UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

Departamento de Química y Física

TESIS DOCTORAL

Análisis de la tecnología de horno rotativo para el tratamiento de material granular con radiación solar concentrada

Alessandro Gallo

Programa de Doctorado en Ciencias Aplicadas al Medio Ambiente

Directora: **María Isabel Roldán Serrano**

Universidad de Almería

Codirectora: **Elisa Alonso Romero**

Centro de Desarrollo Energético de Antofagasta

Universidad de Antofagasta

Tesis presentada para la obtención del título de Doctor por la Universidad de Almería

Almería, diciembre 2019

A Silvana, Eugenio, Elisa e Aitor,

ovvero, la mia famiglia.

Agradecimientos

Antes de nada, quiero agradecer a la Universidad de Almería por concederme está oportunidad y aceptar mi peculiar situación de investigador predoctoral.

Por supuesto, quiero agradecer a Javier Batlles por haberme guiado en la interacción con la Universidad de Almería y haber aceptado ser mi tutor en esta aventura.

Además, quiero agradecer a mis directoras, Mabel y Elisa, que sin ellas no hubiera sido posible nada de todo esto. En particular, a Mabel por todos los consejos y las innumerables revisiones de los artículos, de los congresos y de esta misma tesis que, a pesar de la distancia, hemos conseguido llevar a cabo y a Elisa, por haberme sugerido a Mabel como directora y, también, por aguantar y responder a todas mis dudas en cualquier momento y acompañarme hasta el final a pesar de la cercanía.

Quiero agradecer también a todas las compañeras y compañeros de la Universidad de Antofagasta que han estado conmigo, al menos en la primera parte de este viaje. En particular, quiero agradecer a Edward por haber sido un gran jefe y sobre todo una gran persona. A Marcelo Cortes por convencerme a ir a Antofagasta y por las conversaciones tenidas en los años en Chile tanto en temas científicos como sobre la vida. A Lissette por toda la ayuda en la gestión de la larguísima y complicadísima burocracia de la UA y por haber sido siempre muy amable. A Héctor por quererme como su amigo italiano. A Daniel, Lou y Rodrigo por compartir las numerosas horas en el laboratorio siempre con una sonrisa y por haber sido capaces de trabajar a distancia a pesar de estar en lados diferentes del charco. A los estudiantes del CDEA y a los compañeros de pachanga. A Diego por acompañarme en el estrés de los últimos días antes de la entrega de esta tesis.

A Abdiel por ser un amigo, por sus preguntas existenciales y por las largas charlas sobre la vida, la sociedad, la historia y la política y por supuesto por echarme una mano en el laboratorio cada vez que lo necesitaba.

A Aitor por haber sido un mentor, un compañero, un anfitrión tanto en Antofagasta como en Almería y por ser un amigo.

A Alicia por tomarse la molestia de leer esta tesis y ser muy clemente.

De mi estancia en el Instituto de Energías Renovables de Temixco quiero agradecer a Héctor, Licu, Ernesto y a los otros estudiantes, compañeros e investigadores que me han ayudado en el IER en el montaje de la instalación experimental y por compartir muy buenos momentos. También estoy particularmente agradecido a Ricardo por haberme iluminado con su experiencia en hornos solares y sobre todo por influenciarme en mi decisión de emprender otra hazaña bien distinta a esta.

A Carlos, porque sin él probablemente estaría todavía buscando tornillos por los abarrotes de Antofagasta, pero sobre todo porque siempre me he sentido muy cómodo y querido con él y su familia.

A los compañeros e investigadores de la PSA con quien he podido compartir una muy agradable estancia en el tiempo que he estado trabajando allí. En particular, quiero agradecer a Aurelio por estar siempre disponible a recibirme y hospedarme en su casa y a María Elena por echarme una mano y resolver las numerosas dudas a las que la he sometido.

Quiero agradecer también a mi familia y, en particular, a mi padre por haber sido muy comprensivos conmigo y por haberme apoyado independientemente de mi ánimo, a pesar de no poderles dedicar todo el tiempo que se merecen.

Por último, quiero agradecer una vez más a Elisa por haber estado a mi lado siempre y haberme animado, en todo momento, para seguir adelante y a Aitor por haber alegrado mis últimos tres años.

Preámbulo

Esta tesis doctoral se presenta en la modalidad A (por compendio de publicaciones) de la normativa de estudios oficiales de doctorado de la Universidad de Almería, de acuerdo con la ordenación de los estudios universitarios oficiales establecida por el Real Decreto 99/2011, de 28 de enero.

Para ajustarse a la modalidad mencionada, este documento incluye una memoria que describe la unidad temática y estructura del trabajo, en la que se hace referencia a las publicaciones resultantes de cada actividad desarrollada. Además, se aporta copia de dichas publicaciones y de otras contribuciones científicas derivadas directamente de la presente tesis doctoral, así como una recopilación de las conclusiones generales vinculadas a la publicación correspondiente.

Por otro lado, esta tesis doctoral opta a una mención internacional, siendo su contenido avalado por dos informes externos emitidos por el Dr. Aitor Marzo y la Dra. Alicia Bayón del Centro de Desarrollo Energético de la Universidad de Antofagasta (Chile) y el CSIRO *Energy Technology* (Australia), respectivamente.

Los trabajos realizados en el marco de esta tesis doctoral derivan de una colaboración internacional, coordinada por el propio candidato a doctor, entre la Universidad de Antofagasta (Chile), la Plataforma Solar de Almería (PSA-CIEMAT) (España) y el Instituto de Energías Renovables (IER) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM). La motivación original aparece ligada a las nuevas iniciativas chilenas de impulsar la investigación y desarrollo de las tecnologías solares de concentración, entre otras medidas, para modificar el sistema energético de este país. En dicho contexto, el autor asume personalmente el reto de explorar tecnologías con alto potencial de adaptarse a las particularidades económicas y geográficas de Chile, en un entorno de trabajo donde la temática es totalmente novedosa por la ausencia de experiencia en el área de las tecnologías de concentración solar tanto a nivel industrial como de investigación. Por ello, se establece la red de colaboración con la PSA-CIEMAT y el IER-UNAM con el objeto de buscar apoyo en el campo de estas tecnologías.

La investigación presentada en esta tesis se realizó entre los años 2015 y 2019, incluyó estancias de investigación en las tres instituciones y ha sido financiada por dos proyectos nacionales chilenos: “FONDAP SERC Chile” de la Comisión Nacional de Investigación Científica y Tecnológica (CONICYT) e “Ingeniería 2030” de la Corporación de Fomento de la Producción (CORFO).

Analysis of the rotary-kiln technology for the treatment of granular material under concentrated solar radiation

Abstract

In recent years, several researches have been carried out in the field of solar particle receivers with the aim of storing energy at higher temperatures than those achieved by molten salts (up to 560 ° C), which currently represent the benchmark for concentrated solar power plants. Most of the efforts to increase the working temperatures in this field is related to the need of enhancing the thermodynamic performance in power cycles to produce electrical energy. Furthermore, solid particle receivers have also been proposed for the development of thermal and thermochemical processes with solar radiation. In fact, solar rotary receivers or reactors are one of the most researched technologies to carry out a great variety of thermal processes in a very wide temperature range (between hundreds and thousands of degrees Celsius) and with very different materials (aluminum scrap, sand, metal oxides, etc.). This leads to different operating conditions of the existing prototypes and, in some cases, to contradictory data, which make a deep understanding of the fluid dynamics as well as the thermal behavior of these devices difficult.

The objective of this thesis is to analyze the technology of rotary receivers and to study the heating of the receiver-particle system for thermal applications, such as the production of process heat or the energy storage at temperatures up to 750 - 850 ° C, as well as its possible integration in high-temperature industrial processes.

The employed methodology was based on the main conclusions from initial bibliographic studies and it combined experimental tests, on a laboratory-scale rotary receiver that operated in batch mode, with numerical models, including a one-dimensional thermal numerical model, a two-dimensional CFD model and an analytical one for the receiver scaling.

In the experimental campaigns, different tests have been carried out under different conditions: with and without rotation, with several materials (empty kiln, alumina particles and silicon-carbide ones), and with a different radiation source (a solar-furnace and a high-flux solar simulator). The tests demonstrated the ability of the rotary receiver to absorb thermal energy significantly in order to heat the granular material up to temperatures higher than 800 °C. Moreover, CFD simulations showed the influence of the rotation on the homogenization of the temperature distribution inside the granular

bed. In addition, by using the one-dimensional model, it was found that the receiver efficiency can be significantly improved (from 1 to 20%) by increasing the number of batches after the initial preheating and by reducing the heating time of the particles. To conclude the kiln modeling, the design of a 50-MW_{th} rotary receiver for a solar tower plant that operates in continuous mode was optimized, achieving an efficiency greater than 83%.

Finally, different operation modes for the studied receivers were discussed and two configurations were proposed depending on the applications and their heat demand. In the first configuration, the solar plant included a thermal storage, whereas the second one was conceived for direct treatment of granular material. These strategies represent a likely integration of these solar devices with current industrial processes, showing the feasible application of the solar rotary kilns.

Análisis de la tecnología de horno rotativo para el tratamiento de material granular con radiación solar concentrada

Resumen

Los receptores de partículas se están estudiando cada vez más en los últimos años con el objetivo de poder almacenar energía a una temperatura superior a las de las sales fundidas que, hoy en día, representan el fluido comercial que trabaja a mayor temperatura (hasta 560 °C) en las centrales de concentración solar. La búsqueda de una mayor temperatura se debe sobre todo a la necesidad de aumentar el rendimiento termodinámico en los ciclos de potencia para la producción de energía eléctrica. Los receptores de partículas se han propuesto, además de para la generación de electricidad, para la realización de procesos térmicos y termoquímicos con radiación solar. Los receptores o reactores rotativos solares son una de las tecnologías que más se están investigando para llevar a cabo una gran variedad de procesos térmicos en un rango de temperatura muy amplio (entre cientos y miles de grados Celsius) y con materiales muy diferentes (chatarra de aluminio, arena, óxidos metálicos, etc.); lo que lleva a condiciones de funcionamiento muy dispares de los prototipos existentes. Debido a la variabilidad de los datos disponibles, a veces contradictorios, la comprensión profunda del comportamiento térmico y fluidodinámico de los receptores solares rotativos sigue siendo un desafío.

En esta tesis se fijó como objetivo analizar la tecnología de receptores rotativos y estudiar el calentamiento del sistema receptor-partículas para aplicaciones térmicas tales como la producción de calor de proceso o el almacenamiento de energía a temperaturas de hasta 750 – 850 °C, así como su posible integración en procesos industriales de alta temperatura.

La metodología empleada se definió a partir de las conclusiones procedentes de estudios bibliográficos iniciales, la cual combinó ensayos experimentales, llevados a cabo con un receptor rotativo a escala de laboratorio con funcionamiento en modo discontinuo, con modelos numéricos, incluyendo un modelo térmico unidimensional, un modelo CFD bidimensional y un modelo analítico para el escalado del receptor.

A nivel experimental se han realizado diferentes ensayos bajo diferentes condiciones: con y sin rotación, con materiales diferentes (receptor vacío, esferas de alúmina y partículas de carburo de silicio) y con fuentes de radiación diferente (un horno solar y un simulador solar). Los ensayos demostraron la capacidad del receptor rotativo

de absorber energía térmica de forma significativa y calentar material granular hasta más de 800 °C. A través de las simulaciones CFD se pudo apreciar la influencia de la rotación sobre la homogeneización de la distribución de temperatura en el interior del lecho. Además, con el modelo unidimensional se comprobó que, aumentando el número de lotes después del precalentamiento inicial y reduciendo el tiempo de calentamiento de las partículas, es posible aumentar considerablemente la eficiencia del receptor. Para finalizar la modelización del sistema, mediante un escalado de un receptor rotativo solar para plantas de torre con operación en continuo, se estimó que un dispositivo de este tipo puede alcanzar eficiencias superiores al 83%.

Por último, se analizaron diferentes modos de operación para los receptores estudiados y se propusieron dos configuraciones de funcionamiento dependiendo de la aplicación y su demanda energética. En la primera configuración, la planta solar incluía un sistema de almacenamiento térmico, mientras que la segunda consideraba el tratamiento directo del material granular. Estas dos estrategias representan una integración realista de estos dispositivos solares con los procesos industriales actuales, mostrando una aplicación viable de los hornos solares rotatorios.

Índice

Preámbulo ..... **i**

Abstract ..... **iii**

Resumen ..... **v**

Nomenclatura ..... **xi**

Lista de figuras ..... **xvii**

Lista de tablas ..... **xxi**

1. Introducción **1**

1.1. Tecnologías de concentración solar 2

1.2. Receptores de partículas 6

2. Motivación, objetivos y estructura de la tesis **9**

2.1. Motivación 9

2.2. Hipótesis 10

2.3. Objetivos 11

2.4. Estructura de la tesis 11

3. Estado del arte de los hornos rotativos **15**

3.1. Fundamento teórico de los hornos rotativos clásicos 15

3.1.1. Modelos matemáticos aplicados a horno rotativos tradicionales para el tratamiento de material granular. 18

3.1.2. Aplicaciones industriales de los hornos rotativos 27

3.2. Receptores rotativos solares 31

3.2.1. Modelos numéricos para receptores solares rotativos 42

4. Materiales y metodología experimental **49**

4.1. Horno Solar del Instituto de Energías Renovables (HoSIER) 49

4.1.1. Descripción del HoSIER 49

4.1.2. Evaluación de la potencia y de la distribución de irradiancia en el HoSIER50

4.2. Simuladores solares de alto flujo 54

4.2.1. Características de diseño de los simuladores solares de alto flujo 54

4.2.2. Tipos de lámparas empleadas en los HFSS 56

4.2.3. Principales HFSS instalados en otros laboratorios 58

4.2.4. Caracterización del simulador solar de la Universidad de Antofagasta 63

4.2.5. Evaluación de la distribución de irradiancia con el simulador solar de la Universidad de Antofagasta 66
4.3. Receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta 69
4.4. Metodología experimental 71
4.4.1. Metodología experimental en el HoSIER 71
4.4.2. Metodología experimental en el LaCoSA 71
4.4.3. Medidas experimentales de temperatura 73
4.4.4. Medidas experimentales de irradiancia 74
4.5. Análisis de errores en la experimentación 77
4.5.1. Incertidumbre en la medida 78
5. Modelos matemáticos 81
5.1. Modelo numérico térmico unidimensional en estado transitorio (funcionamiento por lotes)… 81
5.1.1. Datos geométricos 85
5.1.2. Intercambio de calor por radiación 85
5.1.3. Pérdidas por reflexión 89
5.1.4. Pérdidas por convección 89
5.1.5. Intercambio de calor por conducción 91
5.1.6. Energía almacenada y pérdidas térmicas en el rotor, en el aislamiento y en la carcasa del receptor 92
5.1.7. Balances de energía 95
5.1.8. Eficiencia del UARR 95
5.2. Modelo CFD (funcionamiento por lotes) 96
5.2.1. Modelo fluidodinámico granular 97
5.2.2. Modelo térmico 99
5.3. Modelo analítico para el diseño de un receptor de tamaño industrial (funcionamiento continuo) 101
5.3.1. Dimensionado del receptor 102
5.3.2. Caudal másico 102
5.3.3. Modelo térmico 103
5.3.4. Dimensionado del campo de heliostatos 105
5.4. Errores en los modelos 106
6. Resultados y discusión 109
6.1. Evaluación de la distribución de irradiancia en el interior de la cavidad 109
6.2. Resultados experimentales en el HoSIER 113
6.3. Resultados experimentales en el LaCoSA 114

6.4. Comparación entre resultados experimentales y modelo numérico unidimensional 116
6.4.1. Resultados con el receptor vacío 117
6.4.2. Resultados con las partículas de carburo de silicio 118
6.4.3. Resultados con las esferas de alúmina 130
6.5. Resultados del modelo CFD y comparación con resultados experimentales. 131
6.6. Escalado del receptor solar rotativo en continuo 138
6.6.1. Resultados del modelo térmico 139
6.6.2. Campo de heliostatos 140
6.6.3. Discusión sobre el escalado de una planta con un receptor rotativo solar 142
7. Conclusiones y trabajo futuro 145
7.1. Conclusiones del análisis bibliográfico sobre hornos rotativos 145
7.2. Conclusiones de la campaña experimental preliminar en el HoSIER e irradiancia en el UARR. 147
7.3. Conclusiones del análisis bibliográfico sobre los simuladores solares de alto flujo… 149
7.4. Conclusiones de las campañas experimentales realizadas en el LaCoSA 149
7.5. Conclusiones de los modelos matemáticos 151
7.5.1. Conclusiones del modelo numérico unidimensional 151
7.5.2. Conclusiones del modelo CFD 152
7.5.3. Conclusiones del modelo para el escalado del receptor rotativo 152
7.6. Trabajo futuro 153
8. Contribución científica 157
8.1. Publicaciones en revistas científicas 157
8.2. Publicaciones en actas de congresos 158
Referencias 159
Anexo A 173
Anexo B 181
Anexo C 189

Nomenclatura

Alfabeto latino

a	coeficiente de absorción volumétrico, m^{-1}
A	área o superficie, m^2
Bi	número de Biot, -
c	longitud de la cuerda del segmento circular, m
$\bar{c}$	velocidad fluctuante, m s^{-1}
C	factor de concentración, soles
	o coeficiente de dispersión anisotrópica, -
cp	calor específico, J kg^{-1} K^{-1}
d	diámetro, m
D	diámetro interno, m
E	coeficiente de restitución, -
E	potencia emisiva total, W m^{-2}
En	energía térmica, Wh
$E_{r\%}$	valor absoluto del error relativo
f	factor de corrección, -
F	caudal másico por unidad de área, kg s^{-1} m^{-2}
	o fuerza, N
F_{x-y}	factor de forma o visión de la superficie x a la superficie y, -
Fr	número de Froude, -
$FR\%$	grado de llenado, %
g	aceleración de gravedad, 9.81 m s^{-2}
g_0	función de distribución radial, -
G	radiación incidente, W m^{-2}
Gr	número de Grashof, -
h	altura del lecho de partículas, m
	o entalpía específica, J kg^{-1}
h_x or h_y^x	Coeficiente de transferencia de calor del componente x y el mecanismo y, W m^{-2} K^{-1}
I	matriz identidad, -
I_{2D}	segundo invariante del tensor de tensión
J	radiosidad, W m^{-2}
K	conductividad, W m^{-1} K^{-1}
l	longitud, m

L	longitud del receptor rotativo, m
Lc	longitud característica, m
m	masa, kg
M	ecuación de Maxwell
n	número total de intervalos de tiempo, -
	o índice de refracción, -
N	velocidad de rotación, rpm
Nu	número de Nusselt, -
p	presión, Pa
Pr	número de Prandtl, -
q o $\vec{q}$	flujo de potencia, W m^{-2}
Q	potencia térmica, W
R	radio, m
R_{xy}	fuerzas de interacción entre la fase x y la fase y, N
Re	número de Reynolds, -
s	inclinación del receptor, grados
S_G	fuente de radiación, W
t	tiempo, s
T	temperatura, K
TR	resistencia térmica, K W^{-1}
v_{rot}	velocidad de la superficie interna del crisol, m s^{-2}
$\vec{v}$	velocidad, m s^{-1}
V	volumen, m^3

