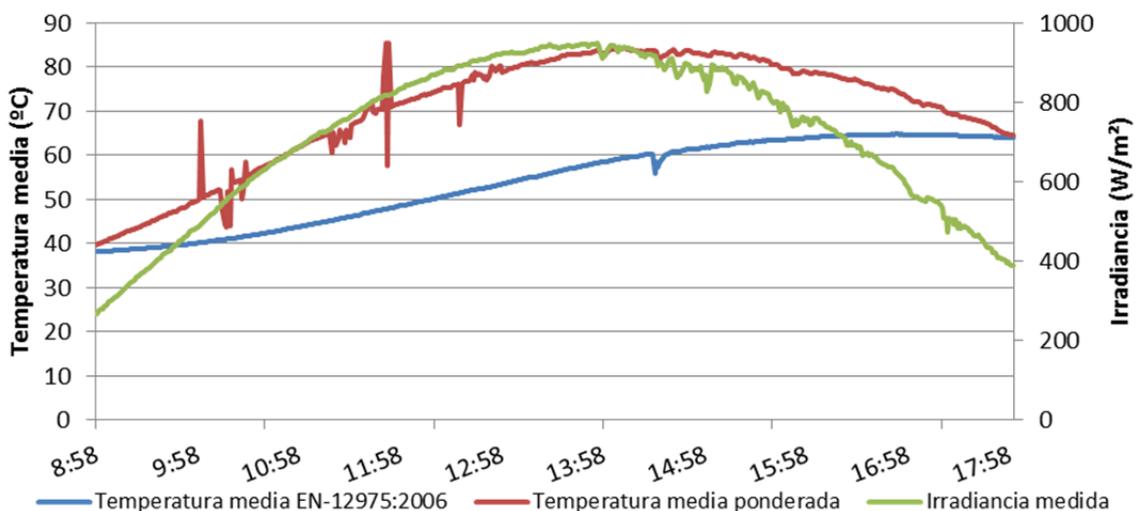


Fig. 53 - Comparativa entre Temperaturas medias del absorbedor. 22-jun-2017

Se observa de esta gráfica que la temperatura media ponderada, T_{mp} , sigue una distribución similar a la que sigue la irradiancia solar a lo largo del día, luego puede suponerse que es una temperatura más acorde a la realidad que la temperatura media clásica, T_m , disponible en la literatura científica.

Un uso que se da a la temperatura característica del absorbedor es el de obtener la temperatura reducida del mismo (4.13), T^* . Se propone en esta investigación una corrección de la Temperatura reducida T^* dada por la norma EN-12975:2006 para obtener la Temperatura ponderada reducida, T_{mp}^* (4.23), que se considera en esta investigación que es más aproximada. De esta manera, la Figura 54 compara ambas temperaturas reducidas en las que se obtiene la siguiente fórmula de corrección:

$$T_{mp}^* = 0,904 \cdot T^* + 0,0069 \quad (4.23)$$

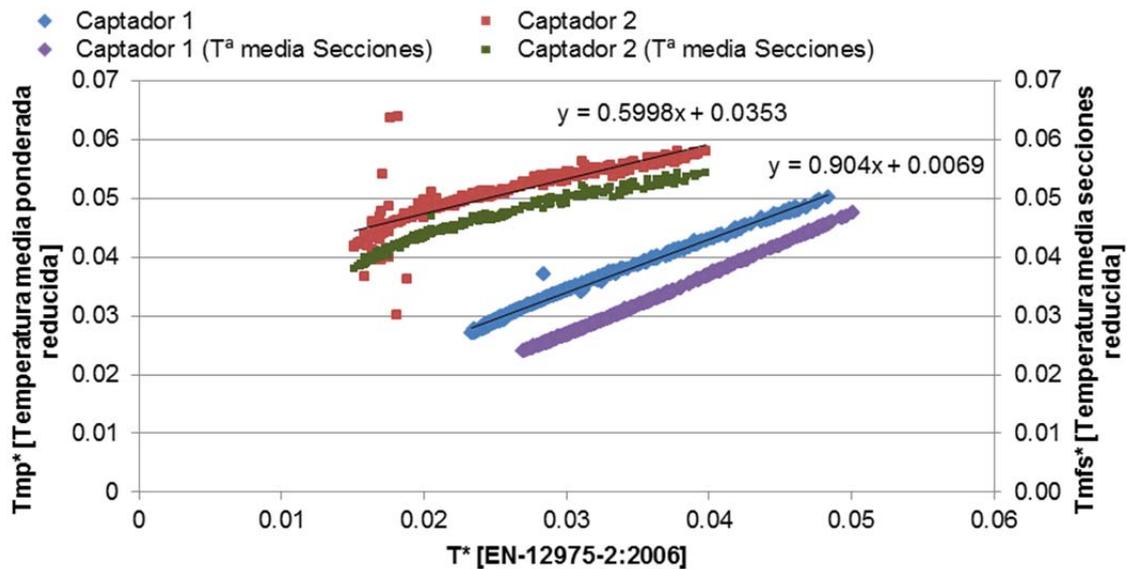


Fig. 54 - Relación entre Temperatura reducida propuesta y Temperatura media en 2 secciones con la Temperatura reducida clásica. Día: 22-junio-2017. $\dot{m}_1 = 9.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Como se observa, la tendencia lineal y la poca inclinación de las curvas muestran que no hay una gran diferencia entre utilizar la T_{mp}^* y la T^* para obtener resultados aproximados, aunque T_{mp}^* se obtiene de una mayor cantidad de datos experimentales.

No obstante, ante la dificultad y costes que supone obtener esta T_{mp}^* en los procedimientos habituales de la industria para obtener el verdadero comportamiento térmico de un captador solar, se ha obtenido una ecuación de corrección (4.23) de la temperatura media de la norma para adecuarla más a un estudio más detallado.

Otra alternativa que se propone en esta investigación ha sido la sustitución de los dos puntos de medición de la temperatura del fluido, que requieren de la perforación del tubo a la entrada y salida del captador, por dos puntos en la parte superior del tubo, inmediatamente a la entrada y salida del captador. Se ha obtenido la temperatura media del absorbedor, T_{mfs} , y con ella la temperatura reducida T_{mfs}^* utilizando los

puntos de medida sobre el tubo, T4, de la sección de entrada (Sección 4) y la sección de salida (Sección 1). La comparación de T_{mfs}^* con T^* se representa en el eje horizontal y el eje vertical derecho de la Figura 54. De nuevo se observa una inclinación poco pronunciada y un marcado paralelismo con la relación anterior.

Este resultado puede resultar de utilidad para llevar a cabo los cálculos de caracterización de los captadores solares sobre el terreno, sin necesidad de perforar las tuberías para medir la temperatura del fluido.

En la Tabla 15 se relacionan los tres modos de calcular la temperatura media del absorbedor.

Temperatura media, T_m [EN-12975:2006]	Temperatura media ponderada, T_{mp}	Temperatura media con dos secciones, T_{mfs}
$T_m = \frac{T_{f,s} + T_{f,e}}{2}$	$T_{mp} = \sum_{i,j} \frac{T_{Ti-Sj}}{j} p_{i,j}$	$T_{mfs} = \frac{T_{T4-S1} + T_{T4-S4}}{2}$
Con: $T_{f,s}$ temperatura salida fluido $T_{f,e}$ temperatura entrada fluido	Con: $i=1,\dots,7$ termopares por sección $j=1,\dots,4$ secciones del captador p_{ij} coeficiente de ponderación de superficie abarcada por termopar.	Con: $T4-S1$ termopar sobre el tubo en la Sección 1, de salida $T4-S4$ termopar sobre el tubo en la Sección 4, de entrada
Temperatura reducida, T_X^* : $\frac{T_X - T_{amb}}{G}$		
donde X hace referencia a cualquiera de los métodos de cálculo de temperatura media arriba mencionados		

Tabla 15 – Relación de métodos de cálculo de la temperatura media del absorbedor

Se ha estudiado la discrepancia entre los las temperaturas reducidas del absorbedor del Captador 1 obtenidas por los dos métodos propuestos, con la temperatura reducida indicada en la norma europea. Dichas discrepancias se representan en la Figura 55 a lo largo del día.

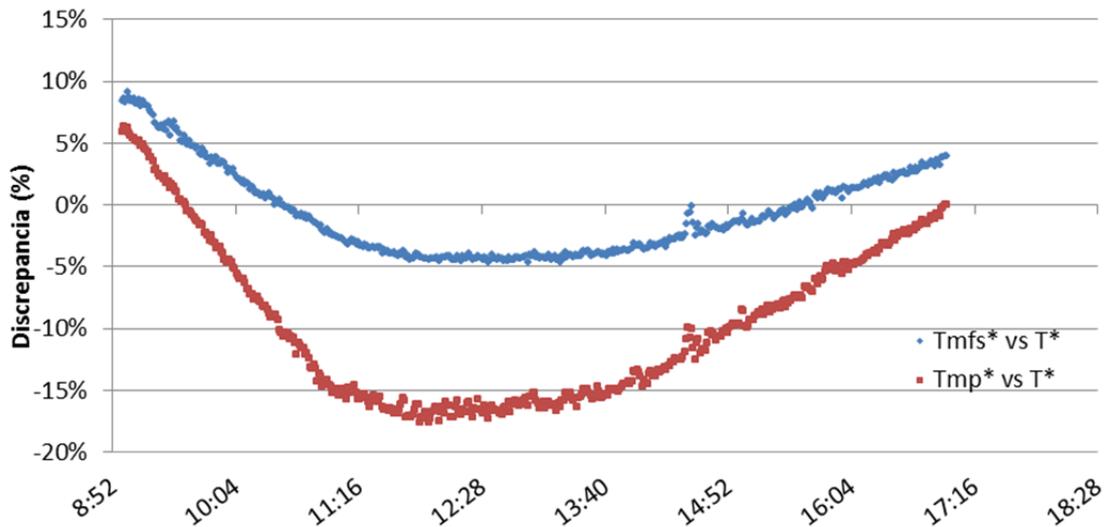


Fig. 55 – Discrepancias entre los métodos propuestos de obtención de temperatura reducida del absorbedor T_{mp}^* y T_{mfs}^* , y temperatura reducida indicada en la norma, T^* . Día: 22-junio-2017. $\dot{m}_1 = 9.55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

En ella se observa que con la aproximación de la temperatura reducida utilizando sólo medidas de la temperatura en tubos en la sección de entrada y salida del absorbedor, T_{mfs}^* , se puede estudiar el rendimiento del captador solar con precisión más similar a la temperatura reducida indicada en la norma. Sin embargo, dado que la gráfica de temperaturas reducidas utilizando la media ponderada sigue la misma curva que la irradiancia solar, se ha considerado en esta investigación que T_{mp}^* puede ofrecer datos más precisos, por lo que en adelante se utilizará esta media ponderada en la caracterización térmica del captador.

4.6.4. Rendimiento térmico. Comparación de captadores 1 y 2.

La naturaleza variable de la fuente de energía del sistema de captadores estudiado, el Sol, hace imposible obtener un comportamiento térmico estacionario. Si se observa la evolución de los rendimientos térmicos de los captadores (Fig.56) en función de la irradiancia solar en un día representativo, se pueden identificar tres fases diferentes de funcionamiento debido a los efectos transitorios producidos por los elementos del captador. Se ha programado la bomba para arrancar a las 8:00h y funcionar 12h. En una primera fase, el líquido caloportador comienza a calentarse hasta que el sistema se estabiliza y no puede aumentar más la temperatura; una segunda fase cuasi estacionaria, donde los efectos de la inercia son estables y el sistema se sigue calentando con la irradiancia es estable; y una tercera fase donde la irradiancia va decayendo y, debido a los efectos inerciales del captador, la temperatura aún aumenta un poco y después decae (Fig. 57). Los valores de rendimiento de la ecuación (4.11), evaluados en 570 intervalos, cada minuto desde las 9:00h hasta las 18:00h para ambas instalaciones, se muestran comparados en la Figura 56 con la medida de la irradiancia sobre plano inclinado la cual presenta un desfase con el rendimiento máximo como cabía esperar, atendiendo a la bibliografía [92], debido a fenómenos de inercia térmica.

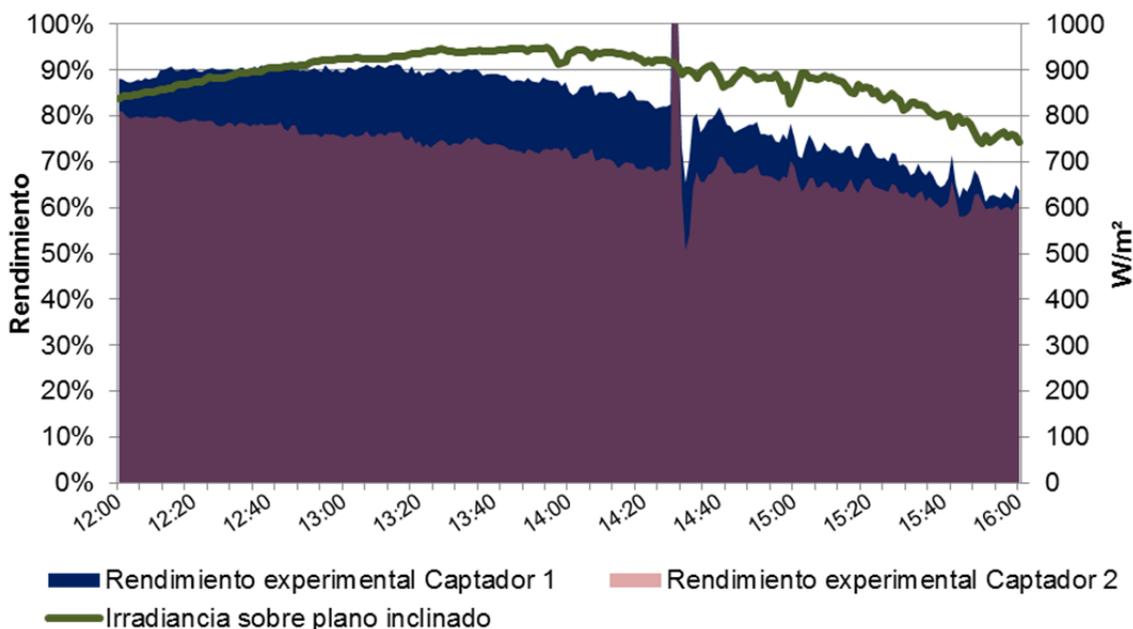


Fig. 56 – Comparativa de rendimientos de Captador 1 y 2. Irradiancia instantánea ($G > 700 W/m^2$). Día 22-junio-2017; $\dot{m}_1 = 3.39 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1}$; $\dot{m}_2 = 3.65 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot s^{-1}$

En la Figura 56 se observa que, para un mismo perfil de irradiancia solar real, el rendimiento térmico proporcionado por el Captador 1 es superior al del Captador 2. Hay que tener en cuenta que la medición se ha realizado con irradiancias mayores de 700 W/m^2 tal como indica la norma, pero no se ha dispuesto del equipo para simular las condiciones de viento indicadas en la misma. Por lo que no es concluyente la idea de que un captador solar plano de baja temperatura formado por un tubo soldado a una placa metálica produce un resultado más eficiente térmicamente que un tubo abrazado mecánicamente a una placa, incluso con mayor número de tubos y de menor diámetro.

Otro dato que llama la atención es que, en algunas mediciones puntuales hay una drástica disminución de la irradiancia, lo que produce un aumento virtual del rendimiento instantáneo de ambos sistemas, incluso a valores superiores al 100%, debido también a los efectos de la inercia térmica. Es decir, que la diferencia de temperaturas del numerador de la ecuación (4.11) se mantiene constante, mientras que el denominador disminuye súbitamente, produciendo un aumento puntual ficticio del rendimiento de ambos sistemas.

Se ha calculado el calor útil recibido por cada captador solar según la ecuación (4.18). En la Figura 57 se ha representado la evolución gradual de las temperaturas de salida del fluido, $T_{f,s}$, en ambos sistemas. Se observa que, como cabía esperar, sigue la misma tendencia que la de la energía aportada a los mismos, aunque con cierto desfase en el cambio de estas tendencias debido a los efectos de la inercia térmica antes descritos y que se cuantificarán más adelante.

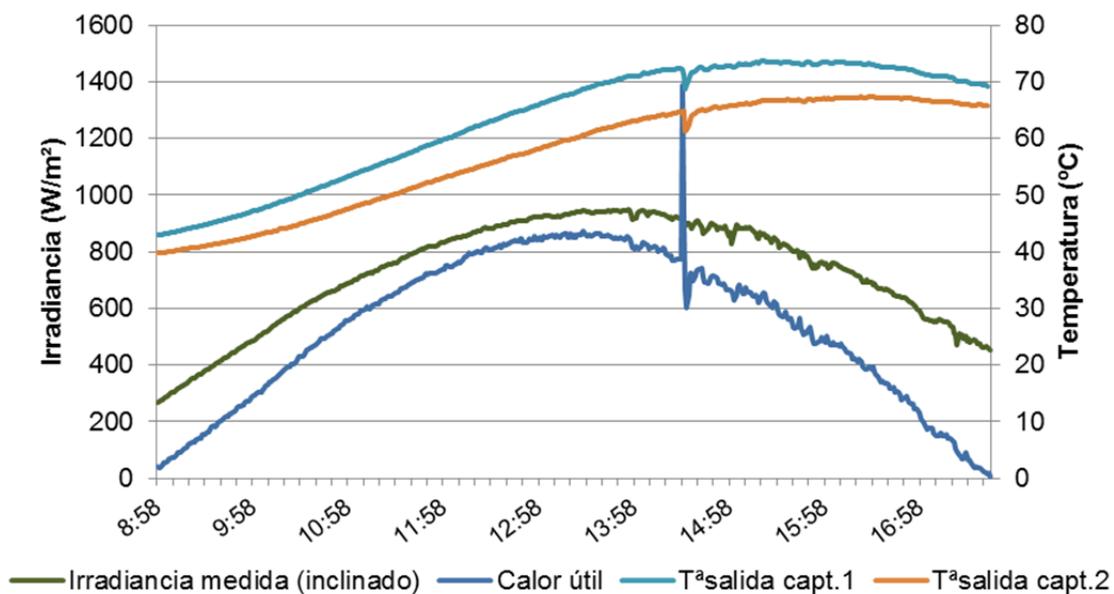


Fig. 57 – Comparación T^a salida agua Captador 1 y 2. Irradiancia instantánea. Día 22 junio 2017; $\dot{m}_1 = 3.39 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_2 = 3.65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

La Figura 57 muestra que la temperatura de salida del Captador 1 es mayor que el del Captador 2 cuando ambos son irradiados con la misma intensidad, por lo que se puede concluir que el Captador 1 es más eficiente que el otro por tener similares

dimensiones de área de captación, y sobre todo, por circular caudales similares por cada uno.

Por otra parte se observa un pico en las curvas a las 14:22h que muestra que las temperaturas de salida reaccionan muy rápido a cambios bruscos de irradiancia, sobre todo cuando el fluido no ha alcanzado su temperatura máxima. Sin embargo la temperatura se recupera rápidamente debido a los fuertes componentes inerciales, por lo que parece que estos cambios bruscos, si se dan aisladamente, no afectan a la tendencia de incremento de temperaturas. Estos fenómenos de inercia térmica son particularmente importantes en el fluido según la experimentación propia y acorde con los resultados del trabajo de Rodríguez-Hidalgo et al. [93, 94, 147] y la norma EN-2975-2:2006 (Tabla 15).

Durante las tres fases descritas anteriormente de aumento, mantenimiento y disminución de la irradiancia durante el día, la eficiencia varía con las condiciones reales ambientales y de operación. En el experimento de Cozzini et al. [99], se varía el caudal para alcanzar una temperatura objetivo en función de la irradiancia solar. En esta experimentación, el caudal se mantiene constante y no se persigue una temperatura objetivo, pero las curvas de rendimientos sí se pueden comparar, si bien la velocidad del aire ha sido nula en los días estudiados. Los rendimientos $\eta_{0,st}$ y $\eta_{1,st}$, obtenidos experimentalmente con las ecuaciones (4.12) y (4.13) para esta investigación se muestran en la Fig. 58 junto con la distribución temporal de la temperatura reducida, T^* según norma EN-12975-2 y junto con la distribución temporal de la temperatura reducida media ponderada T_{mp}^* , que evoluciona de forma similar a la obtenida en la bibliografía [99]. Se observa que en las fases del día de aumento y disminución de la irradiancia, los rendimientos estacionarios aumentan y disminuyen en correspondencia con la irradiancia, mientras que durante la parte central del día (fase cuasi estacionaria) la eficiencia está bien descrita por los modelos estacionarios descritos en el epígrafe 4.5.2 a juzgar por la comparación cualitativa con [99]. Sin embargo, el rendimiento cuasi dinámico experimental η_{cd} obtenido mediante la ecuación (4.14) proporciona información de la eficiencia real del captador independientemente de las fases del día en que se mida, y se mantiene prácticamente constante a lo largo de todo el intervalo de medición (Figura 58a,b y c).

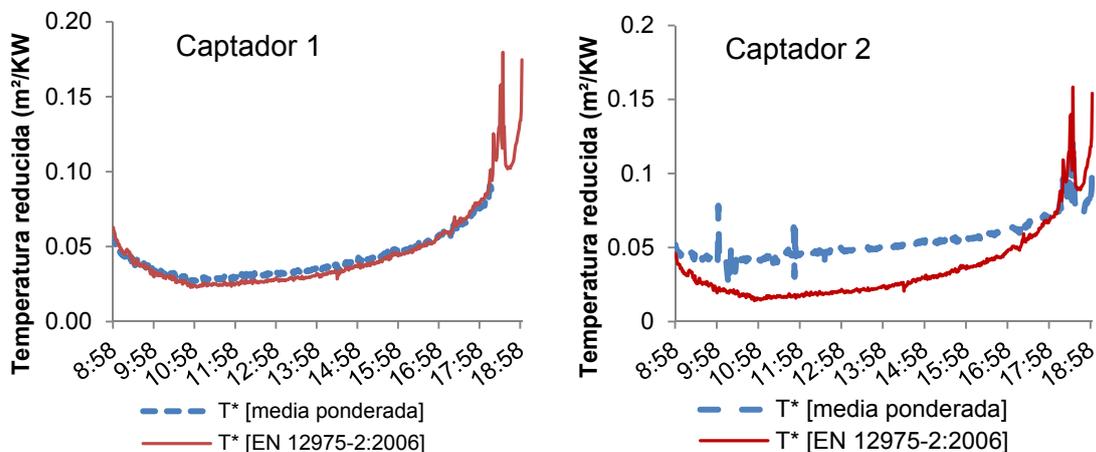


Fig. 58a – Comparación de temperaturas reducidas. Captador 1 y 2. Día 22 junio 2017; $\dot{m}_1 = 3.39 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; $\dot{m}_2 = 3.65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

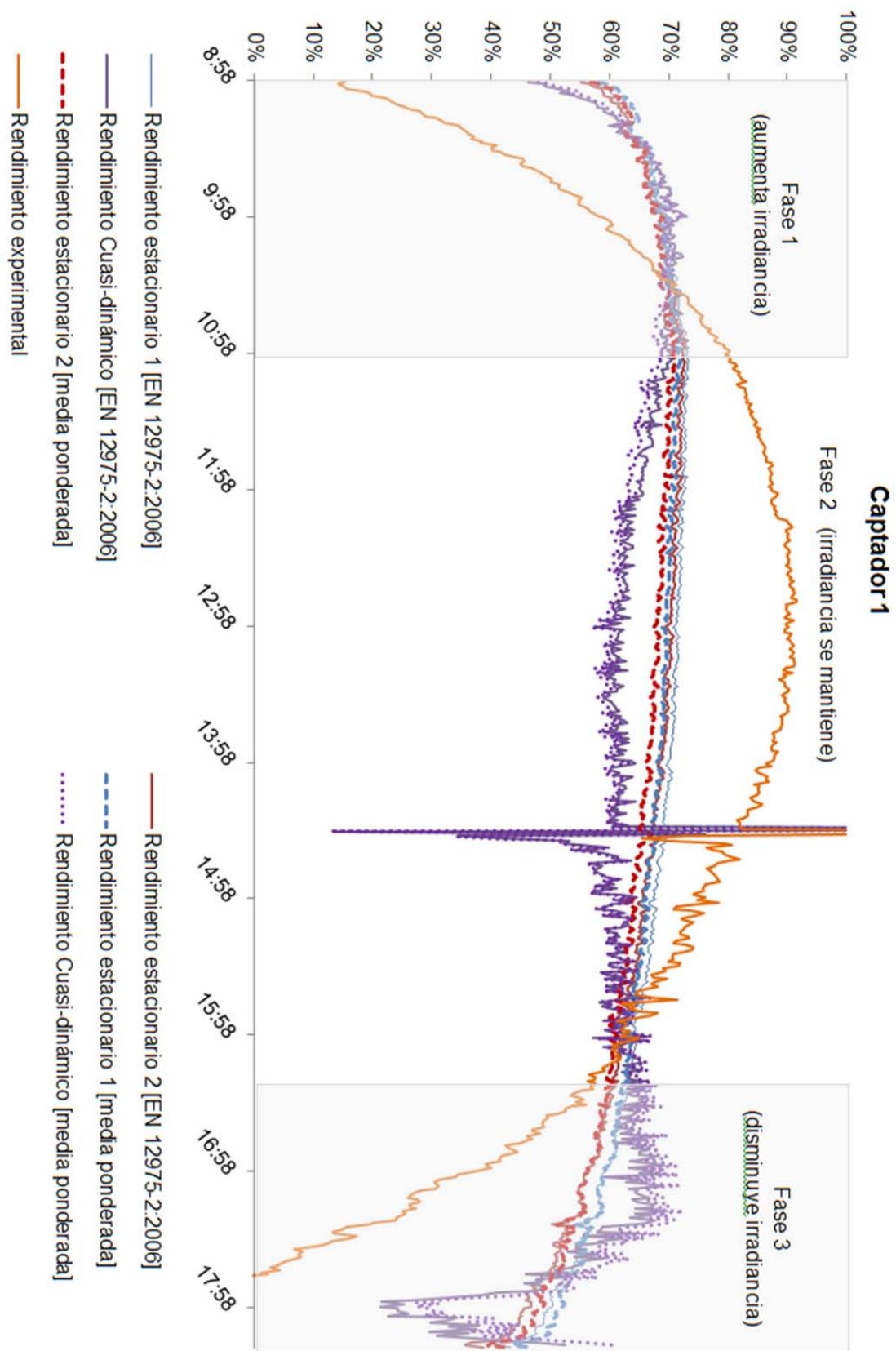


Fig. 58b – Comparación de rendimientos. Captador 1. Día 22 junio 2017; $\dot{m}_1 = 3.39 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

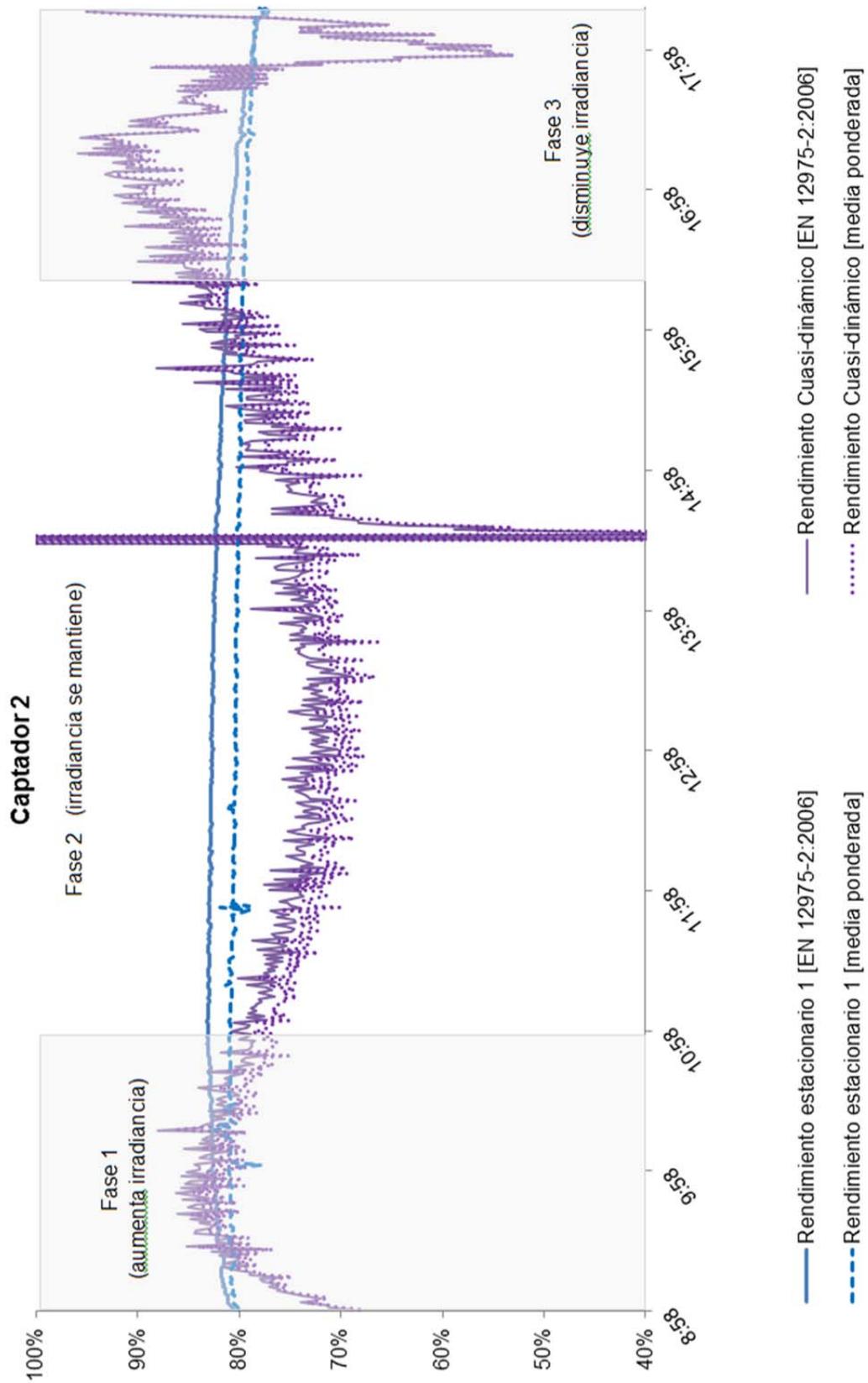


Fig. 58c – Comparación de rendimientos. Captador 2. Día 22 junio 2017. $\dot{m}_2 = 3.65 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

A la vista de los resultados mostrados en la Figura 58a, b y c, queda claro que el cálculo clásico del rendimiento estático y dinámico de un captador solar plano de baja temperatura indicado en la norma EN-12975-2:2006, para el cual se utiliza una temperatura media del absorbedor basada en la medición de solamente dos puntos tiende, en todos los casos, a sobreestimar todos los rendimientos del captador, a diferencia de utilizar la temperatura media ponderada propuesta en esta investigación. Las diferencias entre unos y otros pueden llegar a alcanzar el 4%, lo cual, en instalaciones masivas de esta clase de dispositivos puede llevar a unos costes económicos nada despreciables.

4.6.5. Rendimiento térmico η frente a la temperatura reducida T_m^* .

Dado que el parámetro de control principal está dado por la temperatura reducida T^* y es el que describe el efecto dominante relacionado con las pérdidas térmicas, puede resultar útil analizar las tres aproximaciones de los rendimientos en función de la mencionada temperatura reducida, T^* , obtenida según norma EN-12975-2 y la obtenida según el método propuesto en esta investigación, T_{mp}^* (Figura 59). Con respecto al modelo cuasi dinámico ofrece una descripción menos precisa, pero es más sencillo de aplicar cuando se extrapolan a nuevas aplicaciones [99] sujetas a condiciones reales.

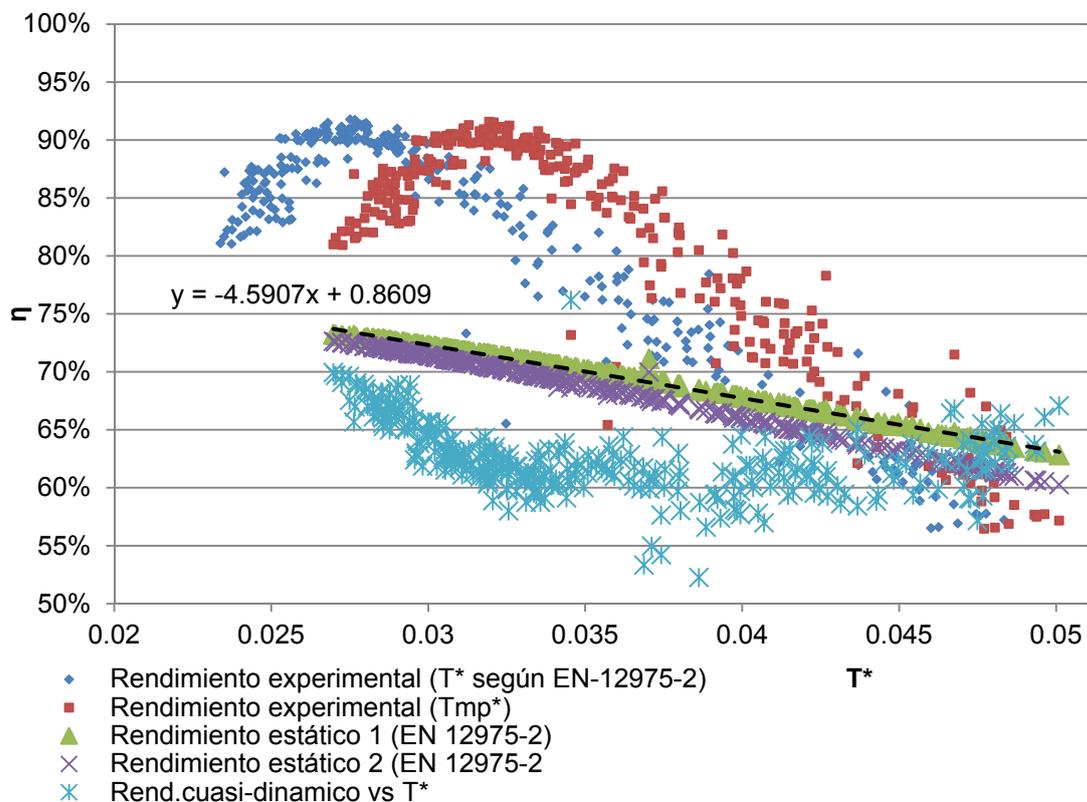


Fig. 59 – Captador 1. Día 22-junio-2017. Comparación de 3 rendimientos en función de la Temperatura reducida obtenida según EN-12975:2006 y la Temperatura media ponderada. Captador 1.

4.6.6. Estudio dinámico del captador solar. Inercia térmica de los componentes

Dada la naturaleza dinámica de la radiación solar a la que antes se ha aludido, durante las fases fuertemente transitorias que tienen lugar al principio y al final del día se producen desviaciones significativas de los modelos estacionarios. Aquí es más conveniente utilizar el modelo cuasi-dinámico descrito por la ecuación (4.14), que se mantiene en torno al 60% durante las 3 fases del día (Fig. 58b y c), un resultado muy similar al obtenido numéricamente por Rodríguez-Hidalgo [93, 94, 147].

El rendimiento térmico cuasi-dinámico se obtiene de [6]:

$$\eta_{qd} = \eta_{0,qd} \frac{K_{dir}(\theta)G_{dir} + K_{dif}G_{dif}}{G} - \alpha_1 T^* - \alpha_2 T^{*2} G - \frac{a_c}{G} \frac{d(T_f)}{dt} - c_3 u T^* + c_4 (E_L - \sigma T_{amb}^4) - c_6 u \quad (4.14)$$

En el rendimiento cuasi dinámico juega un papel fundamental el cuarto término de la ecuación (4.14), el cual tiene en cuenta los efectos inerciales de los elementos del sistema. En este sentido se ha calculado la inercia térmica según la expresión (4.15) dada por la norma EN-12975-2 para los elementos que ésta contempla: cubierta acristalada, absorbedor, líquido y aislamiento.

Otros investigadores [93] añadieron a los elementos considerados por la norma el efecto de la inercia térmica medida experimentalmente de la cámara de aire.

Además de los elementos anteriores, en esta investigación se ha tenido en cuenta el efecto de la carcasa posterior. Los resultados pueden verse en la gráfica de la Fig. 60 y se pueden comparar con las medidas obtenidas en la bibliografía [93].

De los datos de la Tabla 10 de características de captadores solares de esta instalación se puede realizar una valoración de las capacitancias de los distintos componentes de un captador solar. A partir de estas se estudia la reducción en la ganancia de calor útil debida a efectos de inercia térmica. La capacitancia o capacidad térmica de cada elemento, como se relaciona en la ecuación (4.20), viene dada por la expresión:

$$\text{Capacidad térmica de cada elemento: } C_i = m_i c_i = v_i \rho_i c_i \quad (4.20)$$

Donde la masa de cada elemento, m_i , está en kg y se ha obtenido del producto del volumen del elemento, v_i , en m^3 y su densidad, ρ_i , en $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$. Por lo tanto, el coeficiente de capacidad térmica de cada elemento, C_i que se da en $\text{kJ}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ se obtiene de multiplicar su masa por su calor específico, c_i , en sus correspondientes unidades de $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

En el caso concreto de la capacidad térmica del cristal hay que tener además en cuenta el factor de emitancia ($\epsilon = 1 - \alpha = 1 - 0.915$) del 8,5%, por el que se corrige su contribución a la inercia térmica global del captador multiplicándola por el coeficiente $a_1 = 0.13$ [88]¹

¹ P. 270 Duffie Tabla 6.10.1. una cubierta y un $\epsilon = 0.1$ del mismo orden que $\epsilon = 0.085$

La influencia de cada coeficiente sobre el coeficiente global, que es suma de éstos, se muestra en la Tabla 16. Sobre ellos no se han aplicado los coeficientes de ponderación indicados en la norma [6] que previamente fueron obtenidos semiempíricamente, como se recoge en la bibliografía [88]. Estos resultados se comparan con los obtenidos por Rodríguez-Hidalgo [147] tanto experimentalmente como aplicando la norma EN-112975-2:2006 a su modelo de simulación.

	EN-12975:2006 [6]	Rodríguez Hidalgo [147]	Duffie y Beckman [88]	$C_i = m_i c_i = v_i \rho_i C_i$
Cubierta cristal	4,25%	3,10%	0,13	9,21%
Absorbedor	28,09%	17,60%		19,53%
Líquido interno	48,63%	29,90%		33,82%
Aislamiento	19,03%	28,00%		26,47%
Aire interior				0,29%
Carcasa exterior				10,67%

Tabla 16 - Comparativa de influencias del coeficiente de capacitancia de cada elemento sobre el coeficiente global

La principal conclusión es que en los tres casos, el efecto del absorbedor y el efecto del aislamiento sobre el sistema son similares aunque se utilicen materiales diferentes, mientras que la cubierta de cristal en el caso de Rodríguez-Hidalgo tiene una mayor importancia.

Lo que está más claro es que el parámetro más influyente en cualquiera de los estudios planteados es la inercia térmica del fluido y ésta, en instalaciones idénticas sometidas a condiciones reales de operación, sólo puede verse afectada por la densidad del fluido, por lo que puede ser conveniente realizar futuras experimentaciones con aditivos que modifiquen esta variable del líquido caloportador.

Así mismo, se ha encontrado que el efecto de la inercia térmica producida por la cubierta posterior del captador solar no es en absoluto despreciable ya que, experimentalmente, no se puede hacer la suposición de que el aislamiento sea ideal impidiendo por completo el paso del calor.

Este resultado puede visualizarse en las Figuras 60 y 61 obtenidas a partir de las diferencias de temperaturas medias a intervalos de 10 minutos según la ecuación (4.20). En ellas puede observarse que cuando más influencia tienen estos efectos es en las primeras horas de la mañana, hasta más o menos el medio día solar.

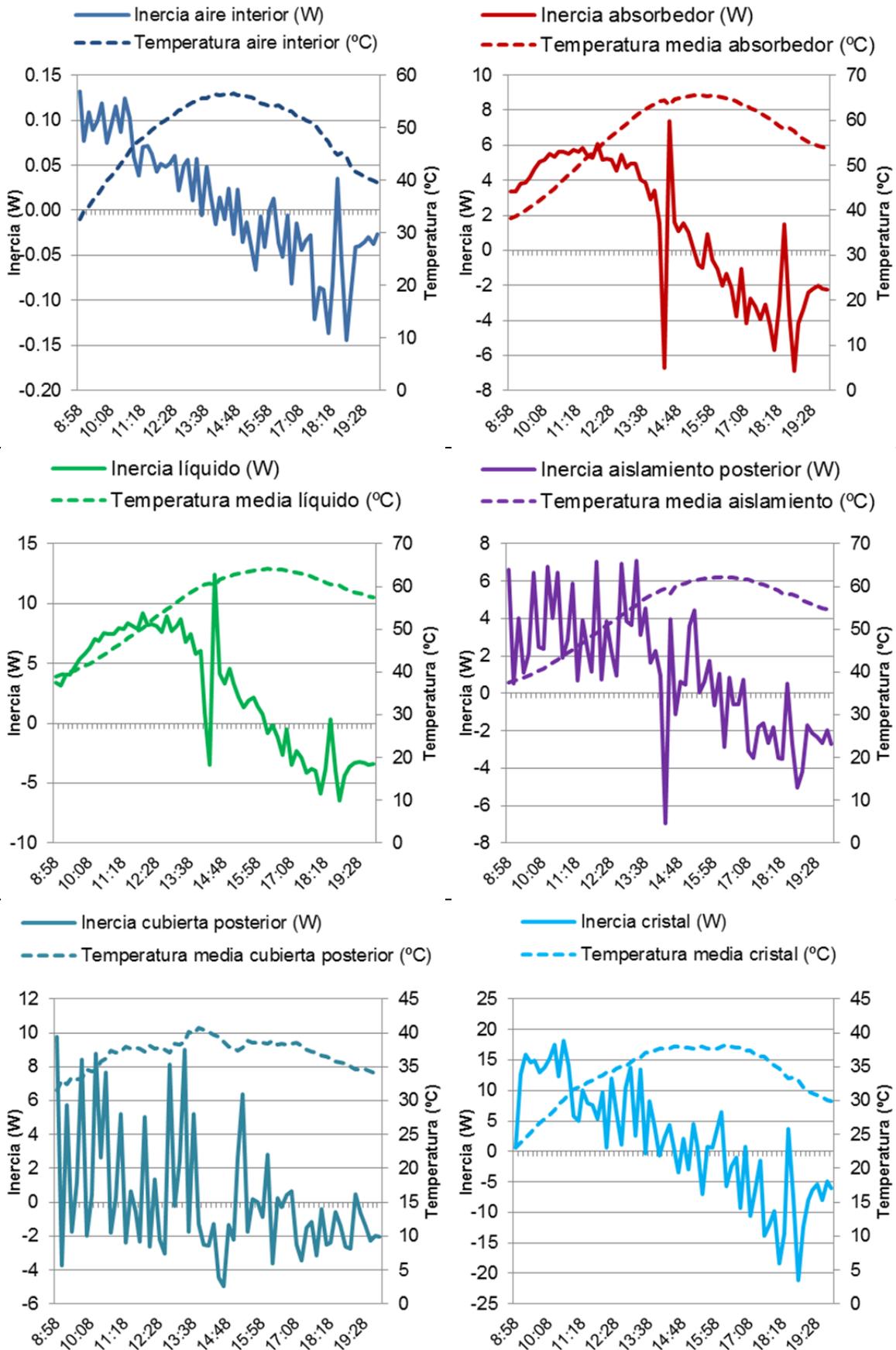


Fig. 60 – Inercia térmica de cada elemento frente a la temperatura medida sobre cada elemento. Captador 1

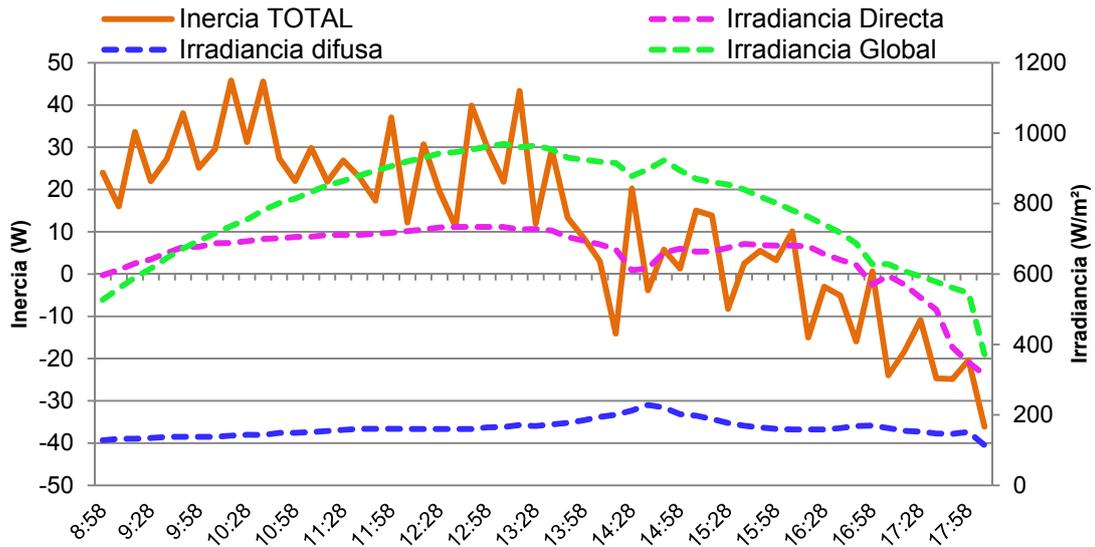


Fig. 61 – Inercia térmica total, frente a la irradiancia directa, global y difusa. Captador 1

Se observa experimentalmente en las Figs. 60 y 61 el efecto de la inercia térmica del cristal, absorbedor y fluido sobre el rendimiento del captador en la primera fase transitoria del día, hasta que se estabiliza la temperatura y la irradiancia. Además se aprecia que tanto el aislamiento como la cubierta posterior tienen un efecto perceptible sobre la inercia del conjunto, al contrario que la cámara de aire del interior del captador. El efecto de la cubierta posterior sobre la inercia global es del mismo orden de magnitud que el del aislamiento, por no ser éste un aislamiento ideal como el considerado en publicaciones especializadas, es por esto que también debe tenerse en cuenta, según los resultados de esta investigación, a la hora de realizar previsiones de comportamiento térmico.

Por lo tanto, dado que no todos los efectos de estos elementos están contemplados en la norma, se propone que al menos el cristal, aislamiento y cubierta posterior sí sean tenidos en cuenta en la misma.

La relación porcentual entre la inercia térmica de cada componente y el total de la inercia térmica global del captador se detalla, en intervalos de 10 minutos, en la Fig. 62. Se observa que, en las primeras horas del día, y en las últimas, cuando los efectos inerciales son más influyentes por tratarse de las fases transitorias del experimento, los elementos más influyentes son la cubierta de cristal, el líquido y el absorbedor. Conforme va avanzando el día, estos dos últimos van adquiriendo más importancia, restándose a la cubierta posterior, que deja de tener influencia apreciable en las horas centrales del día. Cabe destacar que en todo momento se mantiene constante la contribución a la inercia térmica del aislamiento posterior y del absorbedor.

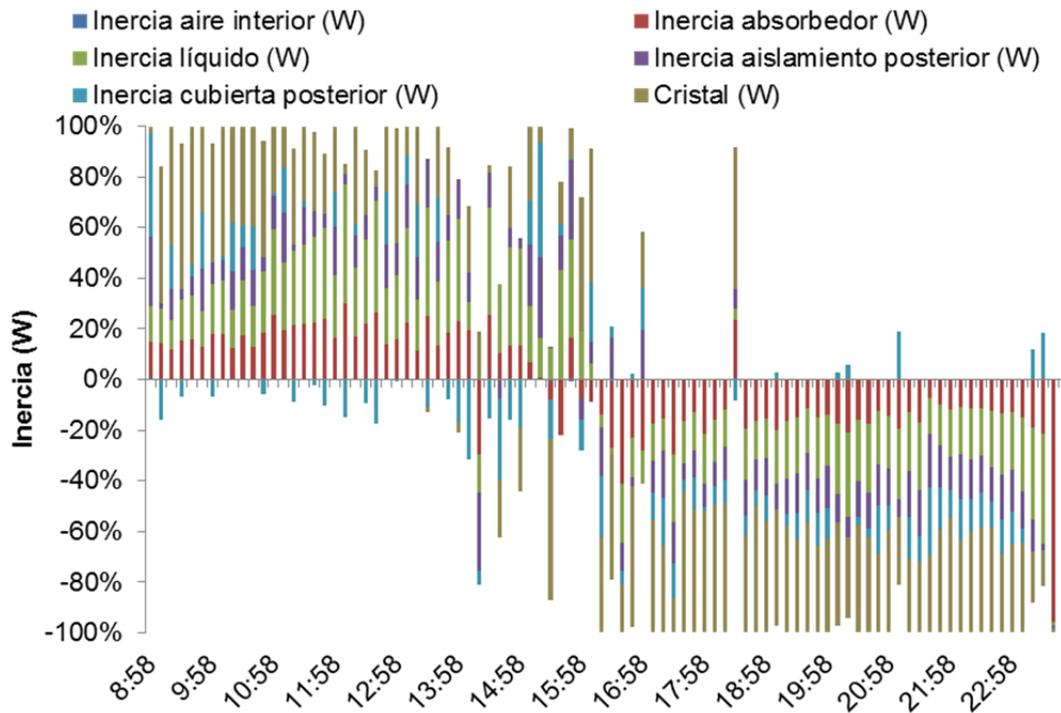


Fig. 62 – Porcentaje de influencia de cada componente sobre la inercia global del captador en intervalos de 10 minutos. Día 22 – jun – 2017. Captador 1

Mediante las Figuras 60 a 62 puede observarse que la contribución de los efectos de inercia térmica del cristal, si bien no son demasiado altos en la fase estacionaria, sí son más influyentes en la fase transitoria, por lo que debe ser tenido en cuenta también cuando se realicen previsiones de temperaturas basándose en la inercia térmica del captador.

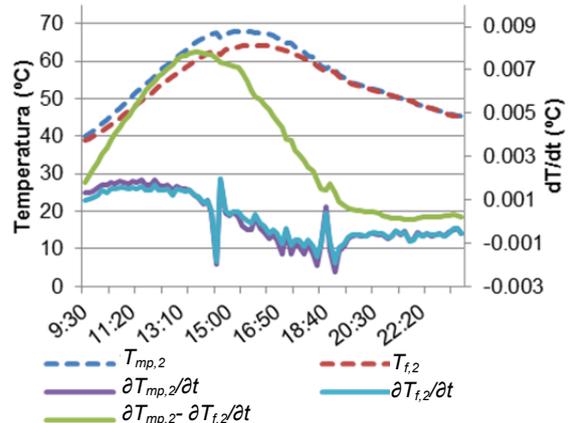
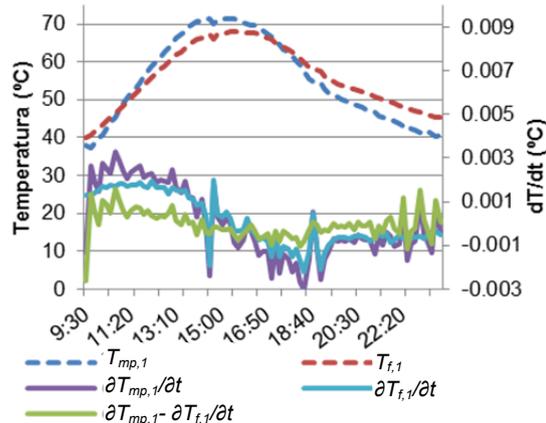
A la vista de los resultados expuestos en este apartado, al tratarse de una evaluación de la capacidad térmica de cada elemento C_i (4.20) y la inercia térmica global I (4.15) de modo experimental, en la que es necesario separar el efecto producido por el conjunto formado por la placa y los tubos del efecto producido por el fluido caloportador, la formulación se complica bastante, por lo que se suele llevar a cabo una simplificación [6, 88].

Sin embargo, si se aprovecha la gran cantidad de mediciones de temperatura experimentales que se han tomado en esta investigación se ha fraccionado el captador en las 4 secciones de medida, en las que se puede distinguir entre temperatura del absorbedor y del fluido. Con ellas se ha comprobado si (Fig. 63):

- $\partial T_i / \partial t = \partial T_{f,i} / \partial t$ es igual en cada sección i (T_i : temperatura de placa absorbidora en cada sección; $T_{f,i}$: temperatura del fluido en cada sección)
- $\partial T_i / \partial t$ es igual en las distintas secciones i
- $\partial T_{f,i} / \partial t$ es igual en las distintas secciones i

SECCIÓN 1

SECCIÓN 2



SECCIÓN 3

SECCIÓN 4

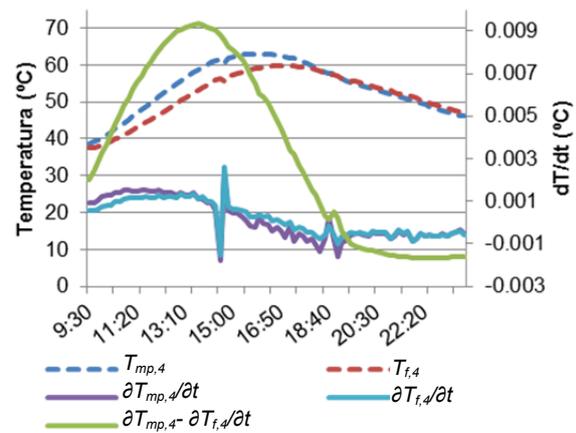
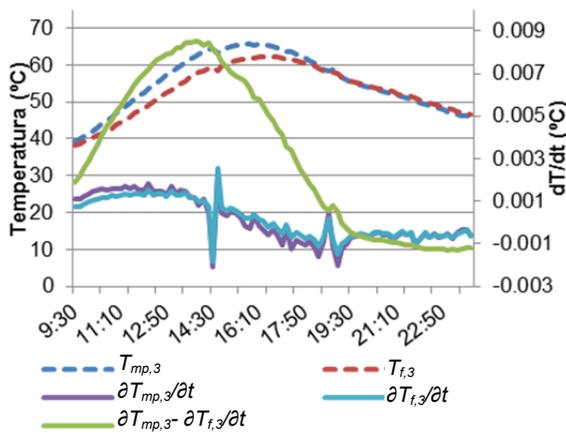


Fig. 63 – Estudio experimental de variación de temperaturas en absorbedor y en fluido a lo largo del día 22 de junio de 2017.

A la vista de estos resultados se concluye que tanto $\partial T_{mp,i}/\partial t$ como $\partial T_{fi,i}/\partial t$ varían igual en las 4 secciones de medición las cuales, por fenómenos de re-radiación alcanzan un máximo y después disminuyen. Además, si se compara la variación de temperaturas del absorbedor con la del fluido caloportador, $\partial T_{mp,i}/\partial t - \partial T_{fi,i}/\partial t$, se observa que son iguales puesto que su diferencia se mantiene en torno a 0 en las 4 secciones. Además la variación de las diferencias de temperatura del absorbedor y del fluido en un instante de medición y el instante siguiente, $\partial T_{mp,i+\Delta t}/\partial t - \partial T_{mp,i}/\partial t$ y $\partial T_{fi,i+\Delta t}/\partial t - \partial T_{fi,i}/\partial t$ respectivamente, también se mantienen iguales a 0 a lo largo de todo el día, por lo que puede hacerse una buena aproximación si se considera que el incremento de temperaturas de ambos elementos es casi lineal.

Si se compara la curva de la variación de temperaturas de cada sección del absorbedor se observa que es dos órdenes de magnitud por debajo de la precisión de los instrumentos de medida, por lo que prácticamente se superponen con un valor casi nulo (Fig. 64). Se puede concluir que no es necesario hacer una mayor discriminación entre secciones de medición en el captador solar.

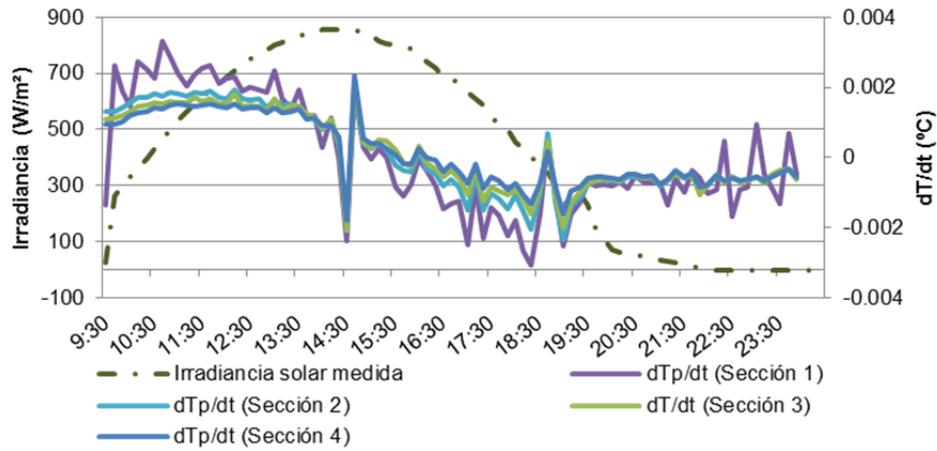


Fig. 64 – Comparación de variación de temperatura de cada sección de medición. Captador 1

El estudio de la inercia térmica del captador solar tiene la virtud de poner en valor algo que no se ha encontrado en la literatura científica, ni simulado, ni experimentalmente, y permite proponer captadores con diferente morfología para buscar una inercia/capacitancia más adecuada. Es decir, si interesa que la temperatura en los tubos crezca más o menos rápidamente, se puede variar parámetros como el espesor de placa o tubos, tipo de aislamiento-incluso sustancias con cambio de fase, etc. que fuera variable en las distintas secciones para conseguir el efecto deseado.

4.6.7. Coeficiente global de pérdidas, U_L . Previsión de temperaturas del fluido a la salida del captador.

La previsión de temperaturas del fluido a la salida del captador puede obtenerse de la expresión [88]:

$$T_p^+ = T_{f,e} + \frac{S}{U_L} \left[1 - e\left(\frac{AU_L t}{(mC)_e}\right) \right] \quad (4.21)$$

Donde la temperatura prevista de la placa absorbadora, T_p^+ , se obtiene conociendo la temperatura de entrada del fluido, $T_{f,e}$, que se mide experimentalmente en cada minuto, la energía que obtiene el captador solar a través del cristal, S [88], en función de las irradiancias directa, difusa y albedo mencionadas en el apartado 1.5 Experimentación en energía solar térmica y que se ha resumido en la ecuación (4.22). El término A corresponde al área del absorbador, indicada en la Tabla 10. El tiempo a contar desde que se ha medido $T_{f,e}$ hasta donde se desee realizar la previsión, teniendo en cuenta que $T_{f,e}$ ha de haberse mantenido constante. Se va a realizar el experimento en un intervalo de 10 minutos. $(mC)_e$ es una constante igual a la suma ponderada de todos los efectos de los elementos en ese mismo periodo según la ecuación (4.23).

$$S = I_{dir} R_{dir} (\tau\alpha)_{dir} + I_{dif} (\tau\alpha)_{dif} \left(\frac{1+\cos(\beta)}{2} \right) + \rho_{alb} I (\tau\alpha)_{alb} \left(\frac{1-\cos(\beta)}{2} \right) \quad (4.22)$$

$$(mC)_e = \sum_i p_i m_i c_i \tag{4.23}$$

Cuyos términos desglosados son [88]:

$$R_{dir} = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \text{sen}(\varphi - \beta) \cdot \text{sen}(\delta)}{\cos(\varphi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega) + \text{sen}(\varphi) \cdot \text{sen}(\delta)}$$

Factor de vista captador-cielo: $\left(\frac{1+\cos(\beta)}{2}\right) = 0.85$

Factor de vista captador-suelo: $\left(\frac{1-\cos(\beta)}{2}\right) = 0.15$

Obtenido gráficamente de: $(\tau\alpha)_{dir} =$ (en función del ángulo de incidencia, θ , que varía en cada minuto.)