Alfabeto griego

α	difusividad térmica, m^2 s^{-1}
	o fracción de volumen, -
β	coeficiente de expansión volumétrica, (K^{-1})
ε	emisividad, -
η	rendimiento, -
θ	ángulo central, rad
	o temperatura granular, K
λ	viscosidad aparente, kg m^{-1}·s^{-1}
μ	viscosidad, kg m^{-1}·s^{-1}
ρ	densidad, kg m^{-3}
σ	coeficiente de dispersión volumétrico, m^{-1}
	o constante de Stephan Boltzmann, $5.67 \cdot 10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4}
τ	tiempo de residencia
$\bar{\bar{\tau}}$	tensor de tensión, Pa
τ_c	tiempo de contacto, s
τ_f	transmisividad filtros

φ	porosidad, -
	o ángulo interno de fricción, grados
ω	velocidad angular, rad s^{-1}

Subíndices / Superíndices

air	aire
amb	ambiente
ap	apertura de la cavidad
b	lecho partículas
cav	cavidad
cb	parte del lecho en contacto con la pared del crisol
cd	conducción
col	por colisión
conc	concentrador
cv	convección
cw	pared cubierta
e	eléctrico
end	punto final
env	recinto cerrado
ext	externo
exp	experimental
fc	convección forzada
fr	fricción
g	fase gas (aire)
H	calentamiento
i	i-ésimo
in	entrada
ins	aislante
j	j-ésimo
kin	cinético
L	carga
l	pérdidas
max	máximo
nc	convección natural
net	neto
p	partículas
PH	precalentamiento
proc	proceso
rad	radiación
rad-out	radiación saliente por la apertura
rec	receptor

ref	referencia
refl	reflexión
rel	relativo
RR	receptor rotativo
s	fase sólida (lecho de partículas)
sim	simulado
ss	intercambio de sólido a sólido
steel	acero del rotor y de la carcasa
t	térmico
	o t-ésimo
tr	transversal
w	pared del crisol
0	punto inicial

Acrónimos

CaO	aplicación de producción de cal
CCD	dispositivo de carga acoplada (*Charge Coupled Device*)
CDEA	Centro de Desarrollo Energético de Antofagasta
CFD	fluidodinámica computacional (*Computational Fluid Dynamics*)
CNRS	centro nacional de la investigación científica (*Centre National de la Recherche Scientifique*)
CONICYT	Comisión Nacional de Investigación Científica y Tecnológica
CORFO	Corporación de Fomento de la producción
CSE/CSH/CSP	energía/calor/potencia solar concentrada (*Concentrated Solar Energy/Heat/Power*)
DAQ	sistema de adquisición de datos (*Data Acquisition System*)
DEM	método de elementos discretos (*Discrete Element Method*)
DLR	centro aeroespacial alemán (*Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt*)
DNI	irradiancia normal directa (*Direct Normal Irradiance*)
ECA	enfoque euleriano continuo (*Eulerian Continuum Approach*)
EMT	teoría del medio efectivo (*Effective Medium Theory*)
FDM	método de diferencias finitas (*Finite Difference Method*)
GEI	Gases de Efecto Invernadero
HFSS	simulador solar de alto flujo (*High Flux Solar Simulator*)
HoSIER	Horno Solar del IER
IEA	agencia internacional de la energía (*International Energy Agency*)
IER	Instituto de Energías Renovables
KTGF	teoría cinética para flujo granular (*Kinetic Theory of Granular Flow*)
LaCoSA	Laboratorio de Concentración Solar de la Universidad de Antofagasta

MAPE	error porcentual medio absoluto (*Mean Absolute Percentage Error*)
MC	método Montecarlo
ND	densidad neutral (*Neutral Density*)
PH	precalentamiento (*PreHeating*)
PSI	Instituto Paul Scherrer *(Paul Scherrer Institut)*
RMSE	raíz del error cuadrático medio (*Root Mean Square Error*)
SNL	laboratorios nacionales Sandia (*Sandia National Laboratories*)
SPCR	receptores solares de partículas sólidas (*Solid Particle Central Receiver*)
SPT	temperatura de consigna (*Set-Point Temperature*)
TCS	Almacenamiento termoquímico (*ThermoChemical Storage*)
TES	Almacenamiento térmico (*Thermal Energy Storage*)
UARR	receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta (*University of Antofagasta Rotary Receiver*)
UNAM	Universidad Nacional Autónoma de México
WSTC	ciclo termoquímico para la disociación de agua (*Water Splitting Thermochemical Cycle*)

Lista de figuras

Fig. 1.1 Irradiación normal directa en el mundo. Fuente SolarGIS…….……..2

Fig. 1.2 Principales tecnologías de concentración solar…….....3

Fig. 1.3 Rendimiento del sistema frente a la temperatura para diferentes niveles de concentración solar. La línea roja discontinua representa la curva de máximo rendimiento…….....4

Fig. 1.4 Factor de concentración frente a la temperatura de funcionamiento de diferentes tecnologías de concentración solar para usos comerciales y de investigación….....6

Fig. 3.1 Funcionamiento típico de un horno rotativo clásico y principales parámetros……15

Fig. 3.2 Esquema del receptor/reactor rotativo solar de Flamant y col. consistente en un tambor refractario inclinado enfriado por agua a través de una camisa interna y una carcasa para la protección del dispositivo y la recogida del material saliente...32

Fig. 3.3 Trasferencia de calor en el receptor solar utilizado por Sammouda y col……..33

Fig. 3.4 Esquema del receptor rotativo del DLR publicado por Funken y col……35

Fig. 3.5 a) Fotografía del horno rotativo utilizado por Alonso y col. en el HoSIER y b) esquema del reactor donde se subrayan en rojo los elementos que pueden girar…36

Fig. 3.6 Comparativa de la disposición de la muestra en el interior del crisol. a) Caso estático, b) caso con rotación. ……..37

Fig. 4.1 Esquema simplificado del horno solar con los principales elementos…….…..49

Fig. 4.2 (a) Fotografía interior del HoSIER donde se aprecia el concentrador y el UARR montado en la región focal. (b) Fotografía exterior del horno solar del IER donde se aprecia el heliostato a la derecha y, a la izquierda, la parte externa del atenuador que cierra el edificio que contiene el concentrador……...…50

Fig. 4.3 (a) Distribución espacial de irradiancia experimental sobre el blanco lambertiano. Las líneas negras representan las direcciones de máxima expansión a partir del centroide de la imagen. (b) Comparación de la irradiancia experimental (Exp) y simulada (Sim) en las direcciones u y v. ……53

Fig. 4.4 a) Esquema con los parámetros principales de un reflector ideal con forma de elipsoide truncado y fuente puntual. (b) Visualización de las reflexiones en un reflector para una lampada de arco situada en el foco cercano al espejo truncado…….....55

Fig. 4.5 Emisión espectral, en unidades arbitrarias, de una lámpara de xenón OSRAM XBO® y comparación con la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del Sol. Fuente OSRAM ……..……..……..…57

Fig. 4.6 Distribución de la radiación emitida en el rango espectral de 300-1000 nm para diferentes lámparas y comparación con el espectro solar de referencia (DNI_λ).....57

Fig. 4.7 Clasificación de los HFSS por intensidad de irradiancia máxima frente a la potencia del simulador. El color corresponde al tipo de lámpara empleado y, el tamaño del círculo, a la potencia eléctrica de la lámpara utilizada……....59

Fig. 4.8 (a) Blanco lambertiano. (b) Blanco montado en la mesa de accionamiento con el radiómetro y el sistema de refrigeración por agua. (c) Posición de los puntos (A, B, C y D) seleccionados como referencias para la rotación de las imágenes y posiciones en que se movió el blanco para las mediciones con el radiómetro (p0, p1, p2 y p3)……...65

Fig. 4.9 a) Imágenes tomadas en los puntos p0, p1, p2 y p3 del plano a una distancia de -25 mm. Los valores en abscisas y ordenadas representan los píxeles visualizados de las imágenes. (b) Mediciones con el radiómetro Gardon en los mismos puntos…..66

Fig. 4.10 Mediciones de irradiancia con radiómetro Gardon frente a la intensidad en escala de grises proporcionada por la cámara CCD en los puntos p0, p1, p2 y p3 del plano -25 mm. En rojo se muestra las barras de incertidumbre de los datos experimentales y con la línea continua negra el intervalo de confianza del coeficiente de regresión lineal a0……..67

Fig. 4.11 Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo del plano -25 mm.....67

Fig. 4.12 Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical pasantes por el máximo de la distribución de irradiancia obtenida en el plano -25 mm (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho) a partir del centroide. Las bandas de colores grises se refieren al intervalo de confianza de irradiancia y rosa a la de potencia……...68

Fig. 4.13 (a) Sección longitudinal del horno rotativo de la Universidad de Antofagasta. Longitudes en milímetros. (b) Sección transversal del receptor. Las líneas discontinuas rojas separan los componentes internos en rotación de aquellos estáticos que se encuentran en el exterior del dispositivo…….……...70

Fig. 4.14 Fotografía del receptor rotativo instalado en el LaCoSA……....71

Fig. 4.15 (a) Disposición de los termopares en los ensayos en el HoSIER. (b) Disposición de los termopares en los ensayos en el LaCoSA……74

Fig. 4.16 Diseño esquemático de un radiómetro Gardon proporcionado por Vatell……...75

Fig. 4.17 Comparación de la irradiancia espectral de un cuerpo negro a 1123 K, a 5777 K y de la lampara de xenón. Valores normalizados a la constante solar de 1353 W m^{-2} y absortividad del Pyromark 1200……76

Fig. 5.1 Flujos de calor en la sección transversal del horno rotativo. La circunferencia mostrada con el trazado rojo separa las capas internas en rotación de las capas estáticas……..82

Fig. 5.2 Superficies de la cavidad consideradas en el modelo en presencia de partículas….83

Fig. 5.3 (a) Representación tipo red del intercambio de radiación para las tres superficies del recinto cerrado en que se ha simplificado la cavidad del horno rotativo. (b) Intercambio de radiación entre superficies. El sentido de las flechas corresponde con los valores positivos del flujo de calor durante el calentamiento del receptor (Q_{in}>0)……..…...87

Fig. 5.4 (a) Sección transversal del horno rotativo. (b) Vista detallada del área limitada en verde donde se muestran los diferentes volúmenes de control y las resistencias térmicas de cada elemento de cálculo usado en el modelo……..92

Fig. 5.5 Analogía con un circuito eléctrico para las pérdidas externas desde la pared de la cavidad hacia el ambiente que rodea la carcasa externa del receptor…….93

Fig. 6.1 Distribución de irradiancia simulada sobre las paredes internas del receptor para el caso con la cavidad vacía…….....109

Fig. 6.2 Perfiles de irradiancia en la pared lateral de la cavidad, considerando un concentrador con un error óptico de 1 mrad: (a) absortividades diferentes con la apertura del receptor situada en la posición focal, (b) posiciones diferentes de la apertura a lo largo del eje focal con una absortividad de 0.07…….……111

Fig. 6.3 Distribución de irradiancia simulada sobre las paredes internas del receptor y sobre la superficie del lecho de partículas……..112

Fig. 6.4 DNI, potencia, y perfiles de temperatura medidos con los termopares colocados en el interior de la cavidad del receptor durante los experimentos en el HoSIER…113

Fig. 6.5 Perfiles de temperatura simulada y experimental promedio con banda de incertidumbre para los ensayos con el receptor vacío en el LaCoSA……117

Fig. 6.6 Perfiles experimentales promedios de las temperaturas en el UARR con las bandas de incertidumbre para los ensayos con el SiC en el LaCoSA……119

Fig. 6.7 Perfiles experimentales promedios de las temperaturas en el UARR con las bandas de incertidumbre para la fase P2 de los ensayos con el SiC en el LaCoSA……120

Fig. 6.8 Perfiles experimentales y simulados de las temperaturas en el UARR con relativas bandas de incertidumbre de los ensayos con el SiC en el LaCoSA……..…123.

Fig. 6.9 Perfiles experimentales y simulados de las temperaturas en el UARR con relativas bandas de incertidumbre para la fase P2 de los ensayos con el SiC en el LaCoSA..123

Fig. 6.10 Frecuencia acumulada del valor absoluto del error relativo entre las temperaturas simuladas y experimentales para todas las curvas estimadas…….....124

Fig. 6.11 Balance de energía instantáneo del UARR. La suma de cada contribución se corresponde a la potencia entrante en el UARR en cada momento……125

Fig. 6.12 Balance de energía del UARR en cada fase del proceso…….127

Fig. 6.13 Temperatura de las partículas (Tp), temperatura de la pared (Tw) y eficiencia del UARR (η) para una temperatura de consigna de 700 °C……129

Fig. 6.14 Eficiencia del UARR para diferentes temperaturas de consigna y periodos de trabajo……...……129

Fig. 6.15 Perfiles de temperatura experimental (exp) con la curva de regresión (Fit) para los datos de T5 y temperaturas simuladas (sim) con el modelo numérico unidimensional en el ensayo con las bolas de alúmina……..131

Fig. 6.16 Fracción de volumen de las esferas de alúmina en el caso (a) del lecho fijo sin rotación y (b) del caso con rotación……...132

Fig. 6.17 Velocidad de las bolas de alúmina en el lecho granular……134

Fig. 6.18 Velocidad del aire en la sección transversal del UARR……..134

Fig. 6.19 Evolución de la distribución de temperatura en el lecho cada 4 s. Temperatura inicial de 26 °C. Configuración estática……135

Fig. 6.20 Evolución de la distribución de temperatura en el lecho cada 4 s. Temperatura inicial de 26 °C. Configuración con rotación……..136.

Fig. 6.21 Comparación de la temperatura simulada en el centro (C), en la superficie (S) y en la pared (W) para el lecho rotativo (rot) y estático (stat) con los puntos de la curva de regresión de los datos experimentales (Fit)……137

Fig. 6.22 Irradiancia sobre el receptor para el caso con heliostatos a) de 121 m2 y b) de 13.5 m2……...…..141

Fig. 6.23 Campos de heliostatos a) con espejos de 121 m2 y b) de 13.5 m2…….....…141

Fig. 6.24 Configuración de una planta solar tipo torre con receptor rotativo. a) Sistema con almacenamiento térmico y b) planta con tratamiento directo del material en el receptor sin almacenamiento……144

Lista de tablas

Tabla 3.1 Formas de movimiento del lecho de material granular en la sección transversal de los hornos rotativos. Edición de la representación indicada por Mellmann……..……..16

Tabla 3.2 Características principales de los modelos fluidodinámicos de tipo ECA realizados con el software Fluent para la simulación de partículas en hornos rotativos tradicionales……...20

Tabla 3.3 Resumen de las características principales de los hornos rotativos tradicionales con que se han realizados modelos térmicos……...25

Tabla 3.4 Características principales de los modelos térmicos y fluidodinámicos empleados para hornos rotativos tradicionales. En los casos posibles, se indica el autor de la correlación empleada para el tipo de material o flujo considerado, donde g es el gas, s las partículas o el lecho y w la pared……..26

Tabla 3.5 Resumen de las características principales de los hornos rotativos tradicionales clasificados por aplicación…….30

Tabla 3.6 Características principales de los receptores/reactores rotativos solares……39

Tabla 3.7 Características principales de los modelos térmicos y fluidodinámicos empleados para receptores/reactores rotativos solares. En los casos posibles, se indica el autor de la correlación empleada para el tipo de material o flujo considerado, donde g es el gas, s las partículas o el lecho y w la pared……..47

Tabla 4.1 Factores que intervienen en el cálculo del factor de horno y de la potencia solar con correspondiente incertidumbre……..…...52

Tabla 4.2 Características de los simuladores solares de alto flujo instalados en los principales laboratorios del mundo…….....60

Tabla 4.3 Parámetros evaluados en los diferentes planos en que se ha posicionado el blanco lambertiano…….....69

Tabla 4.4 Velocidad de rotación, cantidad de masa, grado de llenado y número de Froude de los ensayos en el LaCoSA. Se incluyen los valores al comienzo de P1 y, cuando procede según el ensayo, durante la fase P3…….……..72

Tabla 5.1 Propiedades de los materiales del UARR, del SiC y del aire en función de la temperatura……...……..84

Tabla 5.2 Parámetros del proceso en cada fase de los ensayos con el SiC en el LaCoSA……85

Tabla 5.3 Principales ecuaciones del modelo……..….98

Tabla 5.4 Propiedades físicas del aire…….105

Tabla 6.1 Potencia absorbida por las diferentes paredes…….110

Tabla 6.2 Potencia absorbida en diferentes posiciones a lo largo del eje focal considerando una absortividad de 0.07 (posición focal igual a 0 como caso de referencia)…….112

Tabla 6.3 Temperaturas máximas de T1, T4 y T5, velocidad de rotación (Rot.) y duración (Dur.) de las fases P1 y P3 para los ensayos realizados en el LaCoSA……115

Tabla 6.4 Resultados del análisis de sensibilidad…….121

Tabla 6.5 $MAPE_i$ para cada fase y temperatura simulada en el proceso…….124

Tabla 6.6 Lotes y masas tratadas para diferentes periodos de trabajo (2, 4, 6 y 8 horas) y para diferentes temperaturas de consigna (SPT). Se indica también el tiempo de tratamiento y de precalentamiento (PH)……...130

Tabla 6.7 Propiedades físicas de la arena……...139

Tabla 6.8 Características geométricas y operativas del receptor rotativo de 50 MW_t……...139

Tabla 6.9 Resultados térmicos para el receptor rotativo……..140

1. Introducción

Hoy en día, el cambio climático es uno de los problemas más importantes que afectan a la población y está relacionado con las actividades antropogénicas que liberan gases de efecto invernadero (GEI) a la atmósfera. Según la Agencia Internacional de Energíay[1], la producción de energía es la mayor fuente de emisiones de GEI y el dióxido de carbono generado en la combustión de combustibles fósiles es el componente principal de los GEI. La producción de calor representa la principal forma de aplicación energética y proporciona aproximadamente el 50% del consumo total de energía. La mitad de la demanda de calor se consume en la industria, existiendo sectores que requieren un uso intensivo de la energía, como por ejemplo el metalúrgico, químico, petroquímico y procesado de minerales. Además, muchos de los procesos involucrados en dichos sectores se realizan a alta temperatura (más de 400 °C)[1].

Con el fin de lograr la descarbonización del sector energético, la utilización de las energías renovables se presenta como una de las soluciones más prometedoras. De hecho, la mayoría de los esfuerzos tecnológicos desarrollados hasta el momento se invierten en la generación de electricidad limpia y sólo el 10% de la demanda de calor se produce a partir de energías renovables; siendo la solar una de las fuentes renovables más explotadas. Así, las tecnologías fotovoltaicas se han convertido en una solución económica para la conversión directa de la radiación solar en electricidad, mientras que la energía solar concentrada (CSE,*Concentrated Solar Energy*) ofrece una solución limpia y sostenible para ambos usos: electricidad (CSP,*Concentrated Solar Power*) y calor (CSH, *Concentrated Solar Heat*)[2].

A nivel mundial, las áreas que tienen condiciones climáticas favorables para el aprovechamiento de la energía solar mediante tecnologías de concentración son las que presentan los mayores valores de Irradiancia Normal Directa (DNI, *Direct Normal Irradiance*) y corresponden a las zonas de los trópicos, constituyendo lo que se define como cinturón solar (ver Fig. 1.1). En estas áreas se encuentran los principales desiertos y, en el hemisferio boreal, dichas zonas se encuentran en los países del norte de África, de la península Arábica, en México y en la parte occidental de los Estados Unidos. En el hemisferio austral, los principales países donde el recurso solar es más elevado son Chile, Perú, Sudáfrica y Australia.

Al mismo tiempo, países como México o Chile presentan una elevada demanda de calor para procesos industriales o mineros. Por ejemplo, en 2016 en México el consumo de energía en el sector industrial fue de más de 1600 PJ y el 67% del consumo fue en forma de calor, siendo el 49% destinado a procesos de alta temperatura[3].

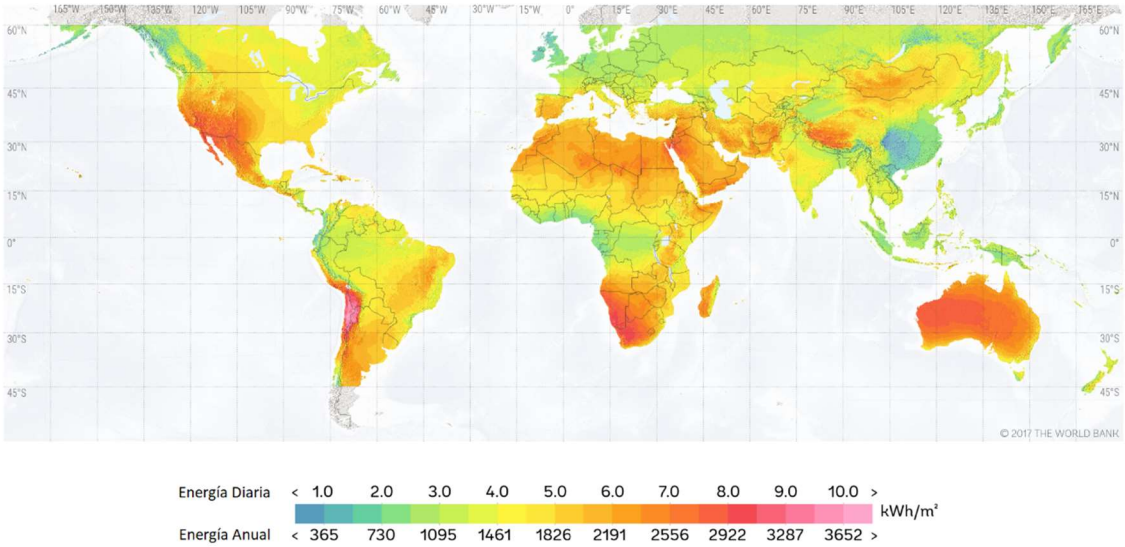


Fig. 1.1. Irradiación normal directa en el mundo. Fuente SolarGIS[4].

En el norte de Chile la principal actividad económica es la minería del cobre, la cual aporta más de un 50% del valor total de todos los bienes exportados en todo el país y un 12% del PIB nacional chileno. Chile es, de hecho, el primer productor de cobre del mundo, con aproximadamente el 30% de la producción mundial. Los grandes emplazamientos mineros tienen asociado un elevado consumo de energía eléctrica y de combustibles. Así, en el año 2017 se superó el consumo energético de 169 PJ anuales siendo el consumo de combustible de aproximadamente el 50%. No obstante, el 89% de este consumo correspondía al diésel que se utilizó para el transporte de los camiones y una parte del restante 11% se empleó para producción de calor y la otra para producción de electricidad in situ[5]. Según un estudio de la GIZ-Chile, la demanda de calor actual requerida en los procesos mineros es principalmente de baja temperatura (menor de 100 °C) y, para ello, sería suficiente la instalación de colectores solares térmicos sin concentración. Sin embargo, en los últimos años, nuevos estudios[6–9] han propuesto la posibilidad de integrar la CSE en diferentes etapas de los procesos de la minería del cobre que se realizan a temperaturas de entre 650 y 1250 °C. En particular, éstas son las etapas de fundición, tostación, conversión y refinado donde las tecnologías de CSH podrían proporcionar flujos de aire o de partículas (como óxidos de silicio o calcio) precalentadas, reduciendo el consumo de combustibles fósiles y contribuyendo a la reconducción de la industria minera hacia un escenario más sostenible[6].

1.1. Tecnologías de concentración solar

Los concentradores solares consisten en superficies altamente reflectantes (espejos) o refractivas (lentes) que recogen la radiación solar y la concentran en un receptor. De esta manera, es posible aumentar la densidad de potencia incidente sobre el receptor y elevar su temperatura hasta miles de grados centígrados para la realización de diferentes procesos térmicos o termoquímicos. Dependiendo de la geometría del concentrador,

estas tecnologías se clasifican en lineales o puntuales, consiguiéndose a través de ellas diferentes niveles de concentración de la radiación solar (ver Fig. 1.2). El nivel de intensidad de radiación alcanzado se suele definir con el factor de concentración geométrico (C), el cual se corresponde con el ratio entre la superficie reflectante total (A_{conc}) y el área del receptor (A_{rec}): $C = A_{conc}/A_{rec}$, expresándose en soles[2].

La tecnología con reflectores cilindro-parabólicos es hoy en día la más difundida para la generación de electricidad. Estas plantas constan de un receptor tubular colocado en el foco lineal de los espejos de canal parabólico. Un fluido (agua o aceite mineral) circula a lo largo de los tubos receptores y se calienta cerca de 400 °C mediante la radiación solar concentrada. Posteriormente, el fluido transfiere el calor a un ciclo de potencia tradicional (ciclo Rankine de vapor).

En los sistemas de receptor central, el receptor se coloca en la parte superior de una torre rodeada de miles de espejos, llamados heliostatos. En las centrales que se han construido más recientemente, se usan sales fundidas (nitratos de sodio y potasio) como fluido de transferencia de calor. Con estas sales se pueden alcanzar temperaturas cercanas a 560 °C y de esta manera, es posible acoplar a esta tecnología un ciclo de potencia de alto rendimiento (ciclo Rankine de vapor sobrecalentado).

Los colectores lineales de Fresnel y los discos parabólicos también se han propuesto para la producción de electricidad. Sin embargo, actualmente no alcanzan la misma madurez comercial de las tecnologías mencionadas anteriormente.

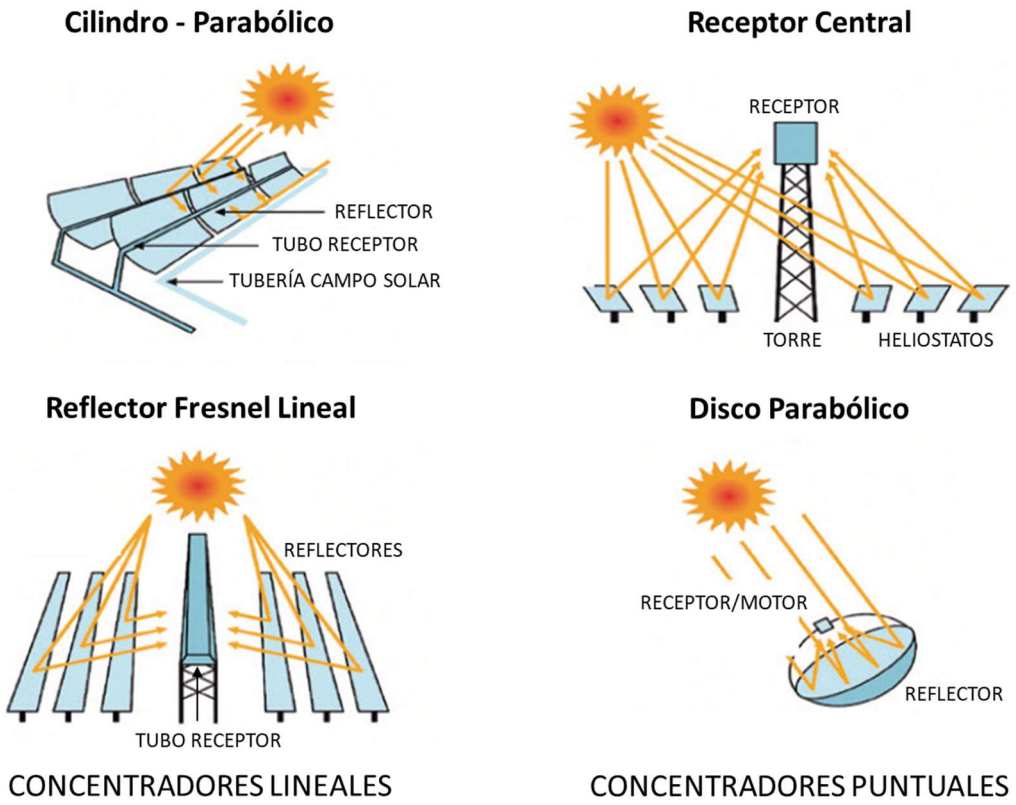


Fig. 1.2. Principales tecnologías de concentración solar[10].

A pesar de que hasta el momento se han desarrollado principalmente plantas de concentración solar para la producción de electricidad, en los últimos años, muchas investigaciones se están centrando en el uso directo del calor producido con la CSE. La fuerte competencia económica de las tecnologías fotovoltaicas y la ventaja de no tener que añadir un ciclo termodinámico para la conversión del calor en electricidad están impulsando estas investigaciones. Además, la CSH es particularmente adecuada para la realización de procesos térmicos a alta temperatura; ya que la radiación que se concentra sobre un elemento receptor, una vez absorbida, se transforma en calor. En este sistema, el rendimiento se define como el producto del rendimiento de absorción por el rendimiento de conversión, cuyo límite máximo coincide con el rendimiento de Carnot. La representación del rendimiento del sistema así definido frente a la temperatura da lugar a la Fig. 1.3, donde se observa que, dependiendo del nivel de concentración, existe un determinado valor de temperatura que maximiza el rendimiento (η_{max}). La temperatura óptima varía entre 400 y 1000 °C considerando distribuciones de flujo de radiación uniforme y concentraciones entre 20 y 1000 soles. Se trata de un rango de temperaturas compatible con los requerimientos de un gran número de procesos industriales de alta demanda de calor.

En los últimos años, la producción de calor de proceso con tecnologías de concentración solar ha ido cobrando importancia y, en particular, se ha estudiado la "solarización" (entendiéndose este concepto como la conducción de procesos térmicos con energía solar concentrada como fuente térmica) de varios procesos o componentes que trabajan a alta temperatura y bajo condiciones de alto flujo de radiación.

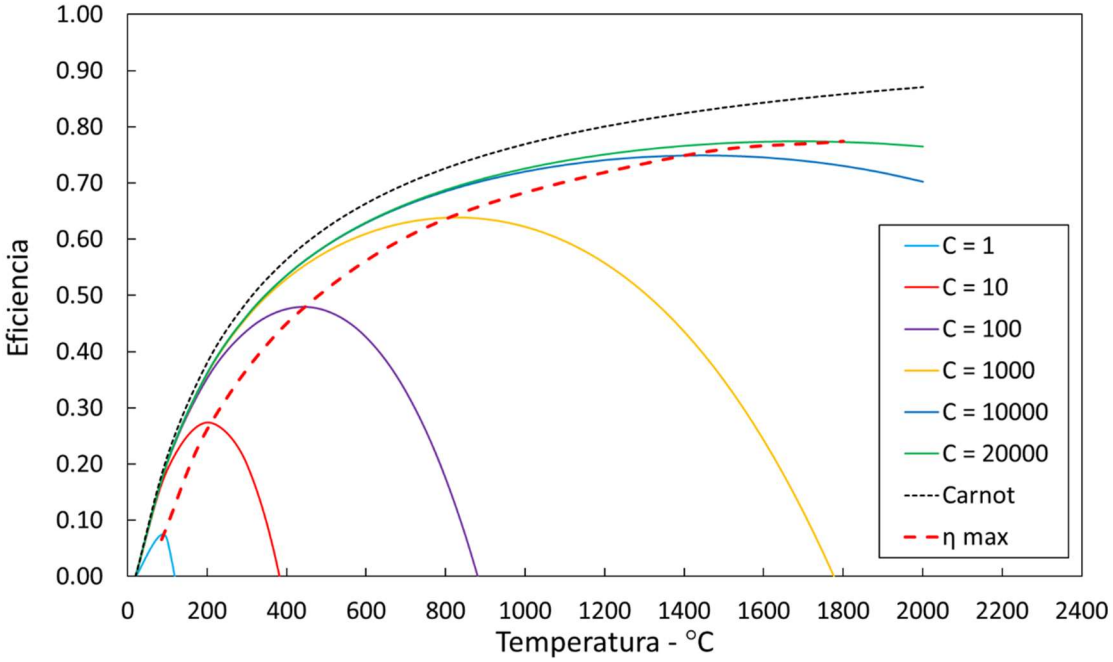


Fig. 1.3. Rendimiento del sistema frente a la temperatura para diferentes niveles de concentración solar. La línea roja discontinua representa la curva de máximo rendimiento.

Para estudiar un proceso de solarización se requieren varias etapas. Inicialmente, es habitual realizar un prototipo del sistema a escala de laboratorio que permita confirmar los resultados teóricos preliminares de los procesos térmicos, termoquímicos o de los componentes que se proponen para su utilización en el proceso[11–13]. Para ello, se suele realizar ensayos con fuentes de radiación concentrada específicamente concebidas para su uso en investigación, como son los simuladores o los hornos solares.

Los simuladores solares, frecuentemente consisten en una o más lámparas de arco de xenón acopladas con espejos elipsoidales. Las lámparas se colocan en un foco del elipsoide y la radiación emitida se focaliza en el segundo foco. El espectro de radiación de la lámpara de xenón es similar al espectro solar. Con estos dispositivos, las potencias térmicas empleadas varían desde unos pocos a cientos de kilovatios y los flujos de calor promedio pueden alcanzar cerca de 5000 kW m^{-2} [14–16]. Una explicación detallada de su funcionamiento, junto con una revisión de los principales simuladores solares, se recoge en el capítulo 4 de este documento.

Los hornos solares funcionan con radiación solar directa y consisten en uno o más heliostatos que redirigen la luz solar hacia un concentrador estático donde la radiación solar es reflejada hacia el receptor, el cual se coloca en el plano focal. Estos dispositivos pueden alcanzar flujos de radiación superiores a 18000 kW m^{-2}, como en el caso del Horno Solar del Instituto de Energía Renovable (HoSIER) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), y una potencia térmica de 1 MW, como la que se puede obtener en el horno solar del Centro Nacional de la Investigación Científica (CNRS/Promes) en Odeillo (Francia).

Con estos dispositivos se han estudiado diversos procesos térmicos debido al amplio rango de temperatura que se puede alcanzar: desde unos pocos cientos de grados Celsius hasta más de 2000 °C. La mayoría de las aplicaciones se centran en la producción o descarbonización de combustibles solares (hidrógeno o gas de síntesis), así como en la calcinación, metalurgia extractiva, descontaminación de productos o suelos, nuevos fluidos y nuevos receptores[17–19].

Una vez que se consiguen resultados prometedores a nivel de laboratorio, la siguiente etapa es construir un prototipo a escala piloto, donde sea posible evaluar las diferencias que se originan al pasar a un sistema de mayor dimensión[20–22]. Finalmente, la última etapa consiste en el escalado a tamaño industrial con el objetivo de demonstrar la validez del sistema y darle visibilidad para su futura comercialización[23]. En el caso de los sistemas de receptor central, los dispositivos objeto de la investigación se suelen instalar en plantas de torre del orden de varios MW_t de potencia[24,25].

Como se puede deducir a partir de esta breve descripción de las principales tecnologías de concentración solar, dependiendo de la geometría escogida para el concentrador, se pueden conseguir flujos de radiación con intensidades muy diferentes que permiten realizar una amplia variedad de procesos a diferentes temperaturas. En la Fig. 1.4, se aprecia que, para cada tecnología, existe un rango de temperatura y un correspondiente rango de concentración solar en que se suele trabajar.

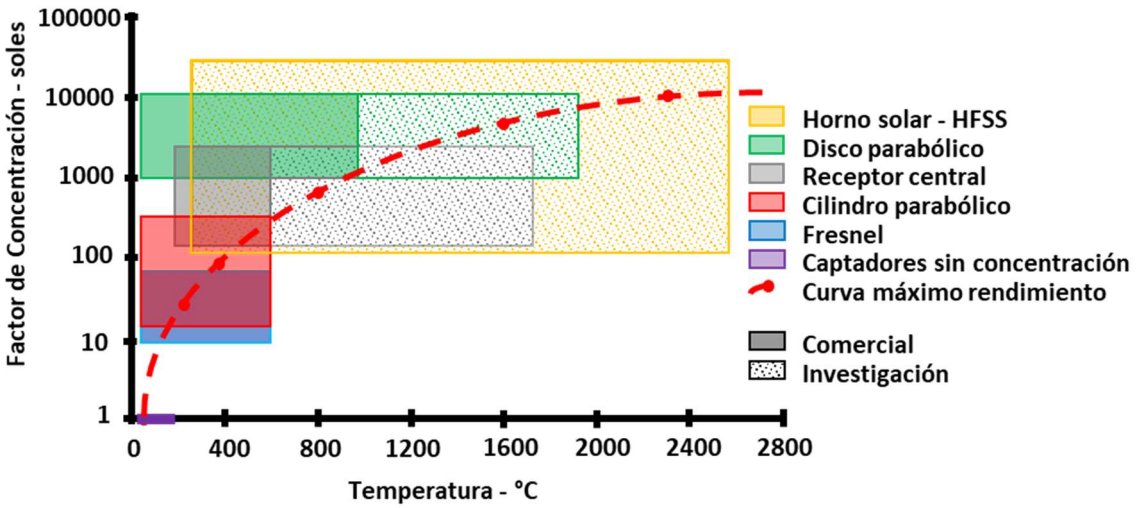


Fig. 1.4. Factor de concentración frente a la temperatura de funcionamiento de diferentes tecnologías de concentración solar para usos comerciales y de investigación.

Además, en la misma gráfica aparece marcada la diferencia entre las tecnologías utilizadas actualmente para investigación o para aplicaciones comerciales.

1.2. Receptores de partículas

Normalmente, en los receptores de CSP, el fluido de transferencia de calor se calienta indirectamente. Eso significa que la radiación solar calienta, por ejemplo, una serie de tubos metálicos a través de los cuales circula el fluido aumentando su temperatura o cambiando de fase[26]. Sin embargo, en los últimos años, han surgido otras aplicaciones de las tecnologías de concentración solar donde el elemento que recibe la radiación es un material sólido que suele estar en forma de partículas[27,28]. Los receptores que se ajustan a esta característica se denominan receptores de partículas y han sido empleados en procesos como la producción de combustibles solares, el procesado de materiales o el almacenamiento de calor térmico o termoquímico. Para el óptimo desarrollo de este tipo de procesos es esencial un diseño eficiente del receptor.

En los receptores de partículas, dependiendo del sistema, el calor puede ser absorbido, directa o indirectamente por el material granular. No obstante, en el primer caso se reduce el estrés térmico típico de los receptores indirectos y se favorece la transferencia de calor a las partículas[12]. Cuando dichas partículas se emplean como medio de absorción y almacenamiento de energía térmica, dependiendo de la clase de material utilizado (siendo habitual el uso de arenas, carburo de silicio, alúmina, bauxita sinterizada, etc.), resultan más baratas y permiten trabajar a temperaturas más altas que otros fluidos de transferencia de calor (sales fundidas, aceite mineral o agua) no pueden alcanzar. Posteriormente, el calor almacenado por las partículas se puede usar para el calentamiento de aire o para la generación de vapor mediante un intercambiador de calor.