Obtenido gráficamente de: $(\tau\alpha)_{dif} = 0.82$

Obtenido gráficamente de: $(\tau\alpha)_{alb} = 0.65$

Obtenido gráficamente de: $\rho_{alb} = 0.60$

Con I_{dir} , I_{dif} , I_{alb} obtenidas en cada minuto de AEMET y corregida I_{dir} para plano inclinado

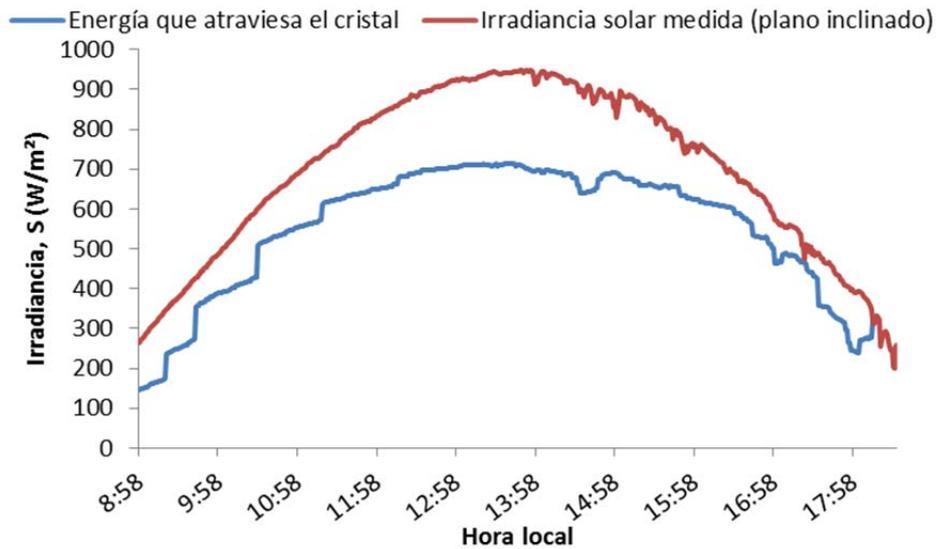


Fig. 65 – Energía que atraviesa el cristal del captador

Si se representa la energía solar que atraviesa el cristal del captador, S , frente a la irradiancia medida por el piranómetro, G , se aprecia (Fig. 65) que el cristal refleja una parte apreciable de la energía incidente, especialmente en las horas centrales del día. El escalonamiento apreciable al inicio de la gráfica se produce por la aproximación que se ha tomado del término $(\tau\alpha)_{dir}$ que se ha medido gráficamente, pero que no interfiere sensiblemente en el cálculo (4.22).

Finalmente, para estimar el coeficiente global de pérdidas, U_L , es necesario primero caracterizar térmicamente la cámara de aire interior del captador solar cuando está sometido a condiciones reales de operación. El procedimiento seguido se describe a continuación.

El coeficiente U_L se ha obtenido de la bibliografía [88] y sigue la ecuación (4.24). Se evalúa minuto a minuto y finalmente se obtiene su media.

$$U_L = \left(\frac{1}{h_{c,abs-cr} + h_{r,abs-cr}} + \frac{1}{h_v + h_{r,cr-amb}} \right)^{-1} \quad (4.24)$$

donde:

$$h_{r,abs-c} = \frac{\sigma(T_{mp}^2 + T_{cr}^2)(T_{mp} + T_{rc})}{\frac{1}{\varepsilon_{abs}} + \frac{1}{\varepsilon_{cr}} - 1} \quad (4.25)$$

$$h_{r,c-amb} = \varepsilon_{cr}\sigma(T_{cr}^2 + T_{amb}^2)(T_{cr} + T_{amb}) \quad (4.26)$$

$$h_{c,abs-cr} = Nu \cdot \frac{k_{aire}}{L} \quad (4.27)$$

$$h_v = Nu \cdot \frac{k_{aire}}{L} \quad (4.28)$$

Y donde L es la longitud del tubo, Nu es el número de Nusselt, ε_{cr} es la emitancia del cristal dada por el fabricante, σ es la constante de Stephan-Boltzman, T_{cr} es la temperatura media del cristal, T_{amb} la temperatura ambiente, ε_{abs} es la emitancia del absorbedor dada por el fabricante y T_{mp} es la temperatura media ponderada obtenida por el método mencionado anteriormente. La transmitancia del aire de la cámara, k_{aire} , se obtiene para cada minuto evaluándola para la media entre la temperatura del cristal y la del absorbedor.

La distribución de estos coeficientes y la distribución del coeficiente global de pérdidas, U_L , se muestran en la Fig. 66 en función de la hora del día.

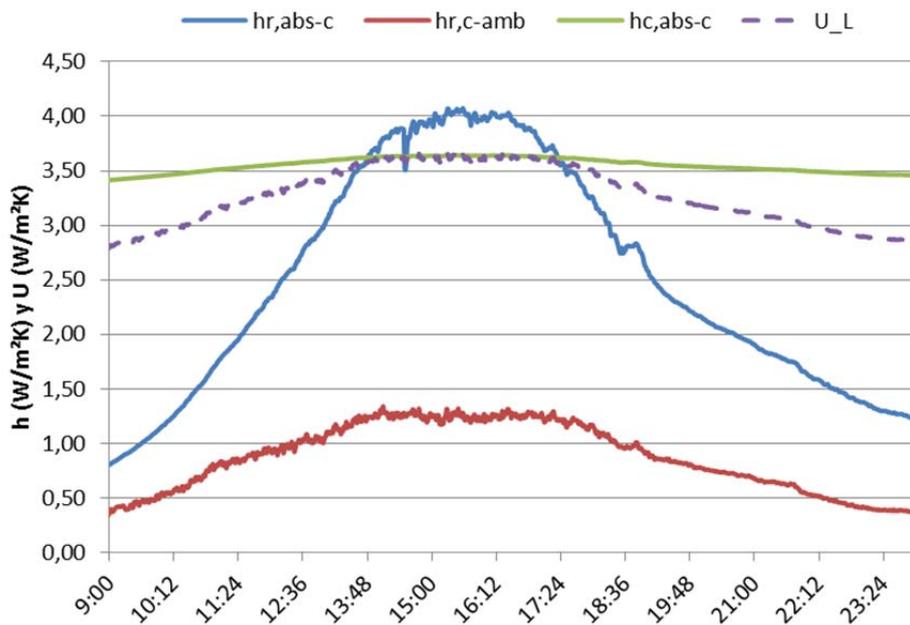


Fig. 66 - Coeficientes convectivos y radiativos. Coeficiente global. Día 22-junio-2017

Si se representa la energía perdida a través del cristal, $Q_{p,cr}$, junto con el calor útil recogido por el fluido, $Q_{\text{útil}}$, y las pérdidas por conducción a través del aislamiento, $Q_{p,aisl}$, comparadas con la temperatura media ponderada del absorbedor, como se ha hecho en la Fig. 67, se puede posteriormente obtener el coeficiente medio de pérdidas por convección-radiación de la placa absorbedora con el aire, $h_{c-r,m,aire}$, donde A es la superficie captadora de radiación solar.

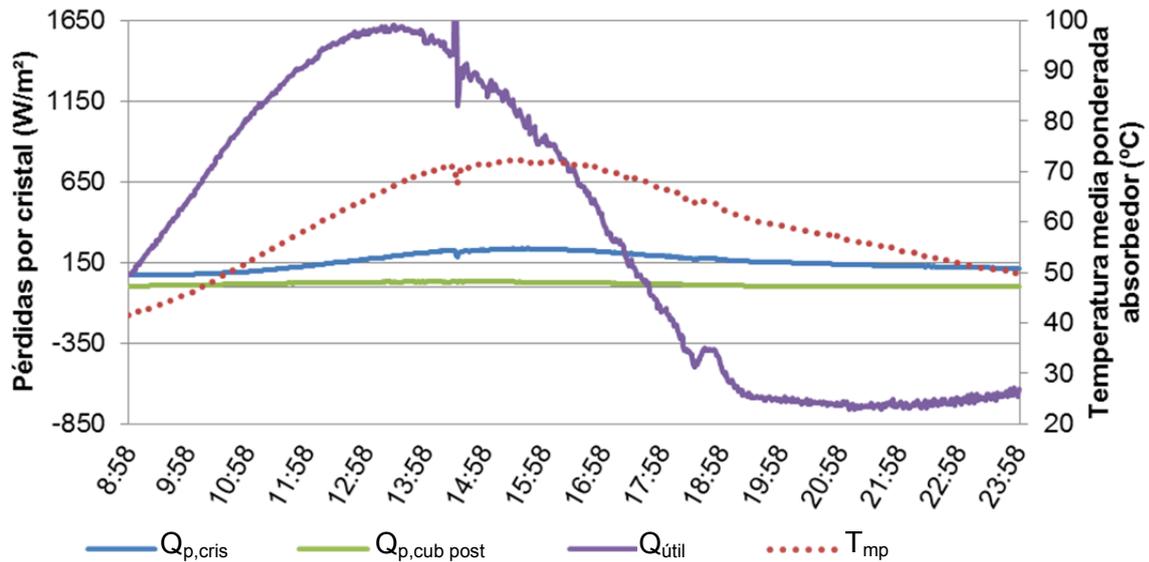


Fig. 67 – Balance de energía en la sección del captador solar y temperatura media ponderada del absorbedor. Día 22-jun-2017.

El coeficiente $h_{c-r,m,aire}$ ha sido ya obtenido en el apartado 4.6.3 *Caracterización térmica de cámara de aire interior*.

Conocidos ya todos los elementos de la ecuación (4.21) se ha realizado un estudio comparativo entre la previsión de temperaturas utilizando la inercia del modo indicado en la norma europea [6], es decir, contando minorando el efecto del cristal y sin tener en cuenta el aislamiento ni la cubierta posterior; y la previsión de temperaturas utilizando la inercia propuesta, es decir, incluyendo los elementos anteriores. Ambas medidas se pueden observar en la Figura 68, cuyos marcadores cuadrados para el día 22 de junio de 2017 representan los resultados obtenidos utilizando T_m (EN-12975:2006). En la misma gráfica se ha representado con marcadores triangulares la temperatura real medida en la placa absorbedora, T_{mp} , por el método propuesto en esta investigación. Todos los puntos representados en esta gráfica se han obtenido promediando los 60 datos tomados en cada hora.

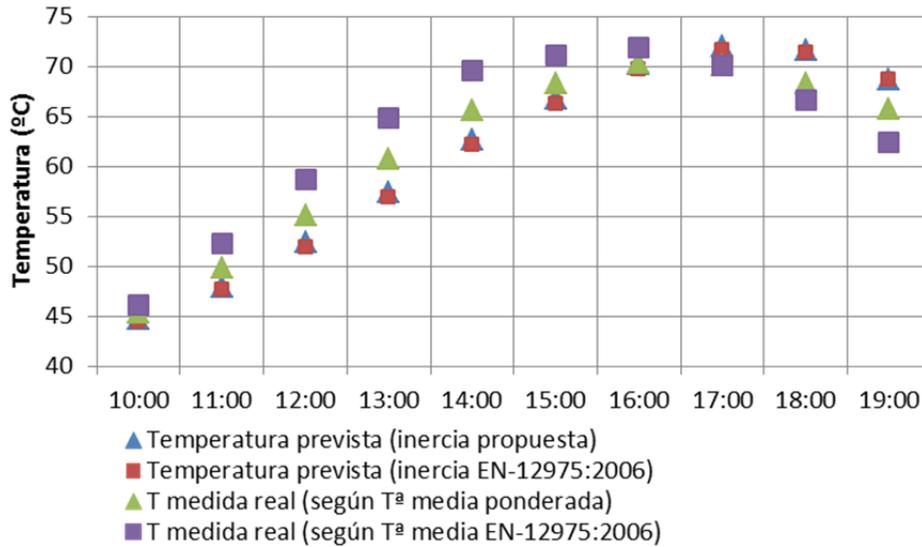


Fig. 68 – Comparación de previsiones de temperaturas de absorbedor a una hora vista.

A la vista de los resultados puede concluirse, por un lado, que la diferencia entre la previsión de temperaturas utilizando la inercia propuesta y la temperatura media real medida utilizando el método de media ponderada propuesto también en esta investigación es menor los indicados en la norma, por lo que si se incorporaran estas consideraciones a la norma se mejoraría la precisión de los resultados.

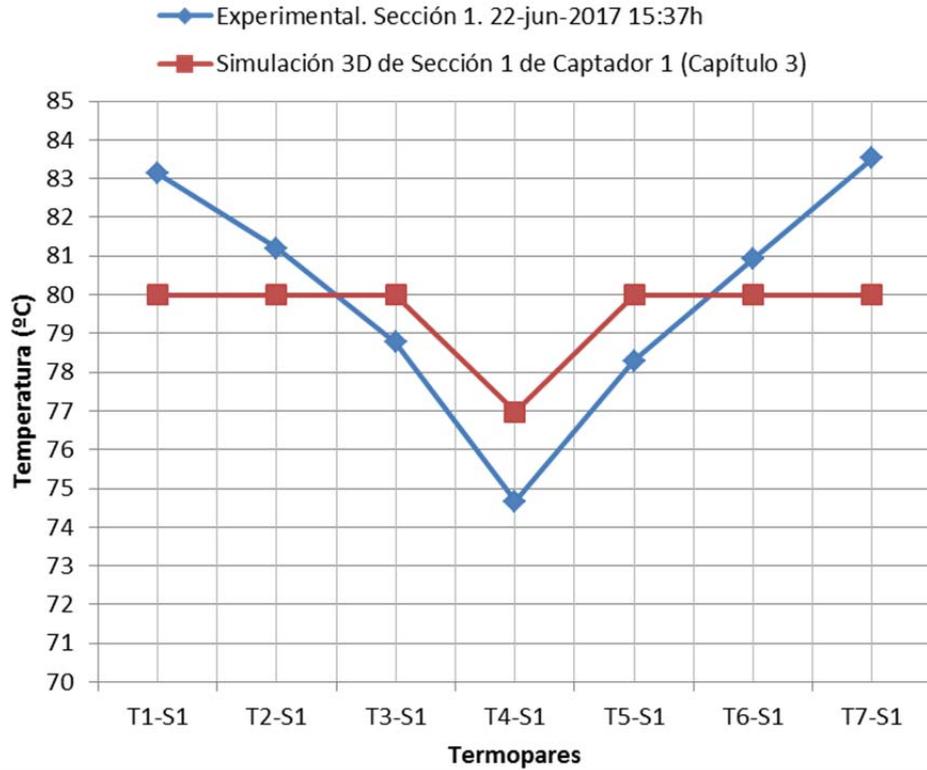
Por otro lado, sin embargo, también puede concluirse que, a pesar de haber observado diferencias a nivel local entre la temperatura media obtenida mediante el método de la norma, T_m , y la temperatura media ponderada propuesta en esta investigación, T_{mp} , el valor es prácticamente idéntico cuando se promedian 60 medidas de ambas.

4.7. Comparación entre datos experimentales y modelo aleta-tubo 3D con condición de contorno de temperatura constante.

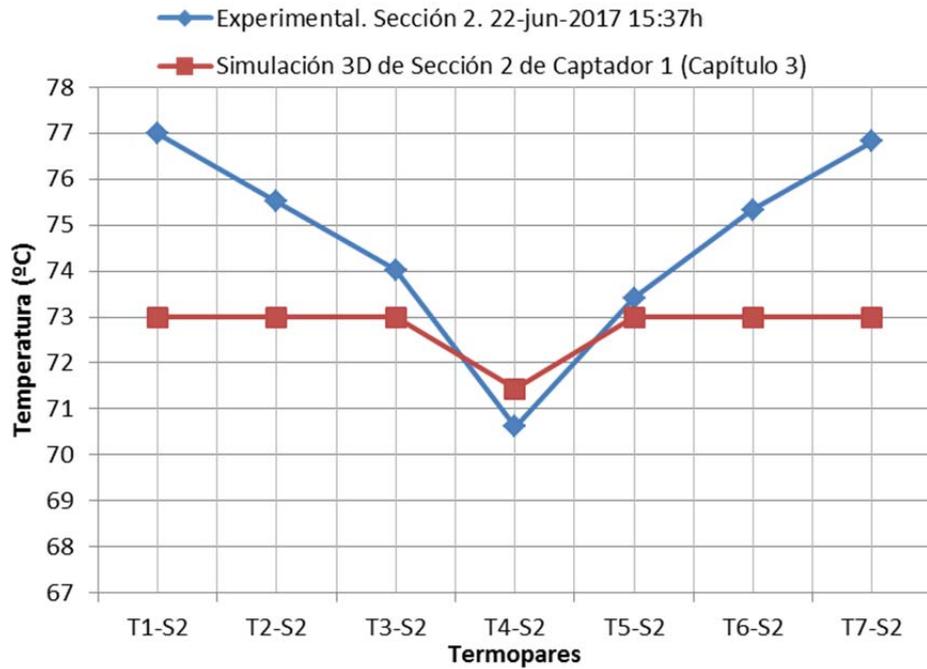
Se han comparado los datos obtenidos experimentalmente en cada una de las cuatro secciones transversales en que se ha dividido el captador solar, con los datos simulados mediante el modelo 3D propuesto en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*. Dicho modelo está diseñado fundamentalmente para observar la distribución de temperaturas en el interior del fluido cuando se aplica una condición de contorno de temperatura constante sobre la aleta absorbidora. Las simulaciones se corresponden con las mediciones del termopar T4 de la Figura 38. La placa se ha modelizado para romper la simetría del problema, de ahí la diferencia entre las temperaturas simuladas y las medidas experimentales de los termopares T1 a T3 y T5 a T7. Con la obtención de la simulación del punto T4 se logra el objetivo del *Capítulo 3*, esto es, simular las condiciones de temperatura local del interior del fluido a lo largo del mismo evitando recurrir a determinar la temperatura de *bulk* del fluido o temperatura media del mismo.

La comparativa entre los datos simulados mediante el modelo 3D propuesto con condiciones de contorno de temperatura y los datos experimentales medidos con condiciones de contorno de calor se muestra en la Figura 69.

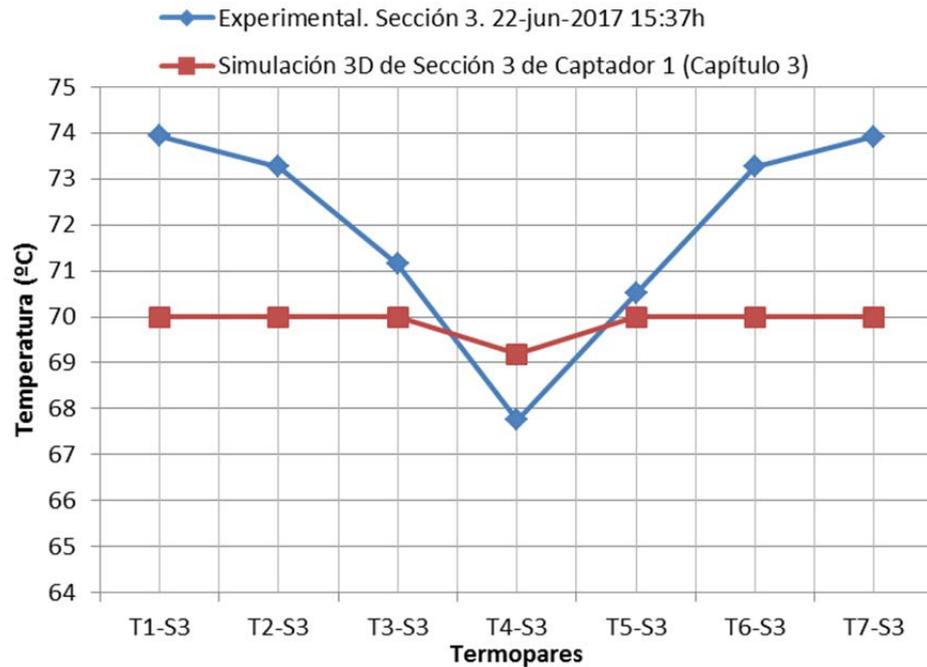
Sección 1:



Sección 2:



Sección 3:



Sección 4:

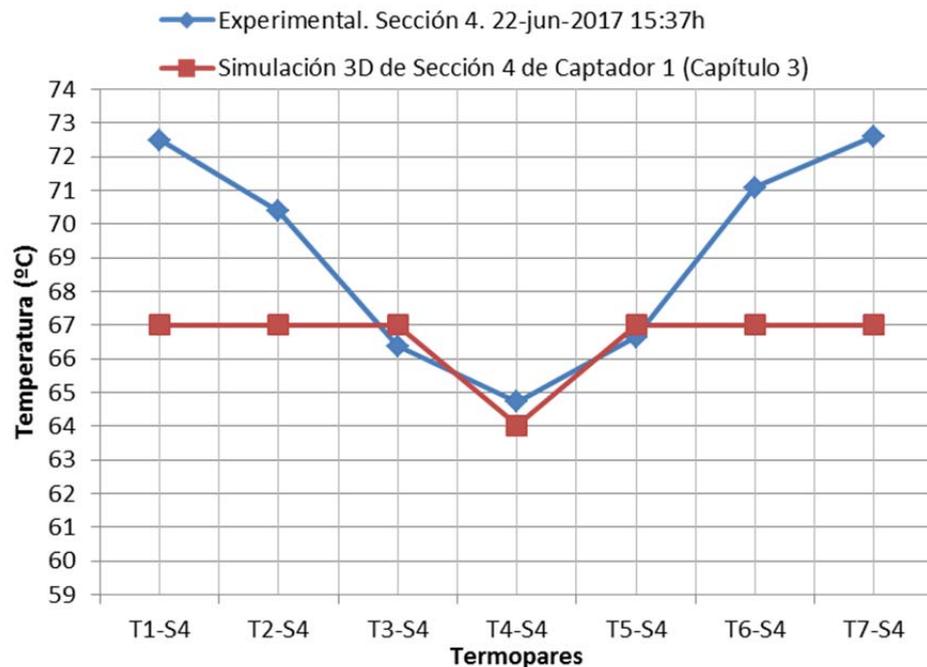


Fig. 69 - Comparativa entre datos de simulación 3D (Capítulo 3) y experimentales (Capítulo 4).

Captador 1. Caudal por tubo: $0.67 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Día 22-jun-2017 15:37h

En esta Figura 69 se muestran la curva simulada y la curva experimental de temperaturas de las cuatro secciones de medición del captador. Las diferencias entre ambos resultados se producen porque se ha impuesto al modelo de simulación una condición de contorno de temperatura que obliga a mantener la placa a la temperatura que se ha medido experimentalmente en esa sección con el objetivo de ilustrar la mencionada comparación, puesto que la condición de contorno real es una condición de calor, además de las sucesivas aproximaciones al problema a las que se ha ido

aludiendo a lo largo de esta tesis doctoral. Debe resaltarse que tanto la toma de medidas como la simulación se han realizado en el punto exacto correspondiente, esto es, los termopares T1 a T3 y T5 a T7 están situados en la superficie inferior de la placa y es ese mismo punto el que se ha simulado en la curva correspondiente de la Figura 69. De igual manera el termopar T4 está situado en la cara externa del tubo en la parte inferior con contacto con el aislamiento, y es en ese punto donde se ha simulado la temperatura.

4.8. Conclusiones

Para la elaboración de este capítulo ha sido necesaria la construcción, instrumentación, calibración de instrumentos de medida y mantenimiento de una instalación de captación de energía solar térmica formada principalmente por dos captadores solares planos con emparillado de tubos de diferente topología –tubo abrazado a placa absorbadora modelo GAROL-I (Captador 2), y tubo soldado mediante ultrasonidos a placa absorbadora, modelo GALEM VS2.0 (Captador 1)–, así como los instrumentos de medida distribuidos en más de 80 puntos de su superficie, fundamentalmente del absorbedor, pero también del cristal, carcasa y variables atmosféricas. Dicha labor ha requerido los tres años de duración de esta investigación y se ha llevado a cabo simultáneamente con la elaboración de los capítulos 2 y 3 de esta tesis doctoral.

Se han llevado a cabo las mencionadas mediciones mediante el uso de 82 termopares tipo T construidos en el laboratorio de la Universidad de Murcia y calibrados manteniendo la “cadena de medida” según el procedimiento TH-003 [5], 2 sondas tipo RTD, 6 termopares tipo J, 1 piranómetro, 2 caudalímetros y un higrómetro.

Los datos aportados se han utilizado en llevar a cabo el estudio experimental de comportamiento térmico del fluido caloportador en condiciones reales de variación natural de la irradiación y obtención de distribución de temperaturas en distintas secciones del tubo-absorbedor, así como la descripción del campo de temperaturas experimental de las superficies de captación y obtención del mapa de temperaturas para diversas condiciones reales de operación. Se ha caracterizado térmicamente la cámara de aire interior a través de la obtención del coeficiente convectivo de transmisión de calor del absorbedor con la cámara de aire el cual se ha contrastado posteriormente con publicaciones especializadas encontrándose que está dentro de los rangos previstos.

La experimentación se ha llevado a cabo siguiendo en todo momento la norma europea EN-12975:2006 para que los resultados obtenidos, que son de utilidad a la comunidad científica.

Todos estos resultados han servido para obtener la curva experimental de rendimiento térmico de ambos captadores solares. Se ha demostrado experimentalmente que la superficie de intercambio de calor consiste una placa soldada por ultrasonidos a un

tubo es más eficiente térmicamente que la superficie de unión de una placa abrazada a un tubo. La realidad es que las características constructivas y propiedades térmicas del conjunto de elementos de la tipologías de Captador 1 producen que dicho captador presente mejor rendimiento térmico que el otro ante diferentes condiciones de operación según se ha visto con los resultados experimentales.

Por otra parte, la norma europea plantea, entre otros muchos, un método aproximado para la obtención de la temperatura media del abosrbedor con la que obtiene la temperatura reducida utilizada en la obtención de los distintos tipos de rendimientos térmicos del captador. Se ha aprovechado la gran cantidad de datos experimentales obtenidos en esta investigación para buscar un modo de obtener una correlación entre la temperatura reducida T^* , dada por la norma y que se basa únicamente en la medida de la temperatura en tres puntos del captador, y la temperatura reducida T_{mp}^* basada en la temperatura media ponderada de los datos de temperatura medidos del abosrbedor. Se ha encontrado que la curva que describe la temperatura media ponderada es más aproximada a la realidad que la indicada por la norma porque sigue la trayectoria de la curva de la irradiancia solar medida. No obstante, no se han encontrado diferencias significativas en las comparaciones entre ambas temperaturas.

Con esta T_{mp}^* se ha realizado un estudio comparativo entre los rendimientos térmicos obtenidos según las indicaciones de la norma, y según esta correlación. Se han encontrado diferencias mínimas en ambos cálculos.

A partir de esos resultados, y ante la imposibilidad de realizar esta misma experimentación exhaustiva en todos los captadores disponibles en el mercado, se propone un modo diferente de obtener la temperatura media del absorbedor. Si se mide en la parte superior del tubo en las inmediaciones de la entrada y de la salida del captador, se puede obtener una temperatura media del absorbedor a partir de la temperatura media de esas dos mediciones. El resultado es, por un lado, que se obtienen temperaturas medias similares a las indicadas por la norma, y por otro lado evita tener que perforar las tuberías de entrada y salida del captador solar para determinar la temperatura del fluido. Esto es muy útil sobre todo para caracterizar instalaciones ya existentes.

Analizado el efecto que produce cada componente del captador sobre la inercia térmica del conjunto. Lo primero que llama la atención es que tanto en la norma europea [6] como en la bibliografía [88] se minimiza mucho, mediante coeficientes de ponderación, el efecto de la superficie acristalada aún a pesar de que constituye un 30% de la masa del captador solar y, sin embargo, experimentalmente tiene un efecto importante sobre todo en las primeras horas del día. Además, la norma omite el efecto del aislamiento y de la cubierta posterior y, de nuevo experimentalmente, se ha visto que ambos tienen un efecto apreciable. Por otra parte se ha confirmado experimentalmente que la norma omite acertadamente el efecto de la inercia térmica de la cámara de aire interior. Así puede concluirse que se debería dar mayor relevancia al efecto de la inercia térmica del cristal, aislamiento y cubierta posterior.

Finalmente, con objeto de poder realizar previsiones de temperaturas en el absorbedor se han comparado tres conjuntos de resultados: los que se obtienen siguiendo la

norma; los propuestos según las consideraciones mencionadas; los medidos experimentalmente. Se ha encontrado que utilizando las nuevas relaciones de inercias térmicas se obtienen previsiones más aproximadas a la realidad.

Se han comparado los resultados de la simulación del modelo 3D propuesto en el *Capítulo 3*, con condiciones de contorno de calor, con los experimentales medidos descritos en este capítulo. A la vista de la similitud entre ambos conjuntos de resultados, incluso con condiciones de contorno diferentes, puede concluirse que se ha avanzado en la dirección correcta, y cabe profundizar más en futuros trabajos para obtener modelos más adaptados al caso real de los captadores solares planos de baja temperatura incorporando una condición de contorno de calor.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [5] Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2008.
- [6] Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods. Madrid: AENOR, 2006.
- [9] Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares Madrid, 2006.
- [10] Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors Atlanta: ASHRAE, 2003.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentals of heat and mass transfer. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [28] Çengel YA. Heat and Mass Transfer. Third ed. México, 2007.
- [31] Jiji L. Heat convection. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [41] Mare T, Galanis N, Voicu I, Miriel J. Experimental analysis of mixed convection in inclined tubes. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26(14-15):1677-83.
- [52] Betts PL, Bokhari IH. Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2000; 21(6):675-83.
- [61] Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64.
- [62] Cossali GE. Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(13-14):3396-401.
- [63] Ates A, Darici S, Bilir S. Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010; 53(23-24):5058-64.

- [64] Alvarez A, Cabeza O, Muniz MC, Varela LM. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy* 2010; 35(9):3707-16.
- [65] Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69.
- [67] Guthrie K, Huggins J, He Z, Chandrasekare E. International standards for solar heating collectors and systems. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2012) 2012; 30:1304-10.
- [69] Bilir L, Ilken Z, Erek A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72.
- [71] Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39.
- [72] Hernandez AL, Quinonez JE. Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy* 2013; 55:380-91.
- [73] Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. *Applied Energy* 2013; 102:631-9.
- [74] Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9.
- [75] Nuru S, Gurban A, Sedreddin A. Investigations of Mathematical Models in Solar Collectors. *American Journal of Energy Engineering* 2014; 2 (3):75-9.
- [76] Mosayebidorcheh S, Farzinpoor M, Ganji DD. Transient thermal analysis of longitudinal fins with internal heat generation considering temperature-dependent properties and different fin profiles. *Energy Conversion and Management* 2014; 86:365-70.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [81] Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87.
- [88] Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of Thermal Processes* 4^a ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [91] Ho CD, Chen TC, Tsai CJ. Experimental and theoretical studies of recyclic flat-plate solar water heaters equipped with rectangle conduits. *Renewable Energy* 2010; 35(10):2279-87.
- [92] Ayompe LM, Duffy A, Mc Keever M, Conlon M, McCormack SJ. Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. *Energy* 2011; 36(5):3370-8.
- [93] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93.
- [94] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working

- conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404.
- [95] Garcia A, Martin RH, Perez-Garcia J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61(2):461-8.
- [96] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63.
- [97] Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514.
- [98] Altun AH, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thermally developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes with time periodically varying wall temperature boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 92:643-57.
- [99] Cozzini M, Pipiciello M, Fedrizzi R, Ben Hassine I, Pietruschka D, Soll R. Performance analysis of a flat plate solar field for process heat. *Proceedings of the 4th International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2015)* 2016; 91:11-9.
- [100] Salvador-García D, Cañada-Ribera J. *Radiación Solar. Tablas de datos medidos en Valencia. 1989-1995*, 1997.
- [101] Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y representación gráfica 3D de temperaturas. In: Murcia EDdIUd, editor. *III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum*. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;360-8.
- [109] Tagliafico LA, Scarpa F, De Rosa M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2014; 30:526-37.
- [110] Sha RK, London AL. *Convection in ducts*. Academic Press, 1978.
- [113] Wilson JD, Buffa AJ, Lou B. *Física*. Fifth ed. México, 2003.
- [114] Pérez Ones O, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría CH, Cuba, Díaz Rodríguez J, et al. Evaluation of physical properties of ethanolwater mixtures (II). *Revfaciuniv Antioquia* 2010(52):62-74.
- [117] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. The use of relative inverse thermal admittance for the characterization and optimization of fin-wall. *Thermal Science* 2016:138-50.
- [126] Seco-Nicolás M. Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. In: Murcia Ud, editor. *II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Murcia, 2016.
- [130] Luna-Abad JP, Alhama F. Design and Optimization of Composite Rectangular Fins Using the Relative Inverse Thermal Admittance. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 2013; 135(8).
- [131] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A, Asme. Universal curves for optimizing longitudinal rectangular fins radiating to free space, 2010.
- [134] *Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020*. Madrid: Instituto de Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) 2011.

- [135] MINETUR., CORES., ENAGAS., REE., CNE., IDAE. Indicadores energéticos. Consumos e intensidades mensuales 2014.
- [136] Xue HS. Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy* 2016; 86:257-61.
- [137] Zayas Ros J, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP, Alarcón García M. Medición experimental del campo de temperaturas en un colector plano de energía solar térmica. <<http://repositorio.bib.upct.es:8080/dspace/handle/10317/4709>>, 2015.
- [138] Beikircher T, Moeckl M, Osgyan P, Streib G. Advanced solar flat plate collectors with full area absorber, front side film and rear side vacuum super insulation. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2015; 141:398-406.
- [139] Alarcón García M. Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia, Universidad Politécnica de Cartagena, 2001.
- [140] Luna-Abad J-P, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401.
- [141] Luna-Abad JP, Alhama F, Asme. Optimization of longitudinal rectangular fins with asymmetrical boundary conditions, 2010.
- [142] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins Through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401.
- [143] Taheri Y, Alimardani K, Ziapour BM. Study of thermal effects and optical properties of an innovative absorber in integrated collector storage solar water heater. *Heat and Mass Transfer* 2015; 51(10):1403-11.
- [144] Merino Senovilla JC, Alonso Sastre C, Fuente Arévalo MÁdl, Maturana Montero FJ. Absorbedor de metal extruído para colector solar. Spain, 2008.
- [145] Badran AA, Mustafa MF, Dawood WK, Ghazzawi ZK. On the measurement of bond conductance in solar collector absorber plate. *Energy Conversion and Management* 2008; 49(11):3305-10.
- [146] Bermejo Romero A, González Leal JM, Requena García C, Jiménez Aguinaga C. Investigación en Procesos de Unión para Elementos de Captadores Solares. Congreso Científico Internacional de Ingeniería. Tetuán, 2010.
- [147] Rodríguez-Hidalgo MC, Rodríguez-Aumente PA, Lecuona A, Nogueira J. Instantaneous performance of solar collectors for domestic hot water, heating and cooling applications. *Energy and Buildings* 2012; 45:152-60.
- [148] Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Comparativa experimental entre dos captadores solares térmicos de diferente topología. In: Murcia EEDdIUd, editor. III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;351-9.
- [149] Hollands KGT, Unny TE, Konicek L. Free convection heat transfer across inclined air layers. *J Heat Transf* 1984(98):189.

Capítulo 5. Futuras investigaciones. Modelo de simulación numérica de fluido caloportador con condiciones de contorno de calor

Utilizar un modelo de simulación numérica capaz de reproducir con exactitud el comportamiento dinámico real de un captador solar plano de baja temperatura representaría una útil herramienta para llevar a cabo simulaciones más eficaces que los estándares experimentales casi-estacionarios actuales [6, 9, 10], a la vez que se reducirían drásticamente los costes económicos de construir, mantener y operar una instalación instrumentada completa como la utilizada para esta investigación. Por esta razón se ha comenzado a desarrollar un modelo de simulación numérica, basado en los presentados en este trabajo, cuyos resultados se puedan validar con los obtenidos experimentalmente en un captador solar plano de baja temperatura.

Como se ha dicho anteriormente, según la literatura científica hasta ahora se han realizado aproximaciones numéricas mayoritariamente unidimensionales validadas con datos experimentales que estudian el comportamiento térmico de algunos de sus elementos como es la superficie aislante térmica transparente en forma de panal de abeja por el que penetra la radiación solar [74], el rendimiento térmico de la tubería de agua en presencia de flujos cruzados de aire interior [133], la forma y dimensiones del depósito de agua caliente [150], la optimización de las aletas absorbedoras [139], o, de modo experimental, el rendimiento de la placa absorbidora [77]. También se han realizado estudios de simulaciones numéricas validados con datos experimentales sobre superficies selectivas tratadas con materiales compuestos para influir en sus propiedades reflectivas y radiativas [151] e incluso se ha estudiado el campo de temperaturas en la capa de aire del interior del captador, en el que se ha determinado que las temperaturas son simétricas respecto del eje central longitudinal, y varían de forma no-lineal de más baja, en la parte de entrada del agua, a más alta, en la parte más alta del captador por cambios de densidad del agua [97].

En este sentido se ha encontrado que la temperatura interior del aire está relacionada con la irradiancia solar instantánea, y se comporta como un caso casi-estacionario de incremento de calor útil con la correspondiente inercia térmica [78] y, aprovechando esta idea, se han realizado experimentos con condiciones de convección forzada para tratar de determinar los coeficientes de los balances de energía de forma experimental [93, 94] considerando también diferentes tipos de captadores planos [145], aunque la medición experimental de temperaturas interiores se ha llevado a cabo para un experimento distinto que estudia el efecto de la lluvia sobre un captador solar patentado que integra un canal de recogida de aguas [144].

En esta misma línea se enmarca la propuesta de elaboración de este modelo de simulación numérica bidimensional en primera aproximación y tridimensional después, con un muy bajo coste computacional que evita la necesidad de costosos y complejos equipamientos para simulación con CFD y otros, el cual permite determinar el comportamiento térmico del fluido circulante por el interior de los tubos del captador solar plano, discretizado de modo que se obtiene una primera aproximación del perfil de la distribución de temperaturas en el interior del fluido.

5.1. Modelo físico matemático

En primer lugar se propone partir de la base de los modelos previos realizados en esta investigación que estiman inicialmente que el problema a resolver es similar al problema de Graetz [2] extendido a considerar difusión axial [46] y considerando la influencia del espesor de la pared del tubo, es decir, el problema conjugado [51]. El fluido y el tubo están a la temperatura de entrada del fluido, T_0 , cuando son sometidos a un calor Q que en primera aproximación podría considerarse constante, que simulará la irradiancia solar instantánea global medida y corregida con el ángulo de incidencia, correspondiente a la irradiancia recogida por la placa absorbedora y transmitida al tubo por conducción (Fig. 70).

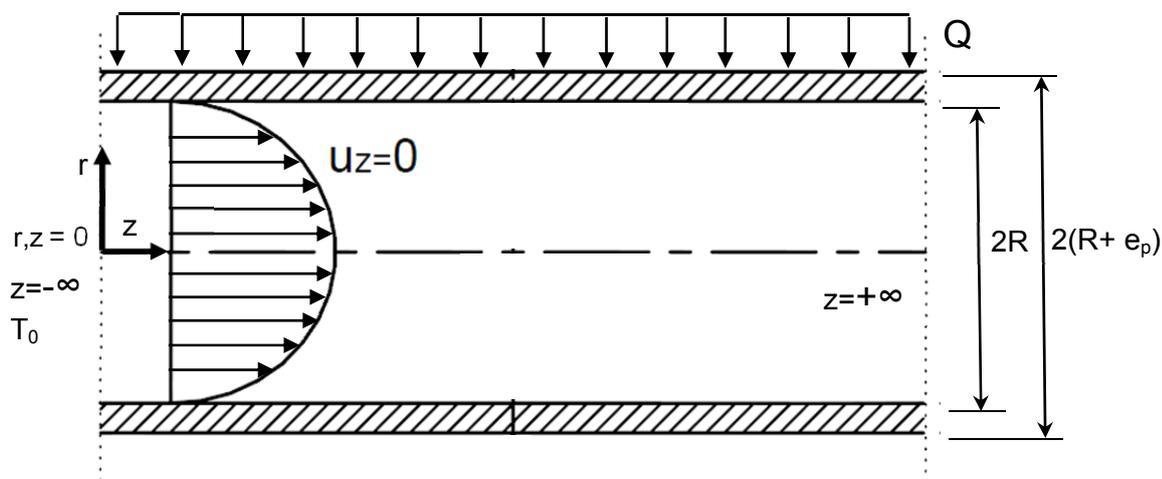


Fig. 70 – Geometría del problema bidimensional con condiciones de contorno de calor

A diferencia del problema planteado en el *Capítulo 2* y extendido a 3D en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*, en este caso no interesa tomar el origen en un punto intermedio del tubo, sino en su entrada, que es donde se produce el salto de temperaturas, ya que en principio no tiene especial relevancia el comportamiento del fluido aguas arriba de la entrada al captador.

La elección del origen de coordenadas en el centro del tubo se había hecho en los modelos anteriores para validar los resultados de la simulación. Una vez han sido validados en los capítulos anteriores y unificados en el que se propone, se utiliza ahora para estudiar el caso de tener una condición de contorno de calor, más próxima a la física real del problema de captadores solares térmicos.

Las nuevas condiciones de contorno se relacionan en la Tabla 17, en la que cabe realizar una mención especial a la relación (5.2), que está disponible en la bibliografía [1, 55], y que modeliza la condición de calor en el tubo infinito como una pérdida de calor constante y se describe su implementación en el modelo en el apartado 5.2 y los resultados en el apartado 5.3.

Condiciones de contorno		
En $z = 0, r < R + e_p$	$T_f = T_s = T_0$	(5.1)
En $z = +\infty$	$\partial T_f / \partial r = \partial T_s / \partial r = 4$	(5.2)
En $r = R$	$T_f = T_s$ $(k_s / k_f) \partial T_s / \partial r = \partial T_f / \partial r$	(5.3)
En $r = R + e_p$	$\partial T_s / \partial r = Q$	(5.4)
	$u_z = u_m(1 - r^2 / R^2)$	(5.5)

Tabla 17 – Condiciones de contorno del problema considerado para modelo térmico y de fluidos

La condición (5.1) establece que la temperatura de la pared de la tubería, T_s , y la temperatura en todas las celdas del fluido, T_f , se encuentran a la temperatura de la condición de contorno constante de entrada al conducto, T_0 , en el origen del sistema de referencia tomado en el eje del tubo y a la entrada del mismo ($z=0$). Es decir, la temperatura en el origen es constante en todo el diámetro del fluido más el espesor de tubo ($\leq R + e_p$).

Por otra parte, la condición (5.2) impone en el extremo de salida del flujo ($z=+\infty$) un incremento de temperaturas constante en el tubo y el fluido, T_s , T_f , es decir, una condición de calor constante en el fluido y tubo a la salida del mismo.

La condición (5.3) impone que en la superficie de unión entre el flujo y la cara interior del tubo, llamada interfase, la temperatura del fluido y la del tubo son iguales por la condición de continuidad de la temperatura y del flujo de calor y, por tanto, no hay variación de las mismas.

Según la condición impuesta (5.4) la temperatura en el exterior ($r \geq R + e_p$) en la superficie exterior del tubo, es un calor Q constante durante todo el proceso.

El perfil de velocidades del flujo se ha mantenido como una parábola (5.5) tal como se ha hecho en los capítulos anteriores. Sin embargo esta condición se puede variar como se ha visto en el epígrafe 3.5.2 *Solución para perfil no-parabólico o irregular del fluido caloportador*.

Según las investigaciones experimentales de Jilani y Thomas [77] se alcanza un límite superior de flujo de irradiancia solar a partir del cual el incremento de calor es insignificante, y que el rendimiento es independiente de la relación de aspecto de la placa absorbidora. En esta primera aproximación del modelo no se ha tenido en cuenta, pero sería necesario añadir una condición de re-radiación a las condiciones de contorno anteriores en futuros modelos.

El fluido caloportador, agua pura, se seguirá considerando un fluido isotrópico que entra a velocidad media constante, u_m , a una temperatura T_0 idéntica a la obtenida en la medición experimental (condición inicial 5.1.), y los correspondientes valores de densidad, ρ_f , calor específico, c_f , conductividad térmica, k_f , detallados en la Tabla 18

correspondientes a valores convencionales de operación, y también a los que se han reproducido experimentalmente. No se han considerado dependientes de la temperatura por no hacer un modelo demasiado complicado ya que no introducen un error significativo en los resultados.

Variable	Valor máximo	Unidades
ρ_f	982.3	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
c_f	$4.207\cdot 10^3$	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
u_m	0.026	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
R_{int}	$4\cdot 10^{-3}$	m
e_p	$4\cdot 10^{-4}$	m
k_f (agua)	0.66	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
k_s (cobre)	380	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
μ	$4.27\cdot 10^{-4}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
L	2	m
T_0	65.45	$^{\circ}\text{C}$
Q	841,64	W/m^2

Tabla 18 – Propiedades y valores experimentales de operación del sistema utilizados en la simulación numérica

Como se ha mencionado en apartados anteriores, el flujo se va a mantener en régimen laminar con convección forzada, y sus propiedades térmicas permanecerán invariables. Así las fuerzas viscosas y los efectos de flotabilidad pueden despreciarse por los efectos de la convección forzada de un fluido Newtoniano incompresible como es el agua [128]. La simulación se realizará utilizando coordenadas cilíndricas con la dirección z paralela al eje y la dirección r normal a ella.

En estas condiciones, las ecuaciones bidimensionales que gobiernan el sistema acoplado son las que se han visto en el *Capítulo 2* [16, 28, 31]:

Ecuación de la región del sólido (pared del tubo). Coordenadas cilíndricas:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_s \frac{\partial T_s}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T_s}{\partial z} \right) = (\rho C_p)_s \frac{\partial T_s}{\partial t} \quad (5.6)$$

Ecuación de la región del fluido (interior del tubo). Coordenadas cilíndricas:

$$\frac{1}{r} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(r k_f \frac{\partial T_f}{\partial r} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_f \frac{\partial T_f}{\partial z} \right) = (\rho u_z C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial z} + (\rho C_p)_f \frac{\partial T_f}{\partial t} \quad (5.7)$$

De nuevo se ha omitido el término dependiente del tiempo porque en este estudio solo interesa estudiar el fenómeno estacionario [1, 12].

Por otra parte no sería costoso añadir a un modelo futuro una aleta en contacto con el tubo, tal como se ha realizado en el *Capítulo 3*, para estudiar el efecto del tipo de unión sobre el resultado final ya que se trataría de modificar el valor de la resistencia de unión, inicialmente considerada nula, para comparar con los resultados de Badran et al. [145] y ampliar lo publicado sobre el efecto que pueda producir la concentración

de cal en instalaciones domésticas reales [126], así como los diferentes tipos de unión soldada en función de los materiales empleados en el absorbedor y el tubo, que reducen significativamente la eficacia de la transmisión del calor de la placa al tubo, y que puede resolverse utilizando absorbedores con tubos extruidos en una sola pieza [144].

5.2. Simulación numérica

El modelo numérico se elabora según la misma metodología descrita en los apartados 2.3 y 3.3, las celdas elementales se han descrito en la Figura 17 del *Capítulo 2*. Se opta por un modelo bidimensional por simplicidad aunque, presumiblemente, el futuro modelo tridimensional aportará más detalle a la solución como ha ocurrido en el modelo presentado en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas*. La complejidad del modelo radica en este caso en las variaciones significativas que hay en las condiciones de contorno respecto de modelos anteriores y que no está tan desarrollada en la bibliografía como el caso clásico de Graetz y sus sucesivas ampliaciones, las cuales únicamente se centraban en condiciones de contorno de temperaturas. No obstante, resulta interesante profundizar en el conocimiento del efecto sobre el comportamiento térmico del fluido que causa una condición de contorno de calor, más adecuada aún para simular captadores solares, pues éstos reciben la energía mediante una fuente de calor como es el Sol.

El esquema del circuito completo con las nuevas condiciones de contorno se describe de manera simplificada en la Figura 71. Con ello se obtiene de nuevo un conjunto de celdas y dispositivos cuyo ensamblaje produce, en forma de circuito eléctrico, el modelo de red global del proceso. Dicho modelo se resuelve con el software PSpice® [4], como se ha mencionado en apartados anteriores.

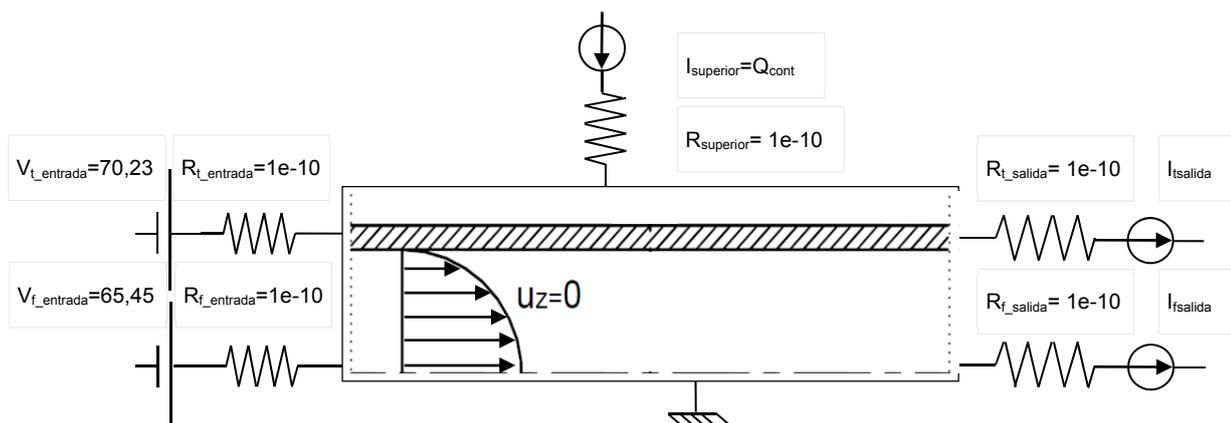


Fig. 71 – Esquema de condiciones de contorno de calor

El proceso de validación del modelo se realizará de forma similar a la llevada a cabo en esta investigación en la que se impondrán parámetros de simulación idénticos a los obtenidos en condiciones reales. En un primer acercamiento a la solución que se presenta más adelante se ha tomado a la izquierda, a la entrada del tubo, una temperatura superficial del tubo de 70,23°C y una temperatura media de fluido a la entrada de 65,45°C medidos experimentalmente el día 22 de junio de 2017 a las

14:01h. Además, en cada una de las 200 celdas del tubo de que consta el modelo en sentido axial, se ha añadido una fuente de intensidad fija en sentido de entrada al sistema, con un valor igual al calor aportado por la fuente externa, el sol, dividido entre el número de celdas en dirección z. El valor del calor aportado se ha impuesto también que sea según la medida de la irradiancia de ese día a esa hora, 841,64 W/m². Finalmente se ha repartido todo el calor aportado al sistema entre las fuentes de intensidad en sentido saliente, con objeto de que el calor aportado se evacúe y únicamente se emplee e elevar la temperatura del sistema.

Cabe destacar que, al tratarse de un modelo bidimensional, y habiéndose demostrado en el *Capítulo 3* que el problema real es un problema tridimensional, se ha modificado el valor del área de salida en la modelización de las fuentes de calor de salida del sistema para corregir la evacuación el calor entrante, que según el modelo se produce por toda la superficie cilíndrica del tubo, a sólo la mitad superior tal como se ha procedido en modelo del *Capítulo 3*. No obstante, esta es sólo una aproximación y puede ampliarse en el futuro a un modelo tridimensional en el que no sea necesario realizar esta corrección en las condiciones de contorno.

5.3. Resultados, discusión, y validación experimental

Los resultados de la simulación comparados con los resultados experimentales se muestran en la Figura 72. En ella se observa que la temperatura del flujo en la interfase, es decir, la temperatura del fluido en contacto con la pared interna del tubo sigue una distribución lineal, mientras que los resultados experimentales extrapolados de los datos medidos sugieren una distribución cuadrática. En cualquier caso se observa que, partiendo del mismo punto, se alcanza una temperatura de salida del sistema muy similar. La no-linealidad de los datos experimentales se produce por el fenómeno de la re-radiación [151], que no se ha implementado en el modelo en aras de la simplicidad.

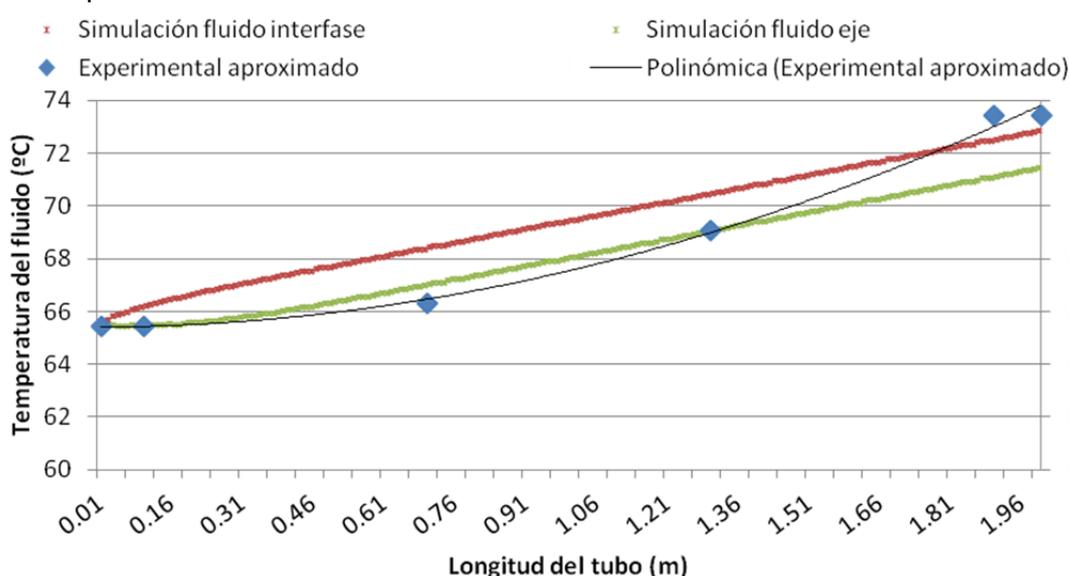


Fig. 72 – Datos experimentales frente a resultados de simulación del problema conjugado-extendido de Graetz con condición de contorno de calor

Por otra parte, incluso los datos experimentales están sometidos a algunas imprecisiones debido a que, en realidad, no hay medidas directas de la temperatura del fluido salvo en la entrada y salida del captador. Por lo tanto, considerando que las Secciones 1 y 4 están suficientemente próximas a la salida y entrada respectivamente, se ha corregido la medida de la temperatura medida en el absorbedor para asemejarla a la del fluido utilizando la relación de proporcionalidad (5.8).

Como se ha mencionado en el apartado 3.2 *Ampliación a tres dimensiones* algunas de las diferencias entre el modelo de simulación y los resultados experimentales vendrán dadas de haber tenido en cuenta en la elaboración del modelo la caracterización del problema hecha en 2008 por Benderradji et al. [59], que tenía en consideración tubos de mayor diámetro, flujo más lento que el estudiado y tubos horizontales o verticales los cuales, en el caso real, tienen una inclinación de 45°.

$$T_{f,i} = \frac{T_{abs,i}}{T_{abs,S1}} \cdot T_{f,salida} \quad (5.8)$$

A partir de esos cuatro puntos se ha extrapolado una temperatura media del flujo experimental que, como se observa en la gráfica, se mantiene entre los valores extremos calculados por el simulador, es decir, entre la temperatura más alta del fluido correspondiente al contacto con la pared interior del tubo, y la temperatura más fría correspondiente a la temperatura del eje del tubo.

5.4. Comparación de experimentación con modelos presentados

Aunque cada modelo de simulación presentados en los capítulos 2 y 3 resuelve un problema distinto y, por tanto, sus condiciones de contorno son distintas, se ha realizado una comparación entre sus resultados, y los obtenidos en la bibliografía y con los datos experimentales del *Capítulo 4*. Para homogeneizar los resultados, se representan los perfiles de temperaturas de la interfase entre tubo y fluido; también se ha simulado la condición de contorno de temperatura, de la superficie exterior del tubo en su caso o de la placa, similar a la temperatura media ponderada medida experimentalmente en el absorbedor ($T_{mp}=73,8^{\circ}\text{C}$, medida a las 15:37h del día 22-jun-2017). Cuando la condición de contorno es de calor, se ha simulado en las condiciones de la irradiancia solar igual a la medida sobre plano inclinado ($I=804 \text{ W/m}^2$ a las 15:37h del día 22-jun-2017). Los resultados comparados se muestran en la Figura 73.

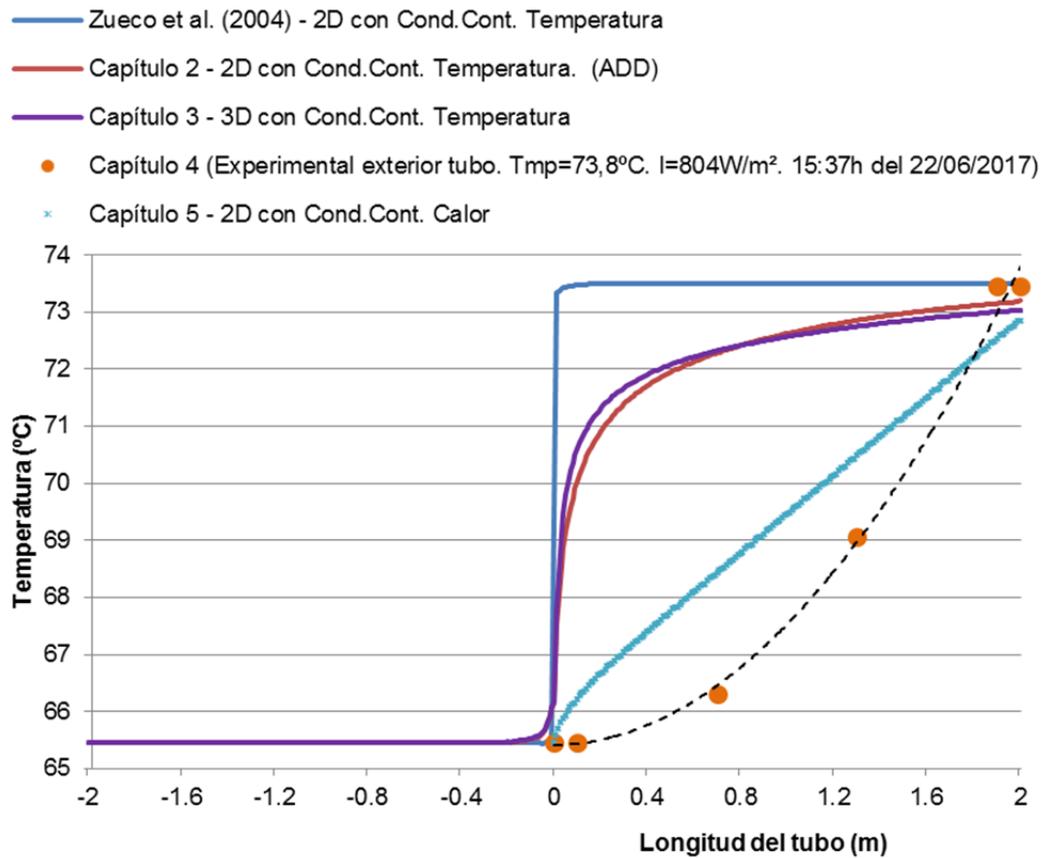


Fig. 73 - Comparación entre datos experimentales y resultados de modelos de simulación descritos en la investigación

Para interpretar esta gráfica adecuadamente deben recordarse los diferentes problemas que resuelve cada modelo:

- El problema bidimensional que resuelven Zueco et al. [1] tiene una condición de contorno que mantiene la temperatura constante en toda la superficie exterior del tubo en un fluido con un número de Péclet igual a 1.
- El problema bidimensional resuelto en el *Capítulo 2* mediante el Análisis Dimensional Discriminado de nuevo resuelve una condición de contorno de temperatura constante en toda la superficie del tubo, pero para números de Péclet más habituales en captadores solares planos de baja temperatura. En concreto se ha utilizado un número de Péclet de 700.
- El problema tridimensional asimétrico resuelto en el *Capítulo 3* resuelve nuevamente una condición de contorno de temperatura constante, pero aplicada ésta sobre una placa tangente al tubo en su parte superior, manteniéndose el resto del tubo aislado térmicamente. Esta curva corresponde a la interfase entre el fluido y el tubo del plano de Sección N de la Fig. 26.