El concepto de Receptor Central de Partículas Sólidas (SPCR, *Solid Particle Central Receiver*) se desarrolló a principios de los años 80 y el primer diseño, realizado por Martin y Vitko[29] en los *Sandia National Laboratories* (SNL), consistió en una cortina de partículas de material cerámico tipo arena que caía desde la parte superior hasta la parte inferior del receptor, en la cual la radiación incidía directamente. En los años siguientes, también en los SNL, Ho y col. llegaron a construir un prototipo de receptor de 1 MW_t logrando alcanzar temperaturas superiores a los 700 °C y eficiencias de entre el 50 y el 80%. Los principales desafíos para esta tecnología residían en conseguir un flujo uniforme sobre el receptor, disminuir las pérdidas por convección, evitar las fugas de partículas por la apertura, reducir los efectos del viento sobre la cortina y aumentar el tiempo de residencia de las partículas. Para este último objetivo, una de las soluciones propuestas fue recircular las partículas un determinado número de veces hasta conseguir la temperatura deseada; aunque en ese caso aumentarían los costes y la complejidad del sistema de transporte para volver a subir las partículas al receptor[30]. Otro método para aumentar el tiempo de residencia consistió en el crear un receptor de "flujo obstruido" en el cual unas obstrucciones mecánicas ralentizaban la caída de las partículas. Ho y col. realizaron experimentos con elementos de acero en forma de chevrón y, de esa manera, obtuvieron un aumento de temperatura de 30 °C por metro de caída con una eficiencia del 60%. Además, pudieron reducir las fugas de partículas y los efectos del viento; sin embargo, notaron problemas con el acero empleado (acero inoxidable 316) que se sobrecalentaba y oxidaba, persistiendo el inconveniente relacionado con el calentamiento no homogéneo debido a una distribución de flujo de radiación no uniforme. Otro receptor de flujo obstruido se probó en la Universidad de Zhejiang y consistía en una rampa con forma de espiral donde las partículas caían por influencia de la fuerza de gravedad y vibraciones mecánicas inducidas. El sistema se probó con una radiación incidente de 5 kW en una disposición *beam-down* (la fuente irradiaba el receptor desde arriba) y un caudal másico entre 1.5 y 6.5 g s^{-1}, obteniendo una eficiencia del 60% y una temperatura máxima de 650 °C. Para este receptor el factor crítico estaba relacionado con la posibilidad de escalarlo y trabajar con una caudal de partículas mayor[30,31].

Entre los diferentes tipos de receptores solares de partículas que han ido surgiendo desde los años 80 hasta la actualidad, caben destacar numerosos prototipos de lechos fluidizados. Estos dispositivos pueden pertenecer a los receptores directos o indirectos, dependiendo de si el tubo de confinamiento de la mezcla sólidos-aire es transparente o de metal. Varios centros de investigación realizaron ensayos a escala de laboratorio (hasta 10 kW_t) con tubos transparentes de silicato o de cuarzo y alcanzaron temperaturas de aproximadamente 1100 °C y eficiencias de entre 0.2 – 0.4 con partículas de carburo de silicio[30,32,33]. Más recientemente, en el horno solar de Odeillo se han realizado ensayos experimentales con un receptor indirecto de partículas consistente en un lecho fluidizado opaco, compuesto por tubos verticales de acero y partículas de carburo de silicio, que proporciona una temperatura de salida del material granular de entre 700 y

750 °C. En este caso, el límite máximo de temperatura depende de la calidad del acero de los tubos. En un posible escalado del receptor a 10 MW_t, se estimó una temperatura máxima superficial de 837 °C y una eficiencia del 81%. Los resultados experimentales con un sólo tubo mostraron un coeficiente de intercambio de calor total en un rango de entre 400 y 1100 kW m^{-2} K^{-1}. Los principales puntos críticos para estos receptores están relacionados con la obtención de un flujo de radiación homogéneo sobre los tubos, con el mantenimiento de la temperatura por debajo del límite del material y con el control de la temperatura de salida de las partículas [28,34].

Los hornos rotativos, también se engloban entre los receptores solares de partículas, cuyo análisis se realiza detalladamente en el capítulo 3 de esta tesis. En general, estos dispositivos, constituidos por un cilindro con una apertura en una de las dos bases para la entrada de la radiación, pueden rotar a diferentes velocidades y generar el mezclado del material granular en su interior. En la industria cementera, la versión tradicional (alimentada con combustibles fósiles) se emplea desde hace más de un siglo y, hoy en día, su uso se ha difundido en las áreas industriales más variadas (farmacéutica, agrícola, reciclado metales, alimentaria, etc.) para mezclar, secar o calentar el material.

En el ámbito solar, se han realizado estudios para conducir diferentes reacciones químicas endotérmicas. Por ejemplo, se han utilizado para la reducción de óxidos metálicos en la primera etapa de la producción de combustibles solares[20,35–37] o almacenamiento termoquímico[38,39]. En otros casos, se han empleado para el reciclaje de aluminio[40] o el tratamiento térmico de residuos peligrosos[41] con resultados satisfactorios. También se han testado para el calentamiento de arena con el fin de almacenar energía térmica y para su integración en procesos industriales con eficiencias superiores al 60%[42].

Por lo tanto, los receptores rotativos parecen mostrar ventajas importantes como la obtención de material mezclado de forma homogénea independientemente de la distribución de radiación entrante, eficiencias comparables a las de otros receptores de partículas y se dispone de una gran cantidad de información sobre dichos sistemas proveniente de los hornos rotativos industriales.

En esta tesis, como se detalla en el siguiente capítulo, se ha pretendido profundizar en el conocimiento de los hornos rotativos solares con la finalidad de calentar el material granular para su tratamiento directo y su trasformación física o química o como medio de almacenamiento de energía. En particular, se ha analizado en detalle el calentamiento de las partículas y la homogeneización de la temperatura de las mismas en el interior del lecho granular. Para ello, se han realizado ensayos experimentales con diferentes materiales y se han planteado modelos matemáticos que permiten evaluar el funcionamiento de dichos dispositivos. Por último, se ha evaluado la posibilidad de realizar un escalado a tamaño industrial y su potencial para operar en una planta solar con receptor central.

2. Motivación, objetivos y estructura de la tesis

2.1. Motivación

La posibilidad de explotar la CSE en forma de calor de proceso cobra una especial relevancia en el norte de Chile, lugar donde surge esta tesis doctoral. En la Universidad de Antofagasta se está abordando esta temática mediante líneas de investigación que se dedican a la metalurgia solar y a la integración de la energía solar en los procesos mineros típicos de la región. Las actividades que se realizan en el Laboratorio de Concentración Solar de Antofagasta (LaCoSA) del Centro de Desarrollo Energético de Antofagasta (CDEA) de la Universidad de Antofagasta (UA) están enfocadas al desarrollo de un receptor solar que permita proporcionar calor a la minería del cobre. Para ello, se identifican dos estrategias: la primera consiste en la inyección de calor en el proceso a través de un fluido térmico que intercambia su energía con partículas sólidas calentadas en el receptor y permiten almacenar el calor; la segunda se basa en el desarrollo de procesos solares térmicos innovadores basados en el tratamiento directo del material procedente de diversas etapas de la minería y que, a largo plazo, pudieran sustituir a los procesos actuales. Dichas actividades están enmarcadas dentro de varios proyectos de financiación nacional chilena que incluyen, entre sus objetivos, la creación de la mencionada línea de investigación, así como los objetivos concretos establecidos en esta tesis doctoral. Fundamentalmente, la investigación se ha realizado en el marco y bajo la financiación de los proyectos "FONDAP SERC Chile" de la Comisión Nacional de Investigación Científica y Tecnológica (CONICYT) e "Ingeniería 2030" de la Corporación de Fomento de la Producción (CORFO). El primero de ellos fue aprobado en 2012 y renovado en 2017 para sendos periodos de 5 años, con el objetivo general de desarrollar un consorcio de las principales instituciones de investigación chilenas enfocadas al estudio de la energía solar y su potencial de aplicación en el Desierto de Atacama. Entre sus líneas de investigación se encuentra el suministro de calor de proceso solar a la industria local. El proyecto "Ingeniería 2030" constituye una iniciativa de CORFO, dentro de su Programa Ciencia e Innovación, por la que diferentes agrupaciones de universidades chilenas reciben financiación para facilitar la transferencia tecnológica y la incorporación científica a la industria. En el caso del norte de Chile, el correspondiente consorcio está formado por la Universidad de Antofagasta y la Universidad Católica del Norte. El foco concreto de actuación se basa en tres ejes: minería, desierto y energía, siendo esta última fundamentalmente la energía solar.

En el contexto chileno el alcance de esta tesis constituye una etapa de estudios previos para, posteriormente, definir unos objetivos futuros de aplicación industrial, que lleguen a ser alcanzables en un plazo de tiempo moderado (en torno a 10 años), mediante la conjunción de diferentes actores del panorama científico-técnico, político y económico chileno. Sin embargo, se considera que los resultados puedan ser extensibles a otros ámbitos geográficos que tengan unas características económicas, climáticas y geográficas como las que se han descrito en el primer capítulo.

Para comenzar con los propósitos que motivan esta tesis, se vio la necesidad de disponer de un dispositivo que fuera adecuado para el procesado de los materiales granulares y de una fuente de radiación concentrada para la realización de los procesos térmicos a alta temperatura. A través de un primer trabajo bibliográfico para el análisis de simuladores solares, incluido en el capítulo 4 de esta tesis, se eligió como fuente energética un simulador solar que combina la capacidad de proporcionar un flujo de radiación concentrada de hasta 4000 W m^{-2} con la flexibilidad de trabajo de un dispositivo de laboratorio independiente de las condiciones meteorológicas y sin la complicación de los sistemas de seguimiento típicas de los concentradores que trabajan con la radiación solar directa. A partir de las conclusiones obtenidas en otro trabajo de revisión bibliográfica recopilado en el capítulo 3 de esta tesis, se eligió un horno rotativo como equipo receptor de la radiación y se identificó la necesidad de estudiar en detalle el comportamiento térmico de las partículas tratadas en el interior de dicho dispositivo, conjugando experimentación y simulación numérica con el objetivo de confirmar y ampliar las conclusiones obtenidas.

2.2. Hipótesis

Mediante esta tesis se ha pretendido estudiar a escala de laboratorio la viabilidad de los hornos rotativos como receptores de partículas para procesos de alta temperatura acoplados a fuentes de concentración solar de alto flujo de radiación. La investigación ha tomado como punto de partida las siguientes hipótesis:

- Los hornos rotativos solares permiten que un medio granular involucrado en procesos de alta temperatura absorba la radiación concentrada de manera eficiente (similar o mayor a las eficiencias de otros receptores de partículas).
- El movimiento de las partículas dentro del horno aumenta la transferencia de calor a las partículas y mejora la eficiencia del horno.
- Los hornos rotativos mejoran la homogeneización de la temperatura de las partículas que se calientan en el interior de su cavidad mediante el uso de radiación solar.
- Las características geométricas y operativas de los hornos rotativos solares son adecuadas para su integración como receptores solares en plantas de torres solares tanto para almacenamiento térmico como para tratamiento directo de materiales.

La combinación de predicciones numéricas con los resultados experimentales de un receptor rotativo solar a escala de laboratorio permite analizar el comportamiento térmico del material granular tratado en el horno. Las conclusiones de dicho análisis se utilizan como base para justificar la viabilidad de las aplicaciones seleccionadas y también para un posible escalado de la tecnología. Por lo tanto, se propone también el diseño de una planta de torre solar basado en un receptor rotativo.

2.3. Objetivos

El objetivo general de esta tesis es demostrar la viabilidad del uso de receptores rotativos para el tratamiento con energía solar concentrada de material granular utilizado en procesos de alta temperatura mediante una metodología de análisis desarrollada específicamente para dichos dispositivos.

A continuación, se detallan los objetivos específicos necesarios para el logro del objetivo general de esta tesis, los cuales llevan asociados el desarrollo de una metodología de análisis adaptada para cada caso:

- evaluación experimental del comportamiento térmico de un receptor rotativo a escala de laboratorio acoplado a fuentes de radiación concentrada;
- predicción del comportamiento térmico de las partículas durante el calentamiento en el receptor rotativo mediante el desarrollo de diferentes modelos numéricos;
- diseño y evaluación de hornos rotativos solares como receptores de plantas de torre.

2.4. Estructura de la tesis

Para demostrar las hipótesis expuestas anteriormente, se desarrollan diferentes modelos numéricos que se comparan con los resultados obtenidos en las campañas experimentales. También se estudia el escalado del dispositivo para un funcionamiento en continuo con el fin de adaptar la tecnología a una aplicación real.

Por lo tanto, en esta tesis se presentan las conclusiones que impulsan el uso de hornos rotativos solares en aplicaciones industriales junto con la evaluación del comportamiento térmico de dichos dispositivos para el calentamiento de material granular.

El primer capítulo consiste en una introducción general a la situación energética actual donde se pone especial énfasis en los procesos térmicos industriales altamente demandantes de calor y en las tecnologías solares de concentración utilizadas tanto a nivel comercial como de investigación. Además, se presentan los principales receptores de partículas encontrados en la literatura.

El presente capitulo muestra la motivación de esta tesis, las hipótesis de partida, los objetivos y una breve descripción de cada capítulo.

El tercer capítulo se corresponde prácticamente con el trabajo publicado en la revista científica *Solar Energy* con el título "*Use of rotary kilns for solar thermal applications: Review*

of developed studies and analysis of their potential". El capítulo incluye un estado del arte de los receptores rotativos solares y muestra los principales resultados obtenidos por otros autores tanto a nivel experimental como de modelización numérica con el fin de contextualizar la base científica, analizar el potencial de estos dispositivos y obtener información a nivel de metodología, análisis e instalación para el desarrollo de esta tesis doctoral. Al principio del capítulo se realiza también una descripción básica de los hornos rotatorios clásicos y se indican los modelos de Fluidodinámica Computacional (CFD) utilizados para simular estos dispositivos.

En el cuarto capítulo, "Materiales y metodología experimental", se presentan los diferentes componentes y configuraciones utilizados durante las campañas experimentales. En particular, se proporciona una descripción del horno solar del IER-UNAM (HoSIER), el simulador solar de alto flujo y el receptor rotativo. En la sección relativa al simulador solar se incluye un estado del arte de estos dispositivos extraído del trabajo *"High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review"* publicado en la revista *Renewable and Sustainable Energy Reviews* durante el periodo de realización de este trabajo de investigación y que permitió obtener información sobre el potencial, las limitaciones, los métodos y la instrumentación necesaria para la caracterización y la operación de los simuladores solares. Además, se muestran los resultados de la campaña experimental de caracterización de la distribución de irradiancia del simulador instalado en el laboratorio de la Universidad de Antofagasta, LaCoSA. Para el HoSIER, se indican los cálculos de la distribución de irradiancia que se utilizaron en el trabajo *"Thermal behavior and heat-flux distribution in a solar rotary kiln"* presentado en el congreso "SolarPaces 2017". En otro apartado del capítulo, se describen los procedimientos adoptados y los ensayos realizados en la fase experimental y, por último, se realiza un análisis de errores e incertidumbres en las medidas.

En el quinto capítulo, se detallan los modelos matemáticos. En primer lugar, se desarrolla un modelo numérico unidimensional para reproducir el comportamiento térmico del receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta (UARR) y para predecir la temperatura del material insertado en el dispositivo. La descripción del modelo y también los resultados (mostrados en el capítulo sexto) se publicaron en la revista *Solar Energy* con el título *"A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: Experimental assessment and transient numerical modeling"*. El modelo unidimensional, una vez validado con los resultados experimentales, se usa también para su comparación con los resultados obtenidos con un modelo CFD. Los resultados del cálculo CFD se basan en un modelo numérico más complejo y ofrecen información sobre la distribución de la temperatura dentro de la sección transversal del horno. La descripción del modelo CFD y los correspondientes resultados están recogidos en el artículo *"Numerical analyses of the thermal behavior of a solar rotary kiln for granular material treatment"* que se ha sido enviado a la revista *Applied Thermal Engineering* para su revisión y posterior publicación. Además, en este capítulo, se presenta un modelo

analítico simplificado empleado para el escalado de un horno rotativo que funciona en continuo.

En el sexto capítulo, se analizan los resultados de las campañas experimentales y de los modelos de simulación. Las validaciones de los modelos se obtienen principalmente al comparar las temperaturas simuladas con las mediciones realizadas durante los experimentos. Al final del capítulo, se propone el diseño de una planta de torre solar con un receptor rotativo alimentado en continuo por partículas inertes y se estudian los rendimientos del proceso en base al modelo analítico descrito al final del capítulo quinto. Los resultados de este último trabajo se encuentran en la comunicación de congreso "EuroSun 2016" cuyo título es "*Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*".

En el séptimo capítulo, se recogen las conclusiones y las propuestas de nuevos desarrollos para continuar con estudios futuros en esta línea de investigación.

Las contribuciones científicas generadas a lo largo del desarrollo de la tesis se indican en el capítulo octavo.

En el Anexo A se muestran todas las gráficas de los resultados de la campaña de caracterización con el simulador solar.

Las gráficas de los ensayos experimentales realizados en el LaCoSA se presentan en el Anexo B

Finalmente, en el Anexo C, se incluyen las contribuciones científicas resultantes de esta tesis doctoral.

3. Estado del arte de los hornos rotativos

3.1. Fundamento teórico de los hornos rotativos clásicos

El uso de los hornos rotativos tiene una larga tradición en varios sectores industriales (fundición, secado de materiales, producción de cemento, industria alimentaria, farmacéutica, etc.). Esta tecnología es adecuada para la mezcla de materiales granulares y, en el caso del tratamiento térmico, homogeneiza la temperatura de las partículas introducidas en el horno. Por lo tanto, estos dispositivos pueden actuar como secadores, calentadores o reactores químicos[43]. Además, los hornos rotatorios son versátiles; pueden trabajar con materiales de diferentes tamaños y formas, ya sea polvo o partículas, y pueden operar en un amplio rango de temperatura, desde la temperatura ambiente hasta más de 2000 °C. Ventajas adicionales son sus bajos costes de mantenimiento y larga duración de sus componentes.

Los hornos rotativos son recipientes cilíndricos que giran alrededor del eje longitudinal. Generalmente, funcionan en modo continuo y actúan como intercambiadores de calor; es decir, las partículas se introducen en uno de los extremos, se extraen por el otro y hay un gas caliente que circula en contracorriente. En otros casos, el gas y los sólidos presentan un flujo de corriente paralelo. Los hornos rotativos pueden tener una cierta inclinación (s), o posicionarse horizontalmente (s = 0). Una ligera inclinación favorece el movimiento axial de las partículas y, en la dirección radial, el movimiento de las partículas depende principalmente de la velocidad de rotación (*N*) y del grado de llenado (*FR%*, porcentaje del volumen del horno ocupado por las partículas). La Fig. 3.1 muestra el esquema de un típico horno rotatorio industrial.