- Los cuatro puntos representados corresponden a las mediciones experimentales sobre la superficie exterior del tubo en las cuatro secciones descritas en el *Capítulo 4*.
- Todas ellas pueden compararse a la simulación bidimensional con condición de contorno de calor constante sobre toda la superficie exterior del tubo detallada en los apartados anteriores de este *Capítulo 5*.

Esta representación de datos (Fig. 73) debe por tanto entenderse como un resumen gráfico del desarrollo de toda la investigación. Se han comparado los resultados de cada modelo de simulación con datos experimentales para ilustrar las diferencias entre ellos. Tanto la simulación realizada en las condiciones de la bibliografía [1] y la del *Capítulo 2* utilizando ADD resuelven el problema conjugado-extendido de Graetz en su formulación original, es decir, un problema bidimensional en el que toda la superficie exterior del fluido o del tubo respectivamente está sometido a la misma temperatura. Esta condición es muy distinta a la del *Capítulo 3*, que mantiene aislada la mayoría de la superficie exterior del tubo manteniendo la temperatura constante sólo en su parte superior, en la superficie de contacto entre el tubo y la aleta y en la superficie de esta última. Cabe destacar la similitud entre los resultados obtenidos en la formulación del ADD y el modelo tridimensional, lo que indica que este último modelo sigue manteniendo la exactitud de los datos a la vez que aumenta mucho las posibilidades de manipulación del modelo para modificar las condiciones de contorno, o la capacidad del modelo 3D de obtener el perfil de temperaturas en otros puntos del interior del fluido como se ha visto en el *Capítulo 3*. Finalmente, los datos obtenidos en la simulación del *Capítulo 5* sí pueden intentar aproximar más los resultados de simulación a los obtenidos experimentalmente por tener ambos una condición de contorno de calor, pero hay que recordar que sigue siendo un modelo bidimensional, es decir, con una condición de calor, que se ha considerado constante, en toda la superficie externa del tubo.

5.5. Conclusiones y perspectivas

Se han sentado las bases de un trabajo futuro que consistirá en ampliar el modelo numérico tridimensional elaborado en el *Capítulo 3. Problema de Graetz conjugado-extendido en tubos provistos de aletas* con las consideraciones, principalmente de longitud característica que se deberá obtener de nuevo, utilizando el ADD y la metodología explicada en el *Capítulo 2. Adimensionalización y longitud característica de conductos sometidos a cambio térmico por los que circula un flujo laminar*, y utilizando los datos experimentales descritos en el *Capítulo 4. Experimentación en dos captadores de energía solar térmica* para realizar la validación del nuevo modelo numérico descrito parcialmente en este último capítulo.

Se ha encontrado que la parte del modelo de simulación numérica ya desarrollada con la nueva condición de contorno de calor aproxima mucho los resultados simulados a los obtenidos experimentalmente en condiciones reales, estando dichos resultados simulados dentro del mismo orden de magnitud.

Se observa que, si bien la curva de temperaturas experimental a lo largo del tubo tiene forma levemente exponencial, la curva de temperaturas simulada tiene forma lineal en el perímetro del fluido en contacto con la superficie exterior, pero tiene forma exponencial en el eje.

Por otra parte, independientemente de la forma que tenga la curva, lo que queda de manifiesto en este modelo es que con idéntica temperatura del flujo a la entrada del conducto se obtiene una temperatura de salida en la superficie interior del tubo muy similar a la experimental medida en la superficie externa del mismo teniendo además en cuenta el error de precisión en que puedan incurrir los instrumentos de medida, por lo que el modelo de simulación presentado ya tiene utilidad para predecir el valor del flujo a la salida del tubo del captador simulado. Por tanto, es de suponer que si se añaden nuevas condiciones de contorno no estudiadas en esta investigación, como la de re-radiación [152] (ver Anexo 14), y la ampliación del nuevo modelo de simulación 3D, entre otros, se logrará obtener un perfil de temperaturas longitudinal similar al formado por los datos experimentales.

Queda por tanto abierta la investigación a obtener un modelo de simulación que pueda predecir todo el perfil de temperaturas del fluido en dirección axial, radial y angular.

Por otra parte, un captador solar plano contiene otros elementos que influyen decisivamente en la respuesta térmica de fluido-placa absorbedora (superficie transparente, cámara de aire, aislamiento...), que deberán ser adecuadamente incorporados al modelo final del captador solar.

Paralelamente a lo anterior, se puede abrir otra línea de trabajo mediante la aplicación del uso de los simuladores propuestos en esta investigación a la innovación docente, especialmente en ámbitos de enseñanzas técnicas de la Educación Secundaria y en el ámbito universitario de la docencia y la investigación [153-159]. Algunas propuestas se pueden consultar en el Anexo 4 y los Anexos 6 a 11 de esta tesis doctoral.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [6] Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods. Madrid: AENOR, 2006.
- [9] Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares Madrid, 2006.
- [10] Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors Atlanta: ASHRAE, 2003.

- [12] Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [28] Çengel YA. *Heat and Mass Transfer*. Third ed. México, 2007.
- [31] Jiji L. *Heat convection*. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [46] Ebadian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17.
- [51] Yan WM. Transient conjugated heat-transfer in channel flows with convection from the ambient. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(5):1295-301.
- [55] Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thick walled pipes with convective boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46(14):2701-9.
- [59] Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76.
- [74] Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9.
- [77] Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [93] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93.
- [94] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404.
- [97] Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514.
- [126] Seco-Nicolás M. Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. In: Murcia Ud, editor. *II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Murcia, 2016.
- [128] Suryanarayana NV. Forced Convection. In: Kreith F, editor. *Thermal Engineering*.
- [133] Voicu I, Mare T, Galanis N, Miriel J, Colda I. Mixed convection in a vertical double pipe heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2007; 46(6):540-50.
- [139] Alarcón García M. Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia, Universidad Politécnica de Cartagena, 2001.

- [144] Merino Senovilla JC, Alonso Sastre C, Fuente Arévalo MÁdl, Maturana Montero FJ. Absorbedor de metal extruído para colector solar. Spain, 2008.
- [145] Badran AA, Mustafa MF, Dawood WK, Ghazzawi ZK. On the measurement of bond conductance in solar collector absorber plate. *Energy Conversion and Management* 2008; 49(11):3305-10.
- [150] Yu M, Oshchepkov, Frid SE. Thermal Stratification in Storage Tanks of Integrated Collector Storage Solar Water Heaters *Applied Solar Energy* 2015; 51(1):74-82.
- [151] Pavlovic ZT, Kostic LT. Variation of reflected radiation from all reflectors of a flat plate solar collector during a year. *Energy* 2015; 80:75-84.
- [152] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP. Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions. 10º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. Lleida: Universidad de Lleida, 2016;2.
- [153] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Acercamiento experimental a la energía solar en Educación Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. *Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje*. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;40-9.
- [154] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Enfoque experimental de la energía solar en la Enseñanza Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. *XIX Congreso internacional EDUTEC 2016*. Alicante, Spain, 2016;10-1.
- [155] Seco-Nicolás M, Del Cerro Velázquez F, Alarcón García M. Mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en ciclos formativos de grado superior mediante un nuevo material TIC. IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. 1 ed. Cartagena: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (UPCT), 2015;1348-55.
- [156] Seco-Nicolás M. Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de tecnologías TIC. In: Roig-Vila R, editor. *XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016*. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;253-5.
- [157] Seco-Nicolás M, Alarcón García M. Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior. In: Roig-Vila R, editor. *XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016*. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;552-4.
- [158] Seco-Nicolás M. Propuesta didáctica para mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC. In: Roig-Vila R, editor. *Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje*. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;1324-35.
- [159] Seco-Nicolás M, Alarcón M. Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del proceso enseñanza-aprendizaje. In: Roig-Vila R, editor. *Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje*. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;3032-40.

Conclusiones generales

Durante el desarrollo de esta tesis se ha profundizado en el conocimiento de los efectos termohidráulicos que intervienen en el interior de un captador solar plano de baja temperatura. Se han aproximado resultados de simulación a resultados experimentales reales mediante un modelo de simulación numérica que ha partido de la base de la formulación del Problema de Graetz.

Se ha comparado el análisis dimensional clásico con el Análisis Dimensional Discriminado aplicado a problemas de transmisión del calor en un flujo laminar en conductos. Se ha encontrado que el ADD ofrece ventajas al aplicarse en el estudio del interior de un captador solar plano de baja temperatura. Se ha obtenido un nuevo parámetro de diseño, al que se ha llamado longitud característica, destinado al cálculo de tubos sometidos a condiciones similares a las del Problema de Graetz. Se aportan resultados en una única gráfica universal de gran utilidad práctica en el diseño de conductos. Se han aportado también ábacos de curvas universales de calor y temperatura (véase Anexo 1) con los que se alcanza la solución de aplicación práctica del problema en función de cuatro grupos adimensionales, uno de ellos, $\pi_1 = l^*/e_p$, nuevo en la literatura científica.

Se ha ampliado la formulación del problema bidimensional simétrico conjugado-extendido de Graetz a tres dimensiones combinando coordenadas cilíndricas y cartesianas con el objetivo de romper su simetría y aproximarlos más a las condiciones reales. Con el modelo numérico resultante se han simulado los procesos térmicos de un fluido con velocidad de perfil parabólico clásico, y con perfil no-parabólico o irregular. Se han encontrado isothermas cerradas en la entrada del conducto debidas a efectos de conducción térmica de la pared del tubo.

Simultáneamente, se ha llevado a cabo un estudio experimental del comportamiento térmico del fluido caloportador en condiciones reales de operación siguiendo las indicaciones de la norma EN-12975:2006, para el que se ha construido, instrumentado y calibrado una instalación de captación formada por dos captadores solares planos de baja temperatura de distinta topología. Se han obtenido 95 medidas por minuto de variables relevantes en la investigación mejorando la frecuencia de los pocos datos encontrados en la literatura científica, los cuales han sido tomados generalmente a intervalos de diez minutos o una hora. A partir de estos trabajos se ha obtenido el mapa de temperaturas de la placa absorbadora del captador solar, los perfiles de temperaturas del fluido a su paso por el captador, y los perfiles térmicos en las aletas que constituyen la placa absorbadora.

Los modelos de simulación de los capítulos 2 y 3 resuelven problemas distintos. Con objeto de determinar cuál es el más adecuado para simular las condiciones de un captador solar, se han impuesto condiciones de contorno similares a las medidas experimentalmente y se han comparado los resultados de simulación en la interfase fluido-tubo.

- Se observa que el modelo que menos se aproxima a los resultados experimentales es el que simula las condiciones clásicas de la bibliografía [1]

ya que es un modelo bidimensional con condiciones de contorno de temperatura constante y un bajo número de Péclet.

- El modelo obtenido en el *Capítulo 2* se aproxima más a los datos experimentales por imponer un número de Péclet más similar al experimental y utilizar el ADD.
- Cabe destacar la similitud entre los resultados obtenidos en la formulación del ADD y el modelo tridimensional (*Capítulo 3*), en el que se mantiene a temperatura constante la superficie exterior de la mitad superior del tubo y la aleta, lo que indica que este último modelo sigue manteniendo la exactitud de los datos a la vez que aumenta mucho las posibilidades de manipulación del modelo para modificar las condiciones de contorno, o la capacidad del modelo 3D. Por otra parte, se han comparado estos datos simulados con los datos obtenidos experimentalmente en cada una de las cuatro secciones transversales de medición en que se ha dividido el captador solar. Se ha encontrado que las variaciones entre la simulación y los datos experimentales disminuyen cuando aumenta la temperatura, obteniéndose una buena aproximación en la temperatura de salida del flujo.
- Finalmente, el modelo de simulación bidimensional del *Capítulo 5* aproxima aún mejor los resultados de la simulación a los obtenidos experimentalmente en el *Capítulo 4*, por tener ambos una condición de contorno de calor.

Se ha determinado el rendimiento térmico estático y dinámico de ambos captadores, para los que se ha obtenido la temperatura reducida del absorbedor siguiendo las indicaciones de la norma y también mediante dos procedimientos distintos de ponderación de medidas experimentales. Se ha encontrado que la temperatura media ponderada, obtenida a partir de cuarenta puntos de medición, es más aproximada a los datos reales que la obtenida en los tres puntos que indica la norma cuando se mide en intervalos pequeños de tiempo, y de igual precisión cuando se mide en intervalos de una hora. Sin embargo, las diferencias encontradas entre ambas mediciones son pequeñas. El segundo método de ponderación propuesto consiste en calcular la media de temperaturas medidas en la parte superior del tubo a la entrada y salida del captador lo cual, a diferencia de lo indicado en la norma, no requiere de la perforación del tubo de fluido caloportador. Se ha determinado que la relación entre la temperatura media del absorbedor con estas temperaturas medias y la obtenida con las medidas según la norma es una relación lineal, por lo que una nueva aportación de esta investigación es la de ofrecer unos puntos de medida representativos de la placa absorbedora sin necesidad de realizar una medición tan intensiva como la llevada a cabo en este trabajo y sin perforar los tubos de fluido como indica la norma.

Se han caracterizado ambos captadores en condiciones estacionarias y transitorias. Se han obtenido los rendimientos de los dos captadores solares ensayados en condiciones estáticas y cuasi-dinámicas, comparándolos con los rendimientos experimentales. Se puede deducir que el captador con la placa soldada a los tubos tiene mejor rendimiento que el que tiene los tubos abrazados mecánicamente. En el primero de ellos se ha caracterizado térmicamente el aire interior de la cámara y se

han determinado coeficientes como el coeficiente global de pérdidas o el de convección-radiación entre la placa y el aire interior de la cámara, así como se han caracterizado las pérdidas energéticas en cada componente.

Se ha calculado la inercia térmica de los distintos elementos que componen el captador solar en base a los datos dimensionales y medidas experimentales, proponiendo una nueva ponderación de las capacitancias. La norma EN-12975:2006 no contempla el efecto de la inercia térmica de la cubierta posterior, ni del aire interior, y minimiza el efecto de la superficie acristalada mediante un coeficiente de ponderación en el estudio de la inercia térmica global del captador. Sin embargo, en el análisis dinámico experimental realizado se han tenido además en consideración los efectos de la inercia térmica de la cubierta posterior, el aislamiento, la superficie acristalada del captador solar, así como la nueva temperatura media ponderada de la placa absorbadora. Se confirma que el aire interior no tiene influencia en esta previsión. Se ha obtenido un acuerdo importante entre las predicciones realizadas con el nuevo modelo cuasi-dinámico y los resultados reales observados.

Referencias

- [1] Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51.
- [2] Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94.
- [3] Peusner L. *Studies in network thermodynamics*. Elsevier 1986.
- [4] Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994.
- [5] Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2008.
- [6] *Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods*. Madrid: AENOR, 2006.
- [7] Madrid CN, Alhama F. Discrimination: A fundamental and necessary extension of classical dimensional analysis theory. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2006; 33(3):287-94.
- [8] Madrid CN, Alhama F. Discriminated dimensional analysis of the energy equation: Application to laminar forced convection along a flat plate. *International Journal of Thermal Sciences* 2005; 44(4):333-41.
- [9] *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares* Madrid, 2006.
- [10] *Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors* Atlanta: ASHRAE, 2003.
- [11] Seco-Nicolás M. *Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR)*. First ed. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado Universidad de Murcia, 2015;6.
- [12] Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500.
- [13] Bilir S. Laminar-flow Heat-transfer in pipes including 2-dimensional wall and fluid axial conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1995; 38(9):1619-25.
- [14] Weigand B, Gassner G. The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(5-6):1097-105.
- [15] Illan F, Alarcon M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(16):2469-75.
- [16] Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996.
- [17] Alarcon M, Alhama F, Gonzalez-Fernandez CF. Time-dependent heat transfer in a fin-wall assembly. New performance coefficient: thermal reverse admittance. *International Journal of Thermal Sciences* 2002; 41(4):386-95.
- [18] Horno J. *Network Simulation Method*. Trivandrum, India: Research Singpost, 2002.
- [19] Oppenheim AK. Radiation analysis by the network Method. *Trans ASME* 1956(78).
- [20] Davies MG. A thermal circuit for radiant exchange. *Build Environ* 1979(14):46-53.
- [21] Davies MG. The basis for a room global temperatura. *Phip Trans Roy Soc* 1992(339):153-91.
- [22] Davies MG. Longwave radiant Exchange between romos. *Build Environ* 1994(29):98-.
- [23] Eid JC. Methodology and tutorial for thermal modelling with PC spreadsheets. *Heat Transfer Eng* 1987(8):95-107.

- [24] Paschkis H. *Elect. Engng.*, 1944;165.
- [25] Karplus WJ. *Analog simulation*. New York: McGraw-Hill, 1958.
- [26] Karplus WJ, Soroka WW. *Analog methods: Computation and simulation*. Second ed. New York: McGraw-Hill, 1959.
- [27] Alhama F. *Estudio de las respuestas térmicas transitorias en procesos no lineales de conducción del calor por el método de simulación por redes*. Doctoral thesis ed. Universidad de Murcia, 1999.
- [28] Çengel YA. *Heat and Mass Transfer*. Third ed. México, 2007.
- [29] Bejan A. *Convection heat transfer*. Second Edition ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- [30] Dieter HB, Stephan K. *Heat and Mass Transfer*. Second ed. Germany, 2006.
- [31] Jiji L. *Heat convection*. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009.
- [32] Fernandez CFG, Alhama F, Sanchez JFL, Horno J. Application of the network method to heat conduction processes with polynomial and potential-exponentially varying thermal properties. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1998; 33(5):549-59.
- [33] Alhama F, LopezSanchez JF, GonzalezFernandez CF. Heat conduction through a multilayered wall with variable boundary conditions. *Energy* 1997; 22(8):797-803.
- [34] Barletta A. Fully developed laminar forced convection in circular ducts for power-law fluids with viscous dissipation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997; 40(1):15-26.
- [35] Papoutsakis E, Ramkrishna D, Lim HC. The extended Graetz problem with Dirichlet wall boundary-conditions. *Applied Scientific Research* 1980; 36(1):13-34.
- [36] Vick B, Ozisik MN. An exact analysis of low Péclet number heat-transfer in laminar-flow with axial conduction. *Letters in Heat and Mass Transfer* 1981; 8(1):1-10.
- [37] Campo A, Rangel R. Lumped-system analysis for the simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat-transfer. *Physicochemical Hydrodynamics* 1983; 4(2):163-73.
- [38] Conley N, Lawal A, Mujumdar AS. An assessment of the accuracy of numerical-solutions to Graetz problem. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1985; 12(2):209-18.
- [39] Wijesundera NE. Laminar forced-convection in circular and flat ducts with wall axial conduction and external convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1986; 29(5):797-807.
- [40] Najjar RG, Laohakul C. An approximate solution to Graetz problem with axial conduction and prescribed wall heat-flux. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1986; 13(3):315-24.
- [41] Mare T, Galanis N, Voicu I, Miriel J. Experimental analysis of mixed convection in inclined tubes. *Applied Thermal Engineering* 2006; 26(14-15):1677-83.
- [42] Cotta RM, Mikhailov MD, Ozisik MN. Transient conjugated forced-convection in ducts with periodically varying inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(10):2073-82.
- [43] Pagliarini G. Effects of axial conduction in the wall and the fluid on conjugate heat-transfer in thick-walled circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1988; 15(5):581-91.
- [44] Jones AS. *Eigenvalues and Eigenfunctions for General Graetz Problems*. Applied Math Letters. Great Britain: Pergamon Press, 1988;229-33.
- [45] Jouglard CE, Perez AL. *Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares*, 2004.

- [46] Ebadian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17.
- [47] Liou CT, Wang FS. Solutions to extended Graetz problem for a power-model fluid with viscous dissipation and different entrance boundary-conditions. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1990; 17(1):91-108.
- [48] Ebadian MA, Zhang HY. Effects of heat-generation and axial heat-conduction in laminar-flow inside a circular pipe with a step change in wall temperature. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1990; 17(5):621-35.
- [49] Olek S, Elias E, Wachholder E, Kaizerman S. Unsteady conjugated heat-transfer in laminar pipe-flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(6):1443-50.
- [50] Li WG, Kakac S. Unsteady thermal entrance heat-transfer in laminar-flow with a periodic variation of inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(10):2581-92.
- [51] Yan WM. Transient conjugated heat-transfer in channel flows with convection from the ambient. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(5):1295-301.
- [52] Betts PL, Bokhari IH. Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2000; 21(6):675-83.
- [53] Telles AS, Queiroz EM, Elmor G. Solutions of the extended Graetz problem. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2001; 44(2):471-83.
- [54] Bilir S. Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(8):1781-8.
- [55] Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thick walled pipes with convective boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46(14):2701-9.
- [56] Valko P. Solution of the Graetz-Brinkman problem with the Laplace transform Galerkin method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2005; 48(9):1874-82.
- [57] Badescu V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. *Energy Conversion and Management* 2006; 47(15-16):2397-413.
- [58] Kim J, Kwak HY, Lee DW. An analytical study on the thermal characteristics of flat-plate and evacuated solar collectors. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2007; 21(12):2159-67.
- [59] Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76.
- [60] Dovic D, Palm B, Svaic S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(19-20):4553-63.
- [61] Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64.
- [62] Cossali GE. Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(13-14):3396-401.
- [63] Ates A, Darici S, Bilir S. Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2010; 53(23-24):5058-64.
- [64] Alvarez A, Cabeza O, Muniz MC, Varela LM. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. *Energy* 2010; 35(9):3707-16.

- [65] Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69.
- [66] Amraquia S, Mezrhaba A, Abidb C. Combined Natural Convection and Surface Radiation in Solar Collector Equipped with Partitions Allerton Press, Inc., 2011;36-47.
- [67] Guthrie K, Huggins J, He Z, Chandrasekare E. International standards for solar heating collectors and systems. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2012) 2012; 30:1304-10.
- [68] Xiao L, Wu S-Y, Zhang Q-L, Li Y-R. Theoretical investigation on thermal performance of heat pipe flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 2012; 48(7):1167-76.
- [69] Bilir L, Ilken Z, Erek A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72.
- [70] Mosayebidorcheh S, Mosayebidorcheh T. Series solution of convective radiative conduction equation of the nonlinear fin with temperature dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6589-94.
- [71] Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39.
- [72] Hernandez AL, Quinonez JE. Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy* 2013; 55:380-91.
- [73] Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. *Applied Energy* 2013; 102:631-9.
- [74] Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9.
- [75] Nuru S, Gurban A, Sedreddin A. Investigations of Mathematical Models in Solar Collectors. *American Journal of Energy Engineering* 2014; 2 (3):75-9.
- [76] Mosayebidorcheh S, Farzinpoor M, Ganji DD. Transient thermal analysis of longitudinal fins with internal heat generation considering temperature-dependent properties and different fin profiles. *Energy Conversion and Management* 2014; 86:365-70.
- [77] Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8.
- [78] Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86.
- [79] Nikolic N, Lukic N. Theoretical and experimental investigation of the thermal performance of a double exposure flat-plate solar collector. *Solar Energy* 2015; 119:100-13.
- [80] Micheli L, Reddy KS, Mallick TK. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:711-24.
- [81] Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87.
- [82] Shah K, Jain A. An iterative, analytical method for solving conjugate heat transfer problems. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:1232-40.
- [83] Mierzwiczak M, Chen W, Fu ZJ. The singular boundary method for steady-state nonlinear heat conduction problem with temperature-dependent thermal conductivity. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 91:205-17.

- [84] Elango C, Gunasekaran N, Sampathkumar K. Thermal models of solar still-A comprehensive review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 47:856-911.
- [85] Buker MS, Riffat SB. Building integrated solar thermal collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 51:327-46.
- [86] Cao K, Baker J. Non-continuum effects on natural convection-radiation boundary layer flow from a heated vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:26-33.
- [87] Darici S, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer for simultaneously developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 84:1040-8.
- [88] Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of Thermal Processes* 4^a ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013.
- [89] Hay JE, McKay DC. Estimating Solar Irradiance on Inclined Surfaces: A Review and Assessment of Methodologies. *Int J Solar Energy* 1985(3):203.
- [90] Ouzzane M, Galanis N. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with external longitudinal fins. *Solar Energy* 2001; 71(3):199-211.
- [91] Ho CD, Chen TC, Tsai CJ. Experimental and theoretical studies of recyclic flat-plate solar water heaters equipped with rectangle conduits. *Renewable Energy* 2010; 35(10):2279-87.
- [92] Ayompe LM, Duffy A, Mc Keever M, Conlon M, McCormack SJ. Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. *Energy* 2011; 36(5):3370-8.
- [93] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93.
- [94] Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404.
- [95] Garcia A, Martin RH, Perez-Garcia J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61(2):461-8.
- [96] Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63.
- [97] Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514.
- [98] Altun AH, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thermally developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes with time periodically varying wall temperature boundary condition. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2016; 92:643-57.
- [99] Cozzini M, Pipiciello M, Fedrizzi R, Ben Hassine I, Pietruschka D, Soll R. Performance analysis of a flat plate solar field for process heat. *Proceedings of the 4th International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2015)* 2016; 91:11-9.
- [100] Salvador-García D, Cañada-Ribera J. *Radiación Solar. Tablas de datos medidos en Valencia. 1989-1995*, 1997.
- [101] Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y representación gráfica 3D de temperaturas. In: Murcia EDdIUd, editor. *III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum*. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;360-8.

- [102] Gonzalez-Fernandez CF, Alhama F, Alarcon M, Lopez-Sanchez JF. Digital simulation of transient heat conduction with polynomial variable thermal conductivity and specific heat. *Computer Physics Communications* 1998; 111(1-3):53-8.
- [103] Oosthuizen PH, Naylor D. An introduction to convective heat transfer analysis. Singapore: McGraw Hill, 1999.
- [104] Alhama F, Madrid CN. Análisis dimensional discriminado en mecánica de fluidos y transmisión del calor. Barcelona: Editorial Reverté, 2012.
- [105] Canovas M, Alhama I, Alhama F. Mathematical Characterization of Benard-Type Geothermal Scenarios Using Discriminated Non-dimensionalization of the Governing Equations. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation* 2015; 16(1):23-34.
- [106] Canovas M, Alhama I, Trigueros E, Alhama F. Numerical simulation of Nusselt-Rayleigh correlation in Benard cells. A solution based on the network simulation method. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2015; 25(5):986-97.
- [107] Gonzalez-Fernandez CF, Alarcon M, Alhama F. Transient multiboiling in a pin fin with temperature dependent thermal conductivity. *Heat and Mass Transfer* 2004; 41(1):67-74.
- [108] Sha RK, London AL. *Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts – A Summary of Analytical Solutions*. Stanford University, California, 1971.
- [109] Tagliafico LA, Scarpa F, De Rosa M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2014; 30:526-37.
- [110] Sha RK, London AL. *Convection in ducts*. Academic Press, 1978.
- [111] Del Cerro Velázquez F. Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice: aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías, Universidad de Murcia, 2009.
- [112] Commission E. Horizon2020, Work Programme 2014-2015. *10. Secure, clean and efficient energy. European Commission Decision C (2013)8631 of 10 December 2013*. 2013;25.
- [113] Wilson JD, Buffa AJ, Lou B. Física. Fifth ed. México, 2003.
- [114] Pérez Ones O, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría CH, Cuba, Díaz Rodríguez J, et al. Evaluation of physical properties of ethanolwater mixtures (II). *Revfaciuniv Antioquia* 2010(52):62-74.
- [115] Zambolin E, Del Col D. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. *Solar Energy* 2010; 84(8):1382-96.
- [116] Barelli A, Carsana CG, Lombardi C, Maran L. Prediction of geothermal well pressure and temperature profiles. *Geothermics* 1994; 23(4):339-53.
- [117] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. The use of relative inverse thermal admittance for the characterization and optimization of fin-wall. *Thermal Science* 2016:138-50.
- [118] Bejan A. General criterion for rating heat-exchanger performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1978; 21(5):655-8.
- [119] Jackson JD. Studies of the influences of buoyancy on turbulence and heat transfer in vertical passages. *Heat Transfer Science and Technology* 2000 2000:111-22.
- [120] Kim WS, Jackson JD, He S, Li J. Performance of a variety of low Reynolds number turbulence models applied to mixed convection heat transfer to air flowing upwards in a vertical tube. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 2004; 218(11):1361-72.
- [121] Mare T, Galanis N, Pretot S, Miriel J. Mixed convection with flow reversal in the entrance region of inclined tubes. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2005; 15(7):740-56.

- [122] Mare T, Voicu I, Miriel J. Numerical and experimental visualization of reverse flow in an inclined isothermal tube. *Experimental Thermal and Fluid Science* 2005; 30(1):9-15.
- [123] Bathe K-J. *Finite element procedures*. United States, 1996.
- [124] Beg OA, Takhar HS, Soundalgekar VM, Prasad V. Thermoconvective flow in a saturated, isotropic, homogeneous porous medium using Brinkman's model: numerical study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 1998; 8(5-6):559-+.
- [125] Zueco J, Alhama F. Simultaneous inverse determination of temperature-dependent thermophysical properties in fluids using the network simulation method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(15-16):3234-43.
- [126] Seco-Nicolás M. Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. In: Murcia Ud, editor. *II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Murcia, 2016.
- [127] Zueco J, Beg OA, Takhar HS. Unsteady buoyancy-driven thermal convection in a non-darcian porous medium vertical channel with asymmetric heating/cooling. *Journal of Porous Media* 2011; 14(1):73-9.
- [128] Suryanarayana NV. Forced Convection. In: Kreith F, editor. *Thermal Engineering*.
- [129] Beg OA, Zueco J, Beg TA, Takhar HS, Kahya E. NSM analysis of time-dependent nonlinear buoyancy-driven double-diffusive radiative convection flow in non-Darcy geological porous media. *Acta Mechanica* 2009; 202(1-4):181-204.
- [130] Luna-Abad JP, Alhama F. Design and Optimization of Composite Rectangular Fins Using the Relative Inverse Thermal Admittance. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 2013; 135(8).
- [131] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A, Asme. Universal curves for optimizing longitudinal rectangular fins radiating to free space, 2010.
- [132] Illan F, Alarcon M, Asme. Optimisation of annular cylindrical and spherical fins in an internal combustion engine under realistic conditions. *Proceedings of the Asme International Heat Transfer Conference - 2010* , Vol 3: Combustion, Conduction, Electronic Cooling, Evaporation, Two-Phase Flow 2010:139-47.
- [133] Voicu I, Mare T, Galanis N, Miriel J, Colda I. Mixed convection in a vertical double pipe heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2007; 46(6):540-50.
- [134] Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020. Madrid: Instituto de Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) 2011.
- [135] MINETUR., CORES., ENAGAS., REE., CNE., IDAE. *Indicadores energéticos. Consumos e intensidades mensuales* 2014.
- [136] Xue HS. Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy* 2016; 86:257-61.
- [137] Zayas Ros J, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP, Alarcón García M. Medición experimental del campo de temperaturas en un colector plano de energía solar térmica. <<http://repositorio.bib.upct.es:8080/dspace/handle/10317/4709>>, 2015.
- [138] Beikircher T, Moeckl M, Osgyan P, Streib G. Advanced solar flat plate collectors with full area absorber, front side film and rear side vacuum super insulation. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2015; 141:398-406.
- [139] Alarcón García M. Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia, Universidad Politécnica de Cartagena, 2001.
- [140] Luna-Abad J-P, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401.
- [141] Luna-Abad JP, Alhama F, Asme. Optimization of longitudinal rectangular fins with asymmetrical boundary conditions, 2010.

- [142] Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins Through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401.
- [143] Taheri Y, Alimardani K, Ziapour BM. Study of thermal effects and optical properties of an innovative absorber in integrated collector storage solar water heater. *Heat and Mass Transfer* 2015; 51(10):1403-11.
- [144] Merino Senovilla JC, Alonso Sastre C, Fuente Arévalo MÁdl, Maturana Montero FJ. Absorbedor de metal extruído para colector solar. Spain, 2008.
- [145] Badran AA, Mustafa MF, Dawood WK, Ghazzawi ZK. On the measurement of bond conductance in solar collector absorber plate. *Energy Conversion and Management* 2008; 49(11):3305-10.
- [146] Bermejo Romero A, González Leal JM, Requena García C, Jiménez Aguinaga C. Investigación en Procesos de Unión para Elementos de Captadores Solares. Congreso Científico Internacional de Ingeniería. Tetuán, 2010.
- [147] Rodríguez-Hidalgo MC, Rodríguez-Aumente PA, Lecuona A, Nogueira J. Instantaneous performance of solar collectors for domestic hot water, heating and cooling applications. *Energy and Buildings* 2012; 45:152-60.
- [148] Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Comparativa experimental entre dos captadores solares térmicos de diferente topología. In: Murcia EEDdUd, editor. III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;351-9.
- [149] Hollands KGT, Unny TE, Konicek L. Free convection heat transfer across inclined air layers. *J Heat Transf* 1984(98):189.
- [150] Yu M, Oshchepkov, Frid SE. Thermal Stratification in Storage Tanks of Integrated Collector Storage Solar Water Heaters *Applied Solar Energy* 2015; 51(1):74-82.
- [151] Pavlovic ZT, Kostic LT. Variation of reflected radiation from all reflectors of a flat plate solar collector during a year. *Energy* 2015; 80:75-84.
- [152] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP. Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions. 10º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. Lleida: Universidad de Lleida, 2016;2.
- [153] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Acercamiento experimental a la energía solar en Educación Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;40-9.
- [154] Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Enfoque experimental de la energía solar en la Enseñanza Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain, 2016;10-1.
- [155] Seco-Nicolás M, Del Cerro Velázquez F, Alarcón García M. Mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en ciclos formativos de grado superior mediante un nuevo material TIC. IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. 1 ed. Cartagena: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (UPCT), 2015;1348-55.
- [156] Seco-Nicolás M. Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de tecnologías TIC. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;253-5.
- [157] Seco-Nicolás M, Alarcón García M. Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;552-4.
- [158] Seco-Nicolás M. Propuesta didáctica para mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e

- investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;1324-35.
- [159] Seco-Nicolás M, Alarcón M. Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del proceso enseñanza-aprendizaje. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;3032-40.
- [160] Carbonell D, Cadafalch J, Consul R. Dynamic modelling of flat plate solar collectors. Analysis and validation under thermosyphon conditions. *Solar Energy* 2013; 89:100-12.

Bibliografía

Bibliografía

A continuación se relacionan todos los autores citados en esta tesis doctoral por orden alfabético. A la derecha aparece la referencia específica en este trabajo correspondiente a cada uno.

- Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP. Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions. 10º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. Lleida: Universidad de Lleida, 2016;2. [152]
- Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Acercamiento experimental a la energía solar en Educación Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;40-9. [153]
- Alarcón García M, Seco-Nicolás M, Luna-Abad JP. Enfoque experimental de la energía solar en la Enseñanza Secundaria. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain, 2016;10-1. [154]
- Alarcón García M. Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia, Universidad Politécnica de Cartagena, 2001. [139]
- Alarcon M, Alhama F, Gonzalez-Fernandez CF. Time-dependent heat transfer in a fin-wall assembly. New performance coefficient: thermal reverse admittance. International Journal of Thermal Sciences 2002; 41(4):386-95. [17]
- Alhama F, LopezSanchez JF, GonzalezFernandez CF. Heat conduction through a multilayered wall with variable boundary conditions. Energy 1997; 22(8):797-803. [33]
- Alhama F, Madrid CN. Análisis dimensional discriminado en mecánica de fluidos y transmisión del calor. Barcelona: Editorial Reverté, 2012. [104]
- Alhama F. Estudio de las respuestas térmicas transitorias en procesos no lineales de conducción del calor por el método de simulación por redes. Doctoral thesis ed. Universidad de Murcia, 1999. [27]
- Altun AH, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thermally developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes with time periodically varying wall temperature boundary condition. International Journal of Heat and Mass Transfer 2016; 92:643-57. [98]
- Alvarez A, Cabeza O, Muniz MC, Varela LM. Experimental and numerical investigation of a flat-plate solar collector. Energy 2010; 35(9):3707-16. [64]
- Amraquia S, Mezhaha A, Abidb C. Combined Natural Convection and Surface Radiation in Solar Collector Equipped with Partitions Allerton Press, Inc., 2011;36-47. [66]
- Ates A, Darici S, Bilir S. Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition. International Journal of Heat and Mass Transfer 2010; 53(23-24):5058-64. [63]
- Ayompe LM, Duffy A, Mc Keever M, Conlon M, McCormack SJ. Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. Energy 2011; 36(5):3370-8. [92]
- Badescu V. Optimum fin geometry in flat plate solar collector systems. Energy Conversion and Management 2006; 47(15-16):2397-413. [57]
- Badran AA, Mustafa MF, Dawood WK, Ghazzawi ZK. On the measurement of bond conductance in solar collector absorber plate. Energy Conversion and Management 2008; 49(11):3305-10. [145]
- Barelli A, Carsana CG, Lombardi C, Maran L. Prediction of geothermal well pressure [116]

- and temperature profiles. *Geothermics* 1994; 23(4):339-53.
- Barletta A. Fully developed laminar forced convection in circular ducts for power-law fluids with viscous dissipation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1997; 40(1):15-26. [34]
- Bathe K-J. Finite element procedures. United States, 1996. [123]
- Beg OA, Takhar HS, Soundalgekar VM, Prasad V. Thermoconvective flow in a saturated, isotropic, homogeneous porous medium using Brinkman's model: numerical study. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 1998; 8(5-6):559-+. [124]
- Beg OA, Zueco J, Beg TA, Takhar HS, Kahya E. NSM analysis of time-dependent nonlinear buoyancy-driven double-diffusive radiative convection flow in non-Darcy geological porous media. *Acta Mechanica* 2009; 202(1-4):181-204. [129]
- Beikircher T, Moeckl M, Osgyan P, Streib G. Advanced solar flat plate collectors with full area absorber, front side film and rear side vacuum super insulation. *Solar Energy Materials and Solar Cells* 2015; 141:398-406. [138]
- Bejan A. Convection heat transfer. Second Edition ed. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1995. [29]
- Bejan A. General criterion for rating heat-exchanger performance. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1978; 21(5):655-8. [118]
- Benderradji A, Haddad A, Taher R, Medale M, Abid C, Papini F. Characterization of fluid flow patterns and heat transfer in horizontal channel mixed convection. *Heat and Mass Transfer* 2008; 44(12):1465-76. [59]
- Bermejo Romero A, González Leal JM, Requena García C, Jiménez Aguinaga C. Investigación en Procesos de Unión para Elementos de Captadores Solares. Congreso Científico Internacional de Ingeniería. Tetuán, 2010. [146]
- Betts PL, Bokhari IH. Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 2000; 21(6):675-83. [52]
- Bilir L, Ilken Z, Ereğ A. Numerical optimization of a fin-tube gas to liquid heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences* 2012; 52:59-72. [69]
- Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer in thick walled pipes with convective boundary conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2003; 46(14):2701-9. [55]
- Bilir S. Laminar-flow Heat-transfer in pipes including 2-dimensional wall and fluid axial conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1995; 38(9):1619-25. [13]
- Bilir S. Numerical-solution of Graetz Problem with axial conduction. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1992; 21(4):493-500. [12]
- Bilir S. Transient conjugated heat transfer in pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2002; 45(8):1781-8. [54]
- Buker MS, Riffat SB. Building integrated solar thermal collectors - A review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 51:327-46. [85]
- Cadafalch J, Consul R. Detailed modelling of flat plate solar thermal collectors with honeycomb-like transparent insulation. *Solar Energy* 2014; 107:202-9. [74]
- Cadafalch J. A detailed numerical model for flat-plate solar thermal devices. *Solar Energy* 2009; 83(12):2157-64. [61]
- Campo A, Rangel R. Lumped-system analysis for the simultaneous wall and fluid axial conduction in laminar pipe-flow heat-transfer. *Physicochemical Hydrodynamics* 1983; 4(2):163-73. [37]
- Canovas M, Alhama I, Alhama F. Mathematical Characterization of Benard-Type Geothermal Scenarios Using Discriminated Non-dimensionalization of the Governing [105]

- Equations. *International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation* 2015; 16(1):23-34.
- Canovas M, Alhama I, Trigueros E, Alhama F. Numerical simulation of Nusselt-Rayleigh correlation in Benard cells. A solution based on the network simulation method. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow* 2015; 25(5):986-97. [106]
- Cao K, Baker J. Non-continuum effects on natural convection-radiation boundary layer flow from a heated vertical plate. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 90:26-33. [86]
- Carbonell D, Cadafalch J, Consul R. Dynamic modelling of flat plate solar collectors. Analysis and validation under thermosyphon conditions. *Solar Energy* 2013; 89:100-12. [160]
- Çengel YA. *Heat and Mass Transfer*. Third ed. México, 2007. [28]
- Ceron JF, Perez-Garcia J, Solano JP, Garcia A, Herrero-Martin R. A coupled numerical model for tube-on-sheet flat-plate solar liquid collectors. Analysis and validation of the heat transfer mechanisms. *Applied Energy* 2015; 140:275-87. [81]
- Comission E. Horizon2020, Work Programme 2014-2015. 10. Secure, clean and efficient energy. European Commission Decision C (2013)8631 of 10 December 2013. 2013;25. [112]
- Conley N, Lawal A, Mujumdar AS. An assessment of the accuracy of numerical-solutions to Graetz problem. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1985; 12(2):209-18. [38]
- Cooper D, Craft TJ, Esteifi K, Iacovides H. Experimental investigation of buoyant flows in inclined differentially heated cavities. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012; 55(23-24):6321-39. [71]
- Cossali GE. Analytical solution of Graetz problem in pipe flow with periodic inlet temperature variation. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(13-14):3396-401. [62]
- Cotta RM, Mikhailov MD, Ozisik MN. Transient conjugated forced-convection in ducts with periodically varying inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1987; 30(10):2073-82. [42]
- Cozzini M, Pipiciello M, Fedrizzi R, Ben Hassine I, Pietruschka D, Soll R. Performance analysis of a flat plate solar field for process heat. *Proceedings of the 4th International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2015)* 2016; 91:11-9. [99]
- Darici S, Bilir S, Ates A. Transient conjugated heat transfer for simultaneously developing laminar flow in thick walled pipes and minipipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015; 84:1040-8. [87]
- Davies MG. A thermal circuit for radiant exchange. *Build Environ* 1979(14):46-53. [20]
- Davies MG. Longwave radiant Exchange between rooms. *Build Environ* 1994(29):98 [22]
- Davies MG. The basis for a room global temperature. *Phil Trans Roy Soc* 1992(339):153-91. [21]
- Del Cerro Velázquez F. Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice: aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías, Universidad de Murcia, 2009. [111]
- Deng J, Xu Y, Yang X. A dynamic thermal performance model for flat-plate solar collectors based on the thermal inertia correction of the steady-state test method. *Renewable Energy* 2015; 76:679-86. [78]
- Dieter HB, Stephan K. *Heat and Mass Transfer*. Second ed. Germany, 2006. [30]

- Dovic D, Palm B, Svaic S. Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2009; 52(19-20):4553-63. [60]
- Duffie JA, Beckman WA. *Solar Engineering of Thermal Processes* 4^a ed. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013. [88]
- Ebadian MA, Zhang HY. An exact solution of extended Graetz problem with axial heat-conduction. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1989; 32(9):1709-17. [46]
- Ebadian MA, Zhang HY. Effects of heat-generation and axial heat-conduction in laminar-flow inside a circular pipe with a step change in wall temperature. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1990; 17(5):621-35. [48]
- Eid JC. Methodology and tutorial for thermal modelling with PC spreadsheets. *Heat Transfer Eng* 1987(8):95-107. [23]
- Elango C, Gunasekaran N, Sampathkumar K. Thermal models of solar still-A comprehensive review. *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 2015; 47:856-911. [84]
- Fernandez CFG, Alhama F, Sanchez JFL, Horno J. Application of the network method to heat conduction processes with polynomial and potential-exponentially varying thermal properties. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1998; 33(5):549-59. [32]
- Garcia A, Martin RH, Perez-Garcia J. Experimental study of heat transfer enhancement in a flat-plate solar water collector with wire-coil inserts. *Applied Thermal Engineering* 2013; 61(2):461-8. [95]
- Gonzalez-Fernandez CF, Alarcon M, Alhama F. Transient multiboiling in a pin fin with temperature dependent thermal conductivity. *Heat and Mass Transfer* 2004; 41(1):67-74. [107]
- Gonzalez-Fernandez CF, Alhama F, Alarcon M, Lopez-Sanchez JF. Digital simulation of transient heat conduction with polynomial variable thermal conductivity and specific heat. *Computer Physics Communications* 1998; 111(1-3):53-8. [102]
- Graetz L. Ueber die Wärmeleitungsfähigkeit von Flüssigkeiten. *Annalen der Physik* 1882; 254(1):79-94. [2]
- Guthrie K, Huggins J, He Z, Chandrasekare E. International standards for solar heating collectors and systems. 1st International Conference on Solar Heating and Cooling for Buildings and Industry (Shc 2012) 2012; 30:1304-10. [67]
- Hay JE, McKay DC. Estimating Solar Irradiance on Inclined Surfaces: A Review and Assessment of Methodologies. *Int J Solar Energy* 1985(3):203. [89]
- Hernandez AL, Quinonez JE. Analytical models of thermal performance of solar air heaters of double-parallel flow and double-pass counter flow. *Renewable Energy* 2013; 55:380-91. [72]
- Herrero Martin R, Perez-Garcia J, Garcia A, Garcia-Soto FJ, Lopez-Galiana E. Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. *Solar Energy* 2011; 85(3):455-69. [65]
- Ho CD, Chen TC, Tsai CJ. Experimental and theoretical studies of recyclic flat-plate solar water heaters equipped with rectangle conduits. *Renewable Energy* 2010; 35(10):2279-87. [91]
- Hollands KGT, Unny TE, Konicek L. Free convection heat transfer across inclined air layers. *J Heat Transf* 1984(98):189. [149]
- Horno J. *Network Simulation Method*. Trivandrum, India: Research Singpost, 2002. [18]
- Illan F, Alarcon M, Asme. Optimisation of annular cylindrical and spherical fins in an internal combustion engine under realistic conditions. *Proceedings of the Asme International Heat Transfer Conference - 2010*, Vol 3: Combustion, Conduction, [132]

- Electronic Cooling, Evaporation, Two-Phase Flow 2010:139-47.
- Illan F, Alarcon M. Numerical analysis of combustion and transient heat transfer processes in a two-stroke SI engine. *Applied Thermal Engineering* 2010; 30(16):2469-75. [15]
- Incropera FP, DeWitt DP. *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc., 1996. [16]
- Jackson JD. Studies of the influences of buoyancy on turbulence and heat transfer in vertical passages. *Heat Transfer Science and Technology* 2000 2000:111-22. [119]
- Jiji L. *Heat convection*. Second Edition ed. New York: The City University of New York, 2009. [31]
- Jilani G, Thomas C. Thermal performance characteristics of an absorber plate fin having temperature dependent thermal conductivity and overall loss coefficient. *Energy* 2015; 86:1-8. [77]
- Jones AS. Eigenvalues and Eigenfunctions for General Graetz Problems. *Applied Math Letters*. Great Britain: Pergamon Press, 1988;229-33. [44]
- Jouglard CE, Perez AL. Determinación del número de Nusselt para tuberías triangulares, 2004. [45]
- Karplus WJ, Soroka WW. *Analog methods: Computation and simulation*. Second ed. New York: McGraw-Hill, 1959. [26]
- Karplus WJ. *Analog simulation*. New York: McGraw-Hill, 1958. [25]
- Kim J, Kwak HY, Lee DW. An analytical study on the thermal characteristics of flat-plate and evacuated solar collectors. *Journal of Mechanical Science and Technology* 2007; 21(12):2159-67. [58]
- Kim WS, Jackson JD, He S, Li J. Performance of a variety of low Reynolds number turbulence models applied to mixed convection heat transfer to air flowing upwards in a vertical tube. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 2004; 218(11):1361-72. [120]
- Li WG, Kakac S. Unsteady thermal entrance heat-transfer in laminar-flow with a periodic variation of inlet temperature. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1991; 34(10):2581-92. [50]
- Liou CT, Wang FS. Solutions to extended Graetz problem for a power-model fluid with viscous dissipation and different entrance boundary-conditions. *Numerical Heat Transfer Part a-Applications* 1990; 17(1):91-108. [47]
- Luna-Abad JP, Alhama F, Asme. Optimization of longitudinal rectangular fins with asymmetrical boundary conditions, 2010. [141]
- Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A, Asme. Universal curves for optimizing longitudinal rectangular fins radiating to free space, 2010. [131]
- Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins Through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401. [142]
- Luna-Abad J-P, Alhama F, Campo A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins through the Concept of Relative Inverse Admittance. *Heat Transfer Engineering* 2010; 31(5):395-401. [140]
- Luna-Abad JP, Alhama F, Campo A. The use of relative inverse thermal admittance for the characterization and optimization of fin-wall. *Thermal Science* 2016:138-50. [117]
- Luna-Abad JP, Alhama F. Design and Optimization of Composite Rectangular Fins Using the Relative Inverse Thermal Admittance. *Journal of Heat Transfer-Transactions of the Asme* 2013; 135(8). [130]
- Madrid CN, Alhama F. Discriminated dimensional analysis of the energy equation: Application to laminar forced convection along a flat plate. *International Journal of* [8]

- Thermal Sciences 2005; 44(4):333-41.
- Madrid CN, Alhama F. Discrimination: A fundamental and necessary extension of classical dimensional analysis theory. International Communications in Heat and Mass Transfer 2006; 33(3):287-94. [7]
- Mare T, Galanis N, Pretot S, Miriel J. Mixed convection with flow reversal in the entrance region of inclined tubes. International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow 2005; 15(7):740-56. [121]
- Mare T, Galanis N, Voicu I, Miriel J. Experimental analysis of mixed convection in inclined tubes. Applied Thermal Engineering 2006; 26(14-15):1677-83. [41]
- Mare T, Voicu I, Miriel J. Numerical and experimental visualization of reverse flow in an inclined isothermal tube. Experimental Thermal and Fluid Science 2005; 30(1):9-15. [122]
- Merino Senovilla JC, Alonso Sastre C, Fuente Arévalo MÁdl, Maturana Montero FJ. Absorbedor de metal extruído para colector solar. Spain, 2008. [144]
- Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors Atlanta: ASHRAE, 2003. [10]
- Micheli L, Reddy KS, Mallick TK. General correlations among geometry, orientation and thermal performance of natural convective micro-finned heat sinks. International Journal of Heat and Mass Transfer 2015; 91:711-24. [80]
- Mierzwiczak M, Chen W, Fu ZJ. The singular boundary method for steady-state nonlinear heat conduction problem with temperature-dependent thermal conductivity. International Journal of Heat and Mass Transfer 2015; 91:205-17. [83]
- MINETUR., CORES., ENAGAS., REE., CNE., IDAE. Indicadores energéticos. Consumos e intensidades mensuales 2014. [135]
- Mosayebidorcheh S, Farzinpoor M, Ganji DD. Transient thermal analysis of longitudinal fins with internal heat generation considering temperature-dependent properties and different fin profiles. Energy Conversion and Management 2014; 86:365-70. [76]
- Mosayebidorcheh S, Mosayebidorcheh T. Series solution of convective radiative conduction equation of the nonlinear fin with temperature dependent thermal conductivity. International Journal of Heat and Mass Transfer 2012; 55(23-24):6589-94. [70]
- Motte F, Notton G, Cristofari C, Canaletti J-L. Design and modelling of a new patented thermal solar collector with high building integration. Applied Energy 2013; 102:631-9. [73]
- Najjar RG, Laohakul C. An approximate solution to Graetz problem with axial conduction and prescribed wall heat-flux. International Communications in Heat and Mass Transfer 1986; 13(3):315-24. [40]
- Nikolic N, Lukic N. Theoretical and experimental investigation of the thermal performance of a double exposure flat-plate solar collector. Solar Energy 2015; 119:100-13. [79]
- Nuru S, Gurban A, Sedreddin A. Investigations of Mathematical Models in Solar Collectors. American Journal of Energy Engineering 2014; 2 (3):75-9. [75]
- Olek S, Elias E, Wachholder E, Kaizerman S. Unsteady conjugated heat-transfer in laminar pipe-flow. International Journal of Heat and Mass Transfer 1991; 34(6):1443-50. [49]
- Oosthuizen PH, Naylor D. An introduction to convective heat transfer analysis. Singapore: McGraw Hill, 1999. [103]
- Oppenheim AK. Radiation analysis by the network Method. Trans ASME 1956(78). [19]
- Ouzzane M, Galanis N. Numerical analysis of mixed convection in inclined tubes with [90]

- external longitudinal fins. *Solar Energy* 2001; 71(3):199-211.
- Pagliarini G. Effects of axial conduction in the wall and the fluid on conjugate heat-transfer in thick-walled circular tubes. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 1988; 15(5):581-91. [43]
- Papoutsakis E, Ramkrishna D, Lim HC. The extended Graetz problem with Dirichlet wall boundary-conditions. *Applied Scientific Research* 1980; 36(1):13-34. [35]
- Paschkis H. *Elect. Engng.*, 1944;165. [24]
- Pavlovic ZT, Kostic LT. Variation of reflected radiation from all reflectors of a flat plate solar collector during a year. *Energy* 2015; 80:75-84. [151]
- Pérez Ones O, Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría CH, Cuba, Díaz Rodríguez J, et al. Evaluation of physical properties of ethanolwater mixtures (II). *Revfaciuniv Antioquia* 2010(52):62-74. [114]
- Peusner L. *Studies in network thermodynamics*. Elsevier 1986. [3]
- Plan de Energías Renovables (PER) 2011-2020. Madrid: Instituto de Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE) 2011. [134]
- Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Madrid: Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, 2008. [5]
- Pspice. Microsim Corporation. 6.0 ed. Irvine, California, 1994. [4]
- Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2385-93. [93]
- Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Gutierrez-Urueta GL, Ventas R. Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering* 2011; 31(14-15):2394-404. [94]
- Rodriguez-Hidalgo MC, Rodriguez-Aumente PA, Lecuona A, Nogueira J. Instantaneous performance of solar collectors for domestic hot water, heating and cooling applications. *Energy and Buildings* 2012; 45:152-60. [147]
- Salvador-García D, Cañada-Ribera J. *Radiación Solar. Tablas de datos medidos en Valencia*. 1989-1995, 1997. [100]
- Sandhu G, Siddiqui K, Garcia A. Experimental study on the combined effects of inclination angle and insert devices on the performance of a flat-plate solar collector. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2014; 71:251-63. [96]
- Sandhu G, Siddiqui K. Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector. *Heat and Mass Transfer* 2014; 50(11):1499-514. [97]
- Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Comparativa experimental entre dos captadores solares térmicos de diferente topología. In: Murcia EEDdIUd, editor. III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;351-9. [148]
- Seco-Nicolás M, Alarcón García M, Luna-Abad JP. Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y representación gráfica 3D de temperaturas. In: Murcia EDdIUd, editor. III Encuentro de Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum. Murcia, Spain: DIGITUM, 2016;360-8. [101]
- Seco-Nicolás M, Alarcón García M. Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain: Ocataedro, 2016;552-4. [157]
- Seco-Nicolás M, Alarcón M. Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del

- proceso enseñanza-aprendizaje. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;3032-40.
- Seco-Nicolás M, Del Cerro Velázquez F, Alarcón García M. Mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en ciclos formativos de grado superior mediante un nuevo material TIC. IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica. 1 ed. Cartagena: Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (UPCT), 2015;1348-55. [155]
- Seco-Nicolás M. Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. In: Murcia Ud, editor. II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia. Murcia, 2016. [126]
- Seco-Nicolás M. Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). First ed. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado Universidad de Murcia, 2015;6. [11]
- Seco-Nicolás M. Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de tecnologías TIC. In: Roig-Vila R, editor. XIX Congreso Internacional EDUTEC 2016. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;253-5. [156]
- Seco-Nicolás M. Propuesta didáctica para mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC. In: Roig-Vila R, editor. Tecnología, innovación e investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje. Alicante, Spain: Octaedro, 2016;1324-35. [158]
- Sha RK, London AL. Convection in ducts. Academic Press, 1978. [110]
- Sha RK, London AL. Laminar Flow Forced Convection Heat Transfer and Flow Friction in Straight and Curved Ducts – A Summary of Analytical Solutions. Stanford University, California, 1971. [108]
- Shah K, Jain A. An iterative, analytical method for solving conjugate heat transfer problems. International Journal of Heat and Mass Transfer 2015; 90:1232-40. [82]
- Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares Madrid, 2006. [9]
- Suryanarayana NV. Forced Convection. In: Kreith F, editor. Thermal Engineering. [128]
- Tagliafico LA, Scarpa F, De Rosa M. Dynamic thermal models and CFD analysis for flat-plate thermal solar collectors - A review. Renewable & Sustainable Energy Reviews 2014; 30:526-37. [109]
- Taheri Y, Alimardani K, Ziapour BM. Study of thermal effects and optical properties of an innovative absorber in integrated collector storage solar water heater. Heat and Mass Transfer 2015; 51(10):1403-11. [143]
- Telles AS, Queiroz EM, Elmor G. Solutions of the extended Graetz problem. International Journal of Heat and Mass Transfer 2001; 44(2):471-83. [53]
- Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods. Madrid: AENOR, 2006. [6]
- Valko P. Solution of the Graetz-Brinkman problem with the Laplace transform Galerkin method. International Journal of Heat and Mass Transfer 2005; 48(9):1874-82. [56]
- Vick B, Ozisik MN. An exact analysis of low Péclet number heat-transfer in laminar-flow with axial conduction. Letters in Heat and Mass Transfer 1981; 8(1):1-10. [36]
- Voicu I, Mare T, Galanis N, Miriel J, Colda I. Mixed convection in a vertical double pipe heat exchanger. International Journal of Thermal Sciences 2007; 46(6):540-50. [133]
- Weigand B, Gassner G. The effect of wall conduction for the extended Graetz problem for laminar and turbulent channel flows. International Journal of Heat and