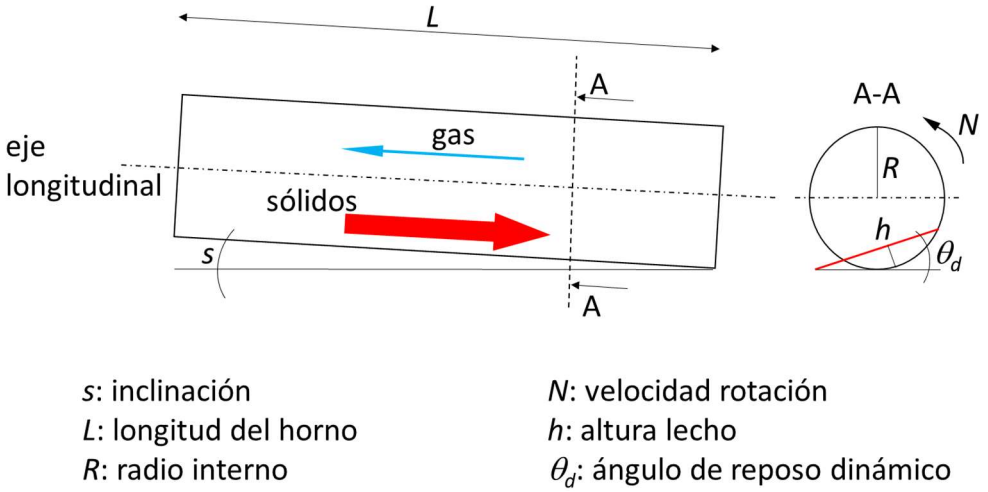


Fig. 3.1. Funcionamiento típico de un horno rotativo clásico y principales parámetros.

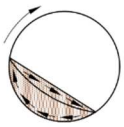
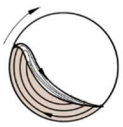
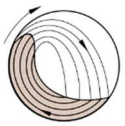
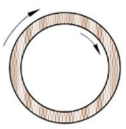
Para clasificar el movimiento transversal de los sólidos en este tipo de sistemas, Henein y col.[44] elaboraron unos diagramas de comportamiento del lecho, basados en el número de Froude (*Fr*) y el *FR%* para un cierto tipo de partículas. Como puede obtenerse de la ecuación 3.1, el número de Froude depende sólo de la velocidad de rotación y del radio interno del cilindro (r), siendo *g* la aceleración de gravedad.

$$Fr = \frac{\omega^2 r}{g} = \frac{(2\pi N)^2 r}{3600g} \tag{3.1}$$

Una clasificación similar del lecho fue realizada por Mellmann, quien consideró tres formas básicas de movimiento (deslizante, cascada y catarata) junto con siete subtipos (deslizante, tambaleo, avalancha, rodante, cascada, catarata y centrífugo), representados en la tabla 3.1 con los correspondientes *Fr* y *FR%*. Cuando *Fr* es igual a uno, la aceleración centrífuga y la gravedad son iguales, y se logra un movimiento del lecho correspondiente al subtipo centrífugo. El resto de los movimientos del lecho identificados se corresponden con un Fr menor que uno.

El tipo de partículas y sus características (tamaño, forma, densidad, ángulo de reposo) también afectan al movimiento transversal dentro de un tambor rotatorio[45]. Los subtipos rodante y cascada (*rolling* y *cascading* de la clasificación de Mellmann) son los comportamientos más utilizados para aplicaciones industriales. En el modo rodante, el material sólido recubre la parte inferior de la pared interna del tambor hasta una cierta altura y, posteriormente, las partículas ruedan hacia abajo en la superficie superior del lecho. Así, las partículas que ruedan hacia la parte inferior constituyen la capa activa, mientras que las partículas que giran como un cuerpo rígido con la pared del cilindro constituyen la capa pasiva. La altura del lecho (*h*) permanece constante con la rotación y, para ciertas velocidades, el ángulo dinámico de reposo (θ_d) también es constante (ver Fig. 3.1). Sin embargo, a partir de un cierto porcentaje del *FR%*, aparece un núcleo de partículas estáticas en la región central del lecho (segregación), en cuyo interior no se logra la mezcla. Análogamente, cuando se introducen partículas con diferente tamaño o densidad dentro del horno, las partículas más pequeñas y más densas se segregan y forman un núcleo estático[45].

Tabla. 3.1. Formas de movimiento del lecho de material granular en la sección transversal de los hornos rotativos. Edición de la representación gráfica mostrada por Mellmann[46].

Forma básica	Deslizante		Cascada			Catarata	
Subtipo	Deslizante	Tambaleo	Avalancha	Rodante	Cascada	Catarata	Centrífugo
Esquema							
Número de Froude	$0 < Fr < 10^{-4}$		$10^{-5} < Fr < 10^{-3}$	$10^{-4} < Fr < 10^{-2}$	$10^{-3} < Fr < 10^{-1}$	$10^{-1} < Fr < 1$	$Fr \geq 1$
Grado de llenado	FR% < 0.1	FR% > 0.1	FR% < 0.1	FR% > 0.1		FR% > 0.2	

Para resolver este problema, algunos cilindros rotativos presentan diques, elevadores, paletas o aletas. Los bordes aumentan el nivel del sólido al final del cilindro y, como consecuencia, las partículas permanecen más tiempo dentro del horno, mientras que los elevadores o aletas provocan una especie de cortina de partículas dentro del cilindro que mejora la mezcla y el calentamiento de las partículas[47].

Otro parámetro fundamental que caracteriza los hornos rotatorios es el tiempo de residencia (τ), el cual indica la permanencia de las partículas dentro del dispositivo. Éste depende únicamente de parámetros geométricos y de operación. Su valor puede variar desde pocos segundos hasta varias horas. En la literatura se encuentran correlaciones experimentales para predecir el tiempo medio de residencia en cilindros rotativos. Por ejemplo, Renaud y col.[48] propusieron un modelo bastante complejo para calcular el tiempo de residencia en un secador rotativo industrial a partir del modelo modificado de Cholette-Cloutier[49] y realizado por Duchesne y col.[50]. Estos modelos discretizaban el horno en varias unidades a lo largo de su eje longitudinal y, para cada unidad, se tenían en cuenta dos zonas diferentes (una "activa" y otra "muerta"). En la zona activa, se permitían los intercambios de masa entre una unidad y la siguiente, mientras que, en la zona muerta, se permitían intercambios de masas sólo con la zona activa de la misma unidad. Con este método, las diferencias entre los tiempos de residencia simulados y las mediciones experimentales fueron inferiores al 5.1%. En el mismo trabajo, Renaud y col.[48] compararon algunas de las correlaciones más utilizadas basadas en hornos rotativos a escala piloto, encontrando que la mayoría de ellas subestimaban el tiempo promedio de residencia. En particular, las correlaciones predecían tiempos de residencia de 4 a 8 veces más pequeños que los datos medidos en hornos rotativos a escala industrial.

En ese estudio, la correlación propuesta por Sai y col.[51] (ver ecuación 3.2) resultó una de las más simples y precisas, logrando un período de residencia sólo 1.2 veces menor que los datos reales. Esta ecuación se utilizó para estimar τ, en el modelo descrito en el apartado 5.3, donde se propone un receptor solar rotativo de tamaño industrial (50 MWt) para el tratamiento en continuo de material granular. En la ecuación 3.2, F es el caudal másico por unidad de área de la sección transversal en kg s^{-1} m^{-2}, y N es la velocidad de rotación en rpm.

$$\tau = \frac{78912\, h^{0.24}}{(tan^{-1}\, s)^{1.02} N^{0.88} (\pi r^2 F)^{0.072}} \tag{3.2}$$

Los rangos de temperatura de operación para hornos rotatorios pueden variar desde unos pocos grados, con respecto a la temperatura ambiente, hasta casi 2000 °C[52]. Para resistir temperaturas tan altas, los revestimientos internos suelen estar hechos de ladrillos refractarios o refractarios moldeables densos. Convencionalmente, el calor para elevar la temperatura es proporcionado por combustibles fósiles. De forma que la energía requerida se introduce en el horno directamente por la llama generada en un quemador, el cual calienta el material particulado y las paredes del horno. En otros casos,

el horno y el quemador se separan, alimentándose el tambor con gases de combustión para el calentamiento de las partículas.

Los hornos de tubo rotatorio con combustión indirecta pueden funcionar a una temperatura superior a 2400 °C[43]. Estos hornos generalmente consisten en tubos de grafito donde los reactivos fluyen dentro del tubo, mientras que el gas de calentamiento es externo al tubo. Comercialmente, algunos proveedores declaran producir hornos de tubo rotativo que pueden funcionar con temperaturas de hasta 3000 °C[53].

Por lo tanto, la transferencia de calor en tambores rotativos tiene mecanismos complejos y depende de la configuración del horno. En la mayoría de los hornos, se produce mediante una combinación de radiación, convección y conducción entre el gas, las partículas y las paredes del horno. Además, debido a la rotación, la transferencia de calor se complica por la mezcla de partículas dentro del lecho sólido.

Para mejorar la comprensión del funcionamiento fluidodinámico y térmico de dichos dispositivos, a lo largo de las últimas décadas, se han desarrollado varios modelos de diferente naturaleza cuyas características principales se exponen en el apartado siguiente.

3.1.1. Modelos matemáticos aplicados a horno rotativos tradicionales para el tratamiento de material granular.

A pesar de su largo empleo en la industria, la optimización de estos dispositivos y la predicción del comportamiento fluidodinámico y térmico de las partículas sigue siendo un desafío. El tamaño del grano influye fuertemente en la física que gobierna el flujo de materia y, por debajo de 0.1 mm, las fuerzas de cohesión no pueden ser ignoradas[54–57]. La relación entre el tamaño de las partículas y el diámetro de la cavidad del horno es otro factor importante que determina el movimiento del lecho y cuyo comportamiento no se mantiene igual cuando se cambia de escala y se pasa de un tamaño de laboratorio a uno piloto o industrial[58]. Por lo tanto, la complejidad del sistema y la gran variedad de hornos y materiales obligan a analizar los sistemas caso por caso. Sin embargo, como se ha indicado en el apartado precedente, algunos autores[44,46] han estudiado el comportamiento de los lechos rotativos de partículas y han podido clasificarlos en diferentes categorías y predecirlos en función de Fr y de *FR%*.

En los últimos años, varios autores han realizado modelos CFD para obtener información detallada sobre el mezclado de partículas en estos dispositivos[59–67] y, en algunos casos, han investigado también la distribución de temperatura dentro del lecho de partículas[68–70]. Comúnmente, con este tipo de herramienta, se emplean dos enfoques alternativos: el método de elementos finitos euleriano (Eulerian-FEM) o el método de elementos discretos lagrangiano (DEM). Algunos autores contemplan el primero como un modelo de enfoque continuo (ECA) o modelo multifásico porque el material granular se aproxima a un medio continuo en contacto con otro fluido (líquido o gas). En el medio continuo, se definen las fracciones en volumen de una fase fluida y una o más fases

granulares; la suma de todas las fases tiene que ser igual a uno. Por el contrario, los modelos DEM reproducen las trayectorias de cada partícula y proporcionan detalles de la interacción dinámica entre partículas[71]. Este enfoque puede lograr más precisión que la ECA; sin embargo, en los modelos lagrangianos, el coste computacional suele ser considerablemente mayor[59,72]. Esto es especialmente evidente cuando se deben simular muchas partículas porque, cuanto mayor es el número de partículas, mayor es el tiempo de cálculo. Por lo tanto, para los casos con partículas finas (inferior al mm) o para hornos con grandes volúmenes, los modelos de ECA son recomendables. Para la mayoría de los trabajos que siguen una metodología ECA, se aplica la teoría cinética del fluido granular[59,62–65,69,72–74]. El enfoque continuo euleriano se basa en los modelos de viscosidad cinética granular (KTGF, *Kinetic Theory of Granular Flow*) propuestos por Lun[75] y es una extensión de la teoría cinética de los gases. Gidaspow[76] y Syamlal y col.[77] aplicaron esta teoría a lechos fluidizados. Sin embargo, algunos autores[71] consideran que la teoría cinética de los gases debería aplicarse únicamente a la capa activa del lecho de partículas en el horno rotatorio, ya que en la capa pasiva está presente un lecho casi compacto y esta teoría no sería apropiada. No obstante, en los últimos años, la teoría de la cinética de gases se ha aplicado satisfactoriamente a las simulaciones de hornos rotativos con CFD.

Por ejemplo, Delele y col.[61] simularon granos de trigo esféricos de 4.2 mm de diámetro y compararon los resultados obtenidos con diferentes velocidades de rotación en el rango de 2.7 a 18.2 rpm y grados de llenado de 10, 15, 20%. En su trabajo, adoptaron un modelo de ECA con la teoría cinética para fluido granular. Comparando los valores experimentales del ángulo de reposo, las velocidades del aire y las de las partículas con los valores simulados, obtuvieron resultados concordantes; concluyendo así que los modelos multifásicos CFD son adecuados para los estudios de hornos rotativos, aunque sean necesarias mejoras como, por ejemplo, la definición de la forma de las partículas en el modelo.

Santos y col.[59] adoptaron un modelo ECA para reproducir el comportamiento dinámico de partículas en diferentes condiciones. Compararon las simulaciones CFD con pruebas experimentales que consistían en introducir en el horno perlas de vidrio de 1.09 o 3.68 mm de diámetro con velocidades de rotación (1.45, 4.08, 8.91, 16.4 rad s^{-1}) y grados de llenado (18.81% y 31.40%) variables. También compararon diferentes modelos de viscosidad cinética y modelos de viscosidad de fricción. De esta forma, llegaron a la conclusión de que los modelos cinéticos aplicados en muchas simulaciones de flujo granular diluido también pueden aplicarse para simular flujos granulares densos en hornos rotativos en régimen rodante.

Huang y col.[72] trabajaron con perlas de vidrio cuyos diámetros estaban en el rango de 0.274 - 0.775 mm. Simularon dos fases sólidas con diámetros de perlas diferentes y variaron la viscosidad cinética granular según los modelos propuestos por Gidaspow[76] y Syamlal y col.[77]. Para validar sus resultados, compararon el ángulo dinámico de reposo obtenido en las simulaciones con los valores experimentales, pero no encontraron una

buena concordancia entre los resultados experimentales y los de simulación (los ángulos dinámicos experimentales de reposo fueron 39-60% más altos que los simulados). Por lo tanto, propusieron una metodología de ajuste dinámico del ángulo de reposo (DARF) que consistió en un método de ensayo y error en el que se variaba la viscosidad cinética granular hasta que el ángulo dinámico de reposo coincidía con los valores experimentales (error relativo inferior a ± 1%).

También otros autores[59,61–65,67,72,74,78–81] han realizado modelos CFD para estudiar el comportamiento fluidodinámico de las partículas en hornos rotativos tradicionales. En la Tabla 3.2 se resumen las características principales de los modelos realizados con el software Fluent y basados en un enfoque de tipo ECA que, por tener un coste computacional inferior al de tipo DEM, fue seleccionado para el modelo CFD del UARR descrito en el apartado 5.2. Como se puede ver, la mayoría de estos modelos trabajan con partículas de tamaño superior al milímetro y con intervalos temporales de 10^{-4} segundos, reproduciendo en la mayoría de los casos periodos inferiores al minuto. Además, en la tabla se indica el tipo de teoría cinética (KTGF) utilizado, el valor del ángulo interno de fricción y del coeficiente de restitución cuyos significados se describen en el apartado 5.2.

Tabla 3.2. Características principales de los modelos fluidodinámicos de tipo ECA realizados con el software Fluent para la simulación de partículas en hornos rotativos tradicionales.

Autor	**Año**	**Tamaño partícula (mm)**	**Intervalo temporal (s)**	**Tiempo simul. (s)**	**Ángulo interno fricción**	**Coef. de restitución**	**KTGF**
He[74]	2007	1.5 - 3	10^{-4}	16	N.a.	0.95	Gidaspow
Demagh[62]	2012	0.15 – 1.5	10^{-4}	77	28.5 – 35	0.9	Gidaspow
Santos[59]	2013	1.09 – 3.68	10^{-4}	50	28.8 - 32	0.9	Gydaspow Syamlal
Huang[72]	2013	0.27 – 0.78	10^{-4}	30	24.4 – 28.2	0.9	Gidaspow Syamlal DARF
Yin[65]	2014	2.5	10^{-4}	8.5	30	0.8	Gidaspow
Delele[61]	2016	4.167	10^{-3}	N.a.	27.2	0.35	Syamlal
Liu[81]	2016	2.5	N.a.	12	N.a.	0.9	Gidaspow
Karunarathne[63]	2017	1.5 – 3	10^{-3}	25	N.a.	N.a.	Gidaspow
Taghizadeh[64]	2018	6.2	10^{-4}	N.a.	N.a.	0.85 – 0.95	Gidaspow

En la literatura existen también varios modelos para predecir el comportamiento térmico de los hornos rotatorios tradicionales[52,70,82–89]. Uno de ellos fue realizado por Brimacombe y Watkinson[83,90] en el que emplearon un horno rotativo a escala piloto lleno de arena inerte para desarrollar un análisis exhaustivo de la transferencia térmica. El dispositivo examinado tenía una longitud (*L*) de 5.5 m y 0.406 m de diámetro interno (*D*). Cincuenta y dos termopares fueron insertados dentro del horno para monitorear la temperatura del gas, del sólido y de las paredes a lo largo del eje del horno. En sus experimentos, alcanzaron una temperatura máxima de casi 800 °C para el gas, el sólido y las paredes. Posteriormente, realizaron una comparación entre el modelo térmico y los resultados experimentales para diferentes condiciones de operación. En el modelo, debido a que las temperaturas medidas en las paredes del horno y del lecho fueron muy similares, se despreció la transferencia de calor por radiación y conducción entre partículas y paredes. Los autores llegaron a la conclusión de que la transferencia de calor al lecho es un proceso de dos etapas: primero, el calor se transfiere del gas a las partículas en la superficie del lecho y, posteriormente, se transporta hacia dentro del lecho mediante el movimiento de las partículas. El efecto más significativo de la transferencia de calor del horno rotativo fue la convección entre el gas caliente y el sólido, que implicaba casi el 70% de la energía transferida a las partículas. La radiación del gas a las partículas representaba menos del 30% del calor absorbido por la arena. Además, el flujo de calor del gas al lecho sólido era diez veces mayor que el flujo de calor a las paredes del horno. También destacaron la importancia de trabajar en el modo rodante, descrito anteriormente, para mejorar la transferencia de calor entre el gas y el lecho sólido.

Boateng y Barr[82] desarrollaron un modelo cuasi tridimensional para partículas inertes, que se obtuvo mediante la combinación de un modelo térmico bidimensional (2D) para una sección transversal de un horno rotatorio, resolviéndose con un método de diferencias finitas (FDM) y un modelo axial unidimensional (1D). En primer lugar, el modelo 1D se validó con mediciones experimentales de temperatura a lo largo del eje de un horno piloto rotatorio con el mismo tamaño que el tambor utilizado por Brimacombe y Watkinson[90]. Estos resultados se utilizaron como condición de contorno para el modelo 2D. De esta manera, los autores generaron perfiles de temperatura para diferentes rangos de velocidad de rotación (0-2 rpm), tamaño de partícula (0.297-3.36 mm), velocidad del gas (1.41-2.53 kg s^{-1}), temperatura del gas libre (600-1200 °C) y grado de llenado (12% y 27%). Como conclusión principal, los autores indicaron que la mejor homogenización de la distribución de temperatura en la sección transversal del lecho de partículas se obtuvo cuando se introdujeron en el tambor partículas esféricas del mismo tamaño con el *FR%* más bajo y la velocidad de rotación era suficiente para generar un movimiento de tipo rodante. En otros casos, en que aparecía la segregación de partículas en la sección transversal del lecho, se obtenían gradientes de temperatura de más de 200 °C.

Palmer y Howes[87] presentaron un modelo de transferencia de calor para el secado de una suspensión acuosa deshidratada de alúmina en un horno rotatorio de 132 m de

largo y 4.2 m de diámetro interno. El modelo incorporó un perfil de combustión para simular el proceso de combustión no instantánea. El secado de la alimentación se realizó desde la superficie hacia el interior del lecho, cambiando el perfil de temperatura de los sólidos a lo largo del eje del horno. La temperatura máxima del gas considerada en el modelo fue de 1500 °C. Los autores concluyeron que no toda la energía térmica se invertía en suministrar el calor latente de vaporización necesario para el proceso de secado, sino que una cierta cantidad del calor aumentaba la temperatura de los sólidos de alimentación. Además, identificaron que la convección era el principal mecanismo de transferencia de calor para el secado de la alúmina.