- Mass Transfer 2007; 50(5-6):1097-105.
- Wijeysundera NE. Laminar forced-convection in circular and flat ducts with wall axial conduction and external convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1986; 29(5):797-807. [39]
- Wilson JD, Buffa AJ, Lou B. *Física*. Fifth ed. México, 2003. [113]
- Xiao L, Wu S-Y, Zhang Q-L, Li Y-R. Theoretical investigation on thermal performance of heat pipe flat plate solar collector with cross flow heat exchanger. *Heat and Mass Transfer* 2012; 48(7):1167-76. [68]
- Xue HS. Experimental investigation of a domestic solar water heater with solar collector coupled phase-change energy storage. *Renewable Energy* 2016; 86:257-61. [136]
- Yan WM. Transient conjugated heat-transfer in channel flows with convection from the ambient. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1993; 36(5):1295-301. [51]
- Yu M, Oshchepkov, Frid SE. Thermal Stratification in Storage Tanks of Integrated Collector Storage Solar Water Heaters *Applied Solar Energy* 2015; 51(1):74-82. [150]
- Zambolin E, Del Col D. Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions. *Solar Energy* 2010; 84(8):1382-96. [115]
- Zayas Ros J, Seco-Nicolás M, Luna Abad JP, Alarcón García M. Medición experimental del campo de temperaturas en un colector plano de energía solar térmica. <<http://repositorio.bib.upct.es:8080/dspace/handle/10317/4709>>, 2015. [137]
- Zueco J, Alhama F, Fernandez C. Analysis of laminar forced convection with Network Simulation in thermal entrance region of ducts. *International Journal of Thermal Sciences* 2004; 43(5):443-51. [1]
- Zueco J, Alhama F. Simultaneous inverse determination of temperature-dependent thermophysical properties in fluids using the network simulation method. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2007; 50(15-16):3234-43. [125]
- Zueco J, Beg OA, Takhar HS. Unsteady buoyancy-driven thermal convection in a non-darcian porous medium vertical channel with asymmetric heating/cooling. *Journal of Porous Media* 2011; 14(1):73-9. [127]

Anexos

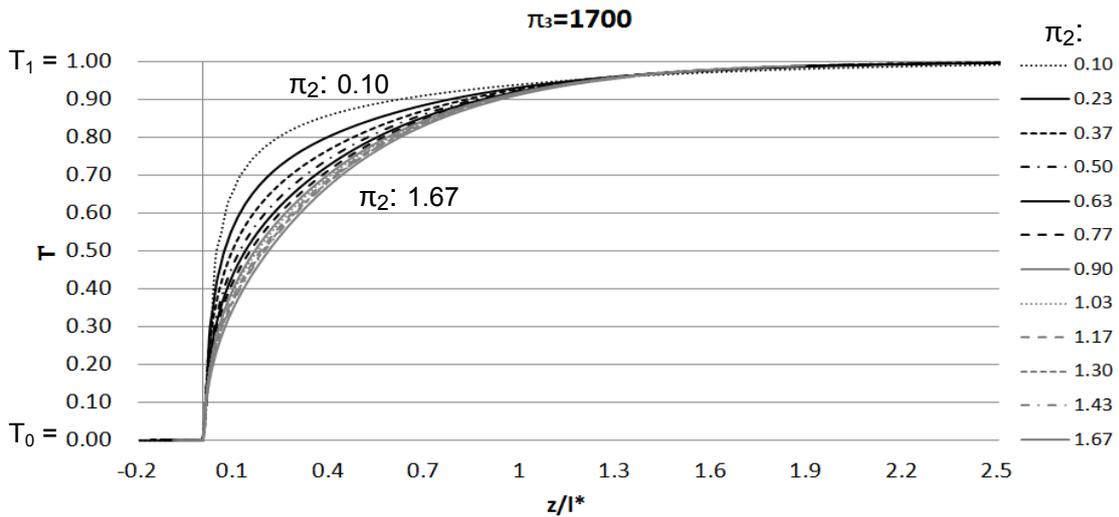
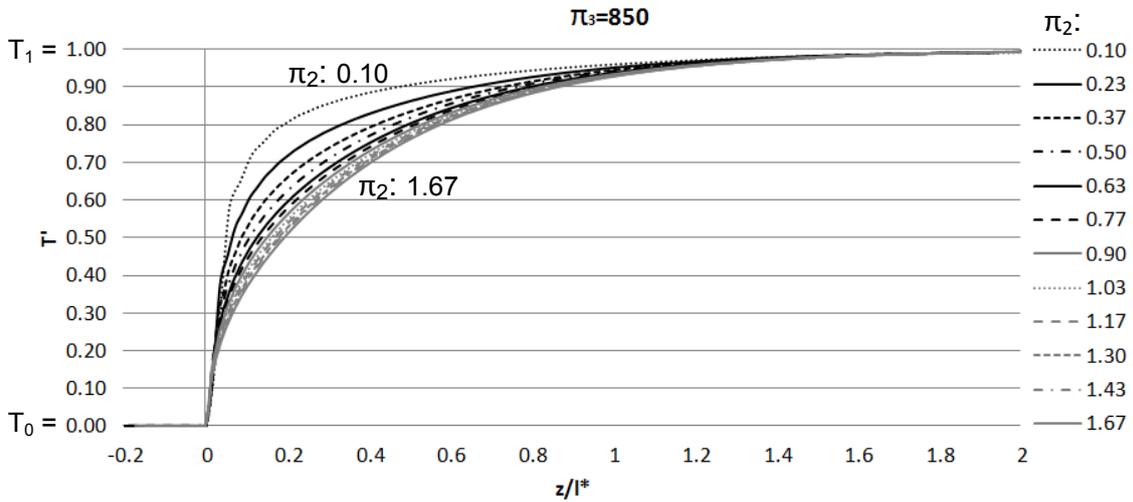
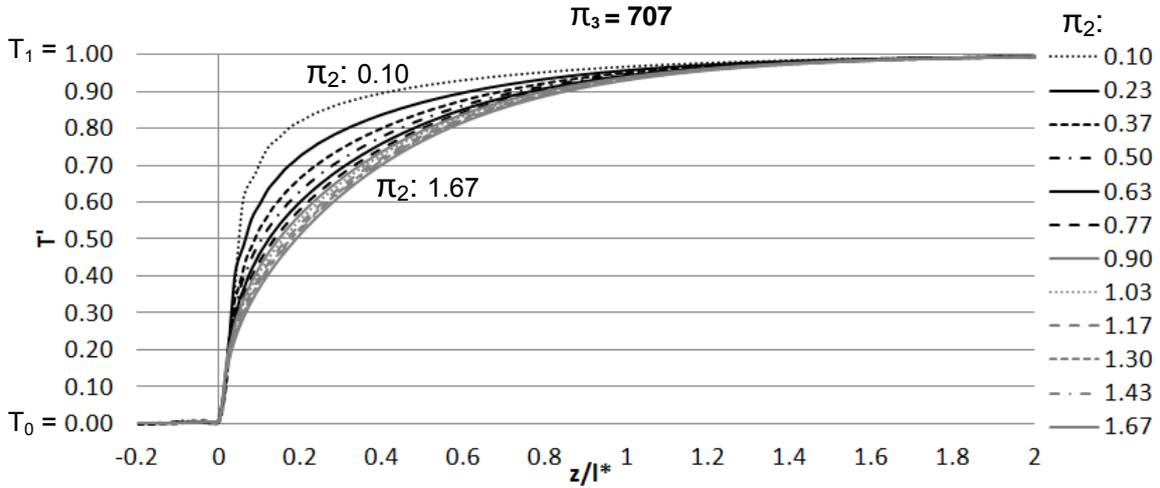
Índice de Anexos

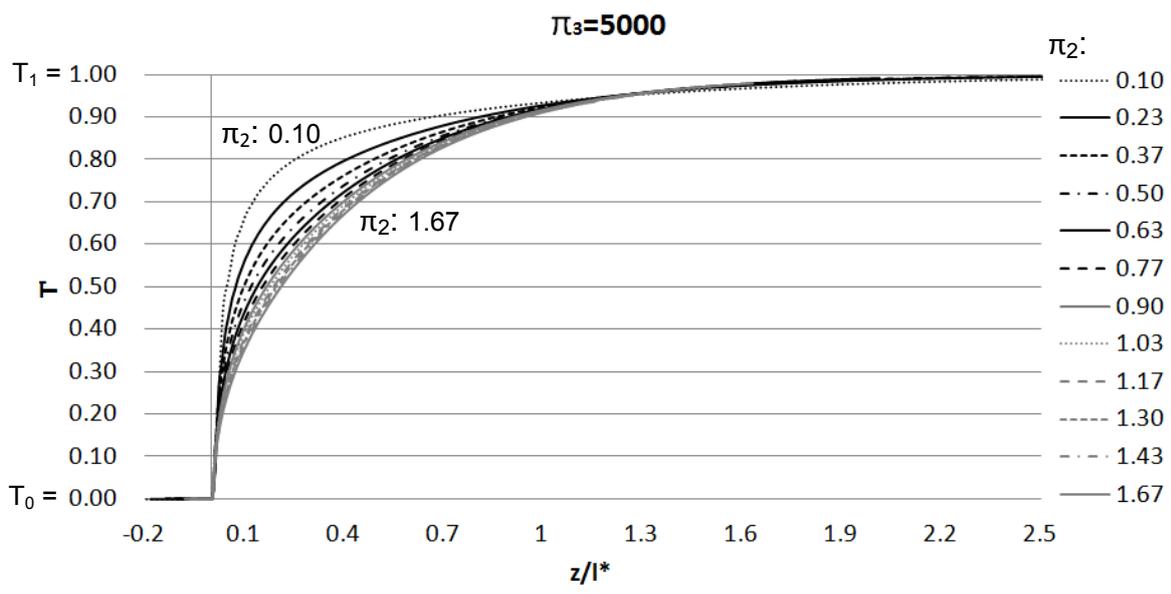
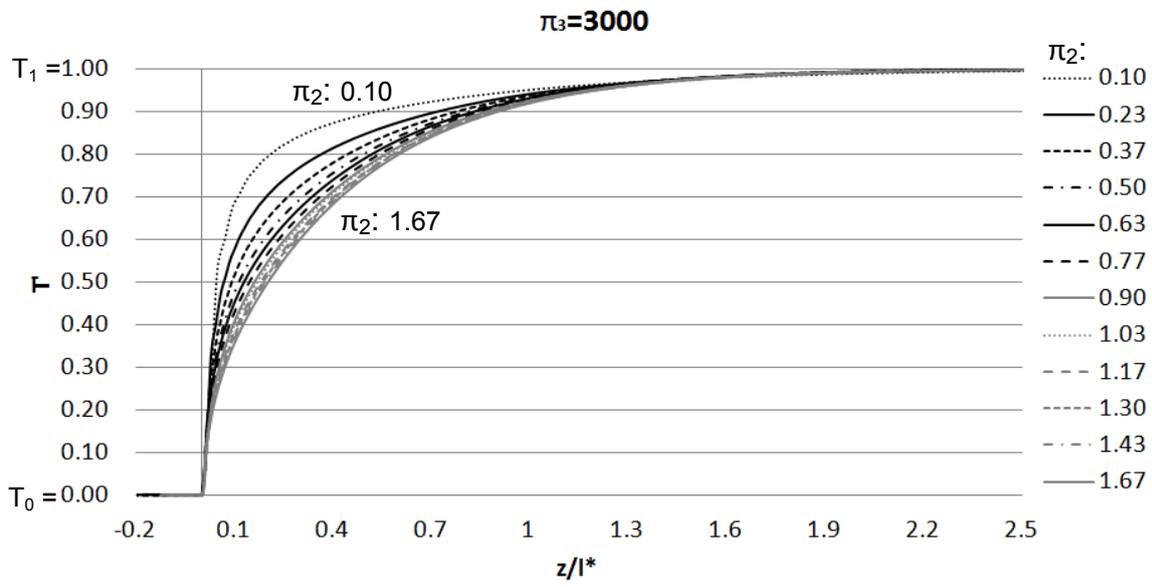
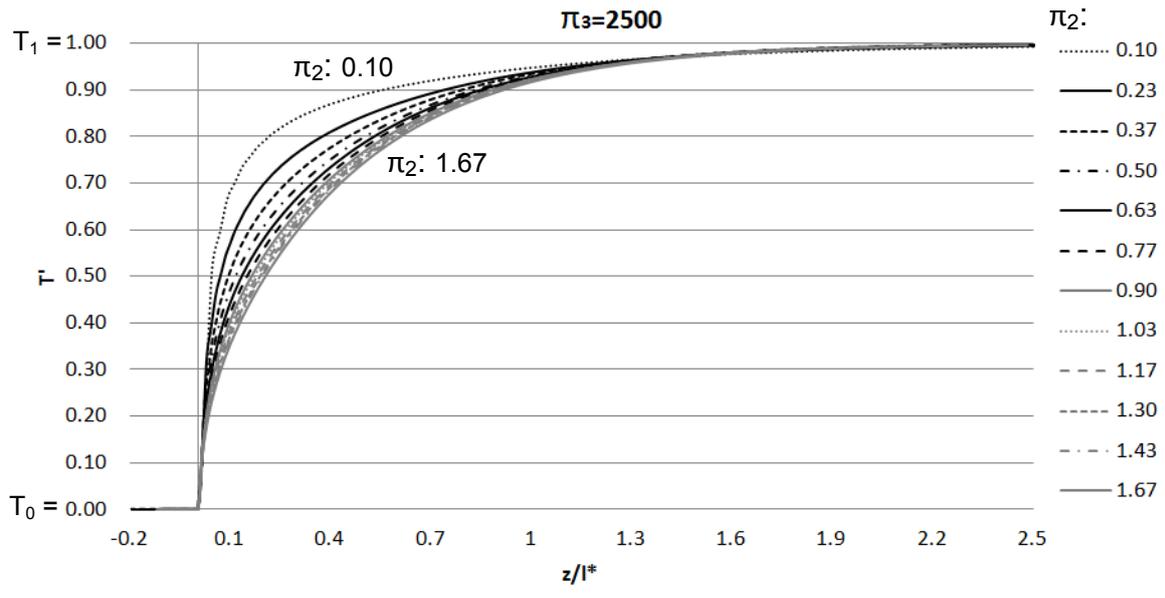
Anexo 1:	Curvas universales del problema térmico conjugado (2017).....	205
Anexo 2:	<i>Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR) (2015).....</i>	<i>212</i>
Anexo 3:	<i>Medición experimental del campo de temperaturas en un colector plano de energía solar térmica (2015).....</i>	<i>221</i>
Anexo 4:	<i>Mejora del proceso de Enseñanza-Aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior mediante un nuevo material TIC (2015).....</i>	<i>231</i>
Anexo 5:	<i>Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. (2016).....</i>	<i>240</i>
Anexo 6:	<i>Propuesta didáctica para mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC (2016).....</i>	<i>248</i>
Anexo 7:	<i>Acercamiento experimental a la energía solar en Educación Secundaria (2016).....</i>	<i>263</i>
Anexo 8:	<i>Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del proceso enseñanza-aprendizaje (2016).....</i>	<i>275</i>
Anexo 9:	<i>Enfoque experimental de la energía solar en Enseñanza Secundaria (2016).....</i>	<i>286</i>
Anexo 10:	<i>Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior (2016).....</i>	<i>291</i>
Anexo 11:	<i>Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de tecnologías TIC (2016).....</i>	<i>295</i>
Anexo 12:	<i>Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y representación gráfica 3D de temperaturas (2016).....</i>	<i>300</i>
Anexo 13:	<i>Comparativa experimental entre dos captadores solares térmicos de diferente topología (2016).....</i>	<i>312</i>
Anexo 14:	<i>Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions (2017).....</i>	<i>324</i>

ANEXO 1

Problema conjugado-extendido de Graetz.
Curvas universales de calor y temperatura.

Curvas universales de temperatura y calor para el problema térmico conjugado-extendido de Graetz.





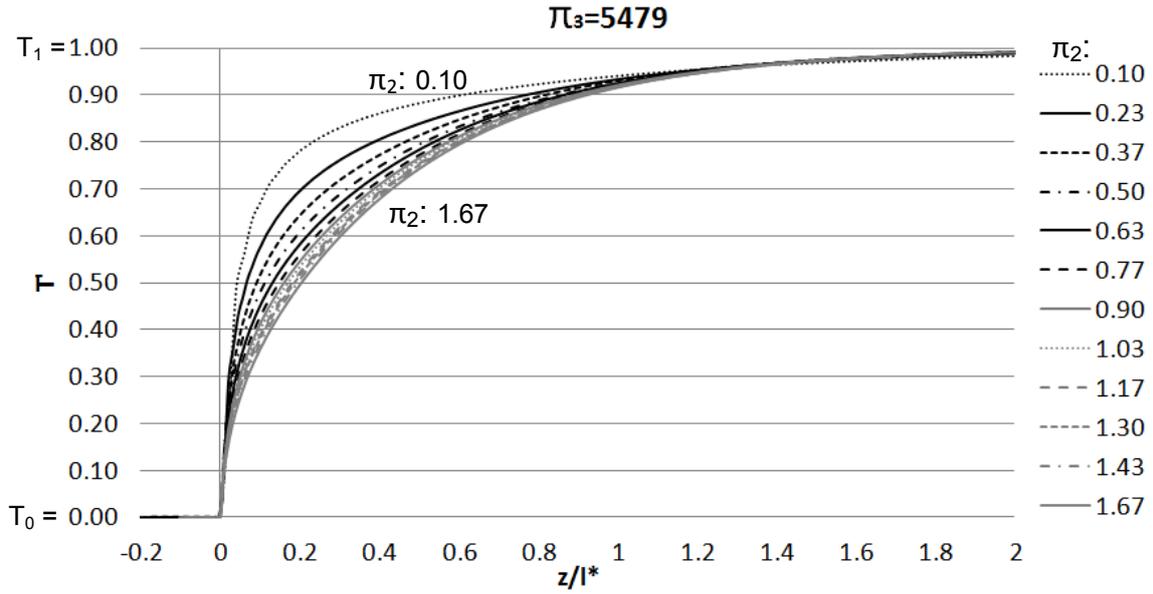
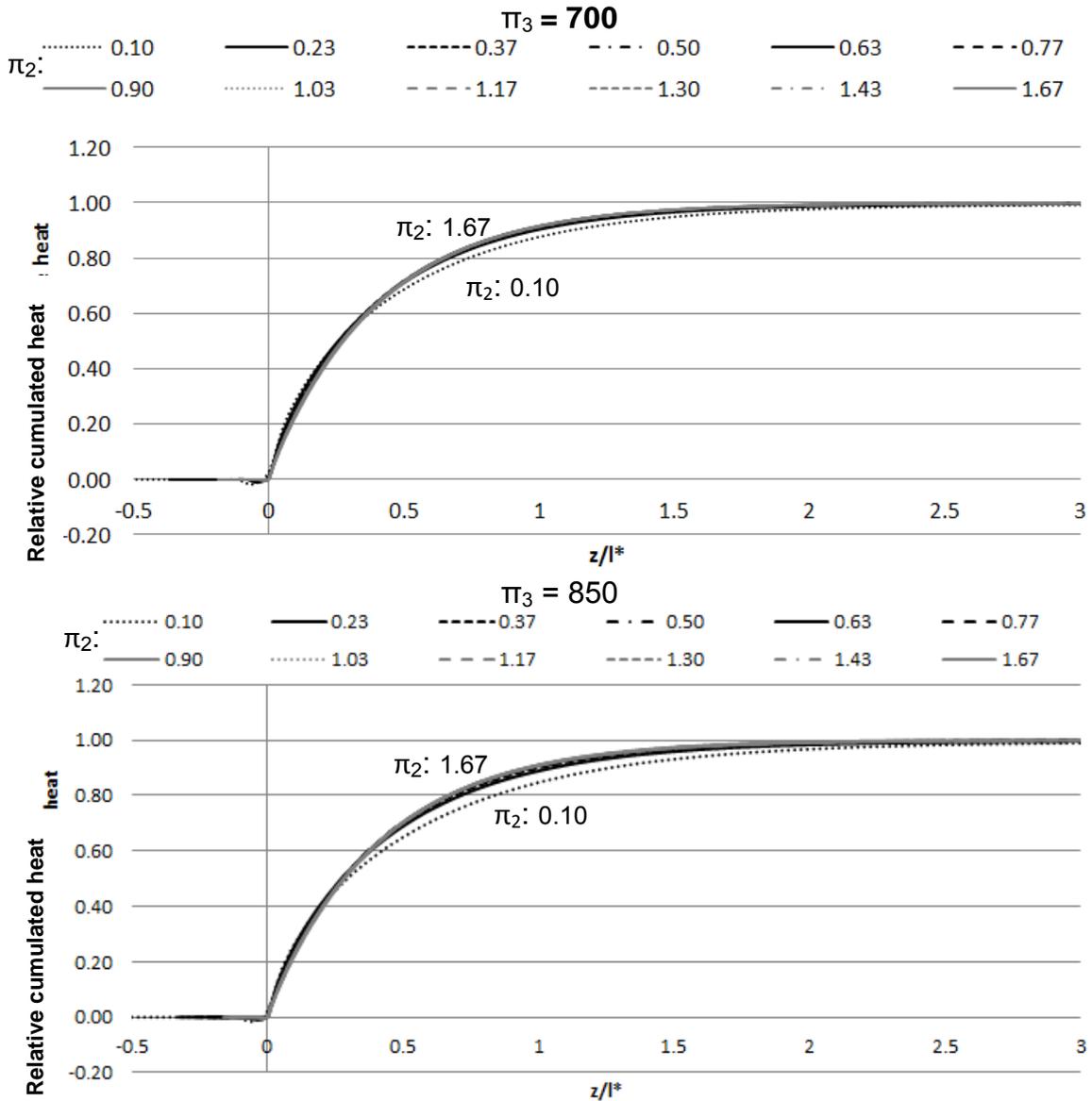
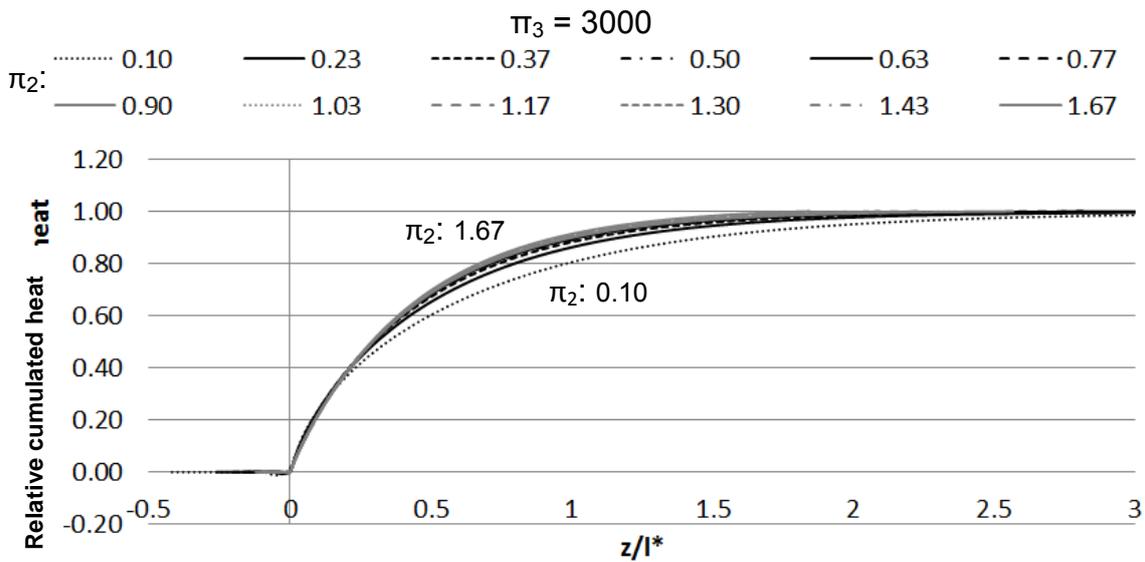
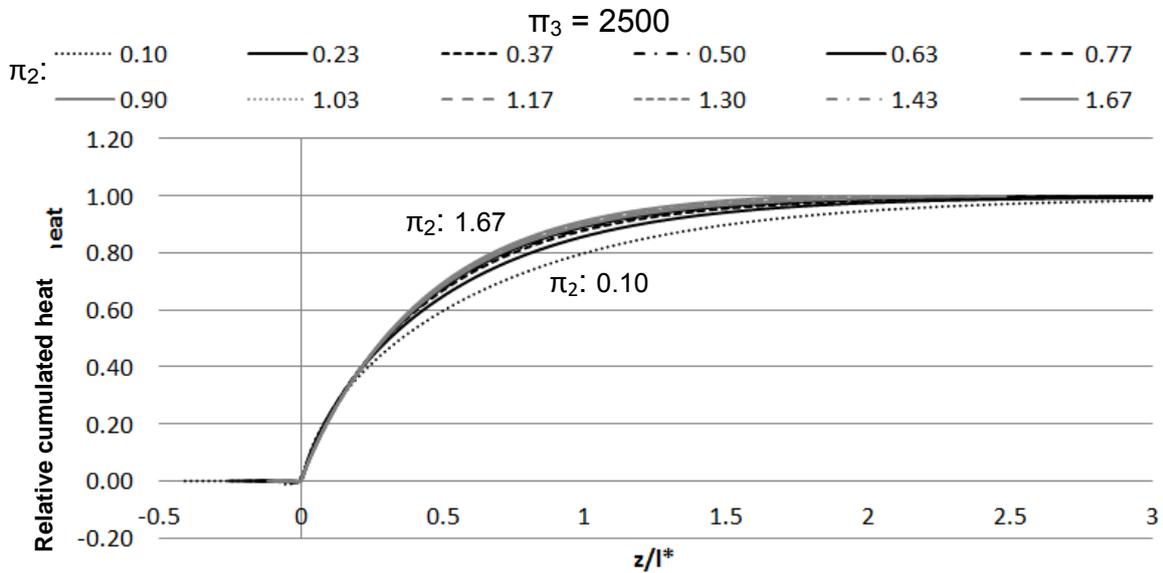
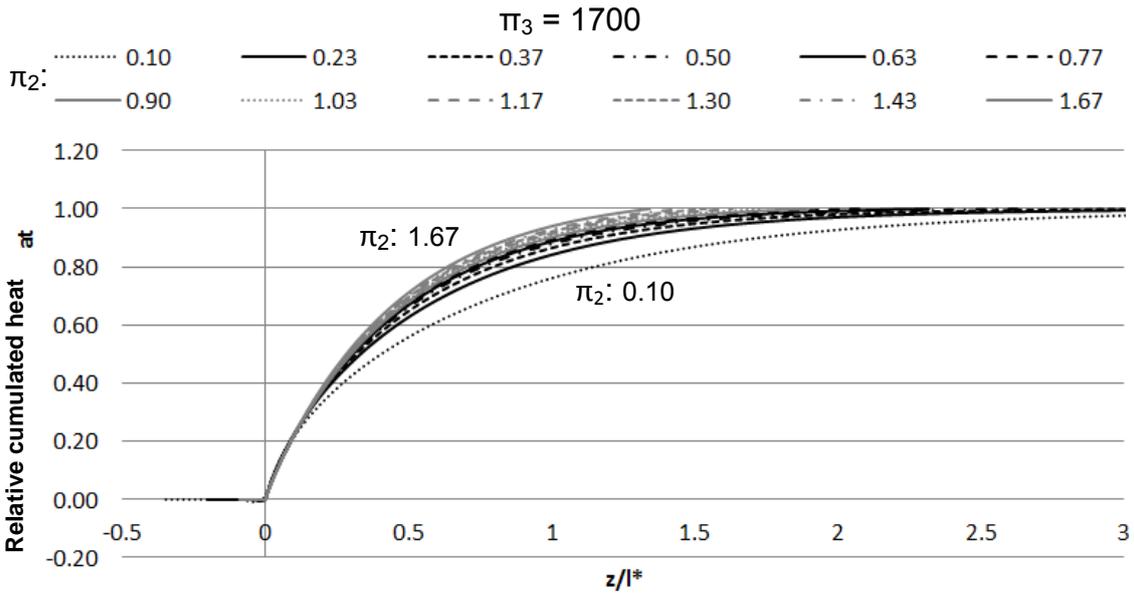


Fig. A.1 – Curvas universals de temperature para diferentes π_3 y espesor de tubo, e_p





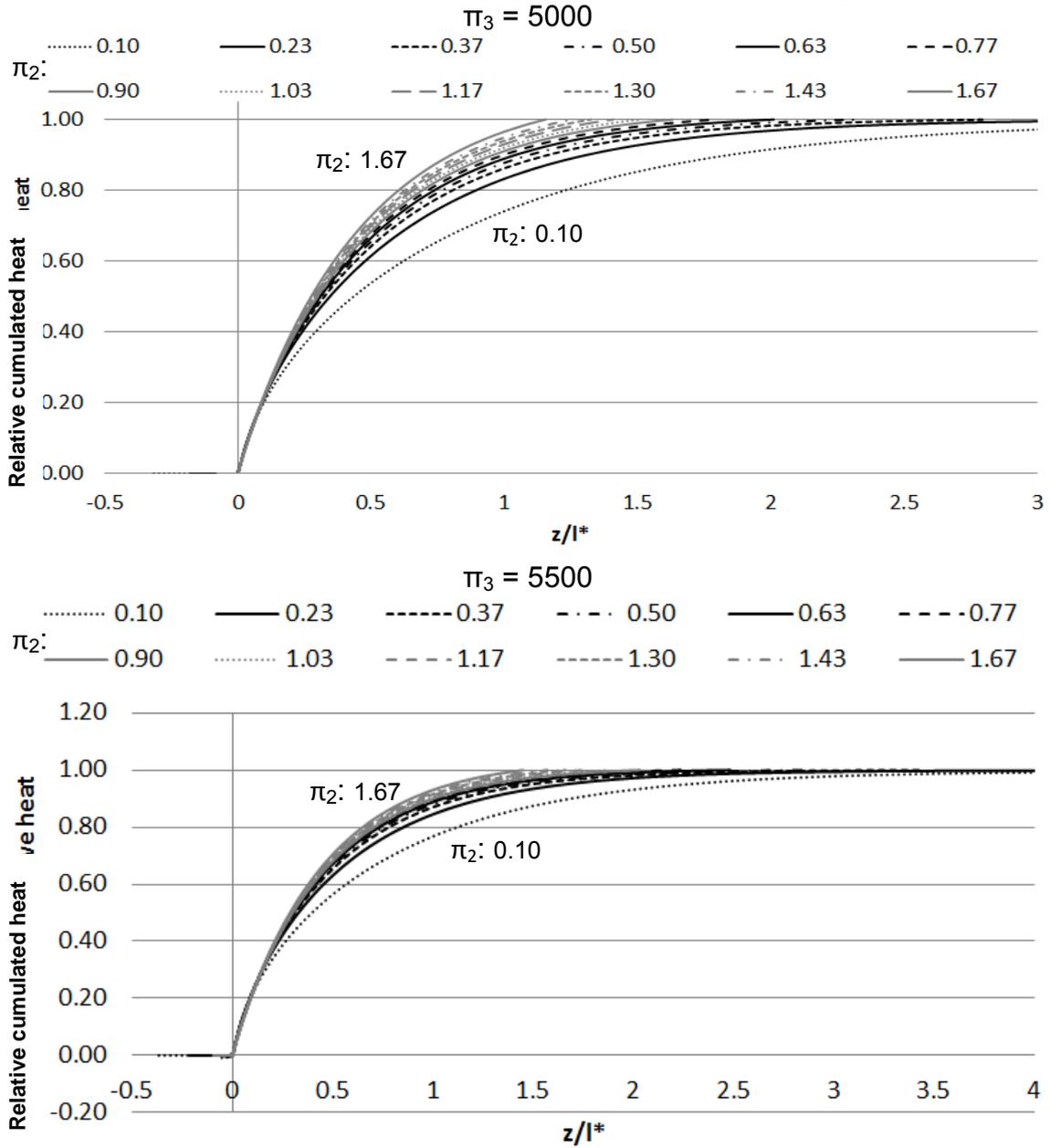


Fig. A.2 – Curvas universales de calor para diferentes π_3 y espesor de pared, e_p

ANEXO 2

Seco-Nicolás, M. (2015)

Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). *I Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado Universidad de Murcia.

ISBN: 978-84-608-1387-3. Disponible en:

<http://congresos.um.es/jdoctorado/jdoctorado2015/paper/view/41211>

OPTIMIZACIÓN DE COLECTOR SOLAR TÉRMICO UTILIZANDO MÉTODO DE SIMULACIÓN POR REDES (MESIR)

M. Seco-Nicolás, Universidad de Murcia. Programa de Química Básica y Aplicada.
Línea de Investigación: Ingeniería Energética. manuel.seco@um.es

Mi proyecto de investigación se centra en estudiar las Estaciones Solares Térmicas de Baja Temperatura (ESTBT), que se han popularizado en los últimos cincuenta años y son ahora una tecnología madura. En la actualidad existen instalados en España unos 2,5 millones (Plan de Energías Renovables 2011-2020) de m^2 de colectores de ESTBT, siendo éste uno de los procedimientos con menor impacto sobre el medio ambiente para la producción de agua caliente, y que se utiliza como apoyo en sistemas convencionales que usan combustibles fósiles, por lo que cualquier mejora significativa en la optimización de su rendimiento tiene altísimo interés para la disminución de emisiones de efecto invernadero, reducción de la dependencia energética, etc.

La instalación de estas ESTBT ha aumentado en España un 16,9% de 2013 a 2014 debido, en gran parte a la obligatoriedad de su uso desde la publicación del CTE en 2006, pero aún representa únicamente el 0,3% del consumo energético del país: 247.2 Ktep, es decir, alrededor de 170 millones de euros al año [1]. Además, existen redes interurbanas de energía térmica que conectan entre sí todas las ESTBT de una ciudad y otras fuentes de energía térmica, para usos de calefacción y otros, iniciadas en España en Barcelona [2], siguiendo varias directrices de la Comisión Europea, como *EE13-2014/2015: Technology for district heating and cooling* [3]. De cara a las nuevas directrices europeas en materia de Desarrollo Sostenible, propongo pensar en la conveniencia de llevar a cabo investigaciones en la mejora del rendimiento de dichas ESTBT, así como en la selección de las más adecuadas para las diferentes zonas geográficas de España, empezando por Murcia.

Hay muy pocos datos publicados del campo de temperaturas reales de los colectores solares de una ESTBT, por lo que los que sean arrojados por la investigación que estoy realizando creo podrán ser de gran utilidad. Para ello propongo comenzar por estudiar la topología de los tipos de colectores solares térmicos existentes en los mercados, escoger el más utilizado en la Región de Murcia y elaborar un modelo analítico paramétrico que integre todas las variables físico-matemáticas que influyen en su rendimiento. Este modelo se validará comparándolo con los datos reales obtenidos de dicho colector solar térmico instrumentalizado.

En el diseño de dicho modelo se utilizará el Método de Simulación por Redes (MESIR) [4], un método numérico muy versátil y eficaz desarrollado íntegramente en Universidades españolas (Murcia, Cartagena, Granada y Jaén), que ha mostrado su capacidad de resolución de problemas no lineales complejos, no solo en el ámbito de la transmisión del calor y otros procesos de transporte, sino también en sistemas con singularidades donde otros métodos, incluso comerciales, fracasan.

El modelo físico-matemático del colector, ya validado, se implementaría en un software que simularía el comportamiento y el rendimiento térmicos de cualquier tipo de ESTBT en Murcia, del cual se podría extraer la estación óptima para cualquier localización concreta.

Además, el software sería útil para su uso en la investigación posterior porque posibilitaría la modificación de parámetros de diseño para permitir continuar con las investigaciones en la optimización del rendimiento térmico de cada elemento de la ESTBT. Esto se espera desemboque en el diseño de colectores más eficientes.

Al mismo tiempo, este software se podría ampliar hasta abordar todos los tipos y modelos de colectores solares térmicos existentes en el mercado, que quedarían guardados en la memoria del software para su uso social y comercial.

El colector plano es el más utilizado en las ESTBT (hasta el 90% en España). Ha sido estudiado con relativa amplitud existiendo modelos físico-matemáticos que describen con bastante precisión su funcionamiento global. Textos clásicos de energía solar térmica (A. Duffie y W.A. Beckmann) [5], y recientes artículos (Rodríguez Hidalgo et al.) [6,7], combinan modelado físico con la validación experimental. Se basan en el rendimiento del colector y otros parámetros físicos que permiten el estudio de sistemas de ESTBT, así como la predicción de su comportamiento. El rendimiento de los colectores depende en gran parte de sus características constructivas y de la operativa de la instalación, que hoy día no supera el 50-60% en cómputo global, por lo que puede haber un amplio margen de mejora.

Pocos estudios consideran con suficiente detalle la placa absorbadora, el corazón del colector, ni su rendimiento. Se suele suponer que es isoterma, aún sin demostrar, o se asignan coeficientes globales de transferencia térmica para todo el colector. Por tanto creo conveniente estudiarla en profundidad, para poder optimizarla y que contribuya a mejorar el rendimiento global del colector.

Teniendo en cuenta todo lo anterior, en esta investigación de los procesos de transmisión de calor en equipos de absorción-disipación de calor en condiciones de convección y radiación, se esperan obtener los siguientes resultados:

- Elaboración de un modelo físico-matemático dinámico 2D y 3D del captador incluyendo todos sus elementos constitutivos en base a aplicaciones numéricas utilizando el MESIR.
- Validación experimental del modelo del captador solar a través de los datos recogidos en condiciones reales de un captador plano, instrumentalizado y monitorizado, integrado en una planta experimental de energía solar térmica. Acompañado de informe de resultados de campo y comparación de datos con los de AEMET.
- Optimización del colector plano, considerando fenómenos de convección y radiación, utilizando el modelo analítico elaborado y validado en esta investigación, para así aumentar su rendimiento, prestaciones y reducir su coste de fabricación y mantenimiento.

- Desarrollo de herramienta informática de simulación numérica en condiciones dinámicas que mejore el conocimiento actual de los colectores de ESTBT y del conjunto de la planta y, por extensión, de esta fuente de energía.
- Verificación del modelo analítico de colector plano solar térmico, validado para las condiciones de contorno de la ciudad de Murcia.
- Transferencia de resultados de la investigación como la optimización dimensional de la placa absorbedora del captador solar plano y el software de simulación general de la instalación solar térmica.

A día de hoy, la revisión bibliográfica inicial confirma el interés en realizar estas investigaciones. Se ha construido una instalación ESTBT, y se ha instrumentado, Fig. 1. Paralelamente, la elaboración del modelo físico-matemático de la misma explicará el comportamiento del colector plano solar térmico bajo diferentes circunstancias reales. Realizará

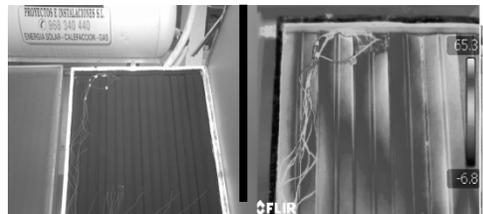


Figura 1 - Colector instrumentalizado y su termografía

previsiones de comportamiento térmico para buscar modos de optimizar su funcionamiento y aumentar su rendimiento energético.

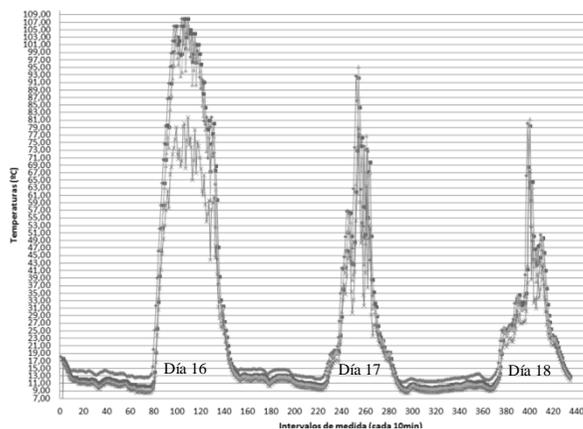


Figura 2 - Evolución de temperaturas en tubo días 16 a 18 febrero

La toma de medidas se está realizando a través del tipo de termopar más adecuado a este rango de temperaturas, situados a diferentes alturas de la superficie del captador solar, y correctamente calibrados. Algunos resultados se muestran en la Fig.2, en la que se puede observar el crecimiento de las temperaturas a lo largo de tres días de medición, en los que se pasó de más soleado a más nublado, lo que explica la disminución progresiva de temperaturas máximas cada día. También se puede observar el comportamiento térmico nocturno que es constante en ausencia de sol.

La toma de medidas se está realizando a través del tipo de termopar más adecuado a este rango de temperaturas, situados a diferentes alturas de la superficie del captador solar, y correctamente calibrados. Algunos resultados se muestran en la Fig.2, en la que se puede observar el crecimiento de las temperaturas a lo largo de tres días de medición, en los que se pasó de más soleado a más nublado, lo que explica la disminución progresiva de temperaturas máximas cada día. También se puede observar el comportamiento térmico nocturno que es constante en ausencia de sol.

Estos datos obtenidos son contrastados a través de termografías periódicamente para asegurar que la información obtenida por los termopares es cierta, y que no ha habido desviaciones apreciables en la exactitud de medida de los mismos.

En la parte inferior de la Fig.3 se observa la sección de temperaturas correspondiente a una de las placas absorbedoras del colector, que recogen la energía del

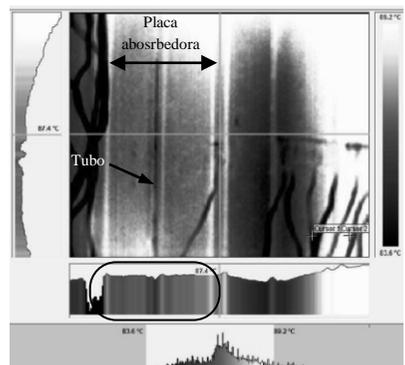


Figura 3 - Imagen termográfica de conjunto tubo-placa absorbedora

sol y la transmiten al tubo por el que circula el agua que se pretende calentar.

Se puede observar también que la temperatura a lo ancho del aborbedor es prácticamente constante, salvo por una leve disminución de temperatura en el centro, por donde pasa el tubo con agua que toma la energía solar del absorbedor.

Para estudiar el comportamiento térmico de esta ESTBT se utilizará el Método de Simulación por Redes (MESIR), un método basado en la similitud formal de las leyes que rigen los circuitos eléctricos (leyes de Kirchhoff y ecuaciones fenomenológicas de elementos del circuito) y las de los procesos de difusión, aplicando una analogía entre los fenómenos de la transmisión del calor y los fenómenos eléctricos que obtiene resultados de igual precisión que los softwares privados con menos recursos técnicos.

Los fundamentos de MESIR parten del desarrollo de las ecuaciones de la conducción del calor tridimensional, transitoria y sin generación interna de calor, que viene dada por la ecuación de Laplace: $\nabla^2 t = 0$; $\frac{\delta^2 t}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta z^2} = 0$, la cual, para usarse en este caso, se puede poner en coordenadas cilíndricas: $\frac{\delta^2 \theta}{\delta r^2} + \frac{1}{r} \frac{\delta \theta}{\delta r} + \frac{\delta^2 \theta}{\delta z^2} = 0$ y aplicarla en la conducción de calor en un cilindro macizo de longitud finita. Comparando el resultado con una ecuación de Bessel de orden 0 y aplicando las condiciones de contorno, la distribución de temperaturas quedaría de la forma:

$$\theta = \frac{2}{R^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sinh(\lambda_n z) J_0(\lambda_n r)}{\sinh(\lambda_n L) J_1^2(\lambda_n R)} \int_{R_1}^{R_2} r [f(r) - t_2] J_0(\lambda_n r) dr$$

Aunque esta es una manera exacta de resolver la ecuación de Laplace, para casos reales complejos en R^2 y R^3 se hace necesario un método más operativo, el cual puede ser el Método de las Diferencias Finitas (MDF)¹. Este método consiste en discretizar el sólido en todos sus elementos, dividirlo en nudos y finalmente aplicar las ecuaciones de balance de la energía en cada nudo. Así se producen n ecuaciones con n incógnitas en cada uno de los nudos en que se ha dividido el sólido y que sustituyen tanto a las ecuaciones diferenciales desarrolladas previamente como a las condiciones de contorno asociadas. Como se sabe, con un bajo número de nudos se pueden utilizar técnicas matemáticas convencionales y llegar a una solución de menor aproximación; y con alto número de

¹ En el MDF se supone inicialmente una función $f=f(\xi,\eta)$ con ξ,η dos variables cualesquiera. Suponiendo un incremento inicial de ξ, h_1 , el desarrollo por series de Taylor es: $f(\xi + h_1, \eta) = f(\xi, \eta) + h_1 \left(\frac{\delta f}{\delta \xi}\right)_{\xi,\eta} + \frac{h_1^2}{2} \left(\frac{\delta^2 f}{\delta \xi^2}\right)_{\xi,\eta} + \frac{h_1^3}{6} \left(\frac{\delta^3 f}{\delta \xi^3}\right)_{\xi,\eta} + H(h_1^4)$

Considerando una h_1 suficientemente pequeño; ξ, η continuas; una serie convergente; y despreciables los términos de orden 2 ó más, entonces se pueden calcular las diferencias finitas hacia adelante y hacia atrás:

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{\delta f}{\delta \xi}\right)_{\xi,\eta} \Big|_{adelante} &\cong \frac{1}{h_1} [f(\xi + h_1, \eta) - f(\xi, \eta)] \\ \left(\frac{\delta f}{\delta \eta}\right)_{\xi,\eta} \Big|_{adelante} &\cong \frac{1}{h_2} [f(\xi, \eta + h_2) - f(\xi, \eta)] \end{aligned} \right\} \left. \begin{aligned} \left(\frac{\delta f}{\delta \xi}\right)_{\xi,\eta} \Big|_{atras} &\cong \frac{1}{h_1} [f(\xi, \eta) - f(\xi - h_1, \eta)] \\ \left(\frac{\delta f}{\delta \eta}\right)_{\xi,\eta} \Big|_{atras} &\cong \frac{1}{h_2} [f(\xi, \eta) - f(\xi, \eta - h_2)] \end{aligned} \right.$$

Así se puede obtener una aproximación central de diferencias finitas:

$$f(\xi + h_1, \eta) + f(\xi - h_1, \eta) = 2 f(\xi, \eta) + 2 \frac{h_1^2}{2} \left(\frac{\delta^2 f}{\delta \xi^2}\right)_{\xi,\eta} + H(h_1^4); \text{ despejando queda: } \left[\left(\frac{\delta^2 f}{\delta \xi^2}\right)_{\xi,\eta}\right]_{central} \cong \frac{1}{h_1^2} [f(\xi + h_1, \eta) - 2f(\xi, \eta) + f(\xi - h_1, \eta)] \text{ y}$$

$\left[\left(\frac{\delta^2 f}{\delta \eta^2}\right)_{\xi,\eta}\right]_{central} \cong \frac{1}{h_2^2} [f(\xi, \eta + h_2) - 2f(\xi, \eta) + f(\xi, \eta - h_2)]$. Es un método más operativo ya que basta con sustituir la f por la temperatura t , para obtener la temperatura en cada punto; y basta sustituir ξ por x ; η por y ; y h_1 por δx . Este resultado es mucho más sencillo de aplicar a problemas en R^2 y R^3 , y suficientemente aproximadas como para poder aplicarlas a cualquier problema real de transmisión del calor.

nudos, se han de emplear métodos numéricos iterativos para alcanzar soluciones de mayor aproximación.

La ecuación de conducción del calor tridimensional (Laplace) con generación interna de calor (ecuación de Poisson, que completa a la de Laplace): $k \left(\frac{\delta^2 t}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta z^2} \right) + q^* = 0$, aplicada a un elemento de volumen diferencial, se puede poner como una ecuación en diferencias finitas tridimensional, pero para simplificar, por falta de espacio, pongo la ecuación unidimensional:

$$\left(\frac{\delta^2 t}{\delta x^2} \right)_{central} = \frac{1}{\delta x^2} [t(x + \delta x) - 2t(x) + t(x - \delta x)] + q^*$$

En ella, si llamamos 't_a' a la temperatura en el punto central, entonces t(x) = t_a; igualmente, si llamamos 't_b' a la temperatura del punto anterior (t(x - δx) = t_b); y 't_c' al siguiente (t(x + δx) = t_c), la ecuación queda:

$$\left(\frac{\delta^2 t}{\delta x^2} \right) = \frac{1}{\delta x^2} [t_c - 2t_a + t_b] + q^*$$

Para obtener la distribución de temperaturas en todo el cuerpo unidimensional bastará con introducirla en la ecuación de Poisson y multiplicarla por el volumen de cada elemento diferencial:

$$\left[\frac{k}{\delta x^2} [t_c - 2t_a + t_b] + q^* \right] A_k \delta x = 0$$

Reagrupando los términos de esta ecuación se obtiene: $\frac{t_b - t_a}{\frac{\delta x}{k A_k}} + \frac{t_c - t_a}{\frac{\delta x}{k A_k}} + q^* = 0$

Si a $\frac{\delta x}{k A_k}$ le llamamos Resistencia Térmica (R_t), la ecuación queda: $\frac{t_b - t_a}{R_t} + \frac{t_c - t_a}{R_t} + q^* = 0$.

Así se evidencia la **relación formal** existente entre los fenómenos de transmisión del calor y los fenómenos eléctricos, es decir, su analogía (Tabla 1). En ella se basa MESIR para elaborar modelos físico-matemáticos destinados a simular comportamientos térmicos, en este caso, el de los colectores solares térmicos.

Transmisión de carga en ELECTRICIDAD	Transmisión del CALOR
$\nabla^2 V = 0; \frac{\delta^2 V}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 V}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 V}{\delta z^2} = 0$	$\nabla^2 t = 0; \frac{\delta^2 t}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 t}{\delta z^2} = 0$
Potencial eléctrico en régimen estacionario en un material de resistividad constante y sin fuentes internas de calor	Sólido con propiedades térmicas constantes sin producción interna de calor
Ley de Ohm: $I = \frac{\Delta V}{R_{electrica}}$	Ley de Fourier: $q = \frac{\Delta t}{R_{termica}}$

Tabla 1 - Resumen de analogía formal entre fenómenos de transmisión del calor y eléctricos

Con esta relación formal entre ambos fenómenos se puede llegar a las siguientes analogías:

propiedad térmica	propiedad eléctrica	magnitud eléctrica
Temperatura	I, U, \dots	V
Calor (por u. de t.)	Q_i	I_i
Gradiente térmico	ΔU	ΔV
Resistencia de conducción	$A_r (A_r \cdot k)$	R_r
Resistencia de convección	$1 (A_k \cdot h)$	R_k
Capacidad térmica	$\rho \cdot \Delta V \cdot A_p$	C

Figura 4 - Analogías entre propiedades térmicas y magnitudes eléctricas

Para concluir, con este método se pretende simular el comportamiento térmico de una ESTBT para lograr optimizar su funcionamiento y aumentar su rendimiento. Con ello se consigue ahorrar energía convencional de los sistemas auxiliares de generación de ACS, que sirven como apoyo a dicha ESTBT. Esto es parte de lo que se pretende conseguir con la investigación que estoy realizando, enfocada a mejorar la eficiencia energética de las ESTBT en Murcia.

Referencias:

- [1] *Indicadores energéticos. Consumos e intensidades mensuales (2014)*. Documento .xls. Fuentes: MINETUR, CORES, ENAGAS, REE, CNE e IDAE.
- [2] Aiguasol, Gavaldà, O., González, D., Carrera, A. y García, R. Coordinan: Montoya, C., Paredes, A. y Díaz-Urtiaga, J. *Análisis de potencial y oportunidades de integración de energía solar térmica en redes de calor*. Informes técnicos del IDAE. Madrid.
- [3] Horizon2020, Work Programme 2014-2015. *10. Secure, clean and efficient energy*. European Commission Decision C (2013)8631 of 10 December 2013. Pág. 25.
- [4] M. Alarcón (2001). *Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena.
- [5] J.A. Duffie / W.A. Beckmann. *Solar Engineering of Thermal Process*. (4ª ed.) Nueva Jersey: John Wiley & Sons., Inc. 2013
- [6] M.C. Rodríguez Hidalgo, P.A. Rodríguez Aumete, A. Lecuona, G.L. Gutiérrez Urueta, y R. Ventas (2011). Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part I: Model description and experimental validation. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2385-2393. Elsevier
- [7] M.C. Rodríguez Hidalgo, P.A. Rodríguez Aumete, A. Lecuona, G.L. Gutiérrez Urueta, y R. Ventas (2011). Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions. Part II: Model application and design contributions. *Applied Thermal Engineering*, 31, 2385-2393. Elsevier.

ANEXO 3

Zayas Ros, J., Seco-Nicolás M., Luna Abad, J.P., Alarcón García, M. (2015) Medición experimental del campo de temperaturas de un colector plano de energía solar térmica. *IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica: libro de actas*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, Servicio de Documentación, pp.1265-1272. ISBN: 978-84-606-8931-7

Disponible en: <http://repositorio.upct.es/handle/10317/4709>

MEDICIÓN EXPERIMENTAL DEL CAMPO DE TEMPERATURAS EN UN COLECTOR PLANO DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

ZAYAS ROS, Jesús⁽¹⁾; SECO-NICOLÁS, Manuel⁽¹⁾

LUNA ABAD, Juan Pedro⁽²⁾; ALARCÓN GARCÍA, Mariano⁽¹⁾

jesuszayasros@gmail.com

⁽¹⁾Universidad de Murcia, Facultad de Química, Área de Máquinas y Motores Térmicos

⁽²⁾Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

RESUMEN

Con objeto de conocer el modo de trabajo real de un colector plano de energía solar térmica se ha construido una instalación experimental sobre la base de un colector convencional, que ha permitido medir el campo de temperaturas sobre superficie captadora, así como otras variables adicionales (temperatura ambiente, del fluido caloportador, irradiancia, etc.), mediante la instalación de un elevado número de sondas en diferentes puntos del captador.

El sistema de adquisición de datos consta del conjunto de sondas, además de un datalogger, dotado de tres tarjetas multiplexoras, conectado a un PC, que permiten el registro y análisis de los datos obtenidos a lo largo del tiempo.

Los resultados muestran que la superficie captadora presenta temperaturas crecientes en el sentido del flujo del fluido primario (de abajo arriba) y que en cada sección transversal la temperatura es básicamente constante, lo que indica que su forma de trabajo no está optimizada.

Palabras clave: energía solar térmica, instalación experimental, campo de temperaturas.

1. Introducción

Desde hace más de cuatro décadas se lleva investigando de forma intensiva la instalación, rendimiento y rentabilidad de las instalaciones de Energías Renovables. En el año 1997 la Comisión Europea publicó el Libro Blanco de las Energías Renovables, en el que se sentaban las bases de diferentes programas para el fomento, implantación e impulsión de este tipo de instalaciones.

Un gran impulso a la energía solar térmica (EST) en España vino con la entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación (CTE) en marzo de 2007, donde se indicaba la obligación de instalación de sistemas de aprovechamiento de energía solar térmica en todas las nuevas construcciones de viviendas y otros edificios del sector terciario.

Desde ese modo, el estudio de la EST se intensificó en gran medida en diferentes sectores como la industria, el comercio y el sector científico; con el objetivo de buscar una alternativa rentable, eficiente y limpia a las energías no renovables intensamente explotadas en el mundo actual, fuentes de energía efímeras. Es en este último punto citado donde queremos tomar parte en la investigación de la energía solar térmica mediante el estudio de un colector solar plano.

Actualmente se tiene consciencia de que la EST es una energía madura, fiable y en continua evolución [1], que es una forma de obtención de energía respetuosa con el medio ambiente, utilizando el sol, la radiación solar, como fuente inagotable de materia prima, y que las inversiones que se llevan a cabo en este tipo de instalaciones son amortizables sin la necesidad de subvenciones, ya que las ayudas públicas a las energías renovables se han visto gravemente reducidas en España en los últimos años.

No obstante hay margen de mejora, ya que el rendimiento medio de instalaciones típicas de esta tecnología está en el orden del 50-60% en cómputo anual [2], y por ello es de vital importancia ahondar en el conocimiento del aprovechamiento de la radiación solar y en el método de captación mediante colectores o captadores formados por tubos aleteados por los que circula un fluido caloportador.

El objetivo del presente estudio es evaluar el comportamiento real de la superficie de un colector solar plano convencional, para de esta forma ver las posibilidades de optimización que existen apoyándonos en medidas realizadas sobre el propio captador, con objeto de obtener la distribución de temperaturas a lo largo de su superficie operando en condiciones reales.

2. Descripción de la instalación experimental.

La instalación experimental es, en esencia, una instalación convencional de energía solar térmica de baja temperatura, adaptada a las necesidades de la experimentación. Está sita en el Campus de Espinardo de la Universidad de Murcia (38N; 1W) y está constituida por:

- Dos colectores solares planos orientación Sur (azimut = 0°), con inclinación de 45°
- Un depósito de acumulación, horizontal, situado sobre el propio captador
- Bombas de circulación (caudal en el circuito primario de 1 L/min); señalar que en el circuito primario se ha anulado el efecto termosifón instalado en su lugar una bomba de circulación.
- Sistema de disipación de calor
- Equipamiento de medida

El colector solar, marca “Garol”, tiene unas dimensiones de 200 cm de largo y 100 cm de ancho, estando compuesto por 8 tubos con sus correspondientes aletas de 6 cm de longitud y 1 mm de espesor a cada lado de los mismos. La superficie captadora está “abrazada” al tubo, tal como muestra la Figura 1.

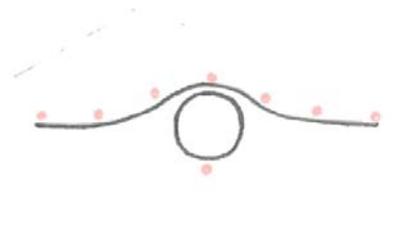


Figura 1. Superficie de captación abrazada a tubo

Teniendo en cuenta las dimensiones indicadas, llevamos a cabo una división de la superficie del colector solar plano en su longitud, diferenciando 4 secciones (Fig. 2). La 1ª sección se encuentra a 10 cm de la parte superior del colector, la 2ª se sitúa a 60 cm de la primera, del mismo modo que la 3ª está a 60 cm de la 2ª, localizándose la 4ª y última a 60 cm de la 3ª sección y a 10 cm de la parte inferior del colector. Sobre estas secciones se han instalado un total de 42 sondas de temperatura, como se observa en la Fig. 1. La mayor parte de ellas se encuentran en torno al tubo número 3, escogido por localizarse en un punto intermedio de la superficie del colector; el resto sirven de referencia y control. Además se instalaron sondas pegadas al propio tubo y a la carcasa. En el apdo. 3.2 se detalla un poco más la ubicación de las sondas.

La instalación de las distintas sondas de temperatura ha requerido una intervención sobre el colector, que se abrió “como un libro” para permitir el acceso a la superficie de captación. La figura 3 muestra la ubicación de los termopares sobre la superficie captadora.

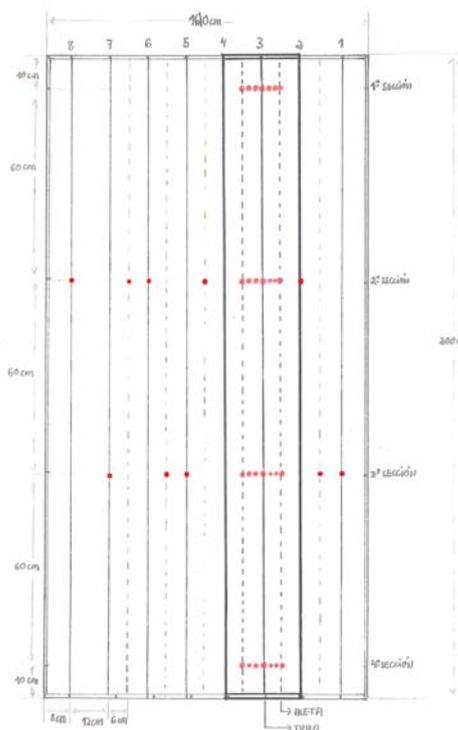


Figura 2: Croquis colector solar

Figura 3: Disposición de termopares sobre el colector

3. Sistema de medida

El equipamiento de medida está constituido por:

- Un equipo de monitorización y almacenamiento de datos (datalogger) Agilent 34970A [3], dispositivo electrónico que registra datos en tiempo real por medio de instrumentos y sensores propios y externos. El dispositivo es capaz de leer simultáneamente un conjunto de señales mediante una tarjeta multiplexora que secuencialmente recoge los datos en tiempo real (Fig. 4).

El datalogger aloja tres tarjetas multiplexoras, cada una con 22 canales, en las cuales se realizó la conexión de todas las sondas de medida. Teniendo en cuenta la nomenclatura asignada a cada termopar y elemento de medida, se estableció una relación con los distintos canales de las tres pastillas.

- Un sistema de medida de temperaturas en el captador, compuesto por un conjunto de termopares de fabricación propia debidamente calibrados para la medida de temperaturas en la superficie de captación.
- Dos sondas de temperatura Pt100 (termorresistencias) para medir la temperatura ambiente en tiempo real y otras dos para la medida de las temperaturas de entrada y salida del fluido primario del colector.
- Un piranómetro para medir la radiación en el momento de la toma de datos en tiempo real y poder contrastarla con las medidas de temperatura (Fig. 5).
- Un anemómetro
- Dos caudalímetros de primario y secundario conectados a las bombas del colector.



Figura 4: Datalogger



Figura 5: Piranómetro



Figura 6: Instalación completa

Para las sondas sobre la placa captadora se ha escogido el termopar tipo T de entre los existentes, debido a que sus características y rangos de medición, definidas por el par metálico soldado, son las más convenientes para esta clase de estudio. Este tipo de termopar está formado por un alambre de cobre, que actúa como conductor positivo, y una aleación de 60% de cobre y 40% de níquel (constantán), que actúa como elemento conductor negativo.

3.1. Calibración de termopares

Para llevar a cabo el estudio de temperaturas se ha instrumentalizado el colector solar con 46 sensores termométricos, de los cuales, 42 son termopares. Estas sondas de medida presentan una elevada dispersión de datos, es decir, tienen una exactitud de medida muy variable, por lo que debe llevarse a cabo un exhaustivo estudio de calibración de las sondas.

El proceso de calibración ha sido llevado a cabo para cada uno de los termopares, realizando un estudio térmico de cada uno de ellos, observando su comportamiento ante una evolución gradual de temperatura; se ha elegido un método de calibración por comparación con sondas de referencia [4, 5] (Fig. 7 y 8).

El resultado de este proceso de calibración ha sido la obtención de una serie de curvas para cada uno de los termopares a través de las cuales se puede corregir el error asociado a los resultados de cada medición, siempre menor a un grado Celsius.

Dicho proceso de calibración se ha fundamentado en el análisis de las incertidumbres existentes en tres factores principales: la zona de trabajo; la temperatura en la unión de la junta entre el punto de medida y las pastillas multiplexoras; y las sondas térmicas de calibración (dos termorresistencias de referencia tipo Pt100). Con los resultados de las mediciones de cada uno

Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica 227
de los termopares comparados con las Pt100 de referencia se ha llevado a cabo el procedimiento de calibración y ajuste, acotando hasta niveles aceptables la incertidumbre de las mediciones.



Figura 7: Calibración de termopares



Figura 8: Método de calibración

3.2. Disposición de termopares sobre el colector solar

Teniendo en cuenta esta información, se llevó a cabo la instalación, numeración y calibración de los 42 termopares situados en diferentes puntos del colector solar térmico. La disposición de los mismos es la siguiente (Fig. 2 y 3):

- 7 termopares en cada sección escogida, colocándose 1 de ellos encima del tubo número 3 y dos de ellos en los extremos de las aletas de este tubo. Los 4 restantes se sitúan dos a dos sobre las aletas de este tubo donde se lleva a cabo el estudio. De esta forma teniendo 4 secciones colocamos 28 termopares en la zona de estudio de cada sección.
- Debajo de tubo número 3 se ha dispuesto un termopar debajo de este en cada sección, situando de esta forma 4 termopares.
- Se han establecido dos secciones más, denominadas secciones testigo, donde se miden las temperaturas en puntos escogidos fuera de la zona principal de estudio del tubo número 3.
- Cada sección testigo tiene 5 termopares localizados en diferentes puntos escogidos para poder disponer de más datos del colector fuera de la zona de estudio principal.

Los termopares fabricados se etiquetaron durante el proceso de fabricación y calibración para utilizar su nomenclatura de referencia durante la instalación de los mismos en el colector solar y durante todo el tiempo de estudio.

Para poder implantar las sondas sobre la superficie de captación, como ya se ha dicho, hubo que abrir la carcasa del colector solar para poder acceder a la placa captadora y tubos. Cada uno de los termopares fue adherido a la superficie del colector solar con adhesivo-cinta de aluminio; posteriormente a cada uno de estos adhesivos se le aplicó una capa de imprimación con pintura negra, manteniendo la línea de la superficie del colector solar. Una vez localizados todos los termopares sobre la superficie, se procedió a la instalación de la junta fría de los mismos en las tarjetas multiplexoras del datalogger.

La posibilidad de levantar la cubierta de vidrio del captador permite igualmente la obtención de termografías de la superficie captadora.

De esta forma se llevó a cabo un registro y estudio de la evolución de temperaturas a lo largo del tiempo. Los datos recogidos en formato digital se organizaron en hojas de datos de Excel para poder obtener gráficos reales y visibilizar el estudio realizado.

4. Resultados

4.1. Perfil de temperaturas tubo-aleta

La figura 9 recoge el perfil de las temperaturas en la sección 2 del colector (en la mitad superior) a distintas horas del día (tubo central y tres más a derecha e izquierda de este).

El hecho más llamativo es que en dicha sección, lo que es extensivo a las demás (apdo. 4.2), la temperatura de la chapa que forma la superficie colectora está prácticamente a la misma temperatura, o en otras palabras, que la aleta se comporta de forma isoterma. Si la aleta estuviera sometida únicamente a convección esto indicaría una eficiencia unidad, que pese a corresponder a una aleta ideal, para materiales con una conductividad finita lo que indica es que la aleta no funcionaría bien (para este tipo de aletas el óptimo es del orden de 0,6). Este resultado deja a las claras la necesidad de estudiar la aleta radiativa para comprender el funcionamiento de esta en el colector y proceder a su optimización [6, 7].

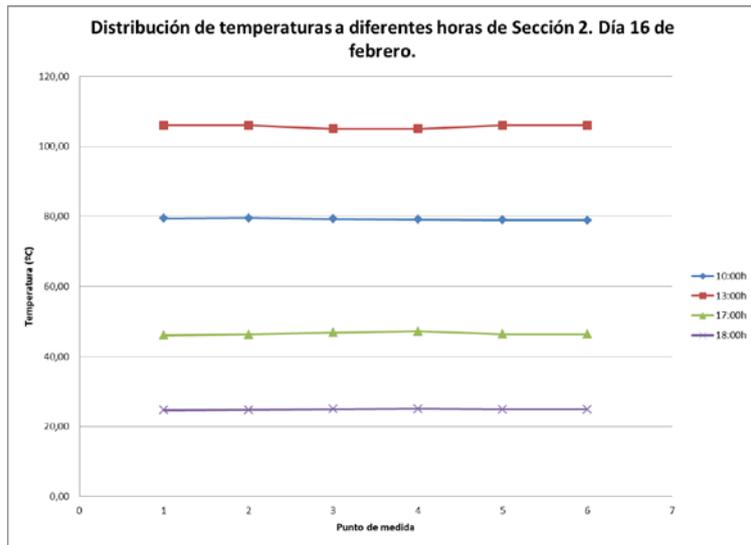


Figura 9. Perfil de las temperaturas en la sección 2 del colector.
 $T_{amb} = 19^{\circ}\text{C}$ (10 h), 22°C (13 h), $19,6^{\circ}\text{C}$ (17 h) y $17,9^{\circ}\text{C}$ (18 h)

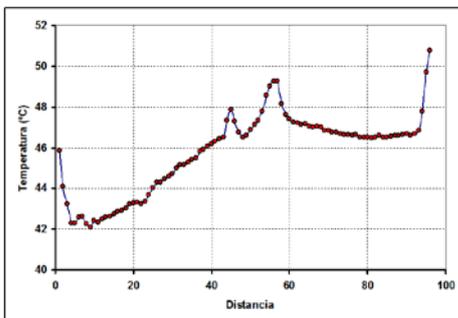
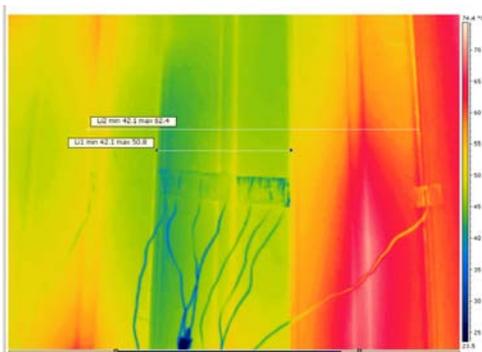


Figura 10. Termografías de superficie de captación en sección 2.

Las termografías realizadas sobre la superficie de captación (fig. 10), si bien se han realizado en distintas condiciones de trabajo del colector, al requerir la apertura de la cubierta de vidrio, aportan una información análoga a la obtenida por las sondas: las superficie de captación trabaja de forma isoterma para una altura determinada (nótese que en la gráfica inferior, aunque parece haber una variación importante de temperaturas, en realidad es de menos de 1°C).

4.2. Campo de temperaturas en el colector solar

La figura 11 muestra las temperaturas en las cuatro secciones de la superficie de captación; las siete temperaturas corresponden al tubo central y tres más a derecha e izquierda de este a una hora determinada.

Los resultados inciden en los anteriormente expuestos, observando que en sentido horizontal la variación de temperaturas es pequeña. Se aprecia, en cambio, que la temperatura en el colector aumenta con la altura a la que está situada (sección 1 la más alta, próxima a la salida del fluido del colector; sección 4 la más baja, próxima a la entrada del fluido del colector). Esto es

Estudios del flujo laminar en conductos sometidos a cambio térmico. Experimentación en captadores de energía solar térmica 229
 completamente esperable, ya que la ganancia de temperatura del fluido es precisamente el resultado del aprovechamiento de la radiación solar por el colector.

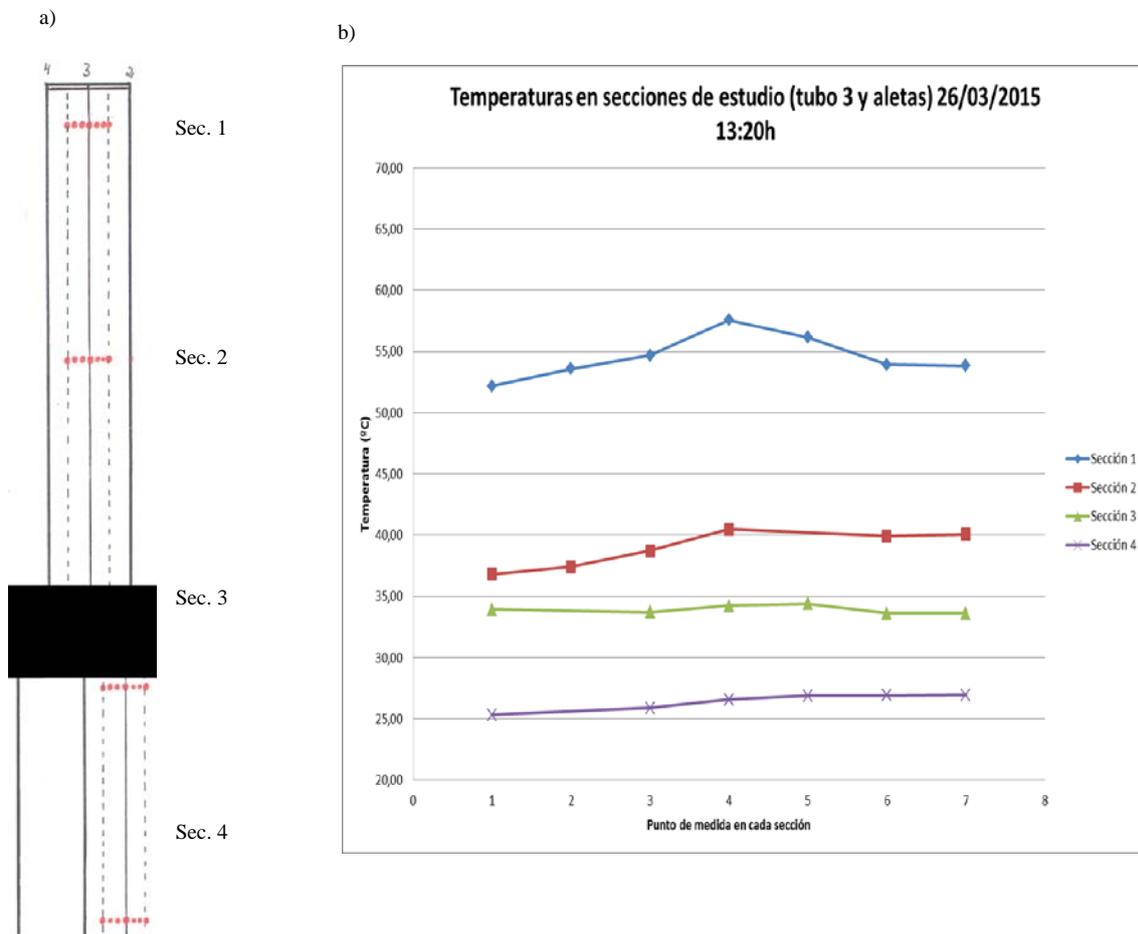


Figura 11. Temperaturas del captador en las distintas secciones del colector; a) ubicación de las secciones, b) temperaturas en secciones del captador ($T_{amb} = 19^{\circ}\text{C}$; rad. sobre plano horizontal, $G_0=801\text{W/m}^2$)

5. Conclusiones

Se ha diseñado e implementado un sistema de medición de temperatura y otras variables sobre un captador de energía solar térmica de baja temperatura convencional, que incluye un total de 42 sondas termométricas distribuidas sobre la superficie colectora. Para poder ubicar las sondas ha sido preciso actuar sobre la carcasa dejándola accesible.

Los resultados muestran que la superficie captadora presenta temperaturas crecientes en el sentido del flujo del fluido primario (de abajo arriba) y que en cada sección transversal la temperatura es básicamente constante (aleta isoterma), es decir, se ha constatado de que en este tipo de colector la temperatura de la chapa metálica depende de la altura el colector pero prácticamente no de su distancia al tubo.

Esta respuesta indica que la forma de trabajo de las aletas que captan la radiación solar no responden al comportamiento de una aleta convectiva, sino que el intercambio por radiación juega un importante papel; en esta dirección se dirigirán los futuros esfuerzos investigadores.

Bibliografía

- [1] DUFFIE, J.A. y BECKMAN, W.A. *Solar Engineering of Thermal Processes*. Edición 4ª. Universidad de Wisconsin-Madison. USA. Wiley. 2013. ISBN 978-0-470-87366-3
- [2] RODRIGUEZ HIDALGO, M.C., RODRIGUEZ-AUMENTE, P.A. *Flat plate thermal solar collector efficiency transient behavior under working conditions. Part I : Model description and experimental validation*. Applied thermal engineering, 2011.
- [3] AGILENT TECHNOLOGIES. *Practical Temperature Measurements. Application note 290*. Agilent Technologies Inc. USA. January 26, 2012. 5965-7822E
- [4] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. *Evaluación de datos de medición. Guía para la expresión de la Incertidumbre de Medida. Edición digital 1. Centro español de metrología*. Madrid. 2008. NIPO:706-10-001-0
- [5] MINISTERIO DE INDUSTRIA, TURISMO Y COMERCIO. *Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Edición Digital 1. Centro español de metrología*. Madrid. 2008. NIPO:706-08-007-9.
- [6] LUNA-ABAD, J. P. y ALHAMA, F. (2004). *Caracterización de una Aleta Simple Sometida a Radiación y Convección*. Ponencia en el XVI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. CD-ROM. Universidad de León. Anales de Ingeniería Mecánica, revista de la Asociación Española de Ingeniería Mecánica, año 15. Diciembre de 2004, pp. 1359-1365.
- [7] RAZELOS, P. y KRIKKIS, R. N. *The Optimum Design of Radiating and Convective-Radiating Circular Fins*. Heat Transfer Engineering, 2003, vol. 24, no. 17, pp. 17-41.

ANEXO 4

Seco-Nicolás, M., Del Cerro Velázquez, F., Alarcón García, M. (2015)
Mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior mediante un material TIC. *IX Congreso Nacional de la Ingeniería Termodinámica: libro de actas*. Cartagena: Universidad Politécnica de Cartagena, Servicio de Documentación, pp. 1348-1355.
ISBN 978-84-606-8931-7. Disponible en:
<http://repositorio.upct.es/handle/10317/4709>

MEJORA DEL PROCESO DE ENSEÑANZA-APRENDIZAJE EN CICLOS FORMATIVOS DE GRADO SUPERIOR MEDIANTE UN NUEVO MATERIAL TIC

SECO-NICOLÁS, Manuel⁽¹⁾; DEL CERRO VELÁZQUEZ, Francisco⁽¹⁾; ALARCÓN GARCÍA, Mariano⁽¹⁾

e-mail primer autor: manuel.seco@um.es

⁽¹⁾Universidad de Murcia, Facultad de Química, Departamento Mixto

RESUMEN

La presente comunicación tiene como finalidad la de dar a conocer algunas aplicaciones propuestas para los nuevos materiales didácticos TIC desarrollados en la Universidad de Murcia, útiles para ampliar el currículo y mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje de los alumnos de Ciclos Formativos de Grado Superior en las materias relacionadas con la Transmisión del Calor. Concretamente, esta comunicación describe aplicaciones de dichos materiales didácticos para el módulo de Certificación Energética de Edificios I del Ciclo Formativo Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica. Con ello se da cumplimiento a los objetivos didácticos generales que se plantean para esta titulación, relacionados con los fenómenos de transmisión del calor en elementos pasivos mediante el uso del software de simulación PROCCA-09[®] [1].

Palabras clave: TIC, Ciclos formativos, Transmisión de calor.

1. Introducción

El programa informático PROCCA-09[®] [2,3], desarrollado por investigadores de las Universidades de Murcia y Cartagena, ofrece la posibilidad de trabajar contenidos de nivel propio de titulaciones técnicas de Grado pero adaptados a estudiantes de Ciclos Formativos de Grado Superior [4]. Así como explotar su potencial como herramienta introductoria al conocimiento del fenómeno de la transmisión del calor, un campo que suele resultar de difícil comprensión para algunos alumnos. PROCCA-09[®] actúa como interfaz entre el usuario y el software PSpice[®] [5] que opera en segundo plano como motor de cálculo de las ecuaciones de transmisión del calor. Para mostrar gráficamente los resultados de las simulaciones, PROCCA-09[®] puede utilizar el software PSpice[®] para simular gráficas, o el software MatLab[®] [6] para generar animaciones, según lo necesite el usuario.

Se trata de una herramienta informática eficaz para la docencia ya que, a través de su uso, se desarrollan gráficos, ecuaciones y animaciones sencillas que facilitan la comprensión del fenómeno físico de la transmisión del calor por conducción, convección y radiación, sin necesidad de recurrir a complejas ecuaciones.

Por otra parte, el profesorado necesita dedicar actualmente gran cantidad de tiempo, esfuerzo y recursos en elaborar sesiones prácticas para transmitir los conceptos de la transmisión del calor en medios sólidos, líquidos y gaseosos, a los alumnos del mencionado nivel de la enseñanza [7].

En esta comunicación se va a aplicar PROCCA-09[®] en la docencia del módulo de *Certificación energética de edificios* perteneciente al Ciclo Formativo Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica, pues permite comprender y visualizar de forma muy clara el fenómeno físico de la transmisión del calor en un cuerpo, sin necesidad de largos y tediosos desarrollos teóricos.

Los objetivos propuestos en cuya consecución se utilizará el software PROCCA-09[®] son:

- 1.- Facilitar y potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje (E-A) del alumno, mejorando la comprensión del fenómeno físico de la transmisión del calor que, en muchas ocasiones, resulta demasiado abstracto para alumnos de primer curso de Ciclo Formativo.
- 2.- Fomentar el interés del alumnado a través de propuestas de ejercicios cuyos resultados son visualmente atractivos, mediante el uso de las TIC.
- 3.- Simular con exactitud y con mínimo presupuesto problemas de transmisión del calor de complejidad variable que se adapten al ritmo de aprendizaje del alumno.
- 4.- Contrastar los resultados de otros software existentes con PROCCA-09[®] y analizarlos.
- 5.- Utilizar PROCCA-09[®] para comparar diferentes soluciones constructivas desde el punto de vista del comportamiento térmico.

2. Marco curricular

La Orden del 10 de enero de 2011 publicada en el BORM el viernes 21 de enero de 2011 [8], que traspone lo dispuesto en la Orden EDU/394/2010 publicada en el BOE el jueves 25 de febrero [9], desarrolla el currículo del ciclo formativo de Grado Superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica.

El apartado que interesa desarrollar para esta comunicación es concretamente el currículo del módulo de *Certificación energética de edificios I (código 0350a)*, descrito en el Anexo I de la mencionada Orden del 10 de enero y centrado en el estudio de la transmisión del calor en elementos pasivos.

Concretamente, con el uso del software propuesto se van a potenciar los siguientes puntos del currículo mencionado:

- *Transmisión de calor en un elemento unidimensional de varias capas.*

- *Características térmicas de distintos materiales utilizados en construcción.*

Conductividad térmica. Calor específico. Permeabilidad al paso del vapor.

- *Colocación de capas en un cerramiento.*

- *Soluciones para disminuir la demanda energética.*

- *Código técnico de la edificación. Sección ahorro de energía. HE1.*

Actualmente en la Región de Murcia se pueden cursar los estudios de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica en el CIFP Hespérides de Cartagena y en el IES El Palmar de Murcia.

3. Diseño del problema.

Se ha detectado que el temario establecido por la Comunidad Autónoma y el Estado establece inevitablemente que al inicio del curso deben tratarse en el aula gran cantidad de normativas, además de una necesaria introducción teórica a los fenómenos de la transmisión del calor. Esto obliga al profesorado a un esfuerzo específico para captar la motivación del alumnado que, posiblemente, percibe unas clases demasiado teóricas.

En este sentido, el software propuesto permite trasladar el abstracto concepto de transmitancia térmica a un concepto mucho más cercano para el común del alumnado como es el de la distribución y variación de temperaturas a través de una sección de muro de vivienda, muro de industria, o cualquier elemento objeto de estudio (motores, disipadores, tuberías, y otros).

Los ejercicios diseñados o problemas planteados para lograr los objetivos propuestos son:

I.- Ejercicio: Simular la distribución de temperaturas en el tiempo en cada punto característico de la sección de un muro de cerramiento de vivienda.

Este ejercicio ilustra el fenómeno transmisión del calor a través del mismo, siendo este caso el sujeto de estudio más habitual en el desarrollo profesional de los alumnos de este Ciclo Formativo (Fig.1).

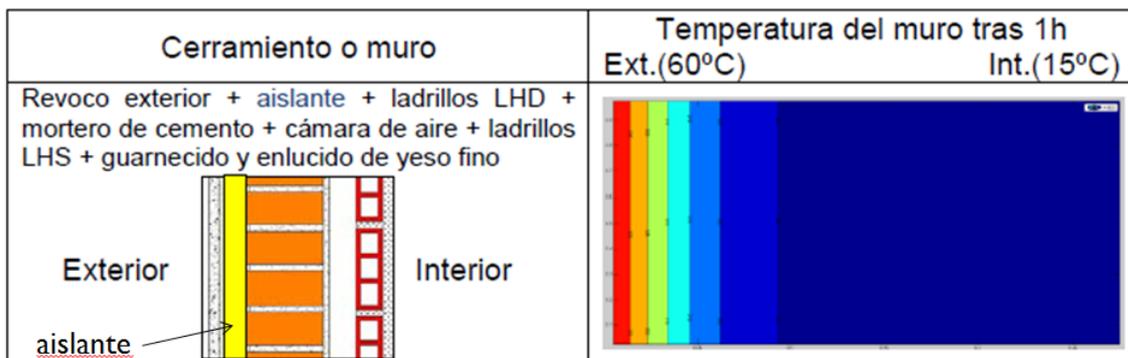


Figura 1 - Simulación de sección de cerramiento mediante PROCCA-09[©]

El diseño de unas prácticas de cálculo de la transmitancia de un muro real actualmente resulta muy laborioso y, en ocasiones imposible, pues hay que hacer funcionar un aparato medidor durante varios días, así como saber la transmitancia real del muro estudiado. Dicho muro no se puede construir para cada ocasión debido al elevado presupuesto que conllevaría.

Por otra parte, la construcción física de dichos muros de estudio, en primer lugar, limitaría radicalmente la flexibilidad de aprendizaje del alumno, porque no podría salirse del ejemplo práctico realizado en el aula y, en segundo lugar, impediría al alumno visualizar el comportamiento real del calor, invisible a simple vista.

En este sentido se ha determinado que para resolver dicho problema resultaría muy interesante una simulación con PROCCA-09[®], exacta y fidedigna, de dichas prácticas de transmisión de calor mediante un ordenador que, además, puedan ser fácilmente modificadas según el ritmo de aprendizaje individual de cada alumno y con una calidad gráfica que permita hacer comprender mejor los fenómenos térmicos que se producen.

II.- Ejercicio: Utilizar el software PROCCA-09[®] para demostrar los resultados del software LIDER en el muro de cerramiento anteriormente descrito y dar una explicación sobre dichos resultados mediante una simulación.

Para cumplir con la normativa vigente los profesionales de la certificación energética deben demostrar que el local estudiado satisface la limitación de la demanda energética. El procedimiento recomendado por el Ministerio de Fomento es el software LIDER [10].

Sin embargo, tras el laborioso proceso de introducción de datos, LIDER arroja un escueto informe favorable o desfavorable utilizando las palabras “cumple” o “no cumple” (Fig. 2). El alumno y futuro profesional no tiene información suficiente sobre el por qué de estos resultados. Por el contrario, introduciendo muchos menos datos en el software PROCCA-09[®] se puede obtener una simulación que ofrece una explicación mucho más intuitiva (Fig. 3).

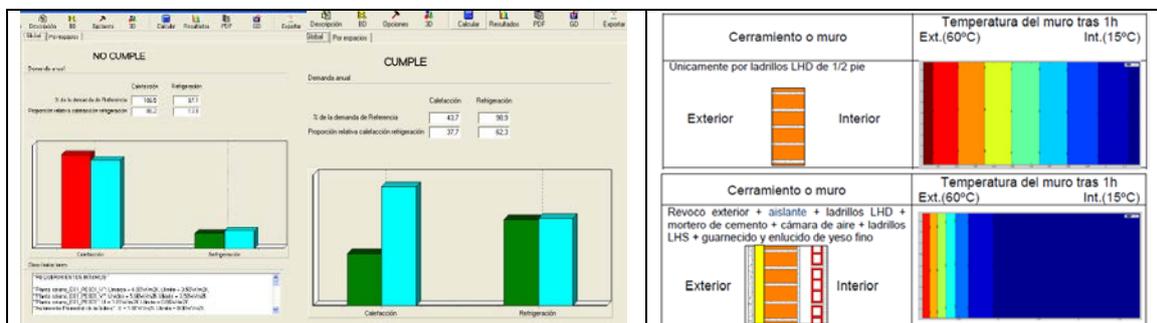


Figura 2 – Resultado “cumple” y “no cumple” de LIDER

Figura 3 – Propuesta de simulación con PROCCA-09[®]

Se puede apreciar en la parte superior de la Figura 3 que el muro tiene una alta permeabilidad al paso del flujo térmico, es decir, tiene un bajo poder de aislamiento térmico, porque sólo está compuesto por ladrillos y correspondería al caso “no cumple” de LIDER, de la Figura 2. En la parte inferior de la Figura 3 se visualiza que ocurre lo contrario.

III.-Ejercicio: Realizar una simulación del aislamiento convencional de la solera de una cámara frigorífica y compararlo con un aislamiento propuesto por un fabricante. Extraer conclusiones.

Se puede estudiar, por ejemplo, el caso de que a un técnico superior en eficiencia energética se le plantee el problema de elegir entre un aislamiento de lana de roca y un nuevo aislamiento de la marca PolyfoamTM para diseñar o reparar una cámara frigorífica que debe trabajar a -10°C.

El problema puede enfocarse determinando el tiempo que tardaría en aumentar 1°C la superficie interior del suelo de la cámara frigorífica usando un aislamiento u otro. Ésta pasaría de -10°C a -9°C al estar en contacto con un terreno al que se le asigna una temperatura estable de 25°C. Esto se puede realizar simulando la distribución temporal de temperaturas en los dos casos, comparándolas, y determinando con qué aislamiento se tarda más en variar la temperatura interior en 1°C.

La comparación entre las dos simulaciones propuestas se puede ver en la Figura 5, en la que se comprueba el poder aislante de una lana de roca convencional y el del aislante propuesto por el

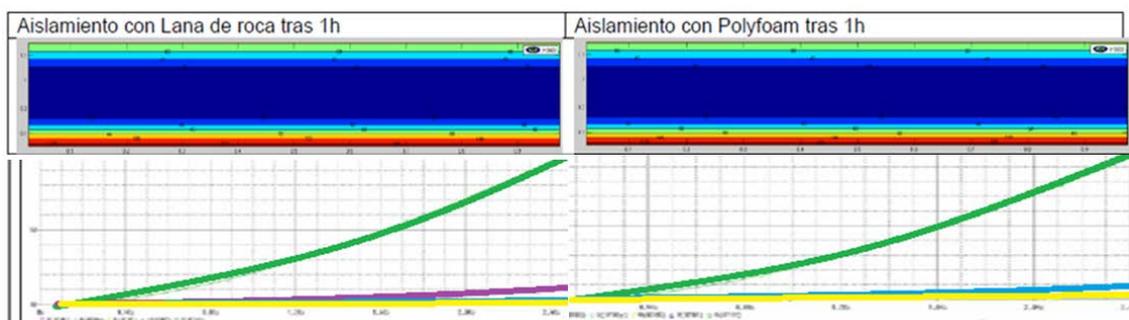


Figura 4 - Comparativa de simulaciones entre dos aislantes

A través de este ejercicio el alumno puede ampliar su abanico de posibilidades profesionales, porque se pueden extrapolar dichas posibilidades a estudios de transmisión del calor en equipos como conducciones de aire acondicionado, aislamiento de depósitos de agua caliente, refrigeración de motores de combustión interna, refrigeración de microprocesadores, y otros.

4. Resultados.

4.1. Simulación de distribución de temperaturas.

En el Ejercicio I se ha encontrado que su realización es de mayor interés en el segundo trimestre. Es en éste donde se aprende a calcular la transmitancia térmica (U) a través de un cerramiento compuesto de varios materiales, primero mediante lápiz y calculadora, luego utilizando una hoja dinámica. El programa PROCCA-09[®] es de máximo interés ya que, con una sola aplicación informática, permite visualizar el flujo de calor que atraviesa una sección de un muro compuesto por diferentes materiales, y resume todo el proceso anterior.

De este modo, los alumnos comprueban por experiencia propia la importancia y el papel que juegan los elementos constructivos, o pasivos, en el grado de eficiencia energética de la vivienda ralentizando la transmisión del calor a través de ellos.

También comprueban que no se cumplen las exigencias mínimas sin un correcto aislante, ya que el resto de elementos influyen más en la construcción por sus propiedades mecánicas, que en la habitabilidad de la misma.

Por tanto, una primera aplicación directa del programa PROCCA-09[®], tan sencilla como realizar la simulación de una sección constructiva, dota al profesor que imparte la materia de una potente herramienta de visualización. Esto es especialmente útil ya que puede resultar difícil hacer comprender a un elevado número de alumnos lo que se está calculando, porque el concepto de flujo de calor suele resultar tedioso y abstracto para la mayoría de ellos.

Sin embargo, a través de una simulación sencilla, como sería la del caso, se puede obtener un archivo de vídeo donde se puede ver el tiempo que tarda en transmitirse el calor de la superficie exterior a la superficie interior, así como la influencia del aislante (modificando sus propiedades para diferentes materiales), y la distribución de temperaturas a lo largo de ese tiempo, en cuyo caso, si dicho tiempo es suficientemente largo, ya se puede dar por válido el aislante elegido.

4.2. Determinación de limitación de demanda energética

En el Ejercicio II, dejando un poco de lado las numerosas representaciones visuales que ofrece el software PROCCA-09[®], sus resultados se pueden utilizar para contrastar los del software LIDER de cálculo de la limitación de la demanda energética en un muro de cerramiento, y dar una explicación sobre los resultados mediante una simulación.

Actualmente los alumnos del módulo de *Certificación energética de edificios I* utilizan dicho software LIDER, homologado por el Ministerio de Fomento, para determinar si el local objeto de estudio cumple con la limitación de demanda energética impuesta por el CTE-DB-HE1. Normalmente, cuando LIDER arroja el resultado de "no cumple" suele ser por algún olvido en la inclusión del aislante en los cerramientos exteriores de solera, cubierta y muros (Fig. 2). Sin embargo, le queda al alumno mucho más claro si se utilizan simulaciones de PROCCA-09[®], en las que se puede observar que, hasta la inclusión del aislamiento, los elementos constructivos apenas inflúan positiva o negativamente en el proceso de la transmisión del calor (Fig.3).

Es importante que este fenómeno quede bien claro desde el principio para que los futuros profesionales puedan esgrimir argumentos suficientes con que defender sus posiciones como técnicos expertos en el tema.

4.3. Simulación de solera de cámara frigorífica.

En el Ejercicio III el software PROCCA-09[®] permite al alumno llegar mucho más allá que los software de simulación para viviendas de referencia establecidos por el Ministerio de Fomento, como son LIDER (limitación de demanda energética) y CALENER (calificación energética de viviendas de nueva construcción) [11], o reconocidos, como el CE3X (viviendas ya existentes) [12]. PROCCA-09[®] permite simular cerramientos que no sólo son los de uso residencial sino también los de uso industrial.

Así, se presenta una solución a la ausencia de software homologado cuando se pretende resolver un caso industrial como puede ser el del estudio de la transmisión del calor de la envolvente térmica de una cámara frigorífica. De este modo, el uso de PROCCA-09[®] puede contribuir incluso a que el alumno amplíe las competencias del currículo oficial sin ningún esfuerzo adicional.

5. Conclusiones

El software de simulación de transmisión del calor, PROCCA-09[®] es de gran utilidad práctica en el proceso de enseñanza-aprendizaje en los Ciclos Formativos de Grado Superior y, en concreto, en el de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica, además de por todo lo anteriormente expuesto, por razones como las que se desarrollan a continuación:

En primer lugar, el Método de Simulación por Redes (MESIR) en que está basado el software PROCCA-09[®] ofrece resultados de simulación exactos que permiten adaptar los problemas analizados a las exigencias de cada alumno, a su nivel y a su ritmo de aprendizaje. Disponiendo solo de un ordenador, PROCCA-09[®] posibilita además el diseño de gran variedad de prácticas sin necesidad de un presupuesto específico para las mismas, evitando (por ejemplo) los costes de construir físicamente distintos tipos de cerramiento, así como los derivados de la necesidad de adquirir los equipos medidores.

En segundo lugar, cabe destacar la gran utilidad que tiene PROCCA-09[®] a la hora de contrastar los diferentes supuestos, tal y como se ha propuesto en los ejercicios 1 y 3, ya que permite comparar la distribución de temperaturas en el tiempo en muros de vivienda de diferentes composiciones, así como comparar entre distintos aislamientos para soleras industriales, lo que posibilita tomar decisiones fundamentadas.

Por último concluimos que en el ejercicio 2 se puede utilizar el software PROCCA-09[®] como herramienta de contraste de distintos software, lo que también permite al alumno ser crítico con los mismos, tal y como ocurre al comprobar el cumplimiento del CTE-DB-HE1.

PROCCA-09[®], como herramienta sencilla e intuitiva, facilita la labor del profesor a la hora de transmitir los conceptos de la transmisión del calor, ya que no es necesario recurrir a las ecuaciones diferenciales de los distintos modelos.

Mejora el interés del alumno en el aprendizaje pues la observación e interpretación de los resultados de las simulaciones planteadas llevan al conocimiento claro de los fundamentos de la transmisión del calor que, con otros métodos, pueden resultar muy abstractos.

Para finalizar, PROCCA-09[®], como software de simulación, puede despertar mayor interés en el alumnado que los métodos convencionales diferentes a las TIC.

En cuanto a las posibilidades de continuación en futuras investigaciones, algunas ideas son:

1. Simular la inercia térmica de los cerramientos estudiados de manera más completa mediante una simulación aún más aproximada de las propiedades térmicas de los mismos que contemple dicha característica.
2. Analizar térmicamente las cubiertas más características de un edificio del mismo modo con PROCCA-09[®] tal y como se ha realizado con los muros de cerramiento y soleras en este trabajo.
3. Analizar térmicamente con PROCCA-09[®] los cerramientos de huecos, marco y vidrio, cerrajería, carpintería y elementos térmicos dinámicos.

Bibliografía

- [1] PROCCA-09[®] (*Programa de conducción de calor*). Fecha de registro: 24/08/2005. Autores: ALHAMA LÓPEZ, F. y CERRO VELÁZQUEZ, F.D.
- [2] ALHAMA LÓPEZ, F. y CERRO VELÁZQUEZ, F.D. *Simulación y diseño de problemas de conducción térmica con PROCCA-09[®]*. Murcia: Universidad de Murcia (2010)
- [3] CERRO VELÁZQUEZ, F.D. *Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice : aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías*. Tesis doctoral. Murcia: Universidad de Murcia, Departamento de Ingeniería Química (2009)
- [4] SECO NICOLÁS, M. *PROCCA-09[®] para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en el módulo de Certificación Energética de Edificios*. Trabajo Fin de Máster, defendido el 10 de julio de 2014. Murcia: Universidad de Murcia.
- [5] MATLAB 6. MathWorks, Natick, MA (1997)
- [6] PSPICE, versión 6.0: Microsim Corporation, 20 Fairbanks, Irvine, California 92718 (1994)
- [7] MARTÍNEZ ORTUÑO, J.C. *PROCCA-09[®] como recurso en la elaboración de materiales didácticos. Estudio de aleta rectangular de un MCIA refrigerado por aire en el Ciclo Formativo de Grado Superior de Automoción*. Murcia: Universidad de Murcia. (2012)
- [8] Murcia. Orden 10 de enero de 2011, de la Consejería de Educación, Formación y Empleo por la que se establece el currículo del ciclo formativo de grado superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica en el ámbito de la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia. *Boletín Oficial de la Región de Murcia*, 21 enero de 2011, núm. 16, pp. 2347-2389
- [9] España. Orden EDU/394/2010 de 20 de enero por la que se establece el currículo del ciclo formativo de Grado Superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica. *Boletín Oficial del Estado*, 25 de febrero de 2010, núm. 49, Sec. I, pp.18267-18295.
- [10] LIDER. Software homologado: *Documento Básico HE Ahorro de Energía. HE1: Limitación de Demanda Energética*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. Madrid (2009)
- [11] CALENER Software homologado: *Calificación de Eficiencia Energética de Edificios*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. Madrid (2009)
- [12] CE3X. *Certificación Energética de Edificios Existentes*. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE). Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. Madrid (2012)

ANEXO 5

Seco-Nicolás, M. (2015)

Método de Simulación por Redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. *II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Murcia: Escuela Internacional de Doctorado. Universidad de Murcia. ISBN: 978-84-608-9778-1.

Disponible en: <http://congresos.um.es/jdoctorado/jdoctorado2016/paper/view/49811>

Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico.

M. Seco-Nicolás¹

¹ Programa de Doctorado Química Básica y Aplicada. Ingeniería Energética, manuel.seco@um.es

1. Introducción

El Método de Simulación por Redes, o MESIR (Alarcón García, 2001), es un conocido método numérico basado en la similitud formal entre las leyes que rigen los circuitos eléctricos y las de los procesos de difusión, que ha demostrado su capacidad incluso de resolución de problemas no lineales complejos como los que se dan en algunas circunstancias de la transmisión del calor (Alhama López y Del Cerro Velázquez, 2010). Se trata de una potente herramienta de cálculo utilizada en investigación para la resolución de ecuaciones diferenciales. En investigación experimental el MESIR permitiría evaluar previamente el efecto térmico de hipotéticos nuevos materiales.

En este caso en concreto se va a utilizar MESIR en el cálculo, simulación y representación del fenómeno físico de la transmisión del calor por conducción, convección y radiación a través de sólidos-rígidos, para reproducir el comportamiento térmico de un conjunto de materiales sometidos a unas determinadas condiciones. La transmisión del calor en envolventes o cerramientos exteriores es un tema de gran actualidad por la nueva legislación que obliga a certificar la eficiencia energética, y es esta misma ley la que obliga a instalar captadores solares térmicos.

El objetivo de esta comunicación es el de proponer dos aplicaciones prácticas del MESIR en la simulación numérica del fenómeno de transmisión del calor. Una, la transmisión del calor a través de la sección transversal de un captador solar y la otra, a través de los materiales que componen una envolvente cuando se produce un puente térmico. Éste es un fenómeno muy habitual en viviendas y locales nuevos y antiguos. Yo voy a tratar, en concreto, el caso del fenómeno del puente térmico por presencia de un pilar de fachada, y de cómo se puede simular la rotura del mismo, así como la formación de depósitos calcáreos en un captador solar.

Un puente térmico es un fenómeno indeseable en la construcción que consiste en la aparición de un proceso de conducción del calor por presencia de un elemento homogéneo en la envolvente que está en contacto a la vez con el exterior y con el interior. Dicho elemento una menor resistencia al paso del calor frente al resto de elementos de la envolvente que no son homogéneos. Por tanto han de evitarse ya que de lo contrario constituirán un foco de ganancia o pérdida de calor según sea la temperatura ambiente, con la correspondiente pérdida energética. La solución consiste en añadir capas de materiales entre los que se incluya un aislante a la cara interior del elemento, con el objetivo de convertirlo en un medio no homogéneo que dificulte el paso del calor a través de él. A esto se le llama rotura de puente térmico.

En un captador solar, sin embargo, el objetivo es que el calor se transmita fácilmente a través de los elementos: de la placa absorbadora al tubo por el que circula fluido caloportador. Aquí, cuando se forman depósitos calcáreos en el interior del tubo actúan como elementos de rotura de puente térmico, y esto es un fenómeno perjudicial.

Con el MESIR se pueden simular diferentes soluciones para ambas situaciones estudiando las diferencias entre distribuciones de temperaturas a lo largo de un tiempo determinado, también las diferencias en el comportamiento térmico al utilizar diferentes materiales aislantes en la composición de los elementos pasivos constructivos (Seco-Nicolás, Del Cerro Velázquez, y Alarcón García, 2015). Dicha distribución de temperaturas constituye el apoyo necesario para el cálculo de la transmitancia térmica y su comparación con los valores mínimos de los elementos de la envolvente de un local, según el CTE-DB-HE1 (Limitación de la demanda energética).

2. Objetivos

En la línea de investigación de la ingeniería energética, para lograr una descripción completa de la transmisión del calor entre materiales, el primer objetivo de esta comunicación es elaborar un modelo numérico de simulación que explique dicho fenómeno a través de la sección de cerramiento con un pilar de fachada, y la de la unión de un tubo y la placa absorbadora de un captador solar. Y el segundo, es utilizar dicho modelo para obtener la distribución de temperaturas a través de las secciones mencionadas, para aportar soluciones que mejoren la eficiencia energética de las dos.

Ambas simulaciones se realizarán para el caso de temperaturas distintas del exterior e interior. Una para el caso de un muro típico con presencia de puente térmico, es decir, sin aislamientos, y para el mismo muro con la rotura de puente térmico, es decir, con el aislamiento adecuado. Y otra para un captador solar con y sin depósitos calcáreos.

3. Metodología

En base al concepto de puente térmico y su rotura, propongo la simulación de la sección horizontal de un cerramiento de fachada que consta de un pilar de fachada en el centro y a los lados parte del propio muro de cerramiento, así como la simulación de la sección transversal de un tubo de cobre unido a una placa absorbadora de aluminio.

Para realizar la simulación, primero se elaborará un modelo numérico bidimensional basado en la analogía eléctrico-térmica en que se fundamenta el MESIR para resolver la ecuación de Fourier o ecuación de la conducción (Bejan, 1995):

$$(\nabla \cdot \mathbf{j}) + \mathbf{g}(\mathbf{r}, t) = \rho c_e \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right)$$

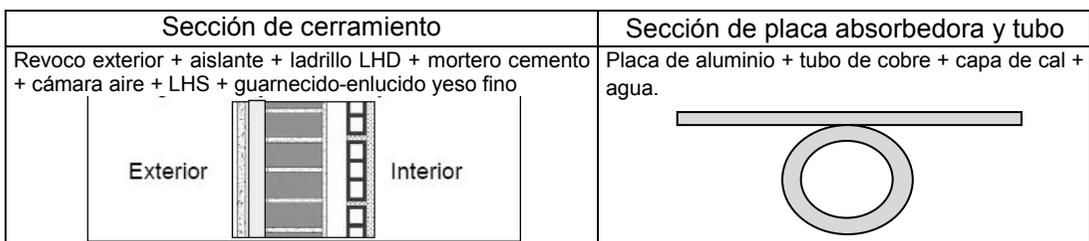


Figura 1 – Elementos de los que se componen las secciones de estudio

La sección objeto de estudio se discretizará a través de un mallado de 30x20 celdas. Dichas celdas constarán, según la metodología MESIR, de diferentes elementos eléctricos, de distintos valores en función de la densidad, conductividad y calor específico de cada uno de los materiales (Fig.1).

4. Casos de estudio

El fenómeno del puente térmico se puede explicar a través de un ejemplo concreto: el puente térmico por presencia de un pilar de fachada, como se ha dicho arriba.

Es evidente que por el fenómeno de la transmisión del calor por conducción a través de un cuerpo sólido, éste se transmitirá mucho más fácilmente a través de un material homogéneo que posea dos caras a diferente temperatura (Figura 2). Éste es el caso de un pilar de fachada porque está a la vez en contacto con el ambiente exterior y el local interior. Sin embargo el calor se transmitirá con mayor dificultad a través de un cuerpo no homogéneo como es el muro que consta de diferentes capas de materiales con diferentes coeficientes de transmisión del calor. Al contrario se observa en la sección de tubo.

En la Figura 2 se plantea el esquema de la solución a este problema que consiste en añadir materiales aislantes y constructivos al pilar de fachada para asegurar que deja de ser homogéneo dado que varios materiales separan el ambiente interior del exterior.

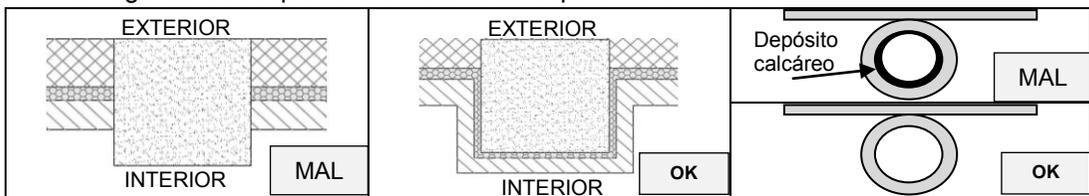


Figura 2 - Ejemplos de puente térmico y su solución

Esta solución puede ser simulada utilizando el MESIR para la elaboración de un circuito eléctrico, con el objetivo de resolver las ecuaciones eléctricas que son análogas a las ecuaciones de transmisión del calor (Incropera & DeWitt, 1996). Dicho circuito se ha resuelto en este caso utilizando el software PSpice© (Microsim Corporation, 1994).

La discretización de 30x20 celdas escogida para el caso concreto de estudio, junto con las diferentes propiedades de cada capa del muro, puede visualizarse en la Figura 3:

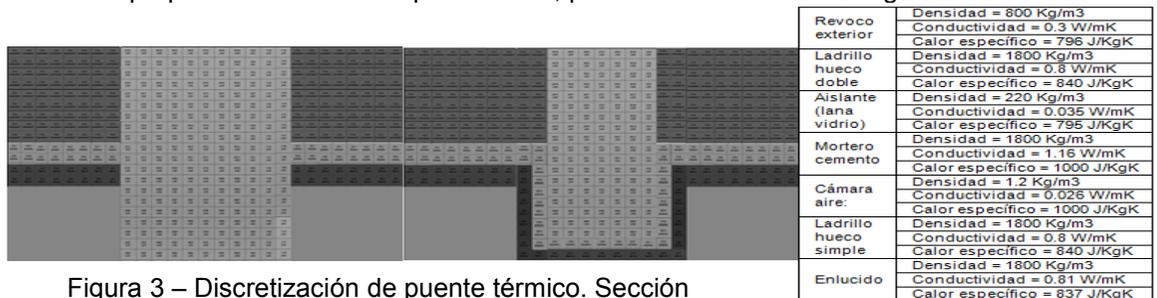


Figura 3 – Discretización de puente térmico. Sección

Se puede proceder a la simulación de la transmisión del calor y de la distribución de temperaturas en cada punto de su geometría que resulte de interés incluyendo las condiciones de contorno adecuadas, necesarias para que las ecuaciones tengan solución. El profesor Del Cerro desarrolló el software PROCCA-09© (Del Cerro Velázquez, 2009) para dotar al MESIR de un interfaz más amable que facilitara la introducción de datos y la interpretación gráfica de los resultados mediante simulaciones con PSpice© y Matlab© (MathWorks, 1997).

En la Figura 4 se observa que las condiciones de contorno impuestas para el muro han sido de temperatura constante igual a 50°C en la pared exterior, irradiada por el sol, y de coeficiente de convección igual a 10 W/m² en la pared interior, el cual simula la transmisión del calor por convección desde un cuerpo sólido al aire ambiente.

Se imponen los laterales adiabáticos pues es un muro suficientemente largo por ambos lados como para considerar que no hay variación en el flujo de calor con respecto a la distancia.

Con este modelo numérico bidimensional ya se pueden realizar diferentes simulaciones variando las propiedades térmicas de los distintos materiales aislantes, y se pueden realizar comparaciones entre los mismos, así como se pueden mostrar distribuciones de calor y distribuciones de temperatura en diferentes puntos dentro de la sección del muro objeto de estudio. El mismo procedimiento se puede aplicar para la simulación del efecto de la precipitación de la cal sobre el tubo de un captador solar.

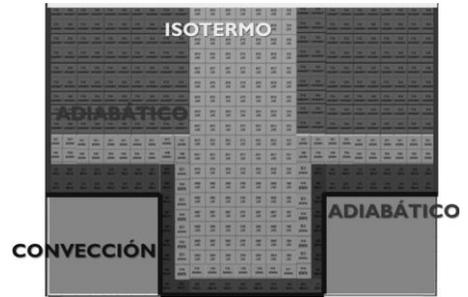


Figura 4 - Condiciones de contorno

5. Resultados

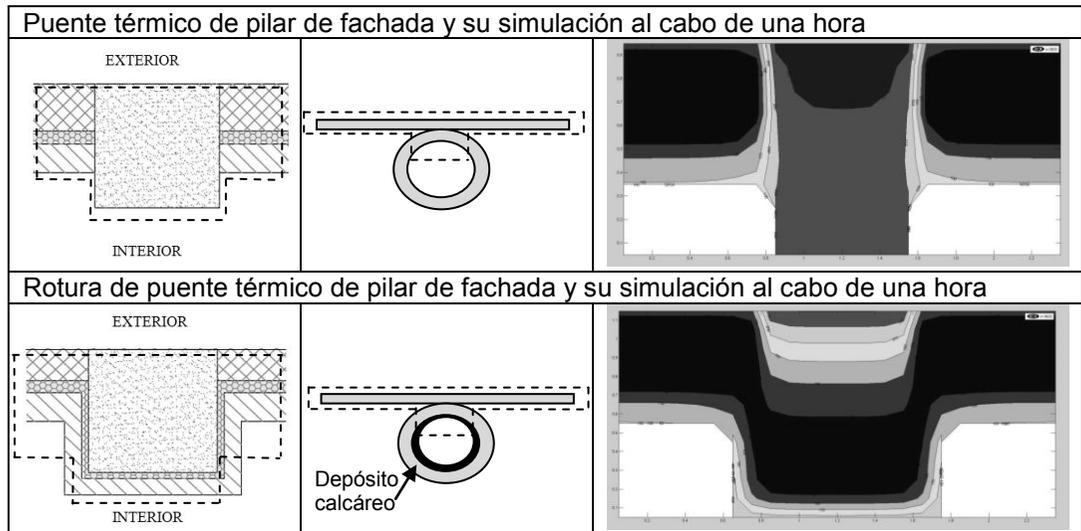


Figura 5 - Comparativa puente térmico roto o no, tras sesenta minutos

En la Figura 5 se puede visualizar la diferencia en la distribución de temperaturas al cabo de sesenta minutos para las condiciones de contorno mencionadas anteriormente, tanto para un puente térmico en pilar de fachada, como para la rotura del mismo y, de forma cualitativa, se produce el mismo fenómeno en la sección de tubo y superficie captadora.

En la parte superior de la Figura 5 se comprueba que, transcurrida una hora, la cara interior del pilar ha alcanzado casi los 50°C, los mismos a que está sometido en su cara exterior por la acción del sol, lo cual introduce un importante factor de ganancia de calor (puente térmico), muy perjudicial para la eficiencia energética de un local, pero sin embargo muy beneficioso en el rendimiento de un captador solar sin depósitos calcáreos.

Por el contrario, en la parte inferior de la Figura 5 se observa que añadiendo las capas necesarias de material aislante que hacen que el pilar ya no sea un único material

homogéneo, se consigue que la temperatura de la cara interior del pilar se mantenga a la temperatura ambiente del interior (rotura de puente térmico), mientras que la cara externa del pilar se mantiene a los 50°C a que lo somete la acción del sol. De este modo se simula adecuadamente cómo se puede mejorar la eficiencia energética.

6. Conclusiones

Mediante la aplicación del MESIR se logra reproducir el comportamiento térmico de un conjunto de materiales a través de la simulación del mapa de distribución temporal de temperaturas en cualquier punto de su geometría.

En el presente estudio se ha demostrado que dicha simulación resulta útil, por un lado, para determinar la configuración óptima de los materiales necesarios para la rotura de puentes térmicos en envolventes, con el consecuente ahorro energético que se logra y, por otro, para determinar cuantitativamente el efecto perjudicial en el rendimiento térmico de los captadores solares producido por los depósitos calcáreos los cuales aparecen en la unión de los tubos con la placa absorbidora.

Este es un tema de actualidad conforme a la nueva normativa referente a la mejora de la eficiencia energética en la edificación y en otros campos de estudio, por lo que he trabajado, en la presente comunicación, el tema de aumentar dicha eficiencia energética en dos casos completamente diferentes: la hipótesis de simulación para mejora del rendimiento energético en envolventes o cerramientos exteriores, y en captadores solares térmicos.

7. Referencias

Alarcón García, M. (2001). *Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia*. (Ingeniería Industrial), Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena.

Alhama López, F., & Del Cerro Velázquez, F. (2010). *Simulación y diseño de problemas de conducción térmica con PROCCA-09*. Murcia: Universidad de Murcia.

Bejan, A. (1995). *Convection heat transfer* (Second Edition ed.). New York: Wiley & Sons

Del Cerro Velázquez, F. (2009). *Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice: aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías*. (Ingeniería Industrial), Universidad de Murcia.

Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer*. New York: John Wiley and Sons, Inc.

MathWorks, C. (1997). Matlab (Version 6). Natick.

PSPICE, versión 6.0: Microsim Corporation, 20 Fairbanks, Irvine, California 92718 (1994)

Seco-Nicolás, M., Del Cerro Velázquez, F., y Alarcón García, M. (2015). *Mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en ciclos formativos de grado superior mediante un nuevo material TIC CRAI Biblioteca UPCT, Vol. 1. IX Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica* (pp. 1348-1355). Recuperado de <http://repositorio.bib.upct.es:8080/dspace/handle/10317/4709>

ANEXO 6

Seco-Nicolás, M. (2016)

Propuesta didáctica para la mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC en, *Tecnología, Innovación e Investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje 2016*. Alicante: Octaedro, pp. 1324-1335. ISBN: 978-84-9921-848-9.

Disponible en: <https://octaedro.com/pdf/16086-EduTec.pdf>

Propuesta didáctica para mejora del proceso enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior tecnológicos mediante proceso guiado de diseño con uso de herramientas TIC

Manuel Seco-Nicolás

Universidad de Murcia

RESUMEN

La presente propuesta de investigación está incluida en el ámbito de estudio de la innovación educativa, concretamente en el área de innovaciones en TIC aplicadas a la educación para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje. Se aborda una metodología de trabajo o propuesta didáctica dirigida a los estudiantes de algunos Ciclos Formativos de Grado Superior de enseñanzas técnicas. Hoy en día estos estudiantes están siendo cada vez más requeridos en su vida profesional para llevar a cabo diseños dimensionales de los elementos que producen. Es por esto que se presenta un proceso guiado de diseño como un método específico para llevar a cabo un diseño dimensional adecuado, con el que los estudiantes desarrollarán su actividad mediante la realización de análisis estructurados y críticos desde el planteamiento inicial del problema, hasta el modo de entrega final de la resolución del mismo. Este método pretende ser una posible mejora del método de proyectos utilizado en Educación Secundaria, porque es más concreto y está mejor dirigido al mundo profesional. Los estudiantes deberán realizar simulaciones precisas del comportamiento de los elementos diseñados, con diversos grados de complejidad para que se adapte a la velocidad de aprendizaje del alumno mediante el uso de software libre y licencias educativas de los software más utilizados en la empresa. Se mantendrá el interés de los estudiantes en su propio proceso de aprendizaje a través de propuestas sencillas y verosímiles cuyos resultados sean visualmente atractivos, mientras que la concentración y la motivación mantiene mediante el uso de las herramientas TIC en todas las fases de este proceso guiado de diseño.

PALABRAS CLAVE: educación técnica, diseño dimensional, TIC.

ABSTRACT

The current investigation proposal is included in the area of study of innovative education, specifically in the area of ICT innovations applied to education for the improvement of the teaching-learning process. The subject matter is a methodology of work or didactic proposal addressed to students of some technical Higher Level Training Cycles. These students are nowadays becoming more required to carry out dimensional designs on their professional lives. In consequence, it is presented a guided design process as a specific method to carry out a proper dimensional design, with which the students will develop their activity making structured and critic assessments starting from the initial draft of the problem, to the delivery method at the end of it. This method seeks to be a possible improvement of the project method used in the lower secondary education, because it is more concrete and it is better addressed to the professional world. The students should make accurate simulations of the behaviour of the designed elements, with varying degrees of complexity, which adapts to the learning rate of the student through the use of free software and educational licenses of the most used software in the business. The interest of the students will be kept through simple but credible proposals which results are visually attractive, while the concentration and motivation is held by the use of ICT tools in every phase of this guided process of design.