Mastorakos y col.[52] analizaron un horno rotativo (4.1 m de *D* y más de 80 m de *L*) para la producción de cemento y realizaron una simulación de CFD con FLOW-3D de su comportamiento térmico; aunque realizaron varias simplificaciones y no consideraron el movimiento rotatorio del lecho de partículas. Para estudiar la transferencia de calor por radiación, utilizaron un modelo basado en el método de Monte Carlo (MC) que integraron con un modelo de flujo tridimensional. En su trabajo, consideraron una temperatura máxima de casi 2000 °C dentro del horno y, a diferencia de otros autores, encontraron que la contribución de la convección a la transferencia de calor general de la llama al lecho sólido era casi insignificante. Esto se debe probablemente al mayor rango de temperatura considerado para el horno. Sin embargo, los autores sugirieron que la discrepancia de sus resultados con los de Carvalho y col.[91] se debía al valor de la temperatura del gas utilizado para el cálculo de la transferencia de calor por convección. En particular, Mastorakos y col.[52] usaron valores locales para la temperatura y la velocidad del gas, mientras que Carvalho y col. valores medios de la sección transversal.

Dhanjal y col.[85] propusieron un modelo matemático bidimensional de tipo FDM para la transferencia de calor en el plano transversal basado en los resultados experimentales de un horno a escala piloto que trabajaba en modo discontinuo (por lotes). El cilindro tenía un diámetro interno de 0.4 m y una longitud de 0.6 m. El modo rodante se estableció manteniendo su velocidad a 1, 2 y 3 rpm. Los experimentos consistieron en calentar arena inerte desde la temperatura ambiente hasta casi 775 °C. Cuatro termopares midieron la temperatura dentro del lecho de arena a diferentes profundidades. Para simular la conductividad en la capa activa, se calculó una conductividad de la mezcla arena-aire, ajustando la temperatura real con la simulada. Por un lado, los resultados mostraron que la conductividad de la mezcla era 5 veces más alta que la conductividad térmica propia del material. Por otro lado, se observó un gradiente de temperatura entre 30 y 100 °C entre el material segregado en el centro del lecho y las partículas en la superficie, en lugar de lograr el objetivo de obtener partículas con una temperatura homogénea.

Yang y Farouk[70] estudiaron la transferencia de calor en un horno rotatorio lleno de partículas sólidas, siguiendo la metodología propuesta por Boateng y Barr[82] y desarrollaron un modelo cuasi-3D. El flujo de calor en la superficie del lecho se

determinó en el modelo 1D y se empleó como condición límite para el modelo de sección transversal. El modelo se validó con datos experimentales obtenidos por Tscheng y Watkinson[92] en un calcinador rotatorio piloto (2.5 m de *L* y 0.19 m de *D*) que funcionaba a bajas temperaturas (menos de 200 °C). Entre los resultados, los autores destacaron que la temperatura de las partículas en las secciones transversales no era uniforme y que la transferencia de calor por convección era el mecanismo principal para el calentamiento del lecho.

Un resumen de las características principales de los hornos rotativos empleados en los modelos térmicos se encuentra en la Tabla 3.3. Es necesario destacar también, que, en las publicaciones mencionadas, se encuentran correlaciones muy diferentes tanto para el intercambio de calor por convección entre gas y partículas como para el intercambio entre el lecho y la pared cubierta del horno. Además, las expresiones que describen este segundo intercambio de calor emplean la conductividad efectiva del lecho, la cual, a su vez, presenta una gran variabilidad de formulaciones, llevando a resultados muy diferentes entre ellos y que se analizan más en detalle en los apartados 5.1.5 y 6.4.2. Un resumen de las correlaciones empleadas en los trabajos mencionados, se recogen en la Tabla 3.4

Con los resultados de los autores presentados hasta ahora, se puede deducir que es posible lograr lechos bien mezclados en hornos rotatorios, pero no para todas las condiciones de trabajo. Con el fin de lograr temperaturas de partículas uniformes, el horno rotatorio tiene que funcionar en modo rodante o en cascada. La segregación se minimiza usando partículas del mismo tamaño y forma, junto con un bajo porcentaje de *FR%*. Además, la introducción de elementos internos como paletas, aletas o elevadores puede mejorar el mezclado de las partículas.

Para el cálculo del tiempo de residencia de las partículas dentro de un horno rotatorio, se han propuesto varios modelos; sin embargo, como conclusión general, no es posible aplicar a hornos industriales las correlaciones obtenidas en los prototipos a escala de laboratorio, ya que puede llevar a errores de hasta casi un orden de magnitud. En particular, la relación geométrica entre las partículas y las paredes del horno no se respeta cuando el horno se escala, siendo no válidas las correlaciones deducidas con hornos de laboratorio. Por lo tanto, si se requiere una predicción precisa del tiempo de residencia, se deben desarrollar modelos específicos para cada caso. Aunque, para una evaluación inicial, se puede emplear la correlación de Sai, que, a pesar de su sencillez, en el análisis de Renaud y col. estimó el tiempo de residencia con un error del 20%.

En relación con el comportamiento fluidodinámico del lecho granular se ha detallado que existen dos diferentes enfoques prevalentes: uno de tipo ECA, que considera el lecho como un único fluido continuo, y otro de tipo DEM, que reproduce detalladamente el movimiento de cada partícula. La primera tipología, a pesar de ser menos precisa que la segunda, se ha empleado satisfactoriamente por varios autores junto con la teoría cinética de fluidos granulares, lo que puede proporcionar información útil sobre la velocidad de las partículas y del aire con un coste computacional

considerablemente inferior que la tipología DEM. Esta diferencia en el coste computacional se aprecia particularmente al aumentar el número de partículas simuladas o si el tamaño de éstas es inferior al milímetro.

En el comportamiento térmico dentro de los hornos rotatorios clásicos, no hay coincidencia entre las conclusiones indicadas en diferentes investigaciones. Algunos autores[70,83,87] declararon que la convección del sólido al gas es la forma principal para calentar el sólido; mientras que la transferencia de calor por radiación de la llama a las partículas representa sólo una contribución parcial al flujo de calor total absorbido por el lecho sólido. En cambio, otros autores[52,93] declararon que la transferencia de calor por convección es insignificante y que la transferencia de calor total es prácticamente debida a la radiación. Estas discrepancias en los resultados se pueden atribuir a varios factores: la temperatura de trabajo del horno que no es siempre la misma y, en general, a mayor temperatura, mayor será la contribución de la transferencia de calor por radiación. Además, la geometría y el modo de calentamiento del horno pueden influir en la transferencia de calor global. En un horno largo, la transferencia de calor por radiación será preponderante en la región cercana a la llama y disminuirá a lo largo del horno. Cerca de la salida de gas, la transferencia de calor por convección será mayor. En los hornos de combustión indirecta, el proceso de combustión ocurre fuera del horno y, debido al muy bajo valor de emisividad de los gases de combustión[94], la convección será la principal contribución a la transferencia de calor general.

Tabla 3.3. Resumen de las características principales de los hornos rotativos tradicionales con que se han realizados modelos térmicos.

Autor principal	**Año**	**Tipo y tamaño de partículas (mm)**	**Modo de operación**	**Caudal (kg/h)**	**Velocidad rotación (rpm)**	**Inclinación (°)**	**Temperatura máx. (°C)**	**Tiempo de residencia (h)**	**Dimensiones (m)**	**L / D (-)**	**Grado de llenado (%)**
Brimacombe[90]	1978	Arena 0.58	Continuo	0.0046 – 0.0378	0.25 - 2	2..4	800	0.5 - 9	L = 5.5 D = 0.406	13.55	5 – 14
Boateng[82]	1996	Varios materiales 0.297 – 3.36	Continuo	62 - 190	0.25 - 2	N.a.	600 - 1200	N.a.	L = 5.5 D = 0.406	13.55	12 – 27
Palmer[87]	1998	Alúmina N.a.	Continuo	11.66	N.a.	N.a.	1500	N.a.	L = 132 D = 4.2	31.43	N.a.
Mastorakos[52]	1999	CaCO3 y otros materiales	Continuo	50.37	4.78	N.a.	< 2000	N.a.	L = 80 D = 4.1	19.51	N.a.
Dhanjal[85]	2004	Arena 1.2 - 3	Por lote	N.a.	1 - 3	N.a.	775	N.a.	L = 0.4 D = 0.6	0.67	10 - 15
Yang[70]	1997	Polietileno 3.6	Continuo	0.0014	3 - 5	N.a.	200	N.a.	L = 2.5 D = 0.19	13.16	15 - 29

Tabla 3.4. Características principales de los modelos térmicos y fluidodinámicos empleados para hornos rotativos tradicionales. En los casos posibles, se indica el autor de la correlación empleada para el tipo de material o flujo considerado, donde g es el gas, s las partículas o el lecho y w la pared.

Autor principal	**Año**	**Tipo análisis**	**Modelo fluidodinámico**	**Modelo Radiación**	**Intercambio de calor por convección**	**Intercambio de calor pared-sólido**	**Conductividad efectiva**
Brimacombe[90]	1978	Térmico	N.a.	N.a.	g-w: tubo sin rotación g-s: disco plano	Wachters (despreciable)	N.a.
Boateng[82]	1996	FDM 2D + 1D estacionario	g: N.a. s: KTGF	Reflexiones múltiples + gas medio participativo	Gorog	Schlunder	Diessler + Schotte
Palmer[87]	1998	Térmico 1D	N.a.	N.a.	Tscheng	Tscheng	N.a.
Mastorakos[52]	1999	CFD 3D	g: Flujo turbulento k-ε s. N.a.	MC	Modelo de FLOW -3D	N.a.	N.a.
Dhanjal[85]	2004	FDM 2D transitorio	g: N.a. s: KTGF	Intercambio neto de radiación y gas medio participativo	N.a.	200 W m^{-2} K^{-1}	Función de la temperatura granular y de la altura del lecho
Yang[70]	1997	FDM 2D + 1D estacionario	g: N.a. s: KTGF	Cálculo de un coeficiente de intercambio por radiación	Gorog	Balance de energía en un plano con temperatura axial del lecho conocida	Schotte

3.1.2. Aplicaciones industriales de los hornos rotativos

Desde finales del siglo XIX, los hornos rotativos se han empleado para la producción de cemento. Por lo general, se han utilizado para realizar calcinaciones de una variedad de productos como arenas, calizas, agregados y yeso. Hoy en día, el uso de hornos rotatorios se extiende ampliamente en muchas industrias, incluyendo la alimentaria, farmacéutica, procesamiento de minerales, fundiciones metalúrgicas, tratamiento de desechos, descontaminación de suelos, reciclado de material, etc.

En el campo de la industria del cemento, Boateng[47] clasifica los hornos rotativos en húmedo y seco, corto y largo, refrigeradores y secadores, hornos de combustión directa e indirecta. Los hornos húmedos generalmente se alimentan con lodos y son los más largos, pudiendo alcanzar longitudes de más de 150 m. Debido a su baja eficiencia, no son frecuentes y se utilizan más en la industria de alimentos y papel. De lo contrario, los hornos largos y secos, que tienen mayores eficiencias, se utilizan normalmente para el tratamiento de cal y agregados ligeros. Su longitud media es de unos 100 m. En las plantas de cemento, los hornos secos cortos tienen una longitud de 15 a 75 m; mientras que los hornos de combustión indirecta son los más pequeños empleados en este sector con diámetros de hasta 1.3 m. Se utilizan cuando no se desea el contacto entre el gas y el sólido y son útiles para varias aplicaciones como reducción, calcinación, oxidación o carburación en una atmósfera controlada.

Un ejemplo de hornos de cemento seco se encuentra en el trabajo desarrollado por Engin y Ari[95], en el cual se realizó un balance energético para un horno industrial de 50 m de longitud y 3.6 de diámetro, estimándose una eficiencia del 48.7%. Otro ejemplo se mostró en el trabajo de Mastorakos[52], mencionado en el apartado 3.1.1.

Además del uso de hornos rotativos en plantas de cemento, se deben mencionar otras aplicaciones, como el tratamiento de desechos. Por ejemplo, Wey y col.[96] investigaron la sinterización continua de cenizas volantes de los residuos sólidos urbanos y la reducción de la concentración de metales pesados en ellos (principalmente Pb, Cu, Cd y Cr). Trabajando con un horno de escala piloto (2.10 m de L y 0.09 m de D) en un rango de temperatura de 700-900 °C, pudieron reducir la concentración de metales pesados en las cenizas volantes. En el mismo campo, Descoins y col.[97] estudiaron el flujo de sólidos granulares en un horno rotatorio de pirólisis a escala piloto (D de 0.21 m y una L de 4 m). El reactor se calentaba externamente y pudo alcanzar una temperatura máxima de 1000 °C. Estudios experimentales sobre la pirólisis de los residuos urbanos también fueron realizados por Li y col[98]. El tambor rotativo que usaron tenía un diámetro interno de 0.205 m, de largo medía 0.450 m y se calentaba externamente por un horno eléctrico de 12 kW. A través de la pirólisis, se podía producir gas y semicoque con bajas emisiones de dioxinas y de furanos a partir de una amplia gama de materiales de desecho. Li y col. probaron varios tipos de desechos urbanos (plástico, caucho, madera, tela de algodón, vegetal, etc.) y trabajaron a diferentes temperaturas (hasta 900 °C);

regulando la temperatura del horno, obtuvieron diferentes composiciones y poderes caloríficos de los gases producidos (principalmente CO, CH_4, H_2, CO_2 C_2H_4 y C_2H_6).

En general, los hornos rotatorios con L/D más pequeños se emplean para procesos pirometalúrgicos. Estos hornos pueden operar en modo discontinuo o continuo para la extracción y/o fusión de diferentes metales como hierro, cobre, aluminio o plomo. Por ejemplo, la fusión de chatarra de aluminio se realiza en hornos rotativos a una temperatura de aproximadamente 800 °C. Para este propósito, Zhou y col.[99] realizaron ensayos con un horno rotativo a escala industrial de 3.0 m de diámetro interno y 6.9 m de longitud, el cual giraba a 1.33 rpm con un tiempo de fusión de 4 h. Para estudiar la fusión de metales, Zhang y col.[89] construyeron un horno rotatorio a escala de laboratorio que funcionaba en modo continuo con un diámetro interno de 0.25 m y una longitud de 0.7 m.

Otros hornos rotativos para aplicaciones de baja temperatura se pueden encontrar, por ejemplo, en la industria agroalimentaria. Estos hornos rotatorios suelen ser pequeños y se utilizan para secar los productos. En este campo, Iguaz y col.[86] simularon el proceso de deshidratación de desechos de vegetales con aire a aproximadamente 200 °C. Para una aplicación similar, Kaleemullah y Kailappan[100] investigaron el proceso de secado de chiles rojos en un secador rotatorio (0.3 m de *L* y 0.4 m de *D*) en un rango de 50-65 °C.

En la Tabla 3.5 se resumen las condiciones de los hornos rotativos mencionados y se dividen por aplicación. Como se puede observar también en la Tabla 3.3, los hornos rotativos cubren una gran variedad de configuraciones y temperaturas de trabajo; aunque, a partir de ambas tablas, se puede apreciar que la rotación aplicada suele ser inferior a 10 rpm y que los hornos que trabajan en continuo presentan ratios de L/D cercanos a 10 o mayores, mientras que los que trabajan por lotes suelen tener un L/D de aproximadamente 2 o menor.

Vijayan y Sendhilkumar[101] realizaron un estudio de las principales operaciones industriales que, generalmente, se llevan a cabo en hornos rotatorios. Definieron cinco tipos de aplicaciones: calcinación, fabricación, incinerador, procesos térmicos y pirólisis, y, para cada una, indicaron algunos ejemplos junto con sus características principales (longitud, diámetro interno, inclinación y rango de temperatura). En la distribución de hornos rotativos por aplicación, los autores detectaron que el 40% corresponde al sector de la fabricación (incluyendo a la industria del cemento y la metalurgia), el procesamiento térmico representa el 30% y la pirólisis, la calcinación y la incineración implican el 15, 10 y 5%, respectivamente. Vijayan y Sendhilkumar concluyeron que análogamente a la información recopilada en este trabajo, la mayoría de los hornos rotatorios generalmente tiene una inclinación menor de 5°, la relación L/D puede cambiar de 1 a 30 y el rango de temperatura puede variar desde la temperatura ambiente hasta 1500 °C, según el proceso requerido.

En resumen, desde un punto de vista fluidodinámico, en la industria se suele trabajar con velocidades de rotación bajas (<10 rpm) y grados de llenado inferiores al

30%, obteniendo casi siempre un movimiento del lecho de tipo rodante en la sección transversal del horno rotativo. Sin embargo, desde un punto de vista térmico, las diferentes geometrías y el amplio rango de temperatura permiten abarcar configuraciones muy distintas con un calentamiento del material provocado por una combinación de diferentes mecanismos de transferencia de calor que depende de la aplicación deseada. Por lo tanto, se deduce que se hace necesario realizar un análisis específico detallado para cada tipología de horno rotativo.

Tabla 3.5. Resumen de las características principales de los hornos rotativos tradicionales clasificados por aplicación.

Autor principal	**Año**	**Aplicación**	**Modo de operación**	**Caudal (kg/h) o masa (kg)**	**Velocidad rotación (rpm)**	**Inclinación (°)**	**Temperatura máx. (°C)**	**Tiempo de residencia (h)**	**Dimensiones (m)**	**L / D**
Mastorakos[52]	1999	Cemento	Continuo	50.4	4.8	N.a.	< 2000	N.a.	L = 80 D = 4.1	19.51
Engin[95]	2005	Cemento	Continuo	N.a.	1 – 2	3 – 35	<1250	N.a.	L = 50 D = 3.6	13.89
Wey[96]	2006	Residuos	Continuo	2.5	N.a.	N.a.	700 – 900	1 – 2	L = 2.1 D = 0.09	23.33
Descoins[97]	2005	Residuos	Continuo	10 – 80	0.5 – 8	< 7	< 1000	1.1 – 4.2	L = 4 D = 0.21	19.05
Li[98]	1998	Residuos	Por lote	N.a.	0.5 – 10	N.a.	< 850	0.87	L = 0.45 D = 0.205	2.20
Renaud	2000	Metales	Continuo	28 – $36 \cdot 10^3$	5.8	5	N.a.	0.31 – 0.42	L = 15 D = 2	7.50
Zhou[99]	2006	Metales	Por lote	N.a.	1.33	0	800	4	L = 6.9 D = 3	2.30
Iguaz[86]	2003	Secado	Continuo	76.7	3.3	0.63	200 (entrada aire)	N.a.	L = 9 D = 0.9	10.00
Kaleemullah[100]	2005	Secado	Por lote	10.5	5	0	50 - 65	19-32	L = 0.3 D = 0.4	0.75

3.2. Receptores rotativos solares

En el campo de la energía solar concentrada, los hornos rotativos no han alcanzado la madurez comercial; sin embargo, se han estudiado en una escala de laboratorio o piloto junto con hornos solares o simuladores solares para demostraciones experimentales[20,102–104]. Otros trabajos han investigado la posibilidad de escalar este tipo de dispositivos para su uso como receptores o reactores en plantas de torres solares[40,105,106]. Se han propuesto varias aplicaciones, como el reciclaje de aluminio, el almacenamiento térmico y termoquímico, la producción de combustibles solares, el ciclo termoquímico de separación de agua, la descontaminación de suelos, la producción de cal, etc.[103]. A diferencia de los hornos clásicos, los rotativos solares deben tener una apertura o ventana en uno de sus extremos; de esta manera, la radiación solar entra en el interior del dispositivo e incide directamente sobre las paredes de la cavidad y las partículas en movimiento.