KEY WORDS: technical education, dimensional design, ITC.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Problema/cuestión

Cada vez más alumnos de los Ciclos Formativos de Grado Superior (CFGS) a los que se refiere esta comunicación son requeridos por las empresas en las que inician y desarrollan su carrera profesional para realizar diseños más o menos sencillos de los elementos que fabrican, ensamblan o distribuyen. Estos elementos pueden ser desde pequeñas piezas mecánicas, difusores térmicos o utillaje, a sistemas completos de recirculación de agua o propuestas de mejoras de eficiencia energética en edificios.

Se propone en esta comunicación un procedimiento general para abordar el modo de realizar un diseño técnico riguroso, a la vez que se pretende mantener a los alumnos comprometidos y motivados aumentando su interés en el procedimiento de enseñanza-aprendizaje, mediante el apoyo de materiales TIC en todas las fases del proceso. De este modo los alumnos pueden valorar desde el principio la importancia del conocimiento teórico del problema, así como la necesidad de la rigurosidad en el proceso de diseño, hasta ver realizado dicho proceso en su totalidad en un tiempo suficientemente corto, realizado en pocas sesiones de trabajo.

Se presenta un proceso guiado de diseño tan general como ha sido posible, por lo que se han propuesto y resuelto algunos problemas de muy diferentes Familias profesionales, dirigidos a potencia diferentes módulos de tres Ciclos Formativos de Grado Superior: *Construcciones metálicas* (Familia profesional de *Fabricación mecánica*), *Diseño en fabricación mecánica* (Familia profesional de *Fabricación mecánica*), y *Prótesis dentales* (Familia profesional de *Sanidad*), aunque podría dirigirse a muchos otros Ciclos Formativos incluso de otras Familias profesionales técnicas.

Este método específico persigue convertirse en una mejora del Método de proyectos (Class, 2011), muy utilizado en Enseñanza Secundaria, ya que el método propuesto es más concreto y está más dirigido al mundo profesional.

1.2 Revisión de la literatura

El método de proyectos ha sido utilizado en la enseñanza secundaria desde los años ochenta y ha sido ampliamente probada su eficacia tanto a edades tempranas como en la enseñanza secundaria (Katz, & Chard, 1989; Class, 2011). Barak y Shachar realizaron un estudio sobre una muestra de 53 estudiantes de Secundaria dirigido a examinar la eficacia de los proyectos técnicos como herramientas de aprendizaje explorando el papel de la resolución de problemas en proyectos tecnológicos y cómo estos proyectos se pueden integrar en la enseñanza tradicional. Los resultados arrojados por este estudio demuestran que este tipo de proyectos tecnológicos puede captar la atención de los alumnos con tareas que les supongan retos que mejoren sus capacidades de aprendizaje. Establecen además que *“It is also especially important that teachers having a strong engineering orientation also acquire pedagogical knowledge on issues such as fostering independent learning, creativity, peer learning and reflective practice in the technological classroom”* (Barak & Shachar, 2008).

El proceso de diseño debe partir, entre otros elementos, de una adecuada representación gráfica del problema a resolver, por lo que se pueden utilizar algunas referencias sobre el dibujo científico propuestas por Cabezas, L., et al. en 2016. Se empleará además en todo el proceso diversos software CAD (Villanueva Palacios, P., 1992) en todos los pasos del proceso de diseño, desde el planteamiento hasta los entregables.

En cuanto al desarrollo de los procesos de diseño en sí mismos, se utilizarán nociones del Método de los Elementos Finitos (Bathe, 1996) para el cálculo de especificaciones de los elementos que se van a diseñar. Este método permite el cálculo de esfuerzos en piezas pequeñas y con geometrías complejas, así como localizar rápidamente los puntos de fractura mediante la visualización de los resultados en los software adecuados.

1.3 Propósito

Los objetivos propuestos, para cuya consecución se utilizarán diverso material TIC, son:

1. Mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje del alumno a través de un proceso guiado de diseño, perfeccionando su comprensión del fenómeno físico que rige el comportamiento del elemento que se diseña mediante el uso de las TIC.
2. Fomentar el interés del alumnado en todas las fases del proceso de diseño a través de propuestas sencillas pero verosímiles de ejercicios cuyos resultados son visualmente atractivos, mediante el uso de las TIC.
3. Simular con exactitud el comportamiento de los elementos que se diseñan, de complejidad variable, para que se adapten al ritmo de aprendizaje del alumno.
4. Utilizar software libre en la medida de lo posible y licencias educativas de software más empleados en la empresa.

Con el objetivo de proponer un procedimiento de mejora de enseñanza-aprendizaje lo más universal posible, se han estudiado problemas relacionados con familias profesionales técnicas lo más diferenciadas entre sí que ha sido posible. Por lo que se ha planteado el método con los Ciclos Formativos de Grado Superior de la Tabla 1, aunque el procedimiento puede extenderse a casi cualquier CFGS de cada Familia Profesional enmarcada dentro de las enseñanzas técnicas.

Tabla 1 - Propuestas de aplicación del método.

Familia profesional	Ciclo Formativo Grado Superior – (CFGS)	Módulo	Propuesta de diseño
Fabricación mecánica	Construcciones metálicas	Diseño de construcciones metálicas (código 0246)	Viga-canal invernadero
	Diseño en fabricación mecánica	Diseño de productos mecánicos (código 0427)	Tuerca a compresión
Sanidad	Prótesis dentales	Diseño funcional de prótesis (código 0854)	Pieza dental

2. MÉTODO

El método planteado puede ser de aplicación a varias Familias profesionales y a los tres ciclos formativos en los que se propone llevarlo a cabo.

2.1 Descripción del contexto y de los participantes

La Orden EDU/2218/2009, de 3 de julio desarrolla el currículo de Técnico Superior en Construcciones Metálicas. Este artículo se dirige al módulo de *Diseño de construcciones metálicas (código 0246)*, descrito en su Anexo I, centrado en la elaboración de diseños de estructuras y de piezas metálicas. En este caso, se propone el uso de software para potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje en todos los contenidos del módulo.

La Orden EDU/2888/2010, de 2 de noviembre desarrolla el currículo de Técnico Superior en Diseño en fabricación mecánica. Dentro de esta Orden, este artículo se dirige al módulo de *Diseño de productos mecánicos (código 0427)*, descrito en su Anexo I, centrado en el diseño de piezas metálicas para uso en la industria. En este caso, se propone el uso de software para potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje en los siguientes contenidos del módulo:

- *Diseño de productos mecánicos*
- *Selección de materiales*
- *Dimensionado de elementos y utillajes*
- *Verificación del diseño de elementos, utillajes y mecanismos*

La Orden ECD/109/2013, de 23 de enero desarrolla el currículo de Técnico Superior en Prótesis Dentales. El apartado que interesa desarrollar para este artículo es concretamente el módulo de *Diseño funcional de prótesis (código 0854)*, descrito en el Anexo I de la mencionada Orden, centrado en la elaboración de piezas dentales para uso en clínicas especializadas. Concretamente, el uso de los software propuestos servirá para potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje de los siguientes contenidos del currículo mencionado:

- Propuesta de soluciones de diseño
- Diseño asistido por ordenador (DAO)

2.2 Instrumentos

Parte de la potencia del método de proyectos consiste en mantener al alumno interesado en su propio proceso de aprendizaje. Para ello se propone en este método de diseño utilizar los software más adecuados para cada fase del proceso de diseño.

Las licencias de los software propietarios más utilizados en la industria, incluso con licencias educacionales, suelen ser inasumibles para la inmensa mayoría de centros de enseñanza. Es por esto que los software que se proponen en este artículo son de libre distribución.

Para realizar el croquis inicial puede bastar con lápiz y papel, pero si se trata de realizar un croquis inicial para una propuesta que debe ser aprobada es más adecuado utilizar un software de dibujo. La conocida herramienta libre de diseño *Q-CAD* (RibbonSoft, 2014) ha demostrado ser muy versátil para realizar croquis y planos en 2D. En esta etapa de desarrollo de la idea se puede utilizar el *Evernote* (Pachikov, S., 2013) en los Smartphone, a modo de cuaderno de notas que siempre va con el alumno. En la fase de elaboración del modelo de cálculo, lo más conveniente es trasladar la idea del croquis a un modelo 3D. Para ello, si no se cuenta con una licencia educacional de *SolidWorks* (SolidWorks Corporation, 2016), *FreeCAD* (Rieguel & Mayer, 2016) puede utilizarse de igual modo. El modelo generado se introduce en una versión libre del software de cálculo mediante Elementos Finitos *ANSYS* (Swanson Analysis Systems, 2014), como puede ser *OpenFOAM* (OpenCFD Ltd., 2009).

Para realizar cálculos y presentaciones es conveniente utilizar hojas de cálculo y procesadores de texto como *OpenOffice* (Sun Microsystems & Oracle Corp., 2010).

De este modo el alumno puede enfrentarse al reto del diseño ya en su etapa formativa de su CFGS sin necesidad de que los centros de enseñanza adquieran costosas licencias de software y tendrá mucha más habilidad en el manejo posterior de los software propietarios extensamente utilizados en la industria.

2.3 Procedimiento

Se propone seguir una metodología similar a la metodología de aprendizaje por proyectos (Katz, & Chard, 1989; Barak & Shachar, 2008) adaptada específicamente a las actividades de diseño y más

enfocada al futuro profesional. Es un procedimiento estructurado que asegura que se está diseñando correctamente y se están cumpliendo las especificaciones de diseño. Esta metodología puede adaptarse mejor a las necesidades del alumno de CFGS, ya que puede resultar muy conveniente que practique con este método sistemático de elaboración de proyectos, ya que le dota de un pensamiento riguroso y estructurado que puede desarrollar en esta etapa previa a su vida profesional y que resultará útil en su futuro.

El procedimiento planteado para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje de alumnos de CFGS orientado al proceso de diseño se divide en las siguientes fases:

1. Definición del problema
2. Diseño general. Primera aproximación al cumplimiento de las especificaciones
3. Diseño de detalle
4. Verificación de que cumple las especificaciones
5. Entregables

2.3.1 Definición del problema

Una característica fundamental de un elemento que debe ser diseñado, y que por lo tanto no existe, es que el diseñador no conoce toda la información necesaria para proceder a elaborar su diseño.

Resulta por tanto imprescindible que el alumno comprenda que, además de sus conocimientos previos sobre el elemento, el proceso requiere de un análisis preliminar de la información disponible, es decir, un proceso de investigación básico. Esta parte, fundamental en cualquier planteamiento de un problema, requiere del desarrollo de la madurez, disciplina y rigor por parte del alumno. Es precisamente en esta etapa formativa, previa a la etapa profesional, en la que debe desarrollar estas disciplinas.

La primera fase del proceso de diseño es la Definición del problema y se ha subdividido en:

- 1.1) Estudio del problema desde el punto de vista funcional y teórico fundamental. Variables que entran en juego y unidades de medida.
- 1.2) Determinación y alcance de elemento a diseñar. Diferentes soluciones.
Asignación de tiempo aproximado que llevará la elaboración del diseño.
- 1.3) Condiciones que debe cumplir el elemento resultante. Métricas.
- 1.4) Herramientas necesarias y disponibles para llevar a cabo el análisis.
- 1.5) Resultado final esperado. Búsqueda de información y bibliografía.
- 1.6) Medio y forma de ser entregado.

En esta fase del proceso es conveniente que el alumno ya disponga de ordenador y acceso a internet para búsqueda de información general sobre el problema.

Además es interesante ofrecer al alumno algunas nociones de búsqueda de información por internet como puede ser:

- “xxxx” Para buscar la palabra o conjunto de palabras exactas en la web.
- Educ* Para buscar palabras que comiencen por ‘educ’ como puede ser educativo, educación, educado...
- Wikipedia Puede dar una idea general, pero es más riguroso consultar las fuentes en las que se basan los artículos de Wikipedia.

Finalmente, dado que esta es la primera de las fases creativas del proceso, se puede aprovechar que la mayoría de alumnos dispone de un Smartphone en su tiempo fuera de las aulas para recoger las ideas que les puedan surgir. Una herramienta TIC útil para esto es la aplicación gratuita *Evernote*

que permite recoger notas de voz, video e imagen y agruparlas por temáticas. Además ofrece la posibilidad de sincronizarse con el ordenador y volcar en él todo este material en bruto para su posterior procesamiento.

Una vez realizado todo este ejercicio previo, resulta de especial interés que el alumno redacte un párrafo descriptivo del problema, utilizando un procesador de textos libre como *OpenOffice*, dirigido a una persona hipotética que no posee conocimientos sobre el problema estudiado. Esta descripción debe llevarse a cabo utilizando un vocabulario técnico apropiado al tema tratado que servirá al alumno para comprender mejor el problema.

2.3.1.1 Preparación de la “mesa de trabajo”

Tal como indica la mayoría de las técnicas de estudio para potenciar la concentración en el problema, lo más importante es preparar todo el material que se va a necesitar para la tarea que se va a llevar a cabo.

Para ello es conveniente hacer ver al alumno que, igual que el pintor tiene que tener preparado el modelo que va a pintar, la iluminación, el caballete, lienzo, pinturas, etc. el diseñador tiene que tener preparadas las herramientas necesarias y hacer un inventario previo de todo el material que va a necesitar, como puede ser el material de escritura, software instalado, imágenes, tablas, etc. Para ello es muy útil hacer primero un repaso de todas las fases del proceso de diseño.

2.3.1.2 Métricas. Elaboración del croquis del elemento

Una vez preparado todo el material y el espacio de trabajo se procederá a dibujar, primero a mano alzada, y luego por ordenador utilizando por ejemplo el software de dibujo *QCAD*, un croquis o esquema del elemento que se va a simular. Debe ser lo más descriptivo posible.

Además se detallarán todas las ecuaciones que rigen el problema para conocer los valores que son datos conocidos y los que son incógnitas a resolver.

Así mismo es imprescindible conocer en cualquier proceso de diseño las unidades en las que se va a trabajar, preferiblemente en Sistema Internacional, de modo que estas sean homogéneas. Si se prevé necesario conviene recordar conceptos de Matemáticas, Física y Dibujo técnico de la Educación Secundaria Obligatoria.

En esta fase ya se definen completamente los resultados globales que se esperan del proceso de diseño así como variables que posiblemente se hayan pasado por alto en el planteamiento inicial del problema.

2.3.2 Pre-diseño. Comprobación previa de que el modelo cumplirá con las especificaciones

En este paso del proceso de diseño se debe comprobar si el diseño previsto satisface las exigencias de forma aproximada.

Para ello lo más adecuado es tratar de elaborar un modelo simplificado y realizar los cálculos necesarios para determinar si éste cumple las especificaciones, es decir, calcular con “números gordos” si se ha realizado un correcto pre-diseño. Será suficiente con que estos resultados de cálculo tengan el mismo orden de magnitud que los resultados esperados. Estos últimos se pueden suponer de otros trabajos previos de otros autores que se hayan consultado en la Fase 1, de búsqueda de información.

En los casos que nos ocupan se elaborará un modelo 3D sencillo, es decir, aproximando el sólido tridimensional, utilizando el software *FreeCAD*, a figuras geométricas clásicas como cilindros, esferas, conos y similares.

El sólido resultante se exportará a *OpenFOAM*, con el que se realizarán los cálculos con Elementos Finitos. Es en este software donde se introducen las condiciones de cálculo, como cargas que debe soportar el elemento diseñado, dimensiones, pesos, resistencias, deformaciones, etc. Con todo ello se realizará la primera simulación, y se determinará si los resultados esperables están dentro de las especificaciones, es decir, los resultados obtenidos son del mismo orden de magnitud que los resultados esperados.

En esta fase se debe poner especial atención en las unidades de las magnitudes de medida, preferiblemente dadas en el Sistema Internacional.

Se debe repetir esta fase hasta alcanzar un orden de magnitud en los resultados similar al esperable.

2.3.3 Diseño de detalle

Esta fase es similar a la anterior. En este caso, la geometría del sólido tridimensional elaborada en *FreeCAD* ya no es una aproximación, sino que la geometría definitiva. Se simula el comportamiento de la pieza resultante utilizando el software *OpenFOAM*, con las condiciones de carga, esfuerzos, etc. reales a las que se verá sometido.

2.3.4 Verificación de cumplimiento de las especificaciones

Una vez obtenido el elemento diseñado que cumple con las especificaciones exigidas, debe someterse al mayor número posible de simulaciones de comportamiento variando las condiciones de carga, resistencia, etc. con el objetivo de determinar el rango de valores de trabajo del elemento diseñado.

Se dará un rango de valores recomendados de trabajo de la pieza, así como un rango de valores críticos de fallo de pieza.

2.3.5 Entregables

Se elaborará una memoria técnica sencilla en la que se describa el objetivo del proyecto de diseño, las especificaciones que debe cumplir, planos constructivos si fueran necesarios, así como descripciones de los mapas de esfuerzos obtenidos de las gráficas de los software *OpenFOAM* y *FreeCAD*. Todo ello de acuerdo con la normativa vigente *UNE 157001:2014 Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico*.

3. RESULTADOS

A continuación se propone el uso de este método para diseñar una pieza dental, para el Ciclo de Técnico Superior en Prótesis Dentales; una viga-canal metálica para el Ciclo de Técnico Superior en Construcciones Metálicas; y una tuerca que trabaja a compresión para el Ciclo de Técnico Superior en Diseño en Fabricación Mecánica.

Con la aplicación de esta metodología se persigue que los alumnos de Ciclos Formativos adquieran unas nociones sobre el proceso de diseño de un elemento de su disciplina.

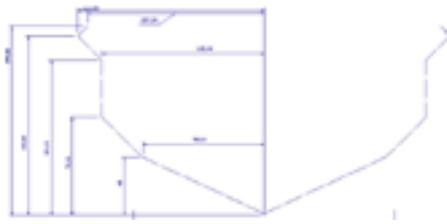
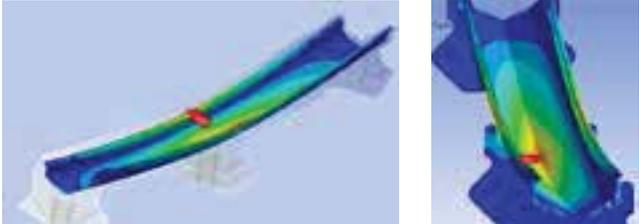
En los tres casos se presenta una tabla cumplimentada con las cinco fases del proceso, los materiales y elementos básicos de que consta cada fase. Esta tabla, sin cumplimentar, serviría al alumno como guía para realizar el proceso de diseño. Se propone que el tiempo aproximado necesario para completar el proceso no supere las 8h divididas en cuatro sesiones para no perder la atención y concentración del alumno.

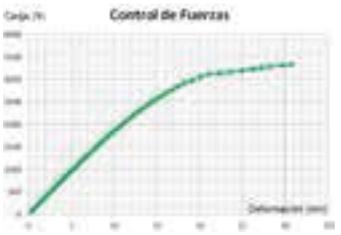
En la primera fase se realiza una breve descripción de lo que se pretende diseñar, el tipo de disciplina del que se trata y las variables principales del problema. Una pequeña descripción de materiales

necesarios y “mesa de trabajo” como recordatorio de que debe tenerse en cuenta, y un croquis del objeto diseñado, con ecuaciones, variables, datos, incógnitas y resultados esperables.

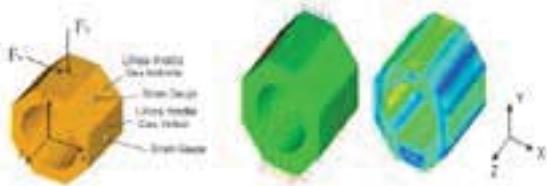
Posteriormente la fase de pre-diseño, en la que se presenta el modelo simplificado con cálculos aproximados para determinar si se están cumpliendo las condiciones impuestas.

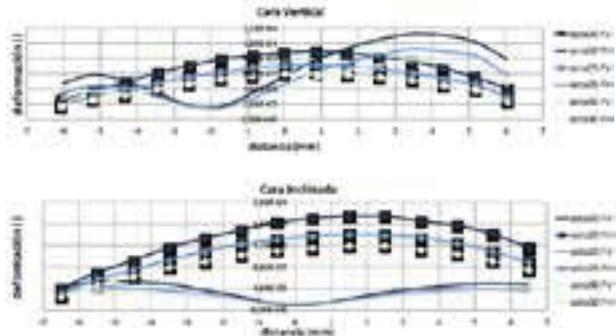
La fase de diseño muestra el diseño del modelo con la geometría final y los resultados. La cuarta y quinta fases son las de presentación ordenada de resultados.

Técnico Superior en Construcciones Metálicas		
VIGA-CANAL	Elementos básicos	Materiales
Fase 1: Definición del problema	<u>Disciplina:</u> Resistencia de materiales <u>VARIABLES:</u> Deformaciones (mm) Esfuerzos (MPa) Dimensiones (m) <u>Tiempo disponible:</u> 4 sesiones de 2h.	Cuaderno de apuntes. Material de escritura. TIC: Evernote Acceso a internet
	<u>Descripción del objetivo:</u> Se trata de obtener la distribución de esfuerzos de una viga-canal de dimensiones dadas cuando se le aplican dos cargas inclinadas concurrentes de 4800N en el vano central. Se elaborará un mapa con la distribución de esfuerzos que soporta, así como el primer modo de pandeo en función de la variación de las condiciones de trabajo.	
Preparación de la “mesa de trabajo”	Ordenador, cuaderno, material de dibujo y escritura. Superficie plana ordenada y bien iluminada.	
Métricas. Croquis.	<u>Ecuación</u> de esfuerzos de Von-Mises en una viga: $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ <u>Datos y unidades:</u> Geometría de la viga-canal, espesor (t) (mm) Fuerzas oblicuas (F) (N) Módulo de Young (E) (N) <u>Resultados esperados:</u> Deformaciones inferiores a $35 \cdot 10^{-3}$ m 	TIC: – Paint – OpenOffice – Q-CAD
Fase 2: Diseño general. Primera aprox. al cumplimiento de las especificaciones		
Fase 3: Diseño de detalle	 (Seco-Nicolás, M., 2012)	
		TIC: – FreeCAD – OpenFOAM

Fase 4: Verificación de las especificaciones		<u>Rango de trabajo:</u> Fuerza [0, 3250] N produce deformaciones [0,25]mm <u>Rango de fallo:</u> Fuerza [3100, 3500] N
Fase 5: Entregables	<ul style="list-style-type: none"> - Memoria descriptiva - Especificaciones, rango de trabajo y rango de fallo - Figuras y planos representativos del diseño de detalle 	TIC: - OpenOffice

Técnico Superior en Fabricación Mecánica

TUERCA A COMPRESIÓN	Elementos básicos	Materiales
Fase 1: Definición del problema	<u>Disciplina:</u> Resistencia de materiales <u>Variables:</u> Deformaciones (mm) Esfuerzos (N) Dimensiones (m) <u>Tiempo disponible:</u> 4 sesiones de 2h.	Cuaderno de apuntes. Material de escritura. TIC: Evernote Acceso a internet
Preparación de la “mesa de trabajo”	Ordenador, cuaderno, material de dibujo y escritura. Superficie plana ordenada y bien iluminada.	
Métricas. Croquis.	<u>Ecuación de deformaciones:</u> $\epsilon_x = 0,94 \cdot \frac{F_y \cdot r}{E \cdot (b-t)^2} \quad \epsilon_y = 0,94 \cdot \frac{F_x \cdot r}{E \cdot (b-t)^2}$ $\epsilon_y = 0,37 \cdot \frac{F_y \cdot r}{E \cdot (b-t)^2} \quad \epsilon_x = 0,37 \cdot \frac{F_x \cdot r}{E \cdot (b-t)^2}$ <u>Datos y unidades:</u> Radio externo (r), anchura (b), espesor (t) (m) Fuerzas verticales (Y) y horizontales (X) (N) Módulo de Young (E) (N) <u>Resultados esperados:</u> Deformaciones inferiores a $2 \cdot 10^{-4}$ m	TIC: - Paint - OpenOffice - QCAD
Fase 2: Diseño general. Primera aprox. al cumplimiento de las especificaciones	 (Ramirez, L.P. et al., 2012)	

<p>Fase 3: Diseño de detalle</p>	<p>Deformaciones longitudinales en caras verticales e inclinadas:</p>  <p>(Ramirez, L.P. et al., 2012)</p>	<p>TIC: – FreeCAD – OpenFOAM</p>
<p>Fase 4: Verificación de las especificaciones</p>	<p>Rango de trabajo Fx, Fy= [600, 1000] N Rango deformaciones [7.13·10⁻⁵, 2.21·10⁻⁴] mm</p>	
<p>Fase 5: Entregables</p>	<p>– Memoria descriptiva – Especificaciones, rangos de trabajo y deformaciones – Figuras y planos representativos del diseño de detalle</p>	<p>TIC: – OpenOffice</p>

<p>Técnico Superior en Prótesis Dentales</p>		
<p>PIEZA DENTAL</p>	<p>Elementos básicos</p>	<p>Materiales</p>
<p>Fase 1: Definición del problema</p>	<p><u>Disciplina:</u> Resistencia de materiales <u>Variables:</u> Deformaciones (mm) Esfuerzos (MPa) Dimensiones (m) <u>Tiempo disponible:</u> 4 sesiones de 2h.</p> <p><u>Descripción del objetivo:</u> Se trata de obtener los esfuerzos y desplazamientos de una prótesis dental que es sometida a un esfuerzo de compresión 200N. Se elaborará un mapa con la distribución de esfuerzos de Von-Mises y deformaciones por desplazamientos.</p>	<p>Cuaderno de apuntes. Material de escritura. TIC: Evernote Acceso a internet</p>
<p>Preparación de la “mesa de trabajo”</p>	<p>Ordenador, cuaderno, material de dibujo y escritura. Superficie plana ordenada y bien iluminada.</p>	
<p>Métricas. Croquis.</p>	<p><u>Ecuación</u> de esfuerzos de Von-Mises en una viga:</p> $\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$ <p><u>Datos y unidades:</u> Geometría de la viga-canal, espesor (t) (mm) Fuerzas compresión (Fz) (N) Módulo de Young (E) (N)</p> <p><u>Resultados esperados:</u> Deformaciones inferiores a 30·10⁻⁶ m</p>	<p>TIC: – Paint – OpenOffice – Q-CAD</p>
<p>Fase 2: Diseño general. Primera aprox. al cumplimiento de las especificaciones</p>		<p>TIC: – FreeCAD – OpenFOAM</p>

Fase 3: Diseño de detalle		TIC: – FreeCAD – OpenFOAM
Fase 4: Verificación de las especificaciones		Rango de trabajo [xxxx, yyyy] Rango de fallo [zzzzz, vvvv]
Fase 5: Deliverables	<ul style="list-style-type: none"> – Memoria descriptiva – Especificaciones, rango de trabajo y rango de fallo – Figuras y planos representativos del diseño de detalle 	TIC: – OpenOffice

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Con esta metodología de diseño basada en el método de proyectos, adaptada al mundo profesional y dirigida a alumnos de Ciclos Formativos de Grado Superior, se logra mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje de estos alumnos perfeccionando su comprensión del fenómeno físico que rige el comportamiento del elemento que se diseña mediante el uso de las TIC.

Es mediante estas herramientas didácticas como se propone fomentar el interés del alumnado en todas las fases del proceso de diseño a través de propuestas sencillas pero verosímiles de diseños cuyos resultados sean simulaciones visibles mediante el uso de las TIC y adaptadas a la realidad profesional.

Para que estos resultados sean verdaderamente útiles para el alumno, estas simulaciones son precisas si se utilizan los software propuestos para el proceso de diseño de los elementos de cada familia profesional, pudiendo ser estos de complejidad variable para que se adapten al ritmo de aprendizaje del alumno.

Para que este método sea efectivamente implementable en los centros de enseñanza, todos los software propuestos en este artículo son de licencia libre o de licencia educativa, sin perder por ello eficacia en los cálculos.

Para ejemplificar la generalidad del método de diseño adaptado a la enseñanza de Ciclos Formativos Superiores se ha resumido el proceso completo de tres elementos de tres Familias profesionales distintas, desde la fase inicial, de reflexión sobre el problema, hasta la final, de entrega de resultados.

5. REFERENCIAS

- Barak, M., & Shachar, A. (2008). Projects in technology education and fostering learning: The potential and its realization. *Journal of Science Education and Technology*, 17(3), 285-296. doi:10.1007/s10956-008-9098-2
- Bathe, K.-J. (1996). *Finite element procedures*. United States.
- Cabezas, L., Barbero, M., Campos, R., López Vilchez, I., & Oliver, J. C. (2016). *Dibujo científico. "Arte y naturaleza, ilustración científica, infografía, esquemática"*. Madrid: Cátedra.

- Class, C. B. (2011). An approach for teaching new technologies and life-long learning skills: Integrating elements of the project method and discovery learning in structured courses. Paper presented at the *2011 IEEE Global Engineering Education Conference, EDUCON 2011*.
- Dassault Systèmes-SolidWorks Corp. (2014). *SolidWorks 2015*. Mexico: SolidWorks.
- Katz, L. G., Chard, S. C., & Kogan, Y. (2014). *Engaging Children's Minds: The Project Approach*. United States: ABC/CLIO.
- OpenCFD. (2009). *OpenFOAM. The Open Source CFD Toolbox*. OpenCFD Ltd.
- Pachikov, S. (2013). *Evernote v. 5.0.3.1614*. Free version.
- Ramirez, L. P., Flores, G. M., & Hecker, R. L. (2013). Diseño de un dinamómetro compacto para medición de fuerza en un torno CNC. *Trabajos III CAIM 2012. Tercer Congreso Argentino de Ingeniería Mecánica 2012*. Buenos Aires, Argentina.
- RibbonSoft. (2014). *QCAD v3.7*. OpenSource.
- Riegel, J. & Mayer, W. (2016). *FreeCAD v. 0.16*. OpenSource
- Sun Microsystems & Oracle Corp. (2010). *OpenOffice*. OpenSource
- Swanson Analysis Systems (2014). *ANSYS*. Educational license
- Villanueva Palacios, P. (1992). *CAD. Hardware y software* (D. L. Edunsa Ed.). Barcelona, Spain.
- Villarraga-Ossa, J. A., Diosa-Peña, J. G., Vélez-Muriel, S. M., Latorre-Correa, F., & Escobar-Restrepo, J. C. (2015). Metodología alternativa para elaborar modelos geométricos de anatomía dental. *Revista CES Odontología*, 28(2), 133-139. Antioquía.

BREVE RESEÑA CURRICULAR DEL AUTOR

Seco-Nicolás, Manuel

Ingeniero Industrial por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013), Arquitecto Técnico e Ingeniero de Edificación por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013). Máster Universitario en Formación del profesorado por la Universidad de Murcia (2014). Estudiante de doctorado en la Escuela Internacional de Doctorado de la Universidad de Murcia (2014-2016). Miembro colaborador en el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación docente en Tecnología (2016) adscrito al departamento de Electromagnetismo y Electrónica de la Universidad de Murcia. Su línea de investigación principal actual, Energía Solar Térmica e Innovación Educativa. Su producción científica se centra en Energía Solar Térmica.

ANEXO 7

Alarcón García, M., Seco-Nicolás, M., Luna Abad, J.P. (2016)
Acercamiento experimental a la energía solar en la Educación Secundaria en,
*Tecnología, Innovación e Investigación en los procesos de enseñanza-
aprendizaje 2016*. Alicante: Octaedro, pp. 40-49. ISBN: 978-84-9921-848-9.
Disponible en: <https://octaedro.com/pdf/16086-EduTec.pdf>

Acercamiento experimental a la energía solar en Educación Secundaria

Mariano Alarcón García^{1*}, Manuel Seco-Nicolás¹ y Juan Pedro Luna Abad²

¹ *Universidad de Murcia*

² *Universidad Politécnica de Cartagena*

RESUMEN

El principal objetivo de este trabajo es realizar una propuesta de acercamiento experimental a tres equipos de aprovechamiento de la energía solar dirigida a estudiantes de Educación Secundaria. Se persigue aumentar las competencias del alumnado en energías renovables, conversión de la energía, propiedades de los circuitos eléctricos o conceptos ópticos, entre otros, así como las relacionadas con la experimentación, medida de temperaturas y radiación, el método de proyectos o el trabajo colaborativo, todas ellas directamente relacionadas con el aprendizaje constructivista. Con este fin se describe la experimentación con tres formas de aprovechamiento de la energía solar: fotovoltaica, térmica de baja temperatura para calentamiento de agua y térmica de alta temperatura para la cocción de alimentos (cocina solar). Los estudiantes aprenden a distinguir estas distintas formas de energía renovable, así como los efectos benéficos del trabajo en equipo, los métodos científicos, etc.

PALABRAS CLAVE: educación secundaria, competencias técnicas, energía solar fotovoltaica, energía solar térmica, cocina solar.

ABSTRACT

The main objective of this work is to show a proposal of an experimental approach of three different devices for different solar energy applications addressed to students of high schools. It aims to increase specific competences in renewable energy, energy conversion, properties of electrical circuits, optical concepts, among others, as well as those related to experimentation, temperature measuring, projects method, and collaborative work. All directly lead to a constructivist learning. To this end, the experimentation with three devices which take profit from Sun are described: solar photovoltaic for electricity, solar thermal of low temperature for heating up domestic water and solar thermal of high temperature to cook in solar kitchens. Students learn to appreciate the benefits of those ways of harnessing the Sun through renewable energy, as well as those aimed at improving the team working, scientific methods, etc.

KEY WORDS: high school learning, technical competences, solar photovoltaic, solar thermal, solar kitchen.

1. INTRODUCCIÓN

Durante años la Sociedad en general ha sido reacia a apoyar el desarrollo de las energías renovables, aceptando mitos como su incapacidad para sustituir otras fuentes de energía más contaminantes para la generación eléctrica de la red general (Shoulders Shoulders, Wyatt, & Johnson, 2014). Shoulders et al. afirman que una educación adecuada puede cambiar la opinión y aceptación por aquellas personas que aún desconfían de las energías renovables, apostando por un aprendizaje experimental.

Pese a todo, las energías renovables han experimentado un gran crecimiento en todo el mundo en los últimos veinte años. Entre ellas, la energía solar es una de las más populares y extendidas. La Humanidad ha encontrado diferentes formas de aprovechar la energía procedente del Sol. Sin embargo, la población en general no tiene un conocimiento real de tales tecnologías, e incluso a menudo las confunde entre sí o incluso con las procedentes de fuentes energéticas fósiles (Zyadin, Puhakka, Ahponen, Cronberg, & Pelkonen, 2012), que concluyeron que hay que mejorar la enseñanza de estas materias desde niveles básicos.

En los últimos 20 años la enseñanza de las materias tecnológicas ha aumentado en muchos países, como resultado del desarrollo tecnológico y de la importancia que la Tecnología ha adquirido en la Sociedad y en nuestra vida diaria. Existe una multitud de textos (Deléage & Souchon, 1996), materiales multimedia, como el de Delgado Marín, Mínguez Escolano y Yepes Martínez (2003), o sitios de Internet, dirigidos a la divulgación y enseñanza de los conceptos, equipos e instalaciones relacionadas con la Energía y, en particular, con las energías renovables.

Para Acikgoz (2011) la enseñanza de las energías renovables tiene la virtud de motivar el interés del alumnado por el aprendizaje, en particular de aquellos que tienen conciencia de los problemas medioambientales, y que, por otra parte, esta enseñanza es clave para la preparación de trabajadores cualificados en este sector llamado a ser clave en las sociedades futuras.

Una de las principales dificultades en la enseñanza de las energías renovables, y en particular de la energía solar, es el hecho de que los distintos equipos de aprovechamiento solar se basan en distintos fenómenos físicos, y algunos son complejos. También ocurre que hasta hace poco los estudios en este campo permanecían en el ámbito de expertos (Ciriminna, Meneguzzo, Pecoraino, & Pagliaro, 2016).

Sin embargo, muchos de los conceptos manejados en el estudio de la energía solar están incluidos en los currículos de enseñanza secundaria, por lo que el estudio de las diferentes aplicaciones de la energía solar es una buena oportunidad para mejorar su conocimiento de dichos conceptos, a la vez que los estudiantes encuentran aplicaciones de la teoría y se vuelven más interesados en Física, Tecnología, Ciencias de la Naturaleza, etc.

Algunos de los investigadores referidos (Shoulders et al., 2014; Ciriminna et al., 2016) recomiendan específicamente métodos de enseñanza basados en el contacto y la experimentación con los equipamientos e instalaciones de energías renovables. Otra opción (Torres-Ramírez, García-Domingo, Aguilera, & de la Casa, 2014) es la aproximación mediante vídeos o, más general, a través de la Web 2.0; el canal de YouTube™ creado por Torres-Ramírez et al., <https://www.youtube.com/user/renewenergyvs>, es una muestra.

El objetivo de este trabajo es mostrar como los estudiantes de secundaria pueden acercarse mediante la experimentación a tres diferentes aplicaciones de la energía solar: paneles fotovoltaicos, captadores solares térmicos y cocina solar. Se apuesta por un acercamiento experimentalista: los estudiantes aprenden el modo de trabajar de los equipos comprobándolo experimentalmente, pero también puede realizarse con un enfoque constructivista, de modo que el alumno vaya descubriendo cómo la energía solar puede aprovecharse para diferentes aplicaciones, y también porque estos equipos pueden ser descubiertos en su entorno cercano o incluso ser realizados por los mismos estudiantes mediante el método de proyectos (Thomas, 2000) u otras metodologías (Sánchez, 2013).

Desde luego que el campo de aplicaciones de la energía solar es mucho más amplio, pero estas pueden considerarse suficientemente significativas y más o menos cercanas al alumnado. Aunque en este trabajo se contemplan estas aplicaciones para alumnado de enseñanza secundaria, pueden ser también de aplicación en otros niveles educativos.

2. PROPUESTA DE EQUIPOS DE EXPERIMENTACIÓN EN ENERGÍA SOLAR

Tres tecnologías diferentes se consideran en este trabajo: panel fotovoltaico, captador solar térmico, y cocina solar. La tabla 1 muestra los principios físicos y la energía útil de los equipos propuestos. En párrafos siguientes se describe los prototipos, así como algunas actividades, incluyendo las mediciones experimentales, que pueden hacerse en un aula o laboratorio de Secundaria, así como las competencias que se trabajan en las actividades propuestas.

Tabla 1. Principios físicos y energía útil de los equipos solares.

Equipo	Principio físico	Energía útil
Panel fotovoltaico	Efecto fotovoltaico	Energía eléctrica
Captador solar térmico	Radiación térmica y efecto invernadero	Agua caliente
Cocina solar	Radiación térmica concentrada	Cocción de alimentos

2.1 Panel solar fotovoltaico

La energía solar fotovoltaica (esfv) se basa en el llamado efecto fotovoltaico (Lorenzo, 1994): fotones de la luz solar incidentes sobre una red electrón-hueco, normalmente en un material semiconductor, transfieren energía suficiente a electrones para superar la barrera de potencial en una unión p-n, y establecer una diferencia de voltaje entre ambas caras de la unión, que genera una corriente eléctrica. Hoy día las células fv están ampliamente extendidas en muchas aplicaciones, desde calculadoras hasta grandes plantas de generación eléctrica. Por otra parte, las células fv en la actualidad son baratas.

Una célula fotovoltaica (fv) se comporta de hecho como un generador de corriente continua, sino accionado por la corriente de fotones, por lo que puede ser parte de un circuito eléctrico clásico, y lo que se propone es justo construir un circuito eléctrico compuesto por:

- 1 o 2 grupos de celdas fv (dependiendo del número de celdas, la carga, etc.)
- Una carga eléctrica, formada por conjunto de resistencias que puedan ser conectadas en distintas agrupaciones serie-paralelo. Alguna de las resistencias puede sustituirse por una lámpara, un motor eléctrico, etc.
- Un soporte con inclinación regulable (un caballete puede servir)
- Un multímetro eléctrico
- Un piranómetro, instrumento para medir la irradiancia solar, o en su defecto un luxómetro

Es interesante resaltar que el comportamiento del panel solar (voltaje, V , intensidad, i) depende de la carga (resistencia eléctrica) conectada a sus extremos (Lorenzo, 1994). Así, variando la resistencia global del conjunto de resistencias, mediante las diferentes asociaciones serie-paralelo, se obtienen distintos pares tensión-intensidad. Si se mide un número suficiente de pares i - V para una misma irradiancia solar (lo que se puede considerar si el intervalo de tiempo entre medidas es relativamente pequeño y con cielo estable), se puede determinar la curva de prestaciones i - V del panel fv. Típicamente se hacen las medidas de cortocircuito ($R=0$; $V=0$) y circuito abierto ($R=\infty$; $I=0$), que marcan los extremos de la curva en un diagrama i - V , y entre ellas los correspondientes a los valores de R de distintas asociaciones de las resistencias.

La figura 1 a muestra el montaje global. Los paneles fv se montan sobre un caballete que se orienta e inclina en la dirección del sol; junto a él se coloca el panel de resistencias (Fig. 1 b), que permite un fácil cambio de las conexiones serie-paralelo. Con todas las medidas obtenidas para una misma irradiancia solar (energía por unidad de tiempo y superficie) se puede obtener la curva de carga o de

prestaciones i - V del panel fv (Davidsson, Bernardo, Gomes, Gentilea, Gruffman, Chea, & Karlsson, 2014). Si se quiere relacionar las medidas con dicha irradiancia hace falta recurrir a conceptos en general superiores a la Enseñanza Secundaria, aunque sí en módulos profesionales.

La experimentación para las medidas eléctricas se debe hacer preferentemente con los paneles orientados hacia el sol. Una forma sencilla de orientar el panel perpendicular a la luz solar es mediante un gnomon, componente básico de los relojes de sol, que se puede construir de forma sencilla (<https://sites.google.com/site/lacienciadelosastros/taller-de-astronomia/el-gnomon>). Un gnomon sencillo es una varilla perpendicular a al plano de los paneles (Fig. 1 d), cuya sombra mínima indica que están orientado hacia el sol.

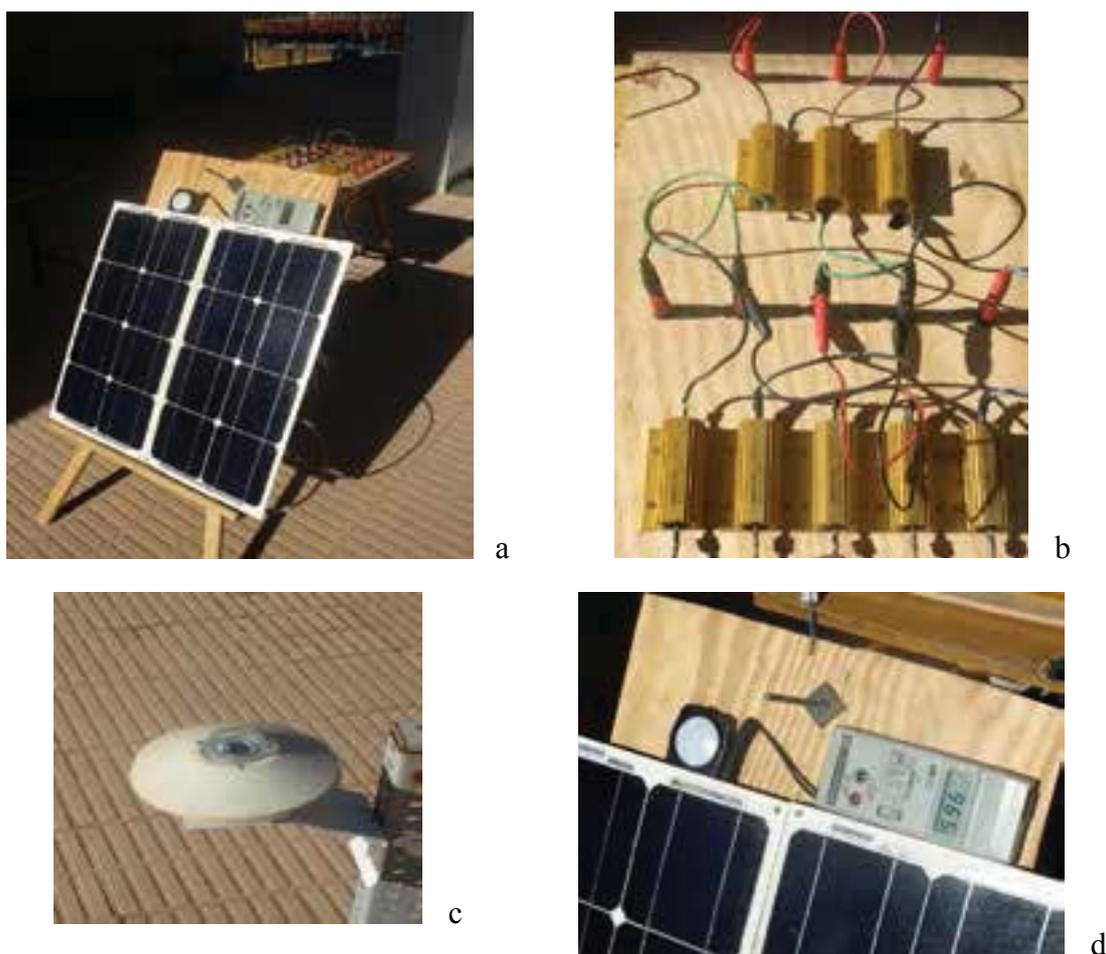


Fig. 1. Montaje de experimentación con paneles de energía solar fotovoltaica. a) Paneles fotovoltaicos. b) Panel de resistencias para montajes serie-paralelo. c) Piranómetro. d) Gnomon y luxómetro.

2.2 Captador solar térmico

Los captadores o colectores solares térmicos son equipos ampliamente utilizados para la generación de agua caliente sanitaria o calefacción, intercambiando calor directamente con el Sol.

En esencia un captador térmico típico consiste en una parrilla de tubos, por los que circula agua u otro líquido intermedio, unida a una placa metálica, que es la que verdaderamente capta la radiación solar; el conjunto está encerrado en una caja térmicamente aislada excepto por su cara superior, que es transparente, típicamente un cristal de características ópticas favorables. El agua es bombeada desde un depósito, volviendo a él unos grados más caliente (Duffie & Beckham, 2013).

En este caso la radiación solar se convierte directamente en agua caliente. La radiación incide directamente sobre la placa metálica, intercambiando calor por radiación. La placa conduce el calor a los tubos llenos de agua, y esta es bombeada más caliente al depósito en el que se almacena para su uso. Mediante colectores planos se alcanzan temperaturas de almacenamiento entre 60 y 80 °C con un rendimiento del 50-80 %.

En este trabajo se presenta una instalación prototipo de bajo coste diseñada con fines experimentales y de divulgación. El conjunto está integrado por: un captador térmico básico de 0,175 m² de superficie de captación (frontal), un soporte, una bomba, dos depósitos, para agua fría y caliente, y al menos dos termómetros (Fig. 2).

Un captador térmico básico puede ser construido por el profesor/a de materias tecnológicas o incluso por estudiantes en el aula-taller del instituto mediante el método de proyectos (Thomas, 2000). El captador (Fig. 3b) está formado por una lámina de aluminio de 1 mm; tres tubos de cobre de Ø10 mm, formando una parrilla; una caja aislada, la cubierta transparente y conexiones de entrada y salida de agua (Fig. 3c). El objeto de la cubierta transparente es permitir que la luz solar llegue a la placa absorbidora de calor, reducir las pérdidas de calor y la creación de efecto invernadero en el hueco cubierta-placa. La superficie captadora se ha pintado con pintura negra, altamente absorbente. La operación más difícil es la soldadura de la placa de aluminio a los tubos de cobre, que puede requerir ayuda externa.

Cuando se expone el captador a la radiación solar y el agua fluye por aquel la temperatura saliente aumenta, lo que evidencia la absorción de calor por el equipo; si se conoce el valor del caudal de agua se puede también conocer el calor captado. La medición de las temperaturas puede realizarse mediante termómetros de columna líquida o las sondas de termopar o Pt100, que los más extendidos en la actualidad (Hernández Grau & Alarcón, 2005).



Fig. 2. Montaje para experimentación de captador de energía solar térmica para generación de agua caliente. a) Sistema conjunto; b) Captador; c) Placa absorbidora y parrilla de tubos (visión trasera).

2.3 Cocina Solar

El tercer equipo es una cocina solar. Hay muchos equipos conocidos con este nombre (Solar Cookers International Network, 2016), y la característica común es la concentración de los rayos solares con objeto de alcanzar temperaturas más altas que en un captador plano. Básicamente hay dos tipos de concentración de la luz: reflexión (espejos) y refracción (lentes) (Duffie & Beckham, 2013); en las cocinas solares se usa normalmente el primero.

Temperaturas superiores a 3000°C pueden obtenerse mediante concentración de la radiación solar en instalaciones de experimentación y ensayo, aunque para la cocción de alimentos no se requieren tan altas; dependiendo del tipo de cocción las temperaturas requeridas están entre 100°C (cocción en agua) y 250°C (horno doméstico).

En Internet se encuentran fácilmente diseños más o menos sofisticados de cocinas solares (http://solarcooking.wikia.com/wiki/Solar_Cookers_International_Network_%28Home%29; https://es.wikipedia.org/wiki/Cocina_solar; <http://solarcooking.org/plans/>). En esencia una cocina solar de reflexión está formada por un conjunto de espejos curvados o planos que dirigen la luz reflejada sobre un punto, el foco, donde se pone el alimento a cocinar (en un recipiente o incluso “desnudo”). Existen kits comerciales de cocina solar de perfil parabólico u otros, que se pueden encontrar fácilmente con cualquier buscador de Internet, en los que se alcanza fácilmente en su foco temperaturas superiores a 200°C.

Para los objetivos de este trabajo se podrían usar cocinas bien terminadas, pero también otras más simples y económicas, en las que se obtiene un grado de concentración suficiente para la cocción de alimentos. Así, se propone una cocina de fácil realización y bajo coste construida a partir de una caja de cartón (<http://www.greenoptimistic.com/solar-oven-cardboard/#.V9yR8q2lfPA>), que se convierte en una cavidad abierta, forrada con algún tipo de lámina reflectante, p.e., papel de aluminio (Fig. 3a). Temperaturas superiores a 100°C se obtienen sin dificultad en la cavidad.

Además de la cavidad, también son importantes las características del recipiente, como receptor final de la radiación. En este caso se ha elegido un recipiente de doble cubierta de cristal, consistente en dos tarros de vidrio transparente de distinto diámetro (Fig. 3c), metiendo el menor, que contiene el alimento, dentro del más grande. La doble cubierta solar produce un efecto invernadero en el interior del recipiente que mejora la captación térmica, evitando, además, las pérdidas de calor del tarro interior, el que contiene los alimentos (Fig. 3d).

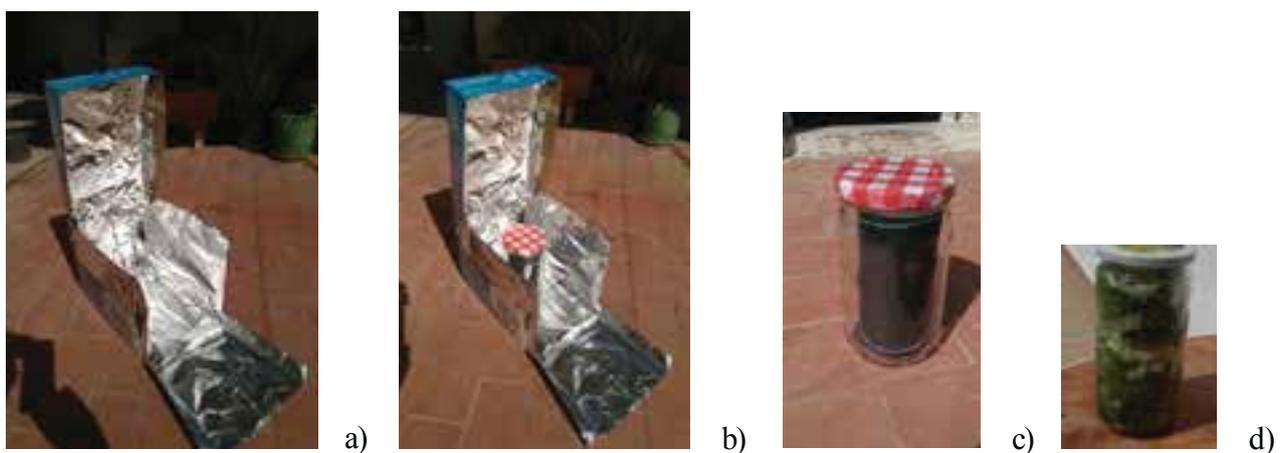


Figura 3. Cocina solar construida a partir de una caja de cartón y “cazuela”. a) Cavidad; b) Cavidad con cazuela de cristal; c) Cazuela formada por tarros de cristal concéntricos; d) Tarro con alimento a cocinar.

3. RESULTADOS Y DISCUSION

Con los equipos descritos en el apartado anterior se pueden llevar a cabo distintas experiencias relacionadas con el aprovechamiento de la radiación solar en los que se trabajan distintas competencias.

3.1 Panel solar fotovoltaico

La competencia principal que se adquiere con esta actividad es el conocimiento y experimentación de la generación eléctrica fotovoltaica. Por una parte, el alumnado conoce de cerca cómo son las células y cómo se agrupan para formar paneles fotovoltaicos, y observa cómo simplemente exponiendo al sol un panel de este tipo, inmediatamente se genera una corriente eléctrica entre los cables que salen del panel. Y también comprueba, mide, cómo las variables eléctricas varían en función de la luz, energía, recibida y de la carga del panel.

También pueden trabajarse competencias en circuitos eléctricos: ley de Ohm, asociaciones de resistencias serie y paralelo, y medidas de variables eléctricas. Varios de estos son actualmente en España estándares de aprendizaje evaluables (EAE) del bloque de “Mecanismos: Máquinas y Sistemas” de la materia Tecnología de 3º de ESO (Dec. 220/2015 CARM).

Además de otras competencias transversales, también se pueden trabajar aquellas de Ciencias de la Naturaleza relacionadas con el movimiento solar, la luz solar y su medida.

Igualmente significativa es la dimensión humana que está alcanzando la energía solar fotovoltaica, permitiendo llevar la electricidad a áreas remotas, que de otra forma carecerían de este tipo de energía, con la mejora en las condiciones de vida para estas personas que representa. Esta dimensión social y ética, puede igualmente trabajarse con el alumnado de Secundaria.

3.2 Captador solar térmico

La principal competencia que se adquiere con este montaje es el conocimiento y la experimentación del aprovechamiento de la radiación solar para la generación de calor de baja temperatura en forma de agua caliente, una alternativa a la energía fósil o eléctrica de este tipo de instalaciones.

Otras competencias están relacionada con el trabajo con las escalas y medición de temperaturas y la adquisición de habilidades experimentales en este campo o el movimiento y circulación de fluidos, aislamiento térmico, etc. Y también en Ciencias de la Naturaleza y Medio Ambiente, en lo relativo a la comprensión del efecto invernadero por la cubierta superior del captador y los mecanismos del cambio climático.

Por último, si el colector se realiza mediante el método de proyectos, se pueden desarrollar otro conjunto de competencias en Tecnología (realización de proyectos, dibujo técnico y acotación, manejo de herramientas, etc.) y transversales (trabajo en grupo, organización del trabajo, atención a la diversidad, etc.)

3.3 Cocina solar

Las competencias trabajadas con este equipo son de nuevo la generación de calor renovable, en este caso de alta temperatura, la medida de temperatura, etc. Pero también las relacionadas con la adquisición de conocimientos y experimentación en Óptica, así como en Ciencias de Alimentos.

Por otra parte, las cocinas solares se están extendiendo en regiones y países con dificultades de acceso a las fuentes de energía, lo que da una importante dimensión social a este equipo, permitiendo trabajar la competencia social, ética y solidaria del alumnado, así como en Ciencias Sociales propiamente dichas (Geografía, Economía, etc.).

La tabla 2 resume las principales competencias desarrolladas con los equipos descritos en este trabajo.

Tabla 2. Principales competencias desarrolladas con los equipos descritos.

Equipo	Competencia principal	Competencias científico-técnicas	Otras competencias
Panel solar fotovoltaico	Generación eléctrica por energía solar. Componentes de un sistema fotovoltaico.	En circuitos eléctricos: ley de Ohm, asociaciones de resistencias serie y paralelo, y medidas de variables eléctricas Movimiento solar, la luz solar y su medida	Competencia social, ética y solidaria Ciencias Sociales: Geografía, Economía, etc.
Captador solar térmico	Generación de calor de baja temperatura por energía solar. Componentes de un sistema de energía solar térmica de baja temperatura.	Escalas y medición de temperaturas Adquisición de habilidades experimentales Movimiento y circulación de fluidos Efecto invernadero y cambio climático	Asociadas a método de proyectos: Proyectos, dibujo técnico y acotación, manejo de herramientas, etc. Trabajo en grupo, organización del trabajo, atención a la diversidad, etc.
Cocina solar	Generación de calor de alta temperatura por energía solar.	Óptica: reflexión y refracción Escalas y medición de temperaturas Ciencias de Alimentos	Competencia social, ética y solidaria Ciencias Sociales: Geografía, Economía, etc..

4. CONCLUSIONES

Se ha diseñado un conjunto de equipos y montajes de fácil construcción y bajo coste basados en distintos aprovechamientos de la energía solar: panel solar fotovoltaico, captador solar térmico y cocina solar, así como un conjunto de experiencias dirigidas al alumnado de Enseñanza Secundaria. Los equipos pueden considerarse análogos a los utilizados en aplicaciones reales, aunque con una escala menor que hace posible su construcción y manejo por estudiantes de este nivel, de modo que puedan ser protagonistas de su aprendizaje.

Además de las competencias específicas de conocimiento y experimentación con energía solar, con estos equipos se trabajan también muchas otras competencias científico-técnicas, como propiedades de los circuitos eléctricos, medición de variables eléctricas y térmicas, fenómenos ópticos, etc., y de otros ámbitos, como las relacionadas con métodos de aprendizaje constructivista como el método de proyectos y otras competencias sociales, éticas y solidarias.

5. REFERENCIAS

- Acikgoz, C. (2011). Renewable energy education in Turkey. *Renewable Energy*, 36, 608-611.
- Ciriminna, R., Meneguzzo, F., Pecoraino, M., & Pagliaro, M. (2016). Rethinking solar energy education on the dawn of the solar economy. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 63, 13–18.
- Davidsson, H., Bernardo, R., Gomes, J., Gentile, N., Gruffman, C., Chea, L., & Karlsson, B. (2014). Construction of laboratories for solar energy research in developing countries. *Energy Procedia*, 57, 982–988. doi:10.1016/j.egypro.2014.10.081.
- Decreto 220/2015, de 2/09/2015, por el que se establece el currículo de la Educación Secundaria Obligatoria en la Cdad. Autónoma de la Región de Murcia. Boletín Oficial Región de Murcia, 203, 3/09/2015, pp.30729-31594.