Los trabajos sobre las experimentaciones con hornos solares rotativos de más relevancia para el desarrollo de la presente tesis se detallan a continuación.

Los primeros estudios sobre hornos rotativos solares datan de 1950 y 1960 y fueron desarrollados por Trombe y Foex en el horno solar CNRS de 1 MW en Odeillo[107–109] para el tratamiento térmico de diferentes sustancias. Utilizaron un horno rotatorio enfriado por agua con 500 litros de capacidad para fundir los óxidos refractarios y producir materiales granulados. El reactor rotativo también se usó para purificar alúmina y cuarzo. Se pudo operar tanto en modo discontinuo como en continuo con una velocidad suficiente como para que el material a tratar pudiera mantenerse contra la pared por la fuerza centrífuga (modo centrífugo). Una patente de los Estados Unidos se otorgó en 1957 a Felix Trombe para el diseño del horno rotatorio solar.

Otro de los hornos rotatorios solares más antiguos incluido en la literatura fue diseñado en Odeillo en 1979 en el *Laboratoire d'energétique solaire*[32,110]. Consistía en un tambor cilíndrico, hecho con material refractario, que tenía una longitud de 90 mm, un diámetro interior de 20 mm y una inclinación de 5°. El horno incluía una capa de aislamiento, una camisa de refrigeración por agua y una carcasa externa. Su esquema se muestra en la Fig. 3.2. Los tiempos de residencia de las partículas en el reactor podían variar entre 20 s (25 rpm) y 120 s (4 rpm), dependiendo de la velocidad de rotación. El reactor fue concebido para funcionar en modo continuo, de forma que los reactivos se introducían por la parte posterior y salían por la parte delantera. La radiación solar incidía en la parte frontal y entraba en el horno a través de una apertura. Flamant detectó gradientes térmicos de 100 °C cm^{-1} y temperaturas máximas de 1500 °C en la parte frontal. El dispositivo se ensayó para dos procesos: el primero fue térmico y el segundo termoquímico. El proceso térmico consistía en el calentamiento de materiales refractarios a 600-1300 °C. El autor obtuvo una eficiencia máxima del 30%, que se calculó como el ratio del calor sensible ganado por el material refractario y la potencia interceptada por la apertura del receptor.

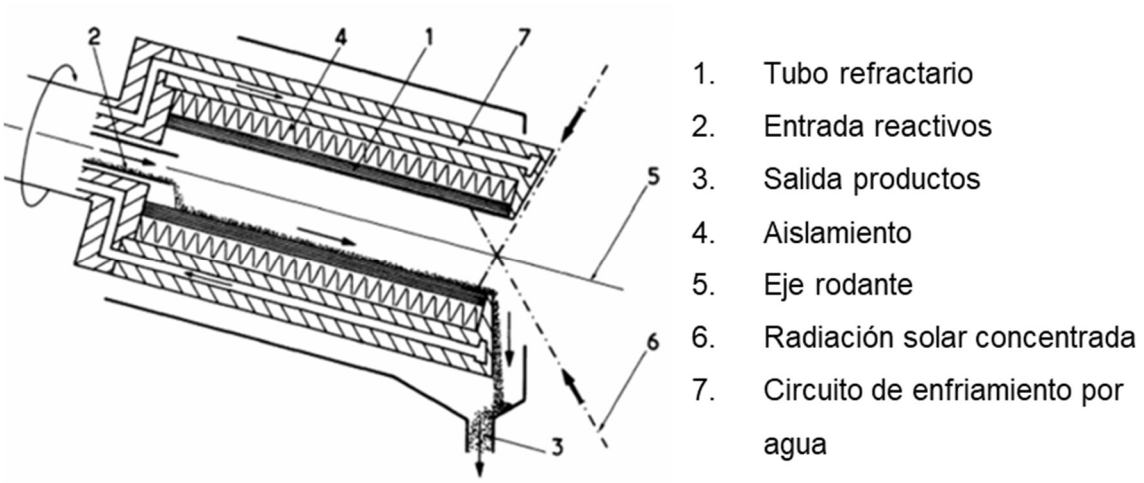


Fig. 3.2: Esquema del receptor/reactor rotativo solar de Flamant y col[32,110] consistente en un tambor refractario inclinado enfriado por agua a través de una camisa interna y una carcasa para la protección del dispositivo y la recogida del material saliente.

Para el proceso termoquímico, que fue la descarbonatación de calcita a 850 °C, la eficiencia fue del 7%. En este caso, la energía ganada por el material fue la suma del calor sensible y la entalpía de reacción. Ambos procesos también se realizaron utilizando un reactor de lecho fluidizado por lotes (tipo *batch*) y se obtuvieron mayores eficiencias térmicas y termoquímicas (40% y 20%, respectivamente). Sin embargo, se lograron temperaturas más bajas con el lecho fluidizado; ya que los altos gradientes térmicos en el horno rotatorio penalizaron la absorción de energía del material, mientras que las condiciones de mezcla encontradas en el lecho fluidizado la favorecieron.

Sammouda y col. presentaron un estudio muy completo de un horno rotativo solar empleado para el calentamiento de arena (ver Fig. 3.3). La arena, que se utilizaba como fluido de transferencia de calor, se enviaba posteriormente a un intercambiador de calor para el calentamiento de aire. Su principal desarrollo fue realizar un modelo de transferencia de calor para comprender los fenómenos físicos específicos que tienen lugar dentro del horno. El modelo se validó mediante una demostración experimental que se llevó a cabo en el horno solar de 1 MW de Odeillo (Francia). El tipo de arena era cuarzo oscuro para favorecer la absorción de la radiación solar. El horno de fibras refractarias era una cavidad con una apertura que servía como entrada para la radiación solar y como salida para la arena caliente, tenía una longitud de 1.20 m y un diámetro de 0.64 m. El receptor podía girar al alrededor de su eje longitudinal y también inclinarse para favorecer el movimiento axial de la arena. Un circuito de agua enfriaba la cara exterior del horno. En la campaña experimental que los autores llevaron a cabo para validar su modelo numérico, analizaron la influencia de los parámetros operativos en los perfiles de temperatura axial del sólido: velocidad de rotación, velocidad de flujo de masa de arena, ángulo de inclinación y radiación solar. Para la medición de la temperatura, se utilizó un pirómetro óptico.

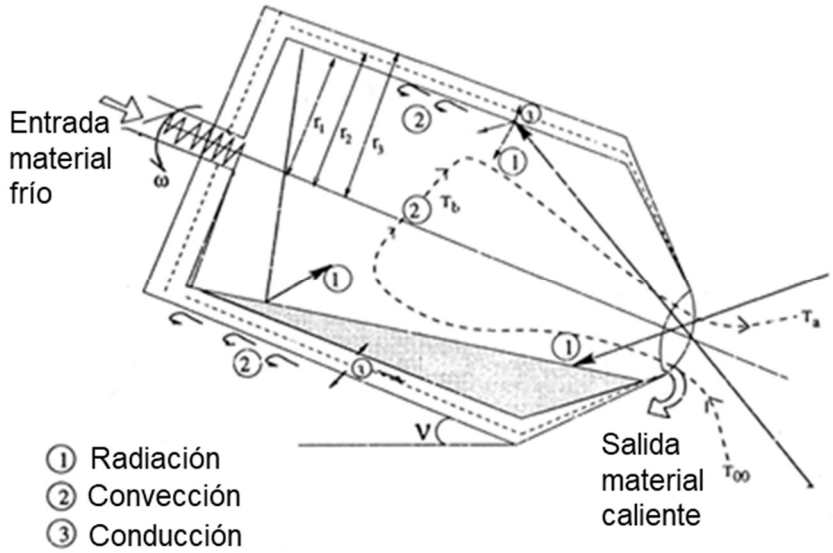


Fig. 3.3: Trasferencia de calor en el receptor solar utilizado por Sammouda y col.[42]

Los autores indicaron la imposibilidad de medir la temperatura de las paredes debido a la forma geométrica del horno y por la presencia de radiación concentrada, la cual no permitía colocar instrumentos dentro del horno. El empleo de termopares no fue descrito en el contenido del trabajo.

Meier y col.[111] desarrollaron un extenso trabajo sobre la calcinación de $CaCO_3$ para producir CO_2 y CaO, que fue respaldado por la empresa Qualical, perteneciente al sector de la cal. Para ello, diseñaron y construyeron un horno rotatorio de 10 kW que se probó en el horno solar del PSI. La carcasa del reactor era un cilindro de 600 mm de longitud y 350 mm de diámetro. Aunque el horno se colocó en posición horizontal, la cámara de reacción era un cono refractario aislado con un ángulo de 5°. El reactor funcionaba en modo continuo de forma que era alimentado a través de la parte superior de la parte trasera y se descargaba por la parte delantera. Por medio de la velocidad de alimentación y la velocidad de rotación, se pudo controlar el tiempo de residencia. Los autores buscaron condiciones que permitieran un movimiento rodante de las partículas. Para ello, realizaron pruebas con velocidades de rotación de 2 a 7 rpm y concluyeron que los valores más altos daban lugar al comportamiento deseado. El horno rotatorio fue precalentado por primera vez alrededor de 1.5-2 h y, posteriormente, los autores realizaron experimentos típicos de 30 minutos con un flujo constante de partículas reactantes. A partir de un balance de masa, se encontró que parte de la masa alimentada se perdió; ya que parte de ella permaneció en el reactor y otra parte salió a través de la apertura. A pesar de que el reactor sufrió un choque térmico, descrito por los autores como no severo, las campañas experimentales no se vieron afectadas. Los grados de calcinación obtenidos superaron el 98% y las temperaturas del horno fueron de hasta 1400 K[112]. Los autores emplearon la tasa de entalpía de reacción de CaO bajo una temperatura de 298 K a la energía solar que llegaba al reactor para calcular la eficiencia de solar a química, la cual llegó a ser del 13% con un máximo del 20%. Para aumentar la

eficiencia, los autores propusieron recuperar parcialmente el calor sensible de los productos y mejorar el aislamiento. Sin embargo, encontraron que alrededor del 50% de la entrada de energía solar no estaba contabilizada. Las fuentes probables de tales pérdidas de calor desconocidas podrían ser la convección libre y el polvo calcinado caliente que sale del reactor a través de la apertura del reactor. La parte calcinada tenía un color blanco y formaba una nube alrededor de la apertura que reflejaba y absorbía una parte significativa de la energía solar. Para evitar esto, los autores propusieron en otro trabajo un horno rotatorio de múltiples tubos con calentamiento indirecto de 10 kW_{th}[113]. Este dispositivo consistía en varios tubos de 0.017 m de diámetro dentro de los cuales se alimentaba el reactivo. Los tubos fueron distribuidos alrededor de la pared de una cavidad cilíndrica de 0.225 m de diámetro y 0.252 m de longitud. Las características de este prototipo estaban lejos de las de un horno rotatorio clásico, que normalmente comprende un tambor donde los reactivos se agitan debido al movimiento giratorio. Sin embargo, con esta configuración los investigadores del PSI pudieron alcanzar temperaturas de casi 1200 °C, suficientes para completar la reacción con un rendimiento del 30-35%. El reactor giraba con una velocidad de rotación de entre 8 y 18 rpm y estaba alimentado continuamente por partículas de caliza con una dimensión de 2-3 mm y un caudal de 36-136 g min^{-1}. Los autores propusieron y evaluaron también el escalado a 0.5, 3 y 20 MW_{th}, concluyendo que aumentando el tamaño del reactor y dotando de un concentrador secundario que permitiese alcanzar flujos de irradiancia de 2000 W m^{-2}, se podían obtener rendimientos de hasta el 55%.

Después de varios estudios sobre almacenamiento termoquímico basado en pares redox de óxido de cobalto, el DLR adaptó un horno rotatorio para realizar el proceso con energía solar concentrada[39]. Destacaron que, de esta manera, el material de almacenamiento se calentaba directamente por la radiación solar y una buena mezcla de las partículas garantizaría una distribución de temperatura homogénea durante la etapa endotérmica. El concepto propuesto por Neises y col.[39], tenía que ir acompañado de otros componentes de la planta para llevar a cabo la recuperación del calor solar. El horno rotatorio original fue diseñado más de una década antes y fue probado para la desintoxicación de materiales peligrosos y el reciclado de aluminio[17,40,41,114]. La figura 3.4 muestra un esquema del dispositivo cuando se empleó para el reciclado de aluminio. Consistía en un crisol aislado de carburo de silicio (0.4 m de longitud y 0.2 m de diámetro) y un conducto frontal donde se enfocaba la radiación. El crisol se colocaba en una carcasa metálica aislada girada por un motor. La radiación entraba en el crisol a través del conducto, que tenía un diámetro de 0.08 m. En una campaña experimental en el horno solar DLR, los autores estimaron que el 70% de la radiación de concentración entraba en el receptor. Ellos sugirieron emplear un concentrador secundario para aprovechar mejor la radiación. A diferencia de los prototipos revisados anteriormente, este horno rotatorio funcionaba en modo *batch*. Para el tratamiento de materiales peligrosos, el reactor giraba a 20 rpm, mientras la velocidad de rotación seleccionada en la aplicación de almacenamiento termoquímico fue de 6 rpm.

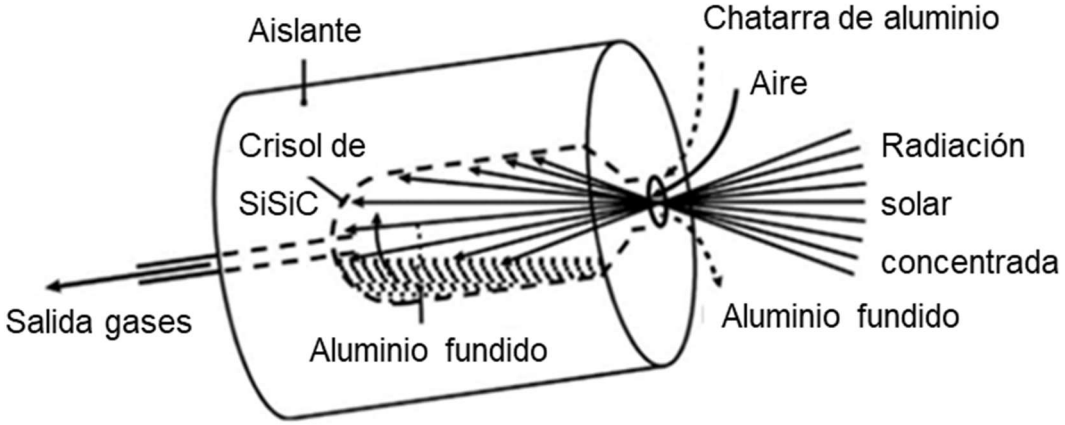


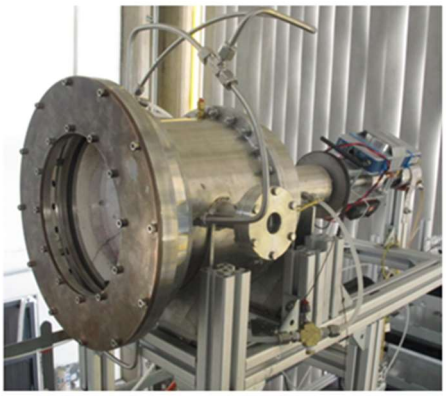
Fig. 3.4: Esquema del receptor rotativo del DLR publicado por Funken y col.[17].

Dado que la velocidad de rotación adecuada depende de la cantidad y del tipo de carga, los prototipos desarrollados para varias aplicaciones deben incluir un controlador de rotación. En concreto, este reactor trabajaba con una inclinación de 13° con respecto al plano horizontal, con el fin de evitar pérdidas significativas por desbordamiento de la radiación, mientras que era posible aumentar la cantidad de reactivo en la carga. Algunos termopares estaban en contacto con la pared, mientras que otros estaban sumergidos en el lecho de partículas; de esta manera, se midieron las temperaturas en diferentes puntos de la cámara de reacción. Los autores destacaron la necesidad de una buena mezcla de las partículas para mejorar la homogeneidad del lecho y el rendimiento del proceso. Además, propusieron operar con altas velocidades de rotación e incluir elementos de agitación en el horno.

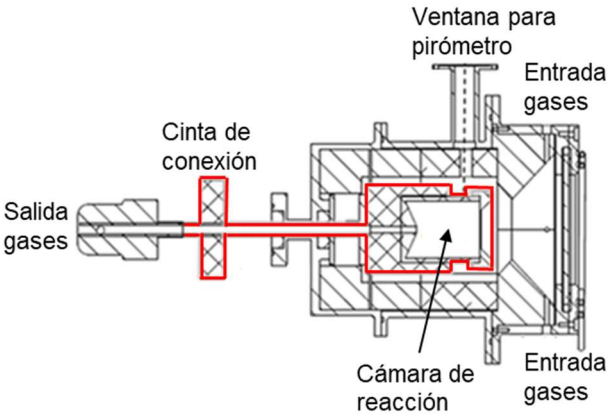
Alonso y col.[38] desarrollaron un horno rotatorio para estudiar el almacenamiento termoquímico de energía solar a base de óxidos de cobre (pares termoquímicos de CuO/Cu_2O). El dispositivo consistía en una cavidad cerámica aislada de 0.058 m de diámetro interior, un diámetro exterior de 0.067 m y una longitud de 0.074 m, cerrado por una carcasa de acero inoxidable. El reactor, en posición horizontal, estaba provisto de una ventana de cuarzo enfriada con agua de 0.210 m de diámetro y 0.008 m de espesor. El gas de arrastre se inyectó en el reactor mediante cuatro perforaciones radiales espaciadas igualmente a través de un cono frontal que separaba la ventana y la cavidad. Después de pasar por la cámara de reacción, el gas salía de la cavidad a través de un conducto colocado en la parte posterior del reactor. La cavidad de cerámica se conectó a un eje y un conjunto de engranajes para que pudiera girar. Las temperaturas se midieron con termopares en varias ubicaciones del cuerpo del reactor. Para medir y registrar las temperaturas en las piezas rotativas, se empleó un dispositivo de adquisición inalámbrico que giraba junto con el reactor. Los ensayos se realizaron en la instalación de horno solar HoSIER del IER-UNAM y consideraron ciclos redox CuO/Cu_2O con un caudal de gas de 10 Nl min^{-1} y una velocidad de rotación de 4 rpm. La CuO se redujo por primera vez en argón y se lograron conversiones en torno al 80%. Posteriormente, se realizaron ciclos de reducción-oxidación en presencia de aire, lo que desfavoreció la tasa

de conversión. Los resultados indicaron que la ciclabilidad de CuO/Cu_2O era factible, pero se requería una optimización de los parámetros de operación del reactor rotativo.