- Deléage, J. P., & Souchon, C., (1996). *La energía como tema interdisciplinar en la educación ambiental*. Cyan Proyectos Editoriales S.A.
- Delgado Marín, J. P, Mínguez Escolano, F., & Yepes Martínez, P. (2003). *El Recorrido de la Energía en la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia*. F. Ayala Schraemly (Dtor), Murcia: Agencia de la Energía de la Región de Murcia.
- Duffie, J. A., & Beckman, W. A., (2013). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Madison, USA: Wiley.
- El gnomon [Entrada de blog]. Recuperado de <https://sites.google.com/site/lacienciadelosastros/taller-de-astronomia/el-gnomon>
- Hernández Grau, J., & Alarcón García, M. (2005). *Prácticas de Ingeniería Térmica*. Murcia: Diego Marín Librero-Editor.
- Lorenzo Pigueiras, E. (1994). *Electricidad solar: ingeniería de los sistemas fotovoltaicos*. Instituto de Energía Solar. U. Politécnica de Madrid, Madrid.
- Sánchez, J. M. (2013). *Qué dicen los estudios sobre el Aprendizaje Basado en Proyectos*. *Actualidad Pedagógica*. Recuperado en http://actualidadpedagogica.com/wp-content/uploads/2013/03/estudios_aprendizaje_basado_en_proyectos1.pdf.
- Shoulders, C. W., Wyatt, J. D., & Johnson, D. M. (2014). Demonstrations and lectures about solar energy in Arkansas: The importance of experiential learning. *Energy Research & Social Science*, 4, 100–105.
- Solar Cookers International Network (SCInet). (2016) Recuperado de: http://solarcooking.wikia.com/wiki/Solar_Cookers_International_Network_Home_29. Build a Cooker.
- The Green Optimistic. Make a Solar Oven From Cardboard Box in 5 Steps [Entrada de blog]. Recuperado de <http://www.greenoptimistic.com/solar-oven-cardboard/#.V9yR8q2lfPA>. Recuperado el 14/09/2016.
- Thomas, J. W. (2000). *A review of research on project-based learning*. California: Autodesk Foundation.
- Torres-Ramírez, M., García-Domingo, B., Aguilera, J., & de la Casa, J. (2014). Video-sharing educational tool applied to the teaching in renewable energy subjects. *Computers & Education*, 73, 160–177.
- Wikipedia. Cocina solar. Recuperado de https://es.wikipedia.org/wiki/Cocina_solar.
- Zyadin, A., Puhakka, A., Ahponen, P., Cronberg, T., & Pelkonen, P. (2012). School students' knowledge, perceptions, and attitudes toward renewable energy in Jordan. *Renewable Energy*, 45, 78-85.

BREVE RESEÑA CURRICULAR DE LOS AUTORES

Alarcón García, Mariano

Es Ingeniero industrial (1982) y Doctor (2001). Tras el paso por la industria, entró en la Universidad de Murcia, donde es Profesor Titular de Universidad del área de Máquinas y Motores Térmicos, en la que ha impartido docencia desde 1986 en asignaturas del ámbito de la energía en todos los niveles universitarios. En I+D+i tecnológica ha trabajado en optimización de la transmisión de calor, eficiencia y auditorías energéticas, energías renovables y movilidad sostenible, con numerosas publicaciones y asistencias a congresos. Imparte el Máster de Formación del Profesorado, siendo coordinador de la especialidad de Tecnología. Ha participado en proyectos de innovación docente, tutorizado numerosos TFMs y dirige una tesis doctoral. Participa regularmente desde 2008 en eventos de divulgación científica como La Noche de los Investigadores (evento europeo) o la Semana de la Ciencia y la Tecnología de la Región de Murcia.

Seco-Nicolás, Manuel

Ingeniero Industrial por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013), Arquitecto Técnico e Ingeniero de Edificación por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013). Máster Universitario en Formación del profesorado por la Universidad de Murcia (2014). Estudiante de doctorado en la Escuela Internacional de Doctorado de la Universidad de Murcia (2014-2016). Miembro colaborador en el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación docente en Tecnología (2016) adscrito al departamento de Electromagnetismo y Electrónica de la Universidad de Murcia.

Luna Abad, Juan Pedro

Ingeniero Industrial y Doctor (2010). Ha participado en varios proyectos de investigación relacionados con la transmisión del calor, que es su línea principal de investigación. Es docente en el Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos en la Universidad Politécnica de Cartagena. En la actualidad es integrante del Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación docente en Tecnología de la Universidad de Murcia.

ANEXO 8

Seco-Nicolás, M., Alarcón García, M. (2016)
Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en, *Tecnología, Innovación e Investigación en los procesos de enseñanza-aprendizaje 2016*. Alicante: Octaedro, pp. 3032-3040. ISBN: 978-84-9921-848-9.
Disponible en: <https://octaedro.com/pdf/16086-EduTec.pdf>

Simulador de comportamiento térmico para Ciclos Formativos de Grado Superior como nuevo material didáctico TIC para la mejora del proceso enseñanza-aprendizaje

Manuel Seco-Nicolás¹ y Mariano Alarcón García²

¹ *Universidad de Murcia*

² *Dpto. de Electromagnetismo y Electrónica. Universidad de Murcia*

RESUMEN

La presente comunicación se incluye en el área de estudio de Escenarios de aprendizaje basados en TIC, concretamente en simuladores, para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje. Se pretende dar a conocer algunas aplicaciones propuestas de este nuevo material didáctico que son útiles tanto para ampliar el currículo como para mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje de los estudiantes de Ciclos Formativos de Grado Superior en temas relacionados con la transmisión de calor. Específicamente, en esta comunicación se muestran algunas de las aplicaciones de este material didáctico para el módulo de Certificación Energética en Edificios I del Ciclo Formativo de Grado Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica. Tales aplicaciones están destinadas a cumplir los objetivos didácticos generales relacionados con los fenómenos de transmisión de calor en elementos pasivos establecidos para este nivel, a través del uso de un nuevo software de simulación basado en el método de simulación por redes.

PALABRAS CLAVE: transmisión del calor, eficiencia energética, TIC.

ABSTRACT

The current communication is included in the area of study of learning scenario based on ICTs, specifically in ICT simulators for the improvement of the teaching-learning process. It is intended to make known a few applications proposed for new didactic materials which are useful both to expand the curriculum and to improve the teaching-learning process of the students of Higher Level Training Cycles in subjects related to Heat Transmission. Specifically, this communication describes a few applications of these didactic materials for the module of Energy Certification in Buildings I of the High Level Training Cycle of Energy Efficiency and Thermal Solar Energy. Such applications are intended to fulfil the general didactic objectives related to the heat transmission phenomena in passive elements stated for this degree, through the use of a new simulation software based on the network simulation method.

KEY WORDS: heat transmission, energy efficiency, ITC.

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Problema/Cuestión

Con la presente comunicación se propone un software experimental de simulación de procesos térmicos (Alhama, F. y Cerro, F.D., 2005 y 2009), desarrollado por investigadores de las Universidades de Murcia y Cartagena, para ser utilizado como un material didáctico más del aula y transmitir contenidos de nivel propio de titulaciones técnicas de Grado pero adaptados a estudiantes de Ciclos Formativos de Grado Superior (CFGS) (Cerro, F.D., 2009). De este modo se puede explotar el potencial de dicho software como herramienta para introducir el conocimiento del fenómeno de la transmisión del calor, un campo que suele resultar de difícil comprensión para algunos alumnos.

Se trata de un interfaz entre el usuario y el software PSpice® (Microsim Corp., 1994) que opera en segundo plano como motor de cálculo de las ecuaciones de transmisión del calor. Para mostrar gráficamente los resultados de las simulaciones, la herramienta permite utilizar el software PSpice® para simular gráficas, o el software MatLab® (MathWorks, Natick, M.A., 1997) para generar animaciones, según lo necesite el usuario.

Un objetivo de su diseño ha sido desarrollar una herramienta informática de interfaz amable y sencilla, capaz de captar la atención del alumnado sin olvidar, por otra parte, que se trata de una herramienta eficaz para la docencia ya que, a través de su uso, se desarrollan gráficos, ecuaciones y animaciones sencillas que facilitan la comprensión del fenómeno físico de la transmisión del calor por conducción, convección y radiación, sin necesidad de recurrir a complejas ecuaciones.

Por otra parte, el profesorado necesita dedicar actualmente gran cantidad de tiempo, esfuerzo y recursos en elaborar sesiones prácticas para transmitir los conceptos de la transmisión del calor en medios sólidos, líquidos y gaseosos, a los alumnos del mencionado nivel de la enseñanza.

1.2 Revisión de la literatura

Este estudio se basa fundamentalmente en obtener uso y aplicaciones en la docencia del software PROCCA-09® (Alhama, F. y Cerro, F.D., 2005) que fue publicado en la Universidad de Murcia (Cerro, F.D., 2009). Posteriormente estos autores publicaron un libro de problemas resueltos para estudiantes universitarios con los que presentaban las distintas funciones del software (Alhama, F. y Cerro, F.D., 2010).

Este software consiste en una interfaz simplificada entre el usuario, el software de cálculo Matlab® (MathWorks, Natick, MA, 1997) y el software de resolución de circuitos eléctricos PSpice® (Microsim Corporation, 1994).

El fundamento físico y matemático de los cálculos y simulaciones del software que se presenta como herramienta de simulación precisa a la vez que didáctica es el Método de Simulación por Redes (MESIR), un método numérico muy versátil y eficaz desarrollado íntegramente en Universidades españolas (Murcia, Cartagena, Granada y Jaén), que ha mostrado su capacidad de resolución de problemas no lineales complejos, no solo en el ámbito de la transmisión del calor y otros procesos de transporte, sino también en sistemas con singularidades donde otros métodos fracasan. Por citar algunos de los muchos trabajos de investigación que se han realizado utilizando este método de resolución de ecuaciones diferenciales, el de Alarcón sobre fenómenos de transporte de calor en aletas (Alarcón, M., 2001) o el de Seco-Nicolás sobre propuestas de optimización de captadores solares térmicos planos (Seco-Nicolás, M., 2015).

En el marco curricular, se dirige la propuesta de incorporación de este software a la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje del módulo de Certificación energética en edificios I del CFGS de

Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica, cuyo currículum en la Región de Murcia está desarrollado en la Orden del 10 de enero de 2011 publicada en el BORM el viernes 21 de enero de 2011 (BORM nº16, pp. 2347-2389), que traspone lo dispuesto para España en la Orden EDU/394/2010 publicada en el BOE el jueves 25 de febrero (BOE nº49, pp.18267-18295), desarrolla el currículum del ciclo formativo de Grado Superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica.

El apartado que interesa desarrollar para esta comunicación es concretamente el currículum del módulo de *Certificación energética de edificios I (código 0350a)*, descrito en el Anexo I de la mencionada Orden del 10 de enero y centrado en el estudio de la transmisión del calor en elementos pasivos.

Concretamente, con el uso del software propuesto se van a potenciar los siguientes puntos del currículum mencionado:

- Características térmicas de distintos materiales utilizados en construcción.
- Transmisión de calor en un elemento unidimensional de varias capas.
- Conductividad térmica. Calor específico. Permeabilidad al paso del vapor.
- Colocación de capas en un cerramiento.
- Soluciones para disminuir la demanda energética.
- Código técnico de la edificación. Sección ahorro de energía. HE1.

Actualmente en la Región de Murcia se pueden cursar los estudios de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica en el CIFP Hespérides de Cartagena y en el IES El Palmar de Murcia.

1.3 Propósito

En esta comunicación se va a aplicar este material TIC en la docencia del módulo de *Certificación energética de edificios I* perteneciente al Ciclo Formativo Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica, pues permite comprender y visualizar de forma muy clara el fenómeno físico de la transmisión del calor en un cuerpo, sin necesidad de largos y tediosos desarrollos teóricos.

Los objetivos propuestos, en cuya consecución se utilizará el software propuesto, son:

1. Fomentar el interés del alumnado a través de propuestas de ejercicios cuyos resultados son visualmente atractivos, mediante el uso de las TIC.
2. Simular con exactitud y con mínimo presupuesto problemas de transmisión del calor de complejidad variable que se adapten al ritmo de aprendizaje del alumno.
3. Facilitar y potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje (E-A) del alumno, mejorando la comprensión del fenómeno físico de la transmisión del calor que, en muchas ocasiones, resulta demasiado abstracto para alumnos de primer curso de Ciclo Formativo.
4. Contrastar los resultados de este software con de otros existentes y analizarlos.
5. Utilizar el nuevo simulador para comparar diferentes soluciones constructivas desde el punto de vista del comportamiento térmico.

2. MÉTODO

2.1 Descripción del contexto y de los participantes

Se ha detectado que el temario establecido por la Comunidad Autónoma de Murcia (BORM nº16, pp. 2347-2389) y el Estado (BOE nº49, pp.18267-18295) establece inevitablemente que al inicio del curso del módulo de *Certificación energética de edificios I* perteneciente al Ciclo Formativo Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica deben tratarse en el aula gran cantidad de normativas, además de una necesaria introducción teórica a los fenómenos de la transmisión del calor. Esto obliga

al profesorado a un esfuerzo específico para captar la motivación del alumnado que, posiblemente, percibe unas clases demasiado teóricas.

En este sentido, el software propuesto permite trasladar el abstracto concepto de transmitancia térmica a un concepto mucho más cercano para el común del alumnado como es el de la distribución y variación de temperaturas a través de una sección de muro de vivienda, muro de industria, o cualquier elemento objeto de estudio (motores, disipadores, tuberías, y otros).

2.2 Instrumentos

Para poner en práctica la propuesta de incorporar el simulador de procesos térmicos en la docencia de este módulo únicamente será necesaria la presencia de al menos un ordenador por pareja de alumnos en algunas sesiones de la programación docente del mencionado módulo de Formación Profesional. Dicho ordenador debe tener instalado un sistema operativo compatible con los mencionados software Matlab[®] y PSpice[®].

2.3 Procedimiento

Los ejercicios diseñados para lograr los objetivos propuestos son:

1. Ejercicio: Comparar la simulación de dos aislamientos distintos de la solera de una cámara frigorífica y compararlos. Extraer conclusiones.

Se puede dar el caso de que a un técnico superior en eficiencia energética se le plantee el problema de elegir entre un aislamiento determinado, por ejemplo lana de roca, y un nuevo aislamiento de una marca comercial para diseñar o reparar una cámara frigorífica que debe trabajar a -12°C .

El problema puede enfocarse determinando el tiempo que tardaría en aumentar 1°C la superficie interior del suelo de la cámara frigorífica usando un aislamiento u otro. Ésta pasaría de -12°C a -11°C al estar en contacto con un terreno al que se le asigna una temperatura estable de 25°C . Esto se puede realizar simulando la distribución temporal de temperaturas en los dos casos, comparándolas, y determinando con qué aislamiento se tarda más en variar la temperatura interior en 1°C .

La comparación entre las dos simulaciones propuestas se puede ver en la Fig. 1, en la que se comprueba el poder aislante de una lana de roca convencional y el del aislante propuesto por el fabricante a lo largo del tiempo. El software propuesto permite utilizar varios tipos de gráficas para visualizar mejor los conceptos que se intentan transmitir.

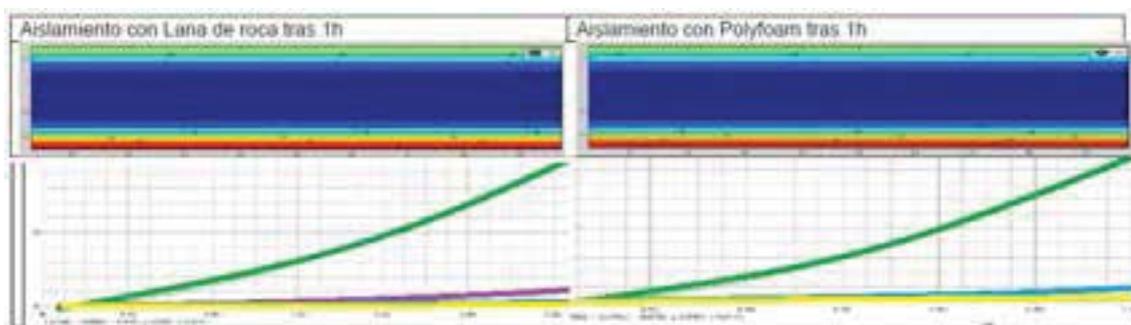


Fig. 1. Comparativa de simulaciones entre dos aislantes

A través de este ejercicio el alumno puede ampliar su abanico de posibilidades profesionales, porque se pueden extrapolar dichas posibilidades a estudios de transmisión del calor en equipos como

conducciones de aire acondicionado, aislamiento de depósitos de agua caliente, refrigeración de motores de combustión interna, refrigeración de microprocesadores, y otros.

II. Ejercicio: Simular la distribución de temperaturas en el tiempo en cada punto característico de la sección de un muro de cerramiento de vivienda.

Este ejercicio ilustra el fenómeno transmisión del calor a través del mismo, siendo este caso el sujeto de estudio más habitual en el desarrollo profesional de los alumnos de este Ciclo Formativo (Fig. 2).

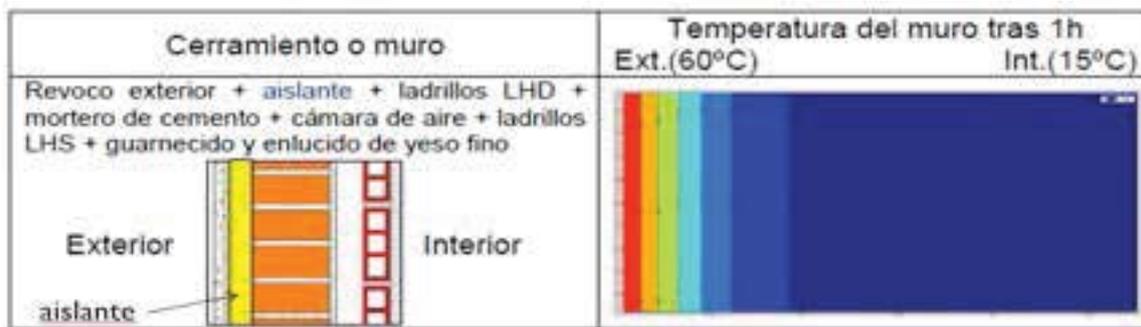


Fig. 2 - Simulación de sección de cerramiento mediante PROCCA-09[©]

El diseño de unas prácticas de cálculo de la transmitancia de un muro real actualmente resulta muy laborioso y, en ocasiones imposible, pues hay que hacer funcionar un aparato medidor durante varios días, así como saber la transmitancia real del muro estudiado. Dicho muro evidentemente no se puede construir para cada ocasión debido al elevado presupuesto que conllevaría.

Por otra parte, la construcción física de dichos muros de estudio, en primer lugar, limitaría radicalmente la flexibilidad de aprendizaje del alumno, porque no podría salirse del ejemplo práctico realizado en el aula y, en segundo lugar, impediría al alumno visualizar el comportamiento real del calor, invisible a simple vista.

En este sentido se ha determinado que para resolver dicho problema resultaría muy interesante una simulación con PROCCA-09[©], exacta y fidedigna, de dichas prácticas de transmisión de calor mediante un ordenador que, además, puedan ser fácilmente modificadas según el ritmo de aprendizaje individual de cada alumno y con una calidad gráfica que permita hacer comprender mejor los fenómenos térmicos que se producen.

III. Ejercicio: Uso del simulador para simular y discutir los resultados del software LIDER en el muro de cerramiento anteriormente descrito.

Para cumplir con la normativa vigente los profesionales de la certificación energética deben demostrar que el local estudiado satisface la limitación de la demanda energética. El procedimiento recomendado por el Ministerio de Fomento es utilizar el software homologado LIDER (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2009).

Sin embargo, tras el laborioso proceso de introducción de datos, LIDER arroja un escueto informe favorable o desfavorable utilizando las palabras “cumple” o “no cumple” (Fig. 3). El alumno y futuro profesional no tiene información suficiente sobre el porqué de estos resultados. Por el contrario, introduciendo muchos menos datos en la herramienta didáctica propuesta se puede obtener una simulación que ofrece una explicación mucho más intuitiva (Fig. 4).

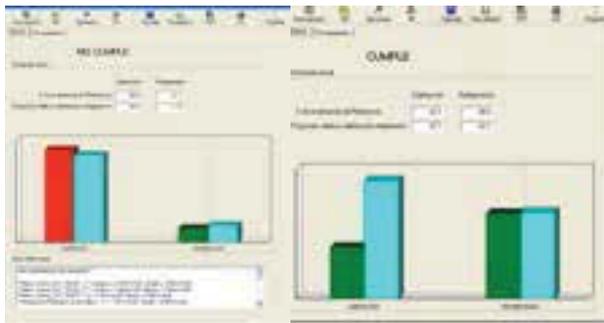


Fig. 3. Resultado “cumple” y “no cumple” de LIDER

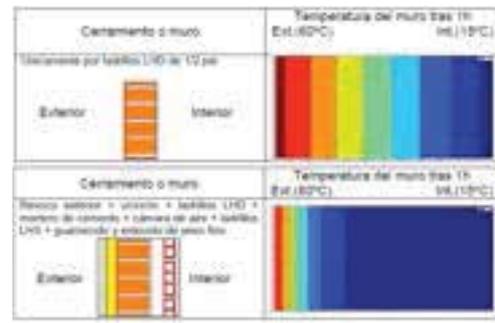


Fig. 4. Propuesta de simulación con PROCAL-09©

Se puede apreciar en el lado izquierdo de la Fig. 3 que la pared mostrada en la parte superior de la Fig. 4 tiene una alta permeabilidad para el paso de flujo de calor, es decir, que tiene un bajo poder de aislamiento térmico, ya que sólo consta de una línea de ladrillos y corresponden al caso “no cumple” de LIDER. En la parte inferior de la Fig. 4 se muestra que ocurre lo contrario cuando la sección de pared se ha completado con el aislamiento y el resto de los elementos constructivos, y también muestra el gráfico de distribución de temperatura. Los diferentes colores de cada gráfico de simulación representan diferentes temperaturas, por lo que se puede ver que el aislamiento hace que el gradiente de temperatura sea comprimido en el lado más caliente. Este segundo caso es el que corresponde a la parte derecha de la Fig. 3.

3. RESULTADOS

3.1 Simulación de solera de cámara frigorífica

En el Ejercicio I el software propuesto permite al alumno llegar mucho más allá que los software de simulación para viviendas de referencia establecidos por el Ministerio de Fomento, como son LIDER (limitación de demanda energética) y CALENER (calificación energética de viviendas de nueva construcción) (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2009), o reconocidos, como el CE3X (viviendas ya existentes) (Ministerio de Industria, Energía y Turismo, 2012). Este software permite simular cerramientos que no sólo son los de uso residencial sino también los de uso industrial.

Así, se presenta una solución a la ausencia de software homologado cuando se pretende resolver un caso industrial como puede ser el del estudio de la transmisión del calor de la envolvente térmica de una cámara frigorífica, por lo que el uso del software puede contribuir incluso a que el alumno amplíe las competencias del currículo oficial sin ningún esfuerzo adicional.

3.2 Simulación de distribución de temperaturas

En el Ejercicio II se ha encontrado que su realización es de mayor interés en el segundo trimestre. Es en éste donde se aprende a calcular la transmitancia térmica (U) a través de un cerramiento compuesto de varios materiales, primero mediante lápiz y calculadora, luego utilizando una hoja dinámica. El simulador propuesto para procesos térmicos es de máximo interés ya que, con una sola aplicación informática, permite visualizar el flujo de calor que atraviesa una sección de un muro compuesto por diferentes materiales, y resume todo el proceso anterior.

De este modo, los alumnos comprueban por experiencia propia la importancia y el papel que juegan los elementos constructivos, o pasivos, en el grado de eficiencia energética de la vivienda ralentizando la transmisión del calor a través de ellos.

También comprueban que no se cumplen las exigencias mínimas sin un correcto aislante, ya que el resto de elementos influyen más en la construcción por sus propiedades mecánicas, que en la habitabilidad de la misma.

Por tanto, una primera aplicación directa de la herramienta TIC, tan sencilla como realizar la simulación de una sección constructiva, dota al profesor que imparte la materia de una potente herramienta de visualización. Esto es especialmente útil ya que puede resultar difícil hacer comprender a un elevado número de alumnos lo que se está calculando, porque el concepto de flujo de calor suele resultar tedioso y abstracto para la mayoría de ellos.

Sin embargo, a través de una simulación sencilla como sería la del caso, se puede obtener un archivo de vídeo donde se puede ver el tiempo que tarda en transmitirse el calor de la superficie exterior a la superficie interior, así como la influencia del aislante (modificando sus propiedades para diferentes materiales), y la distribución de temperaturas a lo largo de ese tiempo, en cuyo caso, si dicho tiempo es suficientemente largo, ya se puede dar por válido el aislante elegido.

3.3 Determinación de limitación de demanda energética

En el Ejercicio III, dejando un poco de lado las numerosas representaciones visuales que ofrece el software PROCCA-09[®], sus resultados se pueden utilizar para contrastar los del software LIDER de cálculo de la limitación de la demanda energética en un muro de cerramiento, y dar una explicación sobre los resultados mediante una simulación.

Actualmente los alumnos del módulo de *Certificación energética de edificios I* utilizan dicho software LIDER, homologado por el Ministerio de Fomento, para determinar si el local objeto de estudio cumple con la limitación de demanda energética impuesta por el CTE-DB-HE1. Normalmente, cuando LIDER arroja el resultado de “no cumple” suele ser por algún olvido en la inclusión del aislante en los cerramientos exteriores de solera, cubierta y muros (Fig. 3). Sin embargo, le queda al alumno mucho más claro si se utilizan simulaciones de la herramienta TIC propuesta, en las que se puede observar que, hasta la inclusión del aislamiento, los elementos constructivos apenas influían positiva o negativamente en el proceso de la transmisión del calor (Fig. 4).

Es importante que este fenómeno quede bien claro desde el principio para que los futuros profesionales puedan esgrimir argumentos suficientes con que defender sus posiciones como técnicos expertos en el tema.

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El software propuesto para la simulación de transmisión del calor es de gran utilidad práctica en el proceso de enseñanza-aprendizaje en los Ciclos Formativos de Grado Superior y, en concreto, en el de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica, además de por todo lo anteriormente expuesto, por razones como las que se desarrollan a continuación:

En primer lugar, el Método de Simulación por Redes (MESIR) en que está basado el simulador de procesos térmicos ofrece resultados de simulación exactos que permiten adaptar los problemas analizados a las exigencias de cada alumno, a su nivel y a su ritmo de aprendizaje. Disponiendo sólo de un ordenador, esta herramienta TIC posibilita además el diseño de gran variedad de prácticas sin necesidad de un presupuesto específico para las mismas, evitando, por ejemplo, los costes de construir físicamente distintos tipos de cerramiento, así como los derivados de la necesidad de adquirir los equipos medidores.

En segundo lugar, cabe destacar la gran utilidad que tiene el mencionado software a la hora de contrastar los diferentes supuestos, tal y como se ha propuesto en los ejercicios I y II, ya que permite comparar la distribución de temperaturas en el tiempo en muros de vivienda de diferentes composiciones, así como comparar entre distintos aislamientos para soleras industriales, lo que posibilita tomar decisiones fundamentadas.

Por último concluimos que en el Ejercicio III se puede utilizar el simulador como herramienta de contraste de distintos software, lo que también permite al alumno ser crítico con los mismos, tal y como ocurre al comprobar el cumplimiento del CTE-DB-HE1.

Por tanto, se propone el uso de este nuevo material didáctico como herramienta sencilla e intuitiva, facilita la labor del profesor a la hora de transmitir los conceptos de la transmisión del calor, ya que no es necesario recurrir a las ecuaciones diferenciales de los distintos modelos.

Mejora el interés del alumno en el aprendizaje pues la observación e interpretación de los resultados de las simulaciones planteadas llevan al conocimiento claro de los fundamentos de la transmisión del calor los cuales, con otros métodos, pueden resultar muy abstractos.

Para finalizar, este software de simulación, puede despertar mayor interés en el alumnado que los métodos convencionales diferentes a las TIC.

En cuanto a las posibilidades de continuación en futuras investigaciones, algunas ideas son:

1. Convertir este software propietario en un software libre para poder distribuirlo gratuitamente en los centros de enseñanza y realizar experiencias prácticas con alumnos.
2. Simular la inercia térmica de los cerramientos estudiados de manera más completa mediante una simulación aún más aproximada de las propiedades térmicas de los mismos que contemple dicha característica.
3. Analizar térmicamente las cubiertas más características de un edificio del mismo modo con el simulador propuesto tal y como se ha realizado con los muros de cerramiento y soleras en este trabajo.
4. Analizar térmicamente los cerramientos de huecos, marco y vidrio, cerrajería, carpintería y elementos térmicos dinámicos.

5. REFERENCIAS

- Alarcón, M. (2001). *Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia*. (Ingeniería Industrial). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena.
- Alhama, F. y Cerro, F. D. (2005). *PROCCA-09[©] (Programa de conducción de calor)*. Murcia: Universidad de Murcia.
- Alhama, F. y Cerro, F. D. (2010) *Simulación y diseño de problemas de conducción térmica con PROCCA-09[©]*. Murcia: Universidad de Murcia.
- Cerro, F. D. (2009) *Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice: aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías* (Tesis doctoral). Murcia: Universidad de Murcia, Departamento de Ingeniería Química.
- España. Orden EDU/394/2010 de 20 de enero por la que se establece el currículo del ciclo formativo de Grado Superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica. *Boletín Oficial del Estado*, 25 de febrero de 2010, núm. 49, Sec. I, pp.18267-18295.

- Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. (2009). *LIDER. Software homologado: Documento Básico HE Ahorro de Energía. HE1: Limitación de Demanda Energética*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. (2009). *CALENER Software homologado: Calificación de Eficiencia Energética de Edificios*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).
- Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Secretaría de Estado de Energía. (2012). *CE3X. Certificación Energética de Edificios Existentes*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE).
- Murcia. Orden 10 de enero de 2011, de la Consejería de Educación, Formación y Empleo por la que se establece el currículo del ciclo formativo de grado superior correspondiente al título de Técnico Superior en Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica en el ámbito de la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia. *Boletín Oficial de la Región de Murcia*, 21 enero de 2011, núm. 16, pp. 2347-2389
- Natick, M. A. (1997). *MATLAB 6*. MathWorks.
- PSPICE, versión 6.0*. (1994). Microsim Corporation, 20 Fairbanks, Irvine, California.
- Seco-Nicolás, M. (2015). Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). *I Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia* (pp. 6). Recuperado de <http://congresos.um.es/jdoctorado/jdoctorado2015/paper/view/41211>

BREVE RESEÑA CURRICULAR LOS AUTORES

Seco-Nicolás, Manuel

Ingeniero Industrial por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013), Arquitecto Técnico e Ingeniero de Edificación por la Universidad Politécnica de Cartagena (2013). Máster Universitario en Formación del profesorado por la Universidad de Murcia (2014). Estudiante de doctorado en la Escuela Internacional de Doctorado de la Universidad de Murcia (2014-2016). Miembro colaborador en el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación docente en Tecnología (2016) adscrito al departamento de Electromagnetismo y Electrónica de la Universidad de Murcia. Su línea de investigación principal actual, Energía Solar Térmica e Innovación Educativa. Su producción científica se centra en Energía Solar Térmica.

Alarcón García, Mariano

Es Ingeniero industrial (1982) y Doctor (2001). Tras el paso por la industria, entró en la Universidad de Murcia, donde es Profesor Titular de Universidad del área de Máquinas y Motores Térmicos, en la que ha impartido docencia desde 1986 en asignaturas del ámbito de la energía en todos los niveles universitarios. En I+D+i tecnológica ha trabajado en optimización de la transmisión de calor, eficiencia y auditorías energéticas, energías renovables y movilidad sostenible, con numerosas publicaciones y asistencias a congresos. Imparte el Máster de Formación del Profesorado, siendo coordinador de la especialidad de Tecnología. Ha participado en proyectos de innovación docente, tutorizado numerosos TFMs y dirige una tesis doctoral. Participa regularmente desde 2008 en eventos de divulgación científica como La Noche de los Investigadores (evento europeo) o la Semana de la Ciencia y la Tecnología de la Región de Murcia.

ANEXO 9

Alarcón García, M., Seco-Nicolás, M., Luna Abad, J.P. (2016)
Enfoque experimental de la energía solar en Enseñanza Secundaria en, *EDUcación y TECnología. Propuestas desde la investigación y la innovación educativa*. Alicante: Octaedro, pp. 10-11. ISBN: 978-84-9921-847-2

La realidad educativa (especialmente la enseñanza secundaria que es la etapa sobre la cual versa este trabajo) se caracteriza por ser un fenómeno en el que confluyen elementos estructurales (materiales) y elementos superestructurales (humanos). Referente a este último grupo, encontramos a nuestros alumnos con una serie de rasgos que influyen en su proceso de enseñanza-aprendizaje: origen, condiciones personales y socioculturales, posibles necesidades educativas especiales, etc. No obstante, a pesar de estas diferencias, una gran mayoría de ellos comparten el ser usuarios asiduos de las nuevas Tecnologías de la Información y la Comunicación. Estas nuevas tecnologías se muestran, en el panorama educativo actual, como toda una serie de recursos que emergen ante nuestros alumnos como algo novedoso y que les motiva por ser parte de su realidad inmediata. Además, las TIC nos permiten resolver problemas comunicativos o crear entornos diferentes y adecuados para el aprendizaje (Almenara, 2007, p. 6), favoreciendo y facilitando así un aprendizaje colaborativo y en el que todo el alumnado puede verse beneficiado de una enseñanza adaptada a sus necesidades.

El presente trabajo se centra en la escuela inclusiva y la elaboración de entornos colaborativos mediante las TIC. Para ello, nos planteamos los siguientes objetivos: (1) reflexionar sobre qué conocemos como escuela inclusiva y entornos colaborativos con TIC, (2) analizar los factores que intervienen en el proceso de enseñanza-aprendizaje y que afectan y/o intervienen en la introducción de las TIC en el aula, y (3) considerar cómo las TIC favorecen la inclusión de todo el alumnado y cuál es su alcance en la enseñanza.

Para lograr estos objetivos, utilizamos un enfoque inductivo-deductivo. En primer lugar, hacemos un breve repaso sobre los estudios realizados en el campo. En segundo lugar, establecemos posibles aspectos y factores a valorar que pueden influir en la incorporación de las TIC en la enseñanza: tipo de centro, funcionalidad de las aplicaciones a utilizar, etc. Asimismo, también diseñamos dos encuestas, una previa y una posterior, para conocer las características del alumnado y cuáles son las ventajas y desventajas de estas herramientas en el proceso de enseñanza-aprendizaje en su conjunto, respectivamente, junto con la observación directa en el aula. Entre las conclusiones a las que llegamos, destacamos: (1) existe una serie de factores que condicionan el uso de aplicaciones TIC en la enseñanza (formación del profesorado, recursos disponibles en el centro, etc.), y (2) la utilización de estas favorece el aprendizaje de todos los estudiantes en un entorno colaborativo e inclusivo, en el que participan de manera activa independientemente de sus diferencias, aumentando su motivación y favoreciendo el aprendizaje y desarrollo de nuevos conocimientos y destrezas. No debemos olvidar que “la inclusión supone un enriquecimiento [socio]cultural y educativo [...] y garantiza la participación en los distintos contextos” (Parrilla, 2002, p. 26).

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Almenara, J. C. (2007). “Las necesidades de las TIC en el ámbito educativo: oportunidades, riesgos y necesidades”, en *Tecnología y comunicación educativas*, 21(45), 5-19.
- Parrilla, A. (2002). Acerca del origen y sentido de la educación inclusiva. *Revista de educación*, 327, 11-29.

Enfoque experimental de la energía solar en Enseñanza Secundaria

Mariano Alarcón García¹, Manuel Seco-Nicolás¹ y Juan Pedro Luna Abad²

¹ Universidad de Murcia, España

² Universidad Politécnica de Cartagena

PALABRAS CLAVE: Aprendizaje en Educación Secundaria, competencias técnicas, solar fotovoltaica, solar térmica, solar pasiva.

Las energías renovables han experimentado un crecimiento importante en los últimos veinte años en todo el mundo. Entre ellos, la tecnología solar se ha convertido en una de las más extendidas y populares. Sin embargo, para la mayor parte de la población, los conocimientos sobre las diferentes formas en que podemos aprovechar la energía solar siguen siendo bajos (Delgado, Mínguez, & Yepes, 2003).

Por otra parte los diferentes dispositivos solares existentes se basan en diferentes fenómenos físicos. Muchos de esos conceptos están incluidos en las ofertas de aprendizaje de la Enseñanza Secundaria, por

lo que esta es una buena oportunidad para mejorar el conocimiento de estas tecnologías, al mismo tiempo que los estudiantes se interesen más en Física y Tecnología.

El objetivo de este trabajo es mostrar cómo los estudiantes pueden acercarse, de manera experimental, a cuatro dispositivos diferentes de diferentes aplicaciones de la energía solar.

El método utilizado en este trabajo es experimental: los estudiantes aprenden cómo funcionan los diferentes dispositivos partiendo de la explicación de los fenómenos físicos. Esos dispositivos pueden ser incluso contruidos por los propios alumnos, utilizando el método de proyectos u otras metodologías a través de un aprendizaje constructivista de cómo puede la energía solar ser útil para diferentes propósitos (Alarcón García, 2016).

Cuatro tecnologías diferentes se consideran en este trabajo: paneles fotovoltaicos, colectores solares térmicos, cocinas solares y paredes Trombe.

La energía solar fotovoltaica parte del efecto fotovoltaico. Los circuitos eléctricos se pueden construir con diferentes propiedades que conducen a diferentes comportamientos de los paneles solares. Competencias, tales como la medición de las propiedades eléctricas o conexiones serie-paralelo, también son adquiridas por los estudiantes.

Los colectores solares térmicos son ampliamente utilizados para obtener agua caliente para consumo doméstico mediante un intercambio de energía térmica directamente con el Sol, a través de una placa metálica conectada a una red de tubos. Un colector solar térmico simple puede ser construido por los estudiantes (Hernández & Alarcón, 2005).

Un tercer dispositivo es la cocina solar. En este caso necesitamos calor que obtenemos mediante la concentración de los rayos solares. Una cocina solar simple puede ser construida con una caja de cartón que convertimos en una cavidad abierta revestida con una película reflectante, tal como una lámina de aluminio.

La última instalación es el muro Trombe; se trata de un elemento estructural de energía pasiva con el propósito de proporcionar calefacción y ventilación. Obviamente, es difícil construir un verdadero muro Trombe, pero un modelo de simulación se puede hacer fácilmente usando nuevos materiales TIC basados en el método de simulación por redes (Seco-Nicolás, 2016).

En conclusión, se ha propuesto un conjunto de experimentos y dispositivos con el fin de acercar a los estudiantes de Secundaria los diferentes usos de la energía solar: electricidad, agua caliente, cocina y calefacción, refrigeración y ventilación en construcción.

Junto a las competencias específicas de energías renovables, conversión de energía, propiedades de circuito eléctrico, conceptos ópticos, etc., otras relacionadas con la experimentación, medición de la temperatura, método de proyectos, trabajo colaborativo, etc., se trabajan con estudiantes de Secundaria; todas ellas conducen directamente al aprendizaje constructivista.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alarcón García, M. (2016). *Prácticas de Energías renovables y Eficiencia energética*. Murcia: Universidad de Murcia.
- Delgado Marín, J. P., Mínguez Escolano, F., & Yepes Martínez, P. (2003). Energía Solar. En Ayala Schraemli, F. J. (Ed.), *El Recorrido de la Energía en la Comunidad Autónoma de la Región de Murcia*. Murcia: Agencia de la Energía de la Región de Murcia (ARGEM).
- Hernández Grau, J., & Alarcón García, M. (2005). *Prácticas de Ingeniería Térmica*. Murcia: Diego Marín Librero-Editor.
- Seco-Nicolás, M. (2016). Método de Simulación por redes (MESIR) aplicado a la simulación numérica del fenómeno de la transmisión del calor a través de un puente térmico. Aplicaciones: envolvente de vivienda y captador solar térmico. Comunicación presentada en *II Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*. Universidad de Murcia, Murcia.
- Solar Cookers International Network (SCInet)*. (2016). Recuperado de http://solarcooking.wikia.com/wiki/Solar_Cookers_International_Network_Home_29. Build a Cooker, http://solarcooking.wikia.com/wiki/Category:Solar_cooker_plans. Red in Internet on 09/06/2016.



ANEXO 10

Alarcón García, M., Seco-Nicolás, M. (2016)

Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior en, *EDUcación y TECnología. Propuestas desde la investigación y la innovación educativa*. Alicante: Octaedro, pp. 552-553. ISBN: 978-84-9921-847-2

acceso ao currículo, fazem parte do conjunto de modificações realizadas para o aluno alcançar os objetivos e conteúdos previstos no programa de ensino” (González, 2002, p. 171). Para o seguinte trabalho pode-se notar que o portfólio muito usado nas escolas nos apresenta uma forma pouco atrativa comparada ao E-portfólio (Portfólio digital) onde se conseguiu ter mais possibilidades de transformar o trabalho em algo ainda mais interessante. “Uma coleção de artefatos digitais incluindo demonstrações, recursos e realizações que representam um indivíduo, grupo ou instituição” (Lorenzo & Ittelson, 2005). Este pode ser criado por meio de Blogs na web contendo uma documentação bem ordenada com a principal função de apresentar o que o aluno entendeu do assunto. Pode-se perceber que as práticas no âmbito da disciplina Geografia fazem com que o aluno se envolva e busque por meio de exploração de assuntos entenderem, resolver situações. Para realização das atividades foi necessária serem feitas observações e avaliações diagnósticas feitas de três formas: Aplicação de formulário estruturado a fim de entender as condições sócias econômicas dos alunos, sua relação com tecnologias digitais. A segunda avaliação estruturada teve como objetivo verificar o rendimento dos alunos no assunto Estrutura da Terra (Sem o uso do E-portfólio) para desenvolver as atividades a partir das dificuldades encontradas. A terceira avaliação ocorreu após o uso do E-portfolios visando compara as duas práticas educativas. Desta forma, este trabalho está voltado para indicar e comparar a eficiência do uso do E-portfólio para aprimoramento da disciplina de Geografia, através de aulas contínuas. Para descobrir os impactos do uso da ferramenta em sala de aula, onde foi realizada uma pesquisa experimental. Para o desenvolvimento do projeto foi necessária à utilização de softwares de edição de textos e sites para criação de bloggers gratuitos. O estudo feito para análise de dados é conhecido como fatorial completo onde é repetido 54 vezes. Sendo que foram usados dois fatores que neste caso que são o uso de E-portfólios e o não uso do mesmo (Ativado ou Desativado), e o assunto (Estrutura da Terra) resultando em 2 tratamentos. Foi observada uma melhora significativa no rendimento dos educandos quando ativada a utilização do E-portfolio. Podemos concluir diante dos dados recolhidos, que o uso de tal estratégia, nos assuntos expostos em sala de aula, fazem com que a hipóteses tratadas neste trabalho sejam refutadas mostrando um acréscimo no ensino de Geografia trabalhando o engajamento dos alunos. Tendo em vista que a ferramenta usada teve influência positiva nas atividades, está pesquisa apresentou bons resultados aos alunos chegando à conclusão que o trabalho com E-portfólios ajudou de maneira positiva no empenho dos mesmos. Para o professor esta se tornou uma boa alternativa para trabalhar o engajamento dos educandos fazendo com que estes sejam ativos na criação de seu conhecimento além de apresentar as mesmas novas possibilidades metodológicos para o aprimoramento de suas metodologias em sala de aula.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

González, J. (2002). *Educação e diversidade: bases didáticas e organizativas*. Porto Alegre: ARTMED.
Lorenzo, G., & Ittelson, J. (2005). *An overview of e-portfolios*. Educause Learning Initiative, ELI. Recuperado de <https://net.educause.edu/ir/library/pdf/ELI3001.pdf>

Propuesta de simulador de procesos térmicos como material didáctico TIC para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje en Ciclos Formativos de Grado Superior

Manuel Seco-Nicolás y Mariano Alarcón García

Universidad de Murcia, España

PALABRAS CLAVE: Transmisión del calor, eficiencia energética, TIC.

Las acciones encaminadas a mantener la motivación de los estudiantes en sus estudios son cada vez más difíciles, por lo que la presente comunicación trata de hacer frente a estas dificultades. Se incluye en el área de estudio de Escenarios de aprendizaje basados en TIC, concretamente en simuladores para la

mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje, aplicados a la educación. Se centra específicamente en el módulo de *Certificación Energética en Edificios I* del Ciclo Formativo de Grado Superior de Eficiencia Energética y Energía Solar Térmica.

Se trata de una nueva herramienta informática (Alhama López & Del Cerro Velázquez, 2010; Del Cerro Velázquez, 2009) centrada en la simulación de los procesos de transmisión de calor. Es una herramienta eficaz para la enseñanza porque muestra gráficos, ecuaciones y animaciones de forma simple que facilitan la comprensión de los fenómenos físicos de la transmisión de calor por conducción, convección y radiación, evitando el uso de ecuaciones complejas que están fuera del alcance del nivel de aprendizaje de acuerdo con el currículo.

Por otra parte, hoy en día los profesores tienen que gastar una gran cantidad de tiempo, esfuerzo y recursos para elaborar clases prácticas experimentales, orientadas a la enseñanza de los fundamentos de la transmisión de calor en medios sólidos, líquidos o gaseosos.

Los objetivos perseguidos con esta herramienta TIC son, en primer lugar, facilitar y potenciar el proceso de enseñanza-aprendizaje de los alumnos, mejorando su comprensión de los conceptos abstractos de los fenómenos de transmisión de calor. Además, esta herramienta informática está dirigida a cumplir el objetivo de fomentar el interés y la motivación de los estudiantes a través de propuestas de ejercicios de transmisión de calor cuyas simulaciones de resultados son visualmente atractivas con el software propuesto. Todo ello sin olvidar realizar simulaciones de comportamiento térmico precisas que son comparables con los software existentes. Con este fin, en la elaboración del motor de cálculo del software se ha utilizado el método de simulación por redes (Alarcón García, 2001) basado en una correcta discretización con el fin de comparar diferentes soluciones constructivas desde el punto de vista del comportamiento térmico (Seco-Nicolás, 2015).

Se han propuesto unos ejercicios que tratan todos los aspectos del currículo del módulo, empezando por la comparación de muros con diferente transmitancia térmica y terminando con la propuesta de la discusión para seleccionar el aislamiento más adecuado de una cámara de refrigeración, pasando por el uso de esta herramienta para la comprobación y demostración de los resultados de un programa homologado por el gobierno o por la búsqueda de posibles condensaciones intersticiales entre otros.

Como resultado, en esta comunicación se proponen unos ejercicios enmarcados en el módulo de certificación energética mencionado anteriormente. Estos ejercicios han sido resueltos tanto con el nuevo material TIC, como de la forma convencional, y se han analizado las diferencias entre ambos métodos.

En conclusión, el nuevo material TIC ofrece simulaciones exactas de los diferentes problemas de transferencia de calor empleando los mínimos recursos y siendo lo suficientemente versátil como para elaborar un conjunto completo de clases experimentales evitando gastos inútiles. Además, el nuevo material propuesto pretende ser una herramienta sencilla e intuitiva con la que facilitar el trabajo del profesor en la transmisión de los conceptos de transferencia de calor, mejorando la motivación de los estudiantes.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alarcón García, M. (2001). *Transporte de calor en sistemas con aletas. Coeficientes de rendimiento y red de transferencia* (PhD Thesis). Universidad Politécnica de Cartagena, Cartagena.
- Alhama López, F., & Del Cerro Velázquez, F. (2010). *Simulación y diseño de problemas de conducción térmica con PROCCA-09*. Murcia: Universidad de Murcia.
- Del Cerro Velázquez, F. (2009). *Desarrollo de un programa de conducción de calor, usando analogía eléctrica mediante el lenguaje C# y el módulo de cálculo PSpice : aplicaciones lineales y no lineales en diferentes geometrías*. (PhD Thesis). Universidad de Murcia, Murcia.
- Seco-Nicolás, M. (2015). Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). En *I Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia* (pp. 6). Recuperado de <http://congresos.um.es/jdoctorado/jdoctorado2015/paper/view/41211>

ANEXO 11

Seco-Nicolás, M. (2016)

Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de las tecnologías TIC en, *EDUcación y TECnología. Propuestas desde la investigación y la innovación educativa*. Alicante: Octaedro, pp. 253-255. ISBN: 978-84-9921-847-2

En el marco de la implementación de SOLE –espacios que lucen algo caóticos, donde hay grupos de niños, algunas computadoras y una gran pregunta– (Mitra, 2014), en primer grado se llevaron a cabo adaptaciones de la metodología, que además de cumplir con las expectativas del proyecto original, con las mismas se lograron nuevos aprendizajes y competencias de la era digital. Las adecuaciones fundamentales fueron: a) la conformación de una pareja pedagógica investigadora–docente, mientras que en el proyecto original estas figuras permanecen fuera del dispositivo, b) la inclusión de un lectoescritor asignado en los grupos, siendo que en SOLE puro, los grupos se autoorganizan espontáneamente, c) el uso estratégico, intensivo y sistematizado de recursos tecnológicos de apoyo (proyector y herramientas audiovisuales), cuando en el método SOLE se prescribe utilizar solo una computadora con acceso a Internet por grupo.

En el transcurso de la experiencia se visibilizaron algunos de los propósitos generales que promueve el dispositivo SOLE, entre ellos el desarrollo de autonomía, autoconfianza, mejoras en las habilidades de búsqueda de información en Internet y mejoras en las habilidades comunicacionales. Como plus, el hallazgo es que con las adecuaciones llevadas a cabo, se detecta el desarrollo de otras habilidades no contempladas en la propuesta original, a saber: a nivel de la conformación de la pareja pedagógica se observó flexibilidad y adaptación para ejecutar la tarea a partir del vínculo de confianza construido, la mitigación de temores para innovar, el enriquecimiento del trabajo por el aporte y la mirada del otro (Red de Maestros Escritores, 2011), vehiculizando nuevos formatos educativos; en relación a la inclusión de un lectoescritor asignado a los grupos, se promovieron acciones solidarias entre pares que resultaron positivas para el desarrollo de habilidades sociales y mejora en la autoestima de los niños; y en relación al uso estratégico, intensivo y sistematizado de los recursos tecnológicos de apoyo emergió una nueva estrategia didáctica promotora de una mayor autonomía para la adquisición de la lectoescritura y el uso instrumental de las computadoras, permitiendo mayores aprendizajes.

A modo de conclusiones preliminares, observamos que los alumnos pueden desarrollar habilidades en el uso de recursos tecnológicos a la vez que adquieren la lectoescritura en el mismo proceso de aprendizaje. La promoción de acciones solidarias mejora las habilidades sociales y la autoestima de los niños. La conformación de parejas pedagógicas en proyectos innovadores potencia y amplifica la propuesta original.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Mitra, S. (2014). *El futuro de la educación escolar: Los niños y el aprendizaje al borde del caos*. UNESCO.
- Red de Maestros Escritores (2011). Incidencias de la Pareja Pedagógica. *Revista Novedades Educativas*. *Noveduc*.

Proceso guiado de diseño en enseñanzas técnicas de Grado Superior como propuesta didáctica de mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje a través del uso de tecnologías TIC

Manuel Seco-Nicolás

Universidad de Murcia, España

PALABRAS CLAVE: educación técnica, diseño dimensional, TIC.

La presente propuesta de investigación está incluida en el área de estudios de innovación educativa, específicamente en innovaciones ITC aplicadas a la educación para la mejora del proceso de enseñanza-aprendizaje. Se aborda una metodología de trabajo o propuesta didáctica dirigida a estudiantes de algunas enseñanzas técnicas de Ciclos Formativos de Grado Superior de enseñanzas técnicas. Hoy en día

estos estudiantes están siendo cada vez más requeridos en su vida profesional para llevar a cabo diseños dimensionales de los elementos que fabrican.

Se presenta por tanto un proceso guiado de diseño, lo más general que ha sido posible, por lo que se han resuelto algunos problemas técnicos de familias profesionales muy diferentes entre sí. Estos casos se han dirigido a módulos concretos de tres Ciclos Formativos de Grado Superior: *Prótesis dentales* (Familia profesional de *Sanidad*), *Construcciones metálicas* y *Diseño de fabricación mecánica* (Familia profesional de *Fabricación mecánica*), aunque podría haberse dirigido a muchos otros ciclos incluso de otras Familias profesionales de enseñanzas técnicas.

Este método específico aspira a convertirse en una mejora del Método de proyectos (Class, 2011) que se utiliza en la Enseñanza Secundaria, ya que se propone como más concreto y está dirigido al mundo profesional.

Los objetivos perseguidos con este procedimiento son:

1. Mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje del alumno con el apoyo de las TIC a través de un proceso guiado de diseño dimensional de un elemento sólido sometido a algunas condiciones que debe resistir. Este proceso va a mejorar la comprensión de los fenómenos físicos específicos que rigen el comportamiento del elemento diseñado.
2. Llevar a cabo simulaciones precisas del comportamiento de los elementos diseñados, con diversos grados de complejidad, que se adapten al ritmo de aprendizaje del estudiante.
3. Utilizar software libre y licencias educativas de los software más utilizado en la empresa.
4. Fomentar el interés de los estudiantes en todas las fases de este proceso guiado de diseño a través de propuestas sencillas y viables cuyos resultados sean visualmente atractivos, mientras que la concentración y la motivación mantiene mediante el uso de las herramientas TIC en todas las fases de este proceso guiado de diseño.

Dicho proceso de elaboración de un adecuado diseño dimensional se ha subdividido en varias fases estructuradas. Cada una está potenciada por algunos materiales TIC que se han seleccionado específicamente para cada fase propuesta, logrando mantener al mismo tiempo la concentración y la motivación de los estudiantes (Barak & Shachar, 2008).

Los materiales TIC han sido seleccionados con un entorno amigable y versátil, y se utilizarán algunos software simples de dibujo, de cálculo y productividad, además de otros más complejos de modelado tridimensional (Villanueva Palacios, 1992; Cabezas, Barbero, Campos, López Vilchez, & Oliver, 2016) y de análisis de elementos finitos para el cálculo de cargas, de estrés y otras condiciones de diseño (Bathe, 1996).

El resultado de la investigación es una propuesta didáctica de un proceso guiado global de diseño dimensional, aplicable a cualquier Ciclo Formativo de Grado Superior de enseñanzas técnicas. Este proceso abarca desde la concepción inicial del problema, a la forma final de entrega de la solución. Con él, el estudiante podrá llevar a cabo un adecuado diseño dimensional mediante la realización de análisis críticos y estructurados, utilizando un tiempo mínimo y reduciendo errores de concepto, mientras mantiene el interés y la concentración en cada fase descubriendo el potencial de cada herramienta TIC propuesto.

En conclusión, se logra mejorar el proceso de enseñanza-aprendizaje de los estudiantes a través de un proceso guiado de diseño dimensional, manteniendo el interés en su propio proceso de aprendizaje mediante el uso de las herramientas TIC seleccionadas por su entorno amigable y versátil sin perder de vista la exactitud de los resultados de las simulaciones ni la capacidad de realizar una discusión crítica de los resultados obtenidos. El proceso completo está apoyado en todo momento con software libre lo más similar posible a los software de licencias profesionales que el alumno pueda encontrar después en la industria.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Barak, M., & Shachar, A. (2008). Projects in technology education and fostering learning: The potential and its realization. *Journal of Science Education and Technology*, 17(3), 285-296. doi:10.1007/s10956-008-9098-2
- Bathe, K.-J. (1996). *Finite element procedures*. United States.

- Cabezas, L., Barbero, M., Campos, R., López Vilchez, I., & Oliver, J. C. (2016). *Dibujo científico "Arte y naturaleza, ilustración científica, infografía, esquemática"*. Madrid: Cátedra.
- Class, C. B. (2011, abril). An approach for teaching new technologies and life-long learning skills: Integrating elements of the project method and discovery learning in structured courses. En *2011 IEEE Global Engineering Education Conference, EDUCON 2011*. Amman, Jordan.
- Villanueva Palacios, P. (1992). *CAD. hardware y software*. Barcelona, Spain: Edunsa.

Transmedia storytelling y libros digitales, estrategias para la transferencia de conocimiento

Edwin Andrés Sepúlveda Cardona y Carlos Suárez Quiceno

Fundación Universitaria Luis Amigó, Colombia

PALABRAS CLAVE: *transmedia*, *eBooks*, convergencia, comunicación, TIC.

Nos estamos preguntando: ¿Cómo implementar nuevas herramientas digitales como los *eBooks* digitales y las narrativas *transmedia* para la comunicación de la ciencia y la tecnología? Según el Tesoro de la UNESCO el presente texto se enmarca en el área de estudio de: "Ciencia, administración de la ciencia y la investigación, transferencia de conocimiento". Pero a su vez dentro de "Información y Comunicación, Fuentes de información", dado que son dos los objetos de estudio implícitos, uno sobre transferencia y visibilidad de la ciencia, y el otro sobre creación y consumo de herramientas digitales y estrategias novedosas de narración como fuente de información. La línea temática elegida para EDUTEC 2016 será: "Innovación educativa, libros digitales y *e-books*, y contenidos digitales".

Son dos los objetivos que queremos lograr con la publicación: uno, esbozar una coyuntura en torno a la visibilización del conocimiento científico, la limitación para el acceso a la información científica y las nuevas prácticas, las tendencias de investigadores, centros de investigación y universidades para diversificar los modos de comunicación de la ciencia (Lozano, 2005), y dos, delinear métodos, estrategias y tácticas para el diseño de narrativas *transmedia* y libros digitales (Sepúlveda & Suárez, 2015) como modelos de comunicación de alto impacto para comunidades científicas y no científicas.

Los métodos y materiales utilizados derivan de dos investigaciones realizadas por los autores: la primera fue una investigación sobre transferencia de conocimiento en distintas universidades colombianas. Y la segunda fue una investigación sobre competencias narrativas *transmedia* y *crossmedia* aplicada a expertos productores y académicos con el fin de aportar a estudiantes, docentes y profesionales. A partir de los resultados de ambas investigaciones, que incluyeron instrumentos como la encuesta y la entrevista estructurada aplicadas a universidades y expertos nacionales e internacionales, se define una metodología y modelo que puede interesar a investigadores y científicos para transferir información y conocimiento.

Los resultados y conclusiones indican que hay una ausencia significativa, por parte de los grupos de investigación, en la creación de políticas y estrategias digitales que permitan una mejor participación e integración de la ciudadanía que se beneficia de la ciencia (Lewenstein, 2006). Así, también existe una brecha técnica entre los centros de investigación, los investigadores y las universidades, y los modos de construcción, diseño y administración de sistemas digitales de comunicación masiva como los usados por la industria del entretenimiento y del periodismo. Finalmente, creemos que los actores consumidores de fuentes de información científica, como los Prosumidores (Scolari, 2013), pueden masificar de mejor manera un contenido *transmedia* si se involucra en procesos colaborativos desde el inicio de la cadena investigativa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- Lewenstein, B. (2006). *Models of Public Communication of Science and Technology*. Recuperado de <http://communityrisks.cornell.edu/BackgroundMaterials/Lewenstein2003.pdf>

ANEXO 12

Seco-Nicolás, M., Alarcón García, M., Luna Abad, J.P. (2016)
Implantación de un sistema de termometría en captador solar térmico y
representación gráfica 3D en, *Actas del Congreso. III Encuentro de la Ingeniería de
la Energía del Campus Mare Nostrum*. Murcia: EditUM. Universidad de Murcia, pp.
360-369. ISBN: 978-84-617-7313-8. Disponible en:
<http://congresos.um.es/iecmn/iecmn2016/schedConf/presentations/>

IMPLANTACIÓN DE UN SISTEMA DE TERMOMETRÍA EN CAPTADOR SOLAR TÉRMICO Y REPRESENTACIÓN GRÁFICA 3D DE TEMPERATURAS

SECO-NICOLÁS, Manuel⁽¹⁾; ALARCÓN GARCÍA, Mariano⁽¹⁾; LUNA ABAD, Juan Pedro⁽²⁾

manuel.seco@um.es

⁽¹⁾Universidad de Murcia. Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación Docente en Tecnología.
Departamento de Electromagnetismo y Electrónica.

⁽²⁾Universidad Politécnica de Cartagena. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

RESUMEN

Se describe el procedimiento de fabricación de un termopar tipo T de cobre-constantán en un laboratorio, así como el proceso seguido para su calibración a través de un método sistemático para calibración simultánea de termopares con un mínimo instrumental de laboratorio manteniendo la “cadena de medida”. Posteriormente se ha instrumentalizado la superficie absorbadora de un captador solar térmico plano para registrar las temperaturas con intervalos de 10 minutos; la nube de puntos resultante se representa gráficamente mediante un software de distribución libre y se discuten las ventajas e inconvenientes de su utilización para este propósito.

Palabras clave: Mapa de temperaturas tridimensional, Topocal, representación gráfica, calibración grupos de termopares.

1. Introducción

Existen escasas referencias en la bibliografía del mapa térmico de un captador solar térmico [1], siendo esta información relevante para el conocimiento del comportamiento del captador, al identificar puntos calientes y revelar el modo de trabajo efectivo de la placa absorbidora en su cometido de vehicular el calor solar hacia el fluido caloportador que cruza el captador.

El objetivo de esta comunicación es detallar el sistema de termometría que se ha instalado en un captador solar térmico experimental utilizado en la Universidad de Murcia para investigar posibles mejoras para optimizar su rendimiento [2]; el objeto de la termometría es obtener un conocimiento certero del modo de trabajo del captador bajo diferentes cargas térmicas y sollicitaciones.

Para ello se describe el proceso de calibración de un grupo de 40 termopares del tipo T destinados a ser instalados en un colector solar GALEM VS2.0, que permite monitorizar su campo de temperaturas a lo largo de largos periodos de tiempo de funcionamiento. Se ha elegido el tipo T de



Figura 1. Captador solar experimental

termopar, realizado en cobre/constantán, debido al rango de temperaturas de trabajo previstos en el captador, entre 30°C y 90°C, situado dentro de la horquilla de temperaturas de trabajo de este tipo de termopar, que es -200°C y 260°C, y que además, resiste atmósferas húmedas y tiene una alta sensibilidad, del orden de los 43μV/°C.

Por otro lado, la representación gráfica de los resultados obtenidos en forma de mapa de temperaturas permite comprenderlos más fácilmente. En estos casos se suelen utilizar representaciones basadas en colores degradados que dan una idea, sobre todo cualitativa, del fenómeno que se está produciendo. Los métodos de representación cuantitativa son más adecuados cuando se quiere estudiar un pequeño conjunto de datos numéricos. En el presente trabajo se utiliza el software de libre distribución y fácil

manejo Topocal, que posibilita la representación tridimensional del mapa térmico a partir de datos provenientes de las lecturas de los sensores de temperatura.

2. Instrumentos para la calibración

Para llevar a cabo el correcto proceso de calibración se ha seguido el “Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares” [3].

Se han utilizado los siguientes instrumentos para la calibración (Fig. 2):

- Unidad de adquisición de datos Keysight 34970A
- 2 módulos multiplexores de 20 canales Keysight 34908A
- Sonda de referencia de temperatura tipo RTD de 4 hilos con transductor y display independiente de 1 dígito.
RTD-4W (Tecnología de control e instrumentación, calibrado por S.G.S. y certificado por ENAC)
- Sonda de referencia Omega de temperatura tipo termopar calibrada con la sonda de referencia anterior.

- Cubeta de 8 litros con calentador de agua para realización de baño calorimétrico, provista de bomba de recirculación y termostato de regulación.
- 8 litros de agua destilada.
- 100m de cable de termopar tipo T de cobre/constantán.
- Aislante rígido y material auxiliar para elaboración de soporte de termopares para la calibración.
- Batería adaptada para soldadura de termopares.
- PC de sobremesa para tratamiento de datos.

3. Montaje de la cadena de medida

Se ha seguido el método de soldadura por chispa para la construcción de los termopares. Se ha elegido realizarlos de tipo T (Cu/constantán) habida cuenta del rango de temperaturas a medir (Fig. 3).

Cada componente que interviene en la medición de cualquier fenómeno, en este caso la de temperaturas, introduce un error en la medida de dicho fenómeno.

Se podría determinar el error que introduce cada componente por separado y luego sumar dichos errores, pero resulta más operativo determinar el error del conjunto de elementos que intervienen en el proceso. Basta luego con asegurar, como es el caso, que una vez calibrado el conjunto de componentes, ninguno de ellos será ya separado mientras dure todo el proceso de medición.

Al conjunto de componentes necesario para obtener la medida de temperaturas lo llamaremos “cadena de medida”, y está formada por: un termopar tipo T construido en el laboratorio, su conexión a una tarjeta multiplexora Keysight 34908A, y la conexión de ésta a una unidad de adquisición de datos Keysight 34970A [4], tal como se muestra en la Figura 4.



Figura 2 - Termopares tipo T fabricados en laboratorio

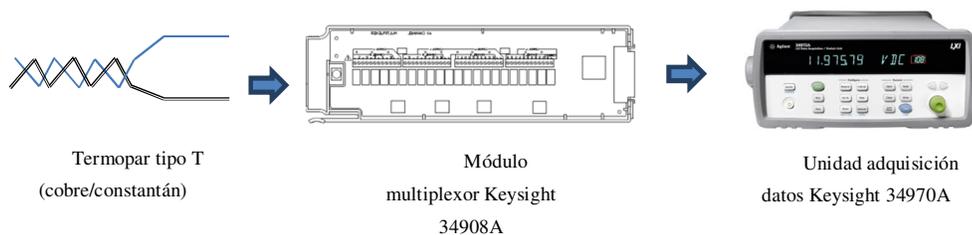


Figura 3 - Cadena de medida de un termopar

Para calibrar la cadena de medida de cada termopar por separado se conecta el extremo denominado junta fría de cada uno de los 40 termopares a dos módulos multiplexores de 20 canales y estos módulos se conectan a la unidad de adquisición de datos. A cada cable de termopar se le asigna desde este momento un canal de medición, etiquetándolo con su número correspondiente, en este caso, del 1 al 40.

Para asegurar una medida de temperaturas homogéneas ha sido necesario preparar un baño calorimétrico y sumergir las juntas de medida de los termopares en agua destilada a una temperatura constante y controlada.

Por razones de operatividad, se realizará este proceso con todos los termopares a la vez. Esto está previsto en el mencionado “Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares” en el que se obliga a mantener una distancia entre ellos de al menos un centímetro, y también una distancia con las paredes de la cubeta del baño calorimétrico de al menos un centímetro.

Es por esto que se ha construido un soporte en espuma de poliuretano que dota al conjunto de rigidez, a la vez que ayuda en el aislamiento térmico necesario para mantener constantes las temperaturas de calibración. Dicho soporte está construido como se muestra en las Figuras 5.1 a 5.3, y en él se han dispuesto y numerado cada uno de los termopares, además de las dos sondas de referencia.



Figura 4.1 - Termopares separados 1cm entre sí y de la pared de la cubeta



Figura 5.2 - Termopares etiquetados por separado

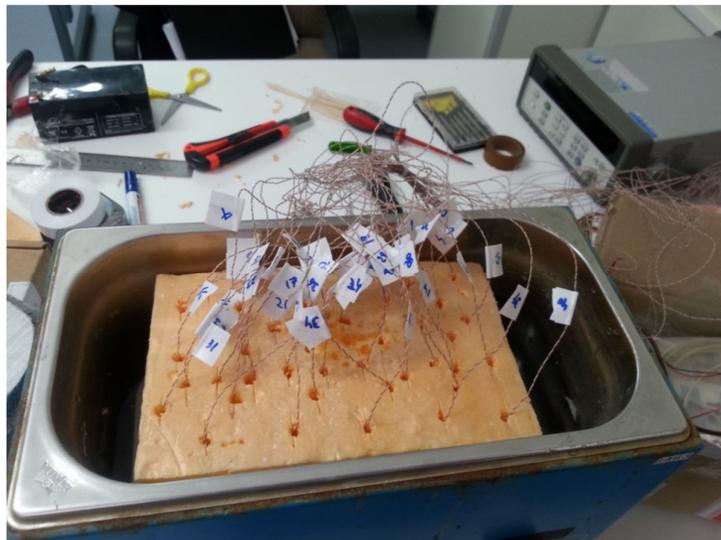


Figura 5.3 - Conjunto de termopares y soporte en cubeta con agua destilada

4. Distribución de sensores y representación gráfica

Se han distribuido 40 sensores de temperatura en puntos estratégicos de la superficie de una placa absorbidora (Figura 8), un captador solar térmico plano, que adquiere su temperatura por efecto de la radiación solar. En la superficie opuesta de la placa se han soldado 8 tubos por los que circula el agua que se pretende calentar.

Así, se dispone de una nube de puntos correspondientes a mediciones de temperatura instantánea obtenidas por estos sensores de temperatura en formato *.csv, lo que ha requerido un post-proceso mediante una hoja de cálculo para obtener los datos de temperatura en un formato más manejable, que será el documento de partida con el que se va a elaborar el mapa térmico de la superficie de captación.

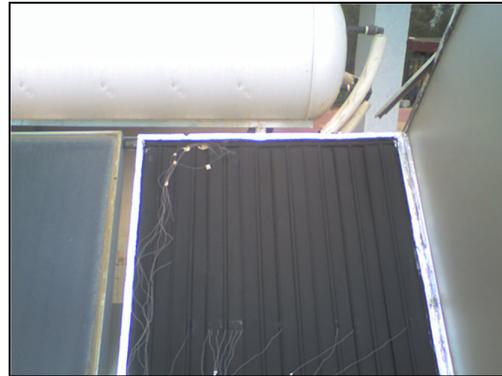


Figura 8 - Superficie absorbidora con sondas de temperatura cuya información se pretende representar gráficamente

El criterio de representación tridimensional seguido ha sido el de utilizar las coordenadas x e y para representar las coordenadas espaciales de localización del sensor en la superficie de medida, mientras que la coordenada z corresponde a la medida de la temperatura.

Uno de los objetivos que se persiguen es que debe quedar clara la disposición del tubo que se ha instrumentalizado, de los puntos de control y del perfil de temperaturas en cada sección longitudinal del sistema de tubos y placa en la representación del mapa de temperaturas resultante, por lo que se pondrá especial atención en dar con la vista más representativa de visualización de resultados.

Se ha escogido el software de representación de curvas de nivel Topocal [5] por estar específicamente diseñado para recoger los datos de cada coordenada directamente de la misma hoja de cálculo en que se han dispuesto tras el post-procesamiento del archivo *.csv generado por la unidad de adquisición de datos experimentales. Topocal es una herramienta de trabajo muy sencilla específicamente diseñada para introducir coordenadas espaciales, habitualmente utilizada para representar curvas de nivel en representaciones de terrenos. Es por esto mismo que se convierte en un instrumento muy adecuado para representar curvas de nivel o mapas de temperaturas, ya que los resultados gráficos son idénticos, que es para lo que se utiliza en este trabajo. Con este software se pueden confeccionar representaciones gráficas tridimensionales considerando la coordenada z la de las temperaturas, y las coordenadas x e y como las coordenadas espaciales superficiales para representar fenómenos térmicos.

Este software tiene el inconveniente de requerir una gran visión espacial por parte del usuario, al disponer únicamente de una representación gráfica del tipo alámbrico y, por tanto, no incorpora modos de visualización de superficies opacas ni de luces o sombras. Es por esto que muchas veces es necesario presentar varias vistas de los mismos resultados para comprender mejor los resultados representados.

Pero Topocal aporta más ventajas que inconvenientes. Presenta el inconveniente de que únicamente posee sistemas de representación visual tridimensional alámbrica, frente a otros software más complejos en su manejo, que proporcionan módulos de representación tridimensional con superficies opacas e incluso sombreados. Ello obliga en algunas ocasiones a presentar diferentes vistas en perspectiva del mapa de temperaturas tridimensional representado.

Para compensar esta carencia Topocal ofrece la posibilidad de modificar la escala de representación en cualquiera de sus ejes, por lo que se convierte en una simple y versátil herramienta de representación gráfica de mapas de temperaturas de superficies planas.

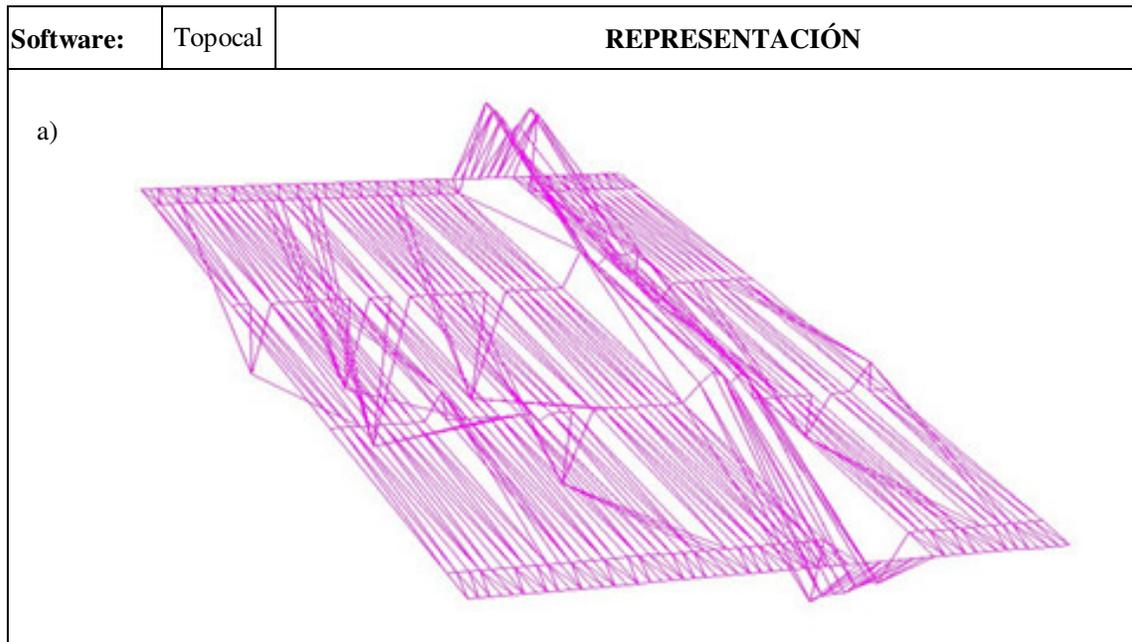
Por otra parte, además de la sencillez en su manejo, este software tiene la ventaja de ser un software de distribución libre. Incorpora además la posibilidad de modificar la escala de

representación en cualquiera de los tres ejes, lo que permite definitivamente comprender mejor el objeto representado.

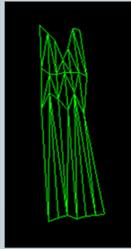
La figura 9 representa las temperaturas registradas por los 40 termopares en un instante concreto. El plano horizontal de la gráfica a corresponde a los puntos sin medida, y puede considerarse un nivel medio de referencia, que permite observar el gradiente entre la entrada (abajo) y la salida (arriba) del fluido caloportador en el colector solar.

Las gráficas b y d permiten observar el perfil térmico en un “canal”, porción de la superficie de captación solar correspondiente a un tubo por el que circula el fluido. Se aprecia una depresión de temperatura en la línea situada sobre el tubo, donde la temperatura es netamente inferior a los bordes del canal. Esta depresión es debida a que el tubo actúa de sumidero térmico del calor que incide sobre la placa absorbidora, siendo consiguientemente el papel de esta conducir el calor solar hacia el agua que circula por el tubo para producir energía térmica útil.

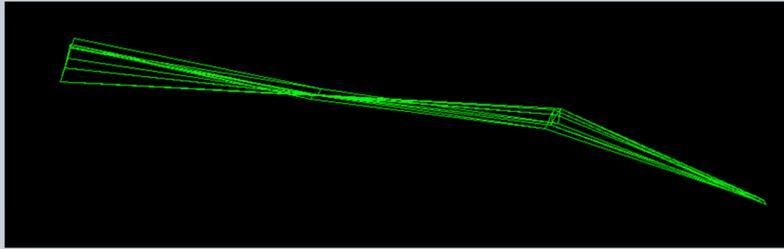
La gráfica c muestra el perfil longitudinal de temperatura en el canal, apreciándose distintas pendientes a lo largo del mismo. En el tramo inicial se aprecia un fuerte crecimiento de la temperatura, a diferencia del final, donde el crecimiento es más lento, debido a las mayores pérdidas por radiación en este tramo, debido precisamente a la mayor temperatura de la placa absorbidora. Igualmente es en el tramo alto del captador donde se aprecian las mayores depresiones térmicas antes aludidas, que son casi inexistentes en la entrada del agua (fluido caloportador) Esto es debido a que la temperatura de la chapa de la placa absorbidora aumenta mucho más que la del fluido, lo que no deja de ser significativo, ya que el material de la chapa (aluminio) es un excelente conductor de calor. Aclarar en qué circunstancias se produce este efecto será motivo de posteriores investigaciones en la instalación experimental.



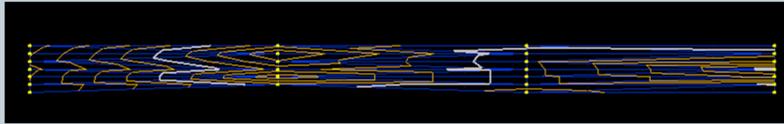
b) Perfil izquierdo



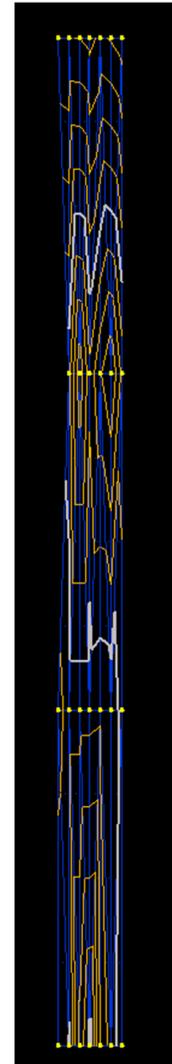
c) Alzado



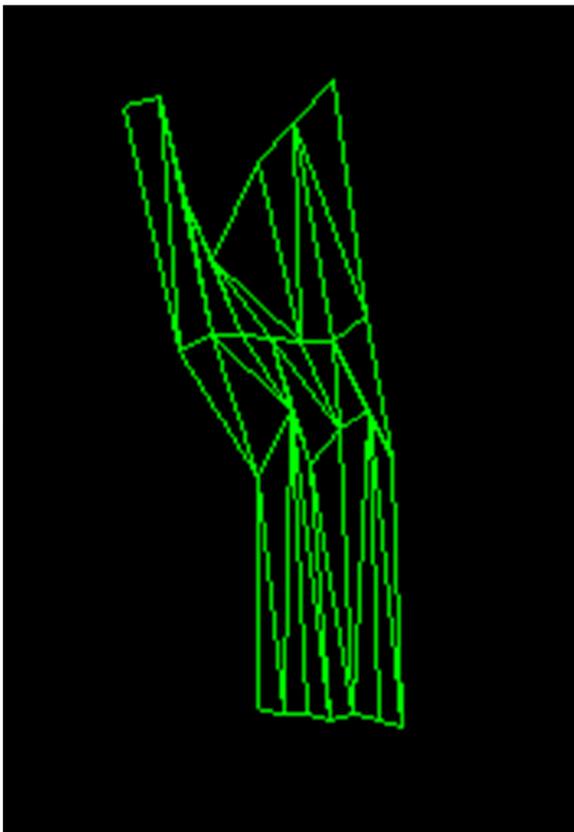
d) Perfil derecho



e) Planta. Diagrama de isotermas o Mapa térmico 2D (ampliación)



d) Perfil derecho (ampliación)



f) Vista en perspectiva. Mapa térmico 3D

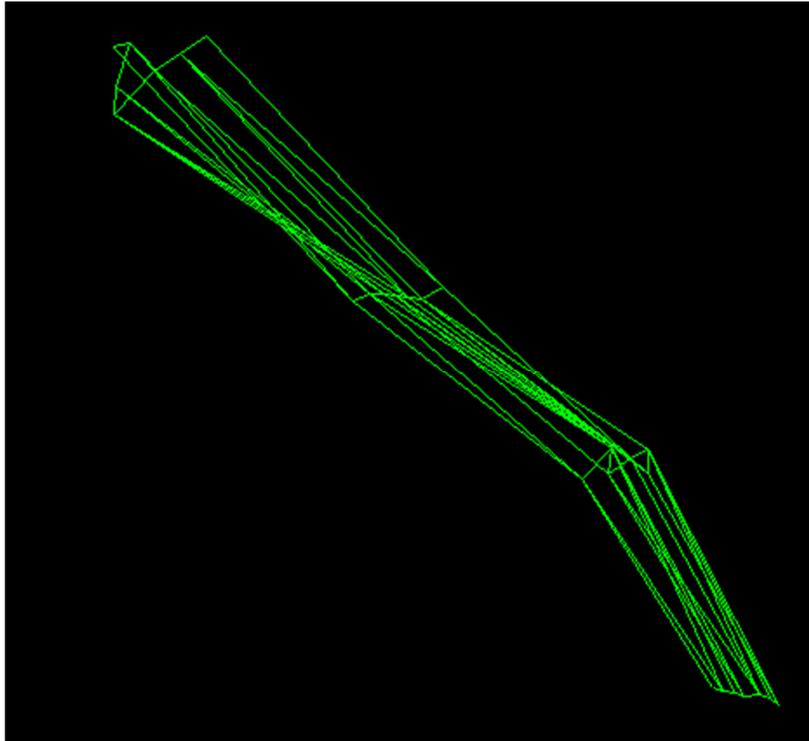


Figura 9 - Representación gráfica de medidas tomadas por termopares tipo T sobre superficie absorbadora. a) Superficie completa, b) Perfil izquierdo, c) Alzado, d) Perfil derecho, d) Perfil derecho (ampliación) e) Planta. Diagrama de isotermas o Mapa térmico 2D (ampliación), f) Vista en perspectiva. Mapa térmico 3D

5. Conclusiones

Se ha seguido el “Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares” para calibrar un conjunto de 40 termopares tipo T que se han fabricado en el laboratorio y se han mantenido rigurosamente en la cadena de medida, con un error máximo de un grado y obteniendo la recta de calibración de cada termopar por separado.

Dichos termopares calibrados se han distribuido sobre la superficie de la placa absorbadora de un captador solar térmico plano, mediante los que se miden las temperaturas de la placa a intervalos regulares. A partir de los datos medidos se ha realizado la representación gráfica tridimensional del mapa de temperaturas del captador solar.

Para ello se ha utilizado el software de libre distribución Topocal, inicialmente concebido para representaciones topográficas, pero que permite realizar la representación del mapa térmico del captador utilizando la temperatura como coordenada z.

Los mapas térmicos obtenidos muestran claramente la depresión que se produce en la placa absorbadora en las cercanías del tubo por el que circula el fluido caloportador, así como el perfil longitudinal de temperaturas, que muestra un perfil variable, con mayor pendiente en el tramo entrada de agua en el captador y menor en el de salida. El estudio pormenorizado de esta depresión será motivo de posteriores investigaciones en la instalación experimental.

Referencias

- [1] Zayas Ros, J., Seco Nicolás, M, Luna Abad, J. P. y Alarcón García, M., Medición experimental del campo de temperaturas en un colector plano de energía solar térmica. Libro de Actas 9º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica, 1239-1246. Cartagena, 2015.
- [2] Seco-Nicolás, M. (2015). Optimización de colector solar térmico utilizando Método de Simulación por Redes (MESIR). *I Jornadas Doctorales de la Universidad de Murcia*, (pp. 6). Recuperado de: <http://congresos.um.es/jdoctorado/jdoctorado2015/paper/view/41211>
- [3] Centro Español de Metrología (2008). *Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares*. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Edición digital 1. Disponible en: <http://www.cem.es/sites/default/files/th-003e.pdf> [Comprobado el 08/11/2015].
- [4] Keysight Technologies (2012). *Making High-Accuracy Temperature Measurements With the 34970A and 34972A Data Acquisition Switch Units. Application Note 1425*. Agilent Technologies.
- [5] Topocal (2002). Versión 1.2.250. Cálculo Topográfico.

ANEXO 13

Seco-Nicolás, M., Alarcón García, M., Luna Abad, J.P. (2016)
Comparativa experimental entre dos captadores solares térmicos de diferente topología en, *Actas del Congreso. III Encuentro de la Ingeniería de la Energía del Campus Mare Nostrum*. Murcia: EditUM. Universidad de Murcia, pp.351-359. ISBN: 978-84-617-7313-8. Disponible en:
<http://congresos.um.es/iecmn/iecmn2016/schedConf/presentations/>

COMPARATIVA EXPERIMENTAL ENTRE DOS CAPTADORES SOLARES TÉRMICOS DE DIFERENTE TOPOLOGÍA

SECO-NICOLÁS, Manuel⁽¹⁾; ALARCÓN GARCÍA, Mariano⁽¹⁾; LUNA ABAD, Juan Pedro⁽²⁾

manuel.seco@um.es

⁽¹⁾Universidad de Murcia. Grupo de Investigación de Ingeniería Energética e Innovación Docente en Tecnología. Departamento de Electromagnetismo y Electrónica de la Facultad de Química.

⁽²⁾Universidad Politécnica de Cartagena. Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos.

RESUMEN

Se describe el procedimiento de toma de medidas de temperatura sobre dos placas absorbedoras de dos captadores solares térmicos de baja temperatura de topología distinta. Se determina el rendimiento térmico en base al calentamiento del agua que circula a través de los tubos de fluido caloportador unidos a dicha placa absorbedora mediante dos métodos diferentes, uno consistente en un tubo de cobre abrazado por la placa absorbedora y el otro, unido el tubo a la placa mediante soldadura. Con los sensores de temperatura calibrados se han registrado temperaturas a intervalos de 10 minutos mediante una unidad de adquisición de datos y se ha obtenido el rendimiento térmico en cada intervalo para ser comparado posteriormente.

Palabras clave: Captador solar térmico plano, mapa de temperaturas, rendimiento captador solar térmico.

1. Introducción

El objetivo de esta comunicación es el de describir el proceso seguido para realizar la medición de las temperaturas a lo largo y ancho de un tubo unido a una placa absorbidora de dos captadores solares térmicos planos de baja temperatura de topologías distintas, para comparar el rendimiento térmico de cada uno de ellos a lo largo de un día claro y soleado en la ciudad de Murcia (España). Uno de los captadores solares es de tubo abrazado a placa absorbidora, modelo PJR, y mientras que el otro es de tubo soldado a placa absorbidora, modelo GALEM VS2.0 (Figura 1).

El modo de determinar el rendimiento térmico de un captador solar plano de baja temperatura está ampliamente tratado en la bibliografía, siendo un referente el trabajo de Duffie & Beckman [1]. Desde entonces la mayoría de trabajos que se han realizado sobre captadores solares térmicos han girado en torno a dos vertientes principales: una vertiente teórica centrada en obtener simulaciones precisas de su comportamiento térmico, y otra vertiente experimental, muchas veces orientada a constatar la veracidad de las simulaciones propuestas.

En este sentido, Rodríguez Hidalgo et al. [2] realizaron ensayos experimentales en 2011 dirigidos a verificar un modelo unidimensional de comportamiento térmico de un captador solar utilizando métodos analíticos. Pero ha habido multitud de otros trabajos experimentales tanto en condiciones de laboratorio [3] como en condiciones reales [4, 5].

Existen diversos tipos de captadores solares térmicos planos en el mercado, fijándonos en este trabajo en aquellos que constan de una superficie plana unida a una parrilla de tubos, la placa absorbidora. Uno de los tipos más frecuentes, propio de colectores de cierta antigüedad, es aquel en el que en la que la unión chapa plana se conformaba para abrazar al tubo por el que circula el fluido caloportador; ambos elementos, chapa y tubo podían ser de materiales cualesquiera. Otro tipo, mucho más frecuente en la actualidad, es aquel en el que la chapa está unida por soldadura a los tubos, lo que tiene ventajas de fabricación; en la actualidad es posible soldar incluso metales a priori difíciles para ser unidos, como cobre y aluminio. El objeto de este trabajo es precisamente estudiar el diferente comportamiento de ambos tipos de captadores, lo que en cierta forma es analizar la diferente efectividad de ambos tipos de uniones tubo-chapa.

En esta comunicación se aportan los datos de temperaturas y rendimientos térmicos obtenidos en un día soleado de agosto de 2016 para dos captadores solares de diferente construcción utilizados en la red doméstica para el mismo propósito de obtener agua caliente sanitaria (ACS).

Para llevar a cabo las mediciones se han utilizado termopares tipo T construidos en el laboratorio y calibrados manteniendo la “cadena de medida” tal como se describe en el trabajo de Seco-Nicolás et al [6].

Nomenclatura:		<i>Subíndices</i>	
ρ	Densidad	s	Salida del sistema
c	Calor específico	e	Entrada al sistema
Q	Calor	f	Relacionado con el fluido
T	Temperatura		
η	Rendimiento		
R	Radio del tubo		
k	Conductividad térmica		
\dot{m}	Caudal		

2. Materiales y métodos

2.1. Sistemas estudiados

Se ha dispuesto de dos captadores solares térmicos planos fabricados con dos topologías diferentes. El Captador 1, formado por una superficie absorbidora de 8 tubos de cobre de $\varnothing 16$ mm a los que se ha abrazado mecánicamente una lámina de cobre de 2000x1200x2 mm; el Captador 2, consta de 11 tubos

de cobre de Ø8 mm soldados a una lámina de aluminio de 2000x1200x2 mm. La sección transversal de ambos sistemas se presenta en la Figura 1.

Como puede observarse, ambas configuraciones son muy distintas; la del Captador 1 es una configuración típica de colectores de cierta antigüedad [1], como ya se ha dicho, en la que la unión chapa plana-tubo, ambos de Cu, no es continua, ya que el contacto entre superficies metálicas deja huecos, donde la transmisión de calor puntual se reduce considerablemente; pese a esto, al abrazar casi semicircularmente la placa al tubo el número de puntos de contacto placa-tubo es elevado.

El Captador 2 es típico de los diseños más modernos, en los que la mejora de las técnicas de soldadura ha permitido realizar mediante ultrasonidos uniones entre materiales diferentes [7], en este caso Cu y Al, difíciles de soldar mediante procedimientos convencionales. Las uniones se realizan sin aportación de material, y el resultado es una hilera de puntos de unión más o menos cercanos, que producen el contacto térmico placa absorbidora-tubo. Esta técnica es más interesante para la fabricación en serie de captadores solares.

Se ha dispuesto de dos captadores solares térmicos planos fabricados con dos topologías diferentes. El Captador 1, formado por una superficie absorbidora de 8 tubos de cobre de Ø16 mm a los que se ha abrazado mecánicamente una lámina de cobre de 2000x1200x2 mm; el Captador 2, consta de 11 tubos de cobre de Ø8 mm soldados a una lámina de aluminio de 2000x1200x2 mm. La sección transversal de ambos sistemas se presenta en la Figura 1.

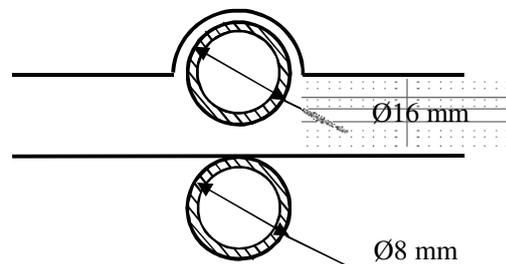


Figura 1 - Sección transversal de un conjunto tubo-placa del Captador 1, placa absorbidora abrazada a tubo [arriba]. Sección transversal de Captador 2, placa soldada a tubo de cobre [abajo].

Como puede observarse, ambas configuraciones son muy distintas; la del Captador 1 es una configuración típica de colectores de cierta antigüedad [1], como ya se ha dicho, en la que la unión chapa plana-tubo, ambos de Cu, no es continua, ya que el contacto entre superficies metálicas deja huecos, donde la transmisión de calor puntual se reduce considerablemente; pese a esto, al abrazar casi semicircularmente la placa al tubo el número de puntos de contacto placa-tubo es elevado.

El Captador 2 es típico de los diseños más modernos, en los que la mejora de las técnicas de soldadura ha permitido realizar mediante ultrasonidos uniones entre materiales diferentes [7], en este caso Cu y Al, difíciles de soldar mediante procedimientos convencionales. Las uniones se realizan sin aportación de material, y el resultado es una hilera de puntos de unión más o menos cercanos, que producen el contacto térmico placa absorbidora-tubo. Esta técnica es más interesante para la fabricación en serie de captadores solares.

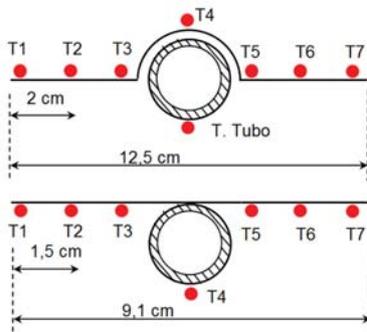


Figura 2 - Disposición termopares en cada sección del Captador 1 (arriba) y Captador 2 (abajo)

El circuito cerrado hidráulico cuenta con un caudalímetro para cada captador solar térmico plano, una bomba de recirculación, sondas de temperatura, válvulas de operación, y un circuito secundario dotado de depósito de almacenamiento y radiador a modo de serpentín de refrigeración. La instalación experimental cumple sustancialmente con la norma UNE-EN 12975-2 [8].

La instrumentalización consiste en la instalación, en cada captador solar, de cuarenta termopares tipo T situados en la superficie absorbidora y dos termopares tipo K situados en contacto con el fluido a la entrada y salida del tubo de alimentación de fluido caloportador. Los termopares tipo K han sido dispuestos a contracorriente tal como indica la norma UNE-EN 12975-2,

mientras que los termopares tipo T se han agrupado en cuatro secciones transversales a lo largo del tubo, de modo que quedasen dispuestos en una línea de siete termopares en cada sección según la Figura 2. Cada uno de los mencionados termopares se ha calibrado siguiendo las indicaciones del procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares [9].

Los datos se han recogido en 40 intervalos de 10 minutos a lo largo del día 17 de agosto de 2016 aprovechando la variación de la irradiancia solar para realizar el muestreo de toma de temperaturas a distintas irradiancias. Dichas irradiancias se han medido utilizando un piranómetro sobre plano horizontal, por lo que se ha corregido posteriormente la medida de la irradiancia considerando el ángulo de inclinación de los captadores solares [1]. Para realizar la medición y comparar datos homogéneos se ha mantenido un caudal constante idéntico en ambos captadores $\dot{m} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Los datos se tomaron mediante una unidad de adquisición de datos, y se han corregido conforme a las curvas de calibración obtenidas por el mencionado procedimiento.

2.2. Fundamentos físicos

Como es sabido, la ecuación que define la transmisión del calor entre la placa sometida a un calor constante unida a un tubo y el flujo en régimen laminar que circula a través del mismo, es

$$\dot{Q} = \dot{m} c_f (T_s - T_e) \quad (1)$$

En la Tabla 1 se muestran las propiedades térmicas del fluido, que varían en función de la temperatura que éste puede alcanzar en el interior: entre 0°C y 100°C; en la Tabla 2 se lee el rango de valores experimentales de trabajo de los dos captadores solares térmicos.

Tabla 1: Propiedades térmicas del fluido

Variable	Valor a 0°C	Valor máximo a 100°C	Unidad
ρ_f	958,05	999,82	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
c_f	$4,186 \cdot 10^3$	$4,186 \cdot 10^3$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
μ	$1,781 \cdot 10^{-3}$	$0,282 \cdot 10^{-3}$	$\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$

Tabla 2: Rango de valores de trabajo de los Captadores 1 y 2; el subíndice i hace referencia a cada tubo del correspondiente captador solar.

	Captador 1	Captador 2	
\dot{m}_{total}	$1,57 \cdot 10^{-5}$	$1,46 \cdot 10^{-5}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
\dot{m}_i	$1,96 \cdot 10^{-6}$	$1,33 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
R_i	$8 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$	m
v_i	0,010	0,026	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$\text{Re} = \rho_{\text{med},f} v_i 2 R_i / \mu_{\text{media}}$	158	206	

Conocidas las propiedades térmicas del fluido para cada temperatura y conocidas las temperaturas de entrada y salida del mismo, se podrá obtener el rendimiento que se define con la conocida relación [1]

$$\eta = \frac{Q_u}{I_T A_C} \quad (1)$$

3. Resultados

3.1 Campo de temperaturas en el captador solar: aletas y tubo

En primer lugar se ha recogido la medición experimental del campo transversal de temperaturas de ambos sistemas, a fin de poder compararlos para comprobar los efectos de las diferentes topologías constructivas. Los gráficos comparativos resultantes se muestran en la Figura 3, correspondientes a una sección de la placa absorbedora transversal a los tubos y flujo de agua. Se aprecia como la temperatura en el tubo, punto central, es en ambos casos inferior a la temperatura en el resto de la placa absorbedora cuyas temperaturas representan los puntos a derecha e izquierda del central. Este perfil de temperaturas es idéntico al recogido en la literatura [1], e indica que la placa absorbedora trabaja como unas aletas que vehiculan el calor absorbido hacia el tubo por el que circula el agua, que, al absorber calor, refrigera esta parte de la placa absorbedora, provocando la depresión típica de la temperatura en las aletas.

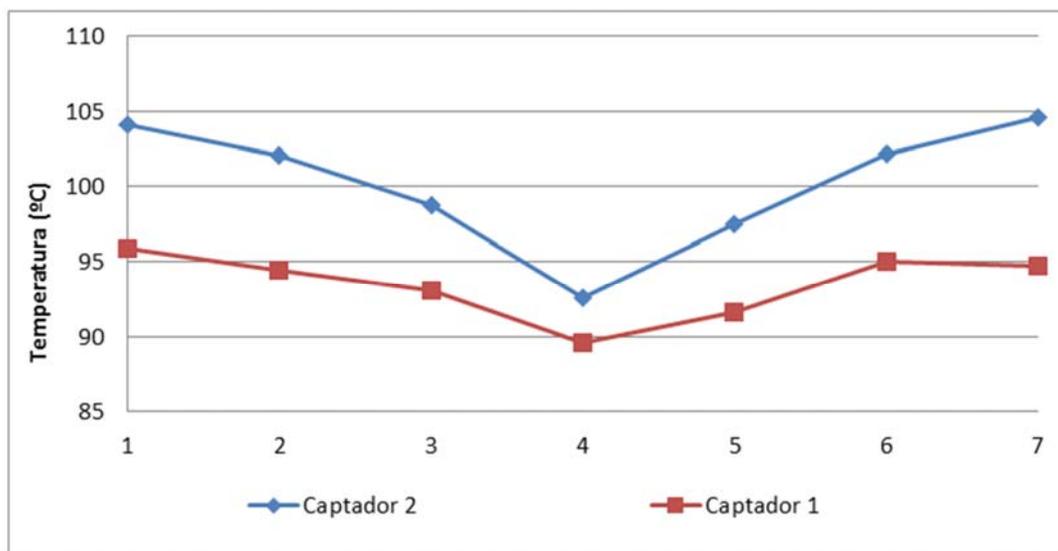


Figura 3 - Comparación de temperaturas en sección 1 de salida de agua caliente de ambos sistemas.

Día: 17-agosto-2016; Hora: 14:07; $\dot{m} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; Irradiancia = $1157 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$

En esta Figura 2 se observa que, cuando ambas superficies de placa son irradiadas con la misma intensidad, en este caso a 1157 W/m^2 , los sensores de temperatura muestran que hay una diferencia de alrededor de 10°C entre la configuración de los sistemas 1 y 2. Por lo tanto, una primera observación es que las características constructivas del Captador 2 le permiten alcanzar mayores temperaturas, y dado que el flujo másico es el mismo en ambos colectores, recoger mejor el calor que la configuración del Captador 1.

Si se compara el salto de temperaturas de cada uno de los seis puntos de medición en la superficie captadora, numerados del 1 al 6 con el punto de medición T.Tubo, situado bajo el tubo (ver Figura 2), se obtendrá la diferencia de temperaturas relativa sobre la que influye la topología constructiva de

ambos captadores solares planos cuando por el mencionado tubo circula el mismo fluido caloportador con un caudal idéntico $\dot{m} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

En la tabla 3 se muestran las diferencias de temperatura y los saltos relativos de temperaturas comparadas con la medida de temperatura del tubo en cada sistema.

Tabla 3: Saltos relativos de temperatura en sistemas 1 y 2.

Tabla 4: Día: 17-agosto-2016; Hora: 14:07; $\dot{m} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$; Irradiancia = 1157 W·m-2

Puntos de medida	T (°C) Captador 1	T (°C) Captador 2	T _f -T ₄ (°C)	
			Sist. 1	Sist. 2
T1	95,86	104,08	6,23	11,46
T2	94,43	101,41	4,80	8,79
T3	93,05	98,74	3,42	6,12
T4	89,63	92,62	0	0
T5	91,63	97,50	2,00	4,88
T6	95,05	101,04	5,42	8,42
T7	94,75	104,58	5,12	11,96

Se observa un mayor salto de temperaturas entre la temperatura medida en la placa absorbadora y la parte inferior del tubo en el Captador 2 frente al Captador 1. En primera aproximación puede considerarse que la temperatura medida en la pared inferior del tubo, que es la más alejada de la chapa, y más refrigerada por el fluido caloportador en cada sección, coincide con la temperatura del fluido circulante por el interior del tubo. En realidad el fluido caloportador actúa realmente como un fluido refrigerante de la placa absorbadora, como un sumidero de calor, y una mayor diferencia de temperaturas chapa-tubo indica una mejor transmisión de calor entre ambos elementos.

Por tanto, a la vista de la Tabla 2 que indica que la temperatura máxima absorbida por el fluido caloportador en el Captador 1 ha sido de 6,23°C y en el Captador 2 ha sido de 11,96°C, no hay duda de que el método de construcción del Captador 2 produce una mejor transmisión de temperatura de la placa al fluido, frente a la unión abrazada del Captador 1. Esto puede ser debido a la alta resistencia térmica que se produce en la inevitable capa de aire que se forma en la unión por conformado mecánico de la placa y el tubo del Captador 1, frente a la baja resistencia térmica que produce la unión limpia que forma el cordón de soldadura en el Captador 2.

Por otra parte, también se aprecia como las temperaturas de las secciones a la misma altura del Captador 2 son superiores a las del Captador 1, lo que, dado que las temperaturas de entrada y los caudales son idénticos en ambos sistemas, como se explica en el subapartado siguiente, el Captador 2 adquiere más calor y consigue mejor rendimiento que el Captador 1.

3.2 Comparativa de rendimientos de los captadores solares

Con objeto de realizar un estudio más completo se ha llevado a cabo un balance energético global de ambos sistemas constructivos para determinar de forma definitiva cuál de las dos configuraciones produce unos rendimientos térmicos mayores.

Las ecuaciones 1 y 2 establecen que el salto térmico en el captador solar en su conjunto, $T_s - T_e$, a igualdad de otros parámetros, es el que nos da el calor útil absorbido por el captador. En la Figura 4 se ha representado el aumento gradual de las temperaturas de salida, T_s , del fluido de ambos sistemas,

que sigue la misma tendencia que la de la energía aportada a los mismos, aunque con cierto retraso en el cambio de estas tendencias debido a los efectos de la inercia térmica.

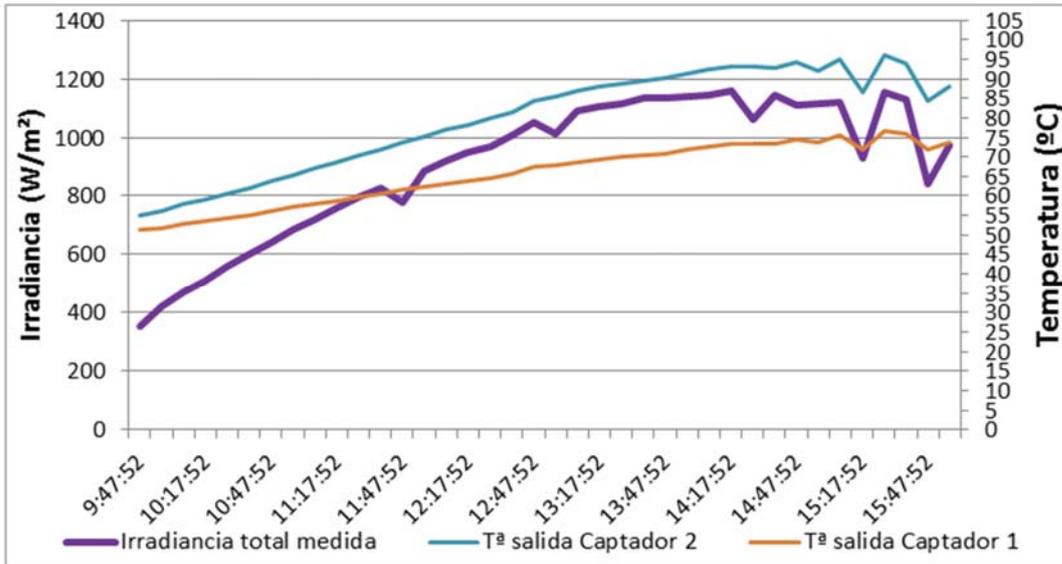


Figura 4 - Temperaturas de salida de las instalaciones. Comparación con irradiancia aportada

Se observa también que la temperatura de salida del Captador 2 es mayor que el del Captador 1 cuando ambos son irradiados con la misma intensidad, lo que está de acuerdo con las observaciones descritas en el subapartado anterior. También se observa que por las características constructivas del Captador 2 la temperatura de salida de este reacciona mucho más rápido que la del Captador 1 ante los cambios en la irradiancia.

Por otra parte, el calor máximo absorbido por la placa se obtiene de la medida de superficie de captación, es decir, de la placa; y de la irradiancia G_i , cuyo valor se ha modificado para cada intervalo de medición.

Obtenidas las mediciones corregidas de la temperatura de entrada y salida del fluido, T_e y T_s , respectivamente, en ambas sondas de medida, se puede determinar la densidad del agua circulante de los estudios de Pérez et al., 2010 [10] y el calor específico de Wilson et al., 2003[11]. Introduciendo todos los datos en la ecuación 1, se determina el calor obtenido por el fluido en cada instante de medición.

La introducción de los valores medidos experimentalmente en la ecuación 1, e introduciendo ésta en la ecuación 2 resulta

$$\eta = \left(\frac{\rho_f \dot{m} C_{e,f} (T_s - T_e)}{A G} \right)_{i, \text{Sist.1 y Sist.2}} \quad \text{con } i = 1, \dots, 40 \quad (2)$$

Los valores de rendimiento de la ecuación 3, evaluados en 40 intervalos cada 10 minutos para ambas instalaciones se muestran comparados en la Figura 5.

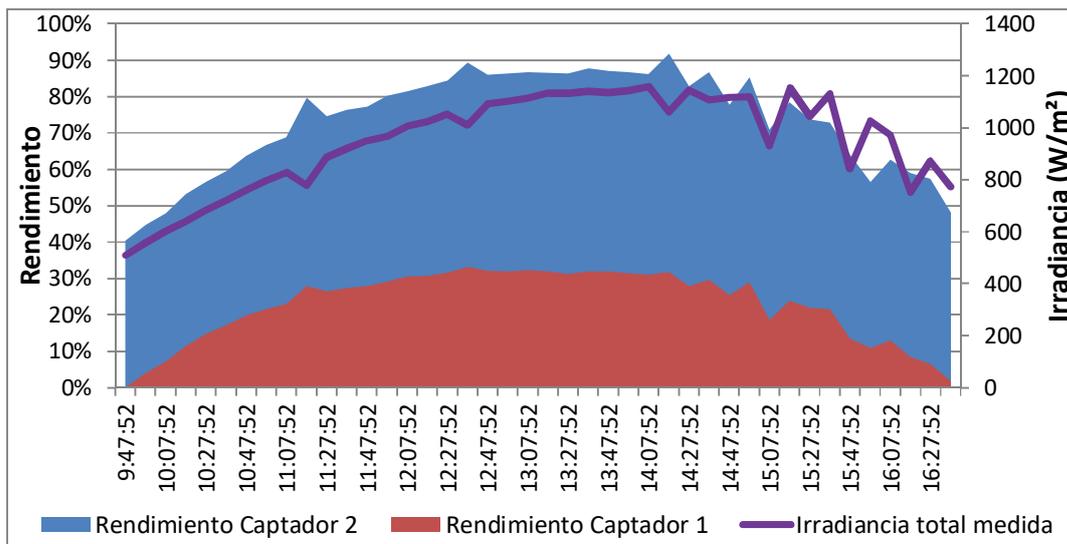


Figura 5 - Rendimientos de las instalaciones del Captador 1 y del Captador 2. Comparación con irradiancia aportada. Día: 17-agosto-2016; $\dot{m} = 1,46 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Como ya podía presuponerse a la vista de los resultados de los datos de la sección de salida de la Tabla 3, se observa que, para un mismo perfil creciente de irradiancia, el rendimiento térmico proporcionado por el Captador 2 es muy superior al del Captador 1, lo que da la idea de que un captador solar térmico formado por un tubo soldado a una placa produce un resultado mucho más satisfactorio a efectos de rendimiento térmico que el sistema de placa abrazada a un tubo.

Estos resultados confirman las afirmaciones del subapartado anterior, en los que se afirmaba la superioridad de la unión soldada a la unión por conformado mecánico de placa y tubo, con la consiguiente introducción de una alta resistencia térmica en dicha unión.

Otro dato que llama la atención es que, en las mediciones de las 10:37, 11:37 y 13:27 h hay una pequeña disminución de la irradiancia que produce un aumento del rendimiento de ambos sistemas, a pesar de que se está disminuyendo la energía aportada.

La explicación de este aumento del rendimiento puede deberse a que, al ser un circuito cerrado, se genera una inercia térmica del sistema que mantiene a una cierta temperatura el fluido recirculante incluso con disminuciones puntuales de la energía aportada (ver Figura 4). Es decir, que la diferencia de temperaturas del numerador de la ecuación 3 se mantiene constante, mientras que el denominador baja, produciendo un aumento puntual ficticio del rendimiento de ambos sistemas.

Es por esto que se ha visto conveniente realizar un gran número de medidas y de cálculo de rendimientos instantáneos para poder ofrecer una comparación fiable.

4. Conclusiones

Se han llevado a cabo ensayos experimentales sobre dos tipos de captadores solares térmicos planos en una instalación que cumple la norma UNE-EN 12975-2. Las placas absorbedoras son en ambos casos del tipo parrilla; uno de estos captadores está formado por una placa abrazada a los tubos del fluido caloportador, mientras que en el otro la placa está soldada a los tubos. Con objeto de comparar las prestaciones de ambos captadores por ambos circula igual caudal.

Se ha obtenido el campo de temperaturas del captador, expresado en el perfil de temperaturas en una sección análoga de ambos captadores; el perfil presenta una depresión térmica típica en el tubo respecto a las aletas de la placa absorbedora, acorde a los resultados de la bibliografía. Esta depresión

es mucho más acusada en el captador de placa soldada, lo que indica una menor resistencia térmica aleta-tubo y, por tanto, una configuración más adecuada.

Igualmente se ha determinado el rendimiento térmico de ambos captadores a lo largo de un día con resultado análogo. En el caso del captador de placa abrazada a los tubos se obtienen rendimientos térmicos máximos en torno al 35%, mientras que en el de placa soldada se logran rendimientos máximos en torno al 85%.

Por lo tanto se puede concluir la topología constructiva de una placa y tubo directamente soldados es mucho más ventajosa a efectos de calor absorbido y rendimiento térmico, que la tecnología de unión por conformado mecánico.

5. Referencias

- [1] DUFFIE, J.A., BECKMAN, W.A. (1980). Solar Engineering of Thermal Processes. University of Wisconsin-Madison, New Jersey.
- [2] RODRIGUEZ-HIDALGO, M.C., RODRIGUEZ-AUMETE, P.A., LECUONA, A. et al.(2011). “Flat plate thermal solar collector efficiency: Transient behavior under working conditions.Parts I y II”.
- [3] GURVEER, S., KAMRAN, S.(2014).“Investigation of the fluid temperature field inside a flat-plate solar collector”. Heat Mass Transfer. 50:1499-1514.
- [4] AYOMPE LM, DUFFY A, Mc KEEVER M, CONLON M, MCCORMACK SJ. Comparative field performance study of flat plate and heat pipe evacuated tube collectors (ETCs) for domestic water heating systems in a temperate climate. Energy. 2011 May;36(5):3370-8. PubMed PMID: WOS:000291411400112.
- [5] HERRERO MARTÍN, R., PÉREZ-GARCÍA, J., GARCÍA, A., GARCÍA-SOTO, F.J., LÓPEZ-GALIANA, E. (2014) Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices. Solar Energy.
- [6] SECO-NICOLÁS, M., ALARCÓN GARCÍA, M., LUNA ABAD, J.P. (2016) Proceso de fabricación y calibración de termopares tipo T. Representación gráfica de Temperaturas. III Encuentro de la Ingeniería de la Energía Campus Mare Nostrum. Murcia.
- [7] BERMEJO ROMERO, A., GONZÁLEZ LEAL, J:M., REQUENA GARCÍA, C. y JIMÉNEZ AGUINAGA, C., Investigación en Procesos de Unión para Elementos Captadores Solares. Congreso Científico Internacional de Ingeniería, Tetuán, 2010. ISBN-13: 978-84-693-0155-5.
- [8] AENOR. (2006) Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods. UNE EN 12975-2. Madrid
- [9] Centro español de metrología (2008). Procedimiento TH-003 para la calibración por comparación de termopares. Ministerio de Industria, Turismo y Comercio. Madrid
- [10] PÉREZ ONES, O., DÍAZ RODRÍGUEZ, J., ZUMALACÁRREGUI, L.,GOZÁ LEÓN, O. (2010) Evaluation of physical properties of ethanolwater mixtures (II). Revista Facultad de Ingeniería de la Universidad de Antioquía. Issue 52, pp.62-74. Antioquía.
- [11] WILSON, J.D., BUFFA, A. J., LOU, B. (2003) Física. 5ª Ed. Pearson. Prentice Hall. México.

ANEXO 14

Alarcón García, M., Seco-Nicolás, M., Luna Abad, J.P. (2016)
Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions. *Actas del Congreso. X Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica*. Lérida.

Tube-fin assembly optimization in convective-radiative conditions

Mariano Alarcón¹, Manuel Seco-Nicolás¹, Juan Pedro Luna²

¹University of Murcia, Edif. C, Campus de Espinardo, Murcia, Spain, Phone: 34-868887327, Fax: 34-868884739, e-mail: mariano@um.es, manuel.seco@um.es

²Technical University of Cartagena, Cartagena, Spain, Phone: 34-968325515, e-mail: jp.luna@upct.es

1. Introduction

Fin systems optimization is a classic topic in heat transfer. Classic texts as Krauss et al. [1] yield fin optimal magnitudes for the most common types and shapes subject to thermal convection mechanism. There are also many references in the literature referring to fins working in only radiative environments [2], most of them having the radiation sink at 0 K. Much more uncommon though are papers dealing with optimization of fin-pipe or fin-tube assemblies [3].

In the present paper we perform the optimization of a fin-tube assembly subject to convective-radiative real conditions. For this purpose a 2D numerical model has been built, which has been solved with Network Simulation Method (NSM).

2. Physic-mathematical model

The physic-mathematical 2D model (see Fig. 1), assuming homogenous material and stationary conditions, is composed by following governing equations:

For the fin (x and y Cartesian co-ordinates):

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

$0 < x < L_f$; $0 < y < t_f$:

For the tube (r and θ cylindrical co-ordinates):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = 0$$

$R_i < r < R_e$; $0 < \theta < \pi$:

Boundary conditions:

- Uniform heat flux on the fin: $g = g$ (constant) (W/m^2)
- Heat convective flux between fin and surroundings: $q_{c,f} = h_f(T_f - T_{0,c})$; $T_{0,c}$: Convection sink temperature (W/m^2)
- Heat radiative flux between fin and surroundings: $q_r = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_f^4 - T_{0,r}^4)$; $T_{0,r}$: Radiation surroundings temperature (W/m^2)
- Temperature of the bulk fluid, $T_{fl} = T_{fl}$ (constant) (K)
- $q_{c,t} = h_t \cdot (T_f - T_{fl})$ (W/m^2)
- $r = R$: $\partial T / \partial r = 0$; $y = t_f$: $\partial T / \partial y = 0$; $x = L_f$: $\partial T / \partial x = 0$; $\theta = 0, \theta = \pi$: $\partial T / \partial \theta$ (insulated surfaces)

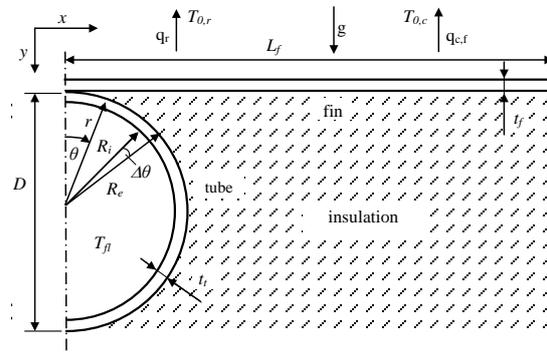


Figure 1. Fin-tube assembly

10CNIT

10º Congreso Nacional de Ingeniería Termodinámica

Contact resistance between fin and tube has been neglected. NSM has been used in order to solve the equation system: the space has been discretized and correspondently the model equations applied to every cell, where the thermal-electric analogy converts thermal into electric variables and components. These cells are assembled yielding an electric circuit (network model), which is solved by means of an appropriate software as PSpice is.

For the sake of optimisation, the objective function is the overall heat transferred to the fluid, $q_{c,t}$, which must be maximum, subject to the restriction of constant tube and fin volumes:

$$O = \int q_{c,t} dA = \int h_{c,t} (T_t - T_{fl}) dA$$

$$v_t + v_f = \pi(R_e^2 - R_i^2) + L_f \cdot t_f = \text{constant}$$

Also the optimization process is numerically performed.

3. Results and discussion

Dimensions of a solar collector available in market have been considered for the numerical simulation, yielding the optimum dimensions (length and thickness) of the fin (plate absorber). Real performances of current collector is assessed by means of the fin efficiency coefficient relative inverse thermal admittance (RITA), y_{rel} [4], defined as

$$y_{rel} \equiv RITA = \frac{y}{y_{opt}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{opt}}$$

Where y is thermal admittance, \dot{Q} is the overall heat transferred by the assembly, and opt refers to optimum magnitudes. This coefficient measures the degree of optimality of a certain tube-fin assembly dimensions.

4. Conclusions

Model of a fin-tube assembly subject to real convection-radiation conditions has been built and numerically simulated. Optimization of assembly geometrical dimensions has been done. By means of RITA coefficient the optimization level of tube-fin assemblies can be yield.

5. References

1. Kraus, A. D., Aziz, A. y Welty, J. Extended Surface Heat Transfer ISBN: 978-0-471-39550-8, John Wiley and Sons, New York (2001).
2. J.P. Luna Abad, F. Alhama, A. Campo. Universal Curves for Optimizing Longitudinal Rectangular Fins Radiating to Free Space Proceedinds of the ASME International Heat Transfer Conference – 2010, Vol. 5, pp. 893-897, No: IHTC14-22665, 2010.
3. M. Alarcón, F. Alhama, C.F. González-Fernández, P. Martí, and A. Pérez-Garrido. Optimisation of a longitudinal rectangular fin-wall assembly. Proceedings of the 12 Int. Heat Transfer Conf. Grenoble – Francia, pp. 159-164, ISBN: 2-84299-307-1, 2002.
4. J.P. Luna Abad, F. Alhama .Design and Optimization of Composite Rectangular Fins Using the Relative Inverse Thermal Admittance. ASME J. Heat Trans., 135 8 084504-1-4, 2013.