Paralelamente a los estudios sobre almacenamiento termoquímico, los autores analizaron el concepto de reactor solar y el modo de operación. Se llevó a cabo una etapa de investigación preliminar para comparar el dispositivo rotatorio con uno estático[104]. Para tal comparativa, se empleó el reactor solar anteriormente descrito, donde, si el engranaje de accionamiento estaba desactivado, la cámara de reacción permanecía estática. Las Fig. 3.5a y b muestran una fotografía del reactor solar y un boceto donde las partes rotativas están resaltadas en gris, las cuales no giraban cuando se trabajaba en modo estacionario. En el caso de los experimentos estacionarios, la muestra se dispuso en un lecho empacado utilizando un crisol de alúmina sintética (*D* de 0.014 m y *L* de 0.025 m) como soporte de la muestra (ver Fig. 3.6a). Para comparar los comportamientos rotativos y estáticos, el reactor solar operó en el horno solar del IER-UNAM con y sin conectar el engranaje, en las mismas condiciones de trabajo (10 g de reactivo y 10 Nl min^{-1} de argón como gas de arrastre) y una velocidad de rotación para el modo rotatorio de 4 rpm. Se realizaron reducciones de dos óxidos diferentes: Mn_2O_3-Mn_3O_4 y CuO-Cu_2O. Para analizar el progreso de las reducciones, se midió la concentración de oxígeno en la salida del reactor. Las Fig. 3.6a y b muestran la disposición del material reactivo en el interior del crisol según el modo de operación. La medición del oxígeno administrado indicó que la fracción de CuO convertido era sólo del 16% para el caso estático. Sin embargo, en modo rotatorio, la rotación mejoró la transferencia de calor entre las fases gaseosa y sólida, logrando una temperatura de las partículas más homogénea. Además, el movimiento de las partículas ayudó a disminuir su sinterización y fusión, como fue indicado también por Neises y col[39]. Así, para la reducción de CuO en modo rotatorio, se logró el 80% de la conversión.



(a)



(b)

Fig. 3.5: a) Fotografía del horno rotativo utilizado por Alonso y col.[104] en el HoSIER y b) esquema del reactor donde se subrayan en rojo los elementos que pueden girar.

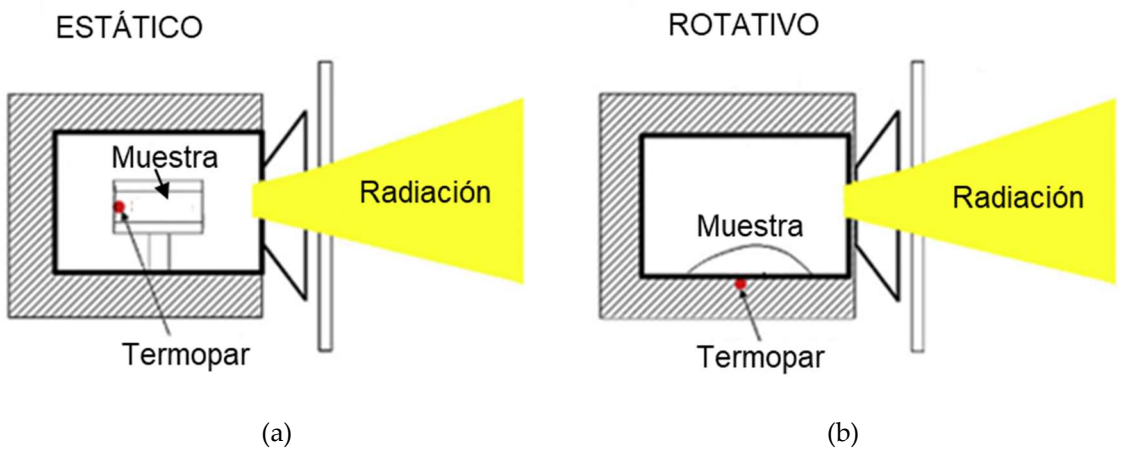


Fig. 3.6: Comparativa de la disposición de la muestra en el interior del crisol. a) Caso estático, b) caso con rotación.[104]

Los estudios sobre los óxidos de manganeso también determinaron un mejor comportamiento para el modo rotativo; pero, debido a la menor temperatura de transición de este caso (temperatura de transición teórica del Mn_2O_3 es de 900 °C en comparación con los 1120 °C para el CuO), las muestras de Mn_2O_3 se convirtieron casi totalmente en ambos modos de operación. Sin embargo, el tiempo de tratamiento requerido para los experimentos estacionarios fue cuatro veces mayor que el necesario para el modo rotatorio. En el estudio se evaluó también la eficiencia térmica del proceso, siendo en todos los casos menor del 3%. Esto se debía a que la cantidad de material tratado era pequeña (10 g) en comparación con la masa del reactor, habiéndose realizado un único tratamiento por lote. En estos casos, la mayoría del calor se empleó para calentar el propio reactor.

Otro estudio realizado en el PSI se basó en el desarrollo de dos reactores rotativos solares para la disociación térmica del óxido de Zinc (ZnO, sólido) en Zn (gas) y O_2 (gas). En 1999, se desarrolló el reactor ROCA[115,116] y en 2006, para mejorar la primera versión, se creó y ensayó el ZIRRUS[117,118]. Ambos receptores/reactores trabajaban con una ventana de cuarzo enfriada por agua. Gracias a los gases que se introducían cerca de la ventana y salían por la parte posterior del reactor, podían trabajar en atmosfera controlada y, a la vez, mantener limpia la ventana de la deposición de partículas. El modo escogido para trabajar era el centrífugo, con una velocidad de rotación de 30-120 rpm, suficiente para que la fuerza centrífuga mantuviese las partículas pegadas contra la pared, generando así, una capa de material que recubría la superficie interior del reactor. De esa manera, los reactivos protegían las paredes de la cavidad de los choques térmicos y se podían alcanzar temperaturas cercanas a los 2000 K. Con este tipo de operación, el *Fr* resultaba igual o mayor a uno. Ese funcionamiento se encontraba también en el reactor diseñado por Trombe, descrito anteriormente. Sin embargo, tal funcionamiento no se encuentra a menudo en los tambores rotativos clásicos, los cuales suelen funcionar fundamentalmente en modo rodante. También se determinó la importancia de evitar la presencia de aire en el interior de la cámara de reacción para favorecer la descomposición

del óxido y, por ello, se trabajaba con una ligera sobrepresión en la cavidad junto con sellos herméticos. Recientemente, el reactor ZIRRUS ha sido ampliado hasta los 100 kW y ha sido probado con éxito para la reducción térmica del ZnO en el horno solar de Odeillo (Francia)[20]; ya que se lograron tasas de disociación de ZnO tan altas como 28 g min^{-1}.

Otro horno rotatorio que se encuentra en literatura se construyó en la Plataforma Solar de Almería (PSA)[119]. Este dispositivo estaba provisto de una ventana de cuarzo para estudiar el tratamiento térmico de los desechos de las minas de mercurio mediante irradiación directa a temperaturas que oscilaban entre 200 y 700 °C. Los experimentos para eliminar los minerales de Hg de los suelos y los desechos de las minas se realizaron bajo una radiación global de aproximadamente 800 W m^{-2} con un tiempo de exposición de entre 120 y 300 min. Los resultados mostraron que los valores más bajos de mercurio en las muestras tratadas se obtuvieron cuando se trabajaba con las temperaturas y los tiempos de exposición más altos.

En el CNRS-PROMES, Abanades y col.[37] diseñaron y construyeron un horno rotatorio solar a escala de laboratorio. El dispositivo consistía en una cavidad rotatoria (diámetro 0.06 m, longitud 0.05 m) con una apertura de 0.012 m de diámetro. Este reactor solar se empleó para probar la reducción de ZnO en Zn metálico y su diseño incluía un sistema de alimentación con un tornillo de Arquímedes. El gas de Zn se condensó y se recogió en un filtro. El reactor funcionó a presión reducida para favorecer las reducciones térmicas los óxidos metálicos, y a su vez, se empleó una ventana hemisférica para facilitar el trabajo con presión reducida y para mantener la ventana alejada del foco del concentrador donde incidía la radiación. Se realizaron estudios para seleccionar la mejor geometría y el material de la cavidad rotativa, de forma que se evitaran problemas como la fusión y el agrietamiento, y mejorar además la trayectoria de la corriente de gas. El diseño de cavidad seleccionado fue finalmente un tubo de aluminio encapsulado en un aislamiento altamente eficiente (conductividad de 0.18 W m^{-1} K^{-1} a 1000 ° C). Con estas características, los investigadores obtuvieron un rendimiento máximo de recuperación de partículas en el filtro del 21% y un rendimiento de disociación de hasta el 87% (contenido de peso de Zn en el polvo final) para un caudal de gas neutro de 5 Nl min^{-1} (con una relación de dilución típica de 300)[120].

Con la información recogida y resumida en la Tabla 3.6, a partir de los trabajos que se han comentado anteriormente, se puede concluir que el funcionamiento típico de un horno rotativo solar consiste en la entrada de radiación concentrada por la apertura del receptor y su incidencia tanto en las paredes de la cavidad como sobre el lecho de partículas. Parte de la radiación es absorbida por las propias paredes y el lecho, y parte es reflejada hacia el interior de la cavidad y hacia el exterior por la apertura del receptor. Además, estando el dispositivo a una temperatura elevada (cientos de grados por encima de la temperatura ambiente), la emisión de radiación del material granular y de las paredes es significativa.

Tabla 3.6: Características principales de los receptores/reactores rotativos solares.

Autor principal	Institución	Año	Material	Modo de operación	Caudal (kg/h) o masa (kg)	Velocidad rotación (rpm)	Inclinación (°)	Temperatura (°C)	Potencia receptor (kW)	Dimensión (m)	Eff. máx. (%)	Aplicación
Flamant	CNRS/ PROMES	1979	Arena	Continuo	0.03-3	4-25	5	300-1500	2	D 0.024 L 0.09	30	CaO, TES
Sammouda	CNRS/ PROMES	1999	Arena	Continuo	320-550	N.a.	6-8	950	141-160	D 0.64 L 1.2	66	TES
Schunk[118]	PSI	2008	ZnO	Semi-Disc.	0.049-0.745.	30 -120	0	1900	10	Da 0.06	1.1	WSTC
Meier[111]	PSI	2004	$CaCO_3$	Continuo	4	2-7	0	1150	10	D 0.35 L 0.6	20	CaO
Meier[112]	PSI	2006	$CaCO_3$	Indirecto	0.6-3	8-18.	>0	1150	10	D 0.225 L 0.252	35	CaO
Abanades[37]	CNRS/ PROMES	2007	ZnO	Continuo	0.0036	N.a.	0	<2000	N.a.	D 0.06 L 0.05 Da 0.012	N.a.	WSTC
Koepf[20]	PSI	2013	ZnO	Continuo	0-3.3	N.a.	0	1800	100	D 0.58 L 0.83 Da 0.52	3	WSTC
Funken[17]	DLR	2001	Al + sal	Por lote	1	20	-13	800	10	D 0.2 L 0.4	N.a.	Metales
Neises[39]		2012	Co_3O_4		0.125 – 0.250	6	≤0	900		Da 0.08	N.a.	TCS
Navarro[18]	PSA	2009	Suelos	Por lote	N.a.	N.a.	>0	200-700	N.a.	N.a.		CaO
Alonso[104]	IER-UNAM	2015	CuO	Por lote	0.01	4-30	0	1100	10	D 0.067 L 0.074	<3	TCS

A esto hay que sumar que el lecho y las paredes intercambian calor por convección con el aire que entra y sale por la apertura del dispositivo y, también, que es necesario considerar el intercambio por conducción entre las paredes de la cavidad y el lecho de partículas.

A partir de lo analizado hasta ahora, se ha encontrado que los puntos más relevantes para el diseño y la operación de hornos rotativos solares se detallan a continuación:

- los hornos rotativos muestran el potencial para alcanzar altas temperaturas por encima de los 2000 °C;
- si la radiación se enfoca en la apertura del horno, a mayor ratio L/D, mayores serán los gradientes térmicos a lo largo del eje longitudinal;
- un diseño del receptor con una apertura de menor diámetro que el tambor favorece la reducción de las pérdidas por reflexión y térmicas. Adicionalmente, se puede aumentar la cantidad de material a tratar en el caso de funcionamiento por lotes y, a su vez, permite aumentar el tiempo de residencia para los tambores que operan en continuo;
- el modo de operación continuo con tiempo de residencia controlable hace que los hornos rotativos sean operativamente flexibles. Para ello, se necesita una velocidad de rotación variable y un caudal de las partículas adaptable a los requerimientos de diferentes procesos. Además, en los dispositivos solares es necesario considerar la posible variación de la radiación entrante en la cavidad y, dependiendo de ello, poder modificar las condiciones de trabajo para asegurar un material a la salida en las mismas condiciones térmicas;
- las emisiones térmicas y las reflexiones hacia el exterior son dos de las fuentes identificadas de pérdidas de calor. Para reducirlas, se pueden emplear concentradores secundarios que deben protegerse de la deposición de partículas. Para ello, una de las estrategias encontradas fue separar mediante un conducto estrecho el comienzo del tambor del receptor/reactor y la apertura donde incide la radiación;
- controlar la atmósfera dentro de la cámara de reacción permite ampliar el campo de aplicación de hornos rotativos solares. Para lograrlo, es útil incorporar ventanas transparentes, cierres herméticos y trabajar bajo una pequeña sobrepresión dentro de la cámara. La ventana debe mantenerse fría y limpia mediante un manejo adecuado de las líneas de flujo de gas dentro de la cavidad;
- para la optimización del prototipo, se podrían requerir varias etapas de diseño y construcción. En estas etapas, se suele mejorar el aislamiento para reducir las pérdidas por conducción y, en otros casos, para recuperar el calor no aprovechado de forma que aumente la eficiencia del dispositivo;

- una buena mezcla de partículas dentro del horno ayuda a homogenizar la temperatura del material y, normalmente, favorece el rendimiento o la tasa de conversión de los reactivos en los reactores termoquímicos, favorece el control del sistema y reduce el estrés térmico en los materiales. Para tal fin, los modos rodante y cascada son los que favorecen un buen mezclado del material granular. Dichos modos se pueden lograr definiendo una correcta velocidad de rotación y grado de llenado del tambor, y mediante la inserción de elementos de agitación. Sin embargo, la selección del movimiento del lecho más adecuado dependerá de las características del proceso a realizar;
- se requiere instrumentación para la medición de la temperatura en el receptor de forma que se consiga realizar un seguimiento de la progresión del proceso. Una combinación de termopares y sistemas de medición sin contacto podría ayudar a aumentar el registro de datos útiles y su calidad.

Adicionalmente, se han analizado algunas de las limitaciones que afectan a los hornos rotativos solares, siendo las más destacables las descritas a continuación:

- para aplicaciones de muy alta temperatura, se necesitan materiales específicos que puedan soportar los rangos de temperatura de trabajo y el choque térmico. Estos materiales no siempre son fáciles de adquirir y tienen un elevado coste;
- la medición precisa de la temperatura en hornos rotativos solares sigue siendo un desafío importante. La presencia de radiación dificulta el uso de termopares dentro de la cavidad rodante y los métodos de no contacto necesitan disponer de la visión del área que se pretende medir y, a su vez, proporcionan una medida superficial de la temperatura, sin poder dar información de la temperatura en el interior de los materiales y, en particular, del lecho granular. Los termopares generalmente ofrecen mediciones fiables, pero éstas se ven afectadas de forma importante si están en contacto directo con la radiación, puesto que pueden sobreestimar la temperatura medida y pueden dañarse debido a la radiación incidente. Por otro lado, los métodos de medida de temperatura sin contacto requieren el desarrollo de metodologías específicas para discriminar la radiación reflejada de la emitida, para lo que deben considerar las propiedades ópticas de los materiales según la variación de las condiciones de contorno con el fin de obtener una medida fiable. Además, dentro de una cavidad, las múltiples reflexiones y la presencia de superficies de diferentes temperaturas, complican el discernimiento de la radiación emitida;
- para permitir la entrada de la radiación, los hornos rotativos solares deben tener una apertura en uno de los lados del tambor. Algunos autores han observado problemas operativos relacionados con la fuga de material a través de dicha apertura. Una solución es incorporar una ventana transparente que, además, permite trabajar bajo atmósferas controladas. Sin embargo, se debe prestar atención al mantenimiento de la ventana refrigerada y protegerla de deposiciones; de lo

contrario, la ventana podría romperse por choque térmico y/o reducir su transmitancia con un efecto directo en la eficiencia térmica del reactor. Además, las ventanas con deposiciones también pueden absorber radiación solar a ciertas longitudes de onda, reduciendo así el flujo térmico asociado a ella.

3.2.1. Modelos numéricos para receptores solares rotativos

El análisis térmico en receptores de partículas requiere poder integrar el comportamiento fluidodinámico con la transferencia de calor, masa e incluso posibles reacciones químicas. Dentro de la transferencia de calor, además, hay que diferenciar entre intercambio por radiación, convección natural y/o forzada y conducción. La simulación del intercambio de calor por radiación en la cavidad de un receptor solar es todavía un tema desafiante; la absorción y la emisión de radiación en las superficies del receptor y en el material se definen mediante ecuaciones que varían en función de la longitud de onda, de la dirección y de la temperatura. Otro tema difícil de abordar es la modelización de la conducción a través del lecho de partículas en movimiento. A pesar de ello, algunos autores han conseguido realizar modelos numéricos para diferentes tipos de receptores o reactores rotativos solares y han podido evaluar la transferencia de calor en el interior de estos dispositivos.

Sammouda y col.[42] analizaron teórica y experimentalmente los diferentes fenómenos de intercambio de masa y transferencia de calor entre las partículas de arena inerte calentadas hasta temperaturas superiores a 1000 °C mediante radiación solar concentrada. En el receptor descrito en el apartado 3.2 e ilustrado en la Fig. 3.3 se muestran los distintos intercambios de calor en las diferentes superficies del horno. En el modelo que desarrollaron los investigadores, basándose en la condición de sólidos bien mezclados, se asumió que la capa externa y el interior del lecho alcanzan una temperatura similar. Por lo tanto, la carga sólida se consideró como un medio poroso donde el coeficiente de transferencia de calor entre los sólidos granulares y el aire era infinito, y donde las partículas de la misma sección transversal tenían la misma temperatura. En ese modelo, el gas se consideró completamente transparente a la radiación solar. Con respeto al intercambio radiativo, Sammouda y col. simplificaron el estudio de este proceso considerando las paredes del horno como superficies grises, difusas, opacas y con propiedades radiativas independientes de la temperatura. Con estas suposiciones, la temperatura de la pared lateral y de las partículas sólo dependía de la posición a lo largo del eje longitudinal. De hecho, la rotación del horno homogeneizaba la irradiancia sobre la pared lateral y permitía lograr una temperatura uniforme en cada segmento con forma de anillo en que estaba divida la cavidad cilíndrica para la resolución numérica. Los perfiles de temperatura simulados y medidos presentaron diferencias de alrededor un 10% cerca de la apertura del horno, mientras que se encontraron diferencias mayores para el resto del horno.

Schunk y col.[106] realizaron un modelo de transferencia de calor CFD transitorio para el receptor-reactor solar ZIRRUS empleado en la disociación térmica del óxido de cinc (ZnO), descrito en el apartado 3.2. El modelo fue validado con los ensayos experimentales y fue utilizado para su escalado a 1 MW. El horno funcionó en modo semidiscontinuo a alta velocidad (30-120 rpm), obteniendo un comportamiento del lecho de tipo centrífugo. Las partículas recubrían la pared interna del crisol y, en el modelo que desarrollaron, el ZnO se consideraba como una capa sólida. El intercambio neto de calor por radiación en el crisol se modeló mediante la aplicación de un método Monte Carlo de trazado de rayos para estimar la distribución del flujo de radiación en la cavidad procedente de un simulador solar de alto flujo. Combinando la distribución de irradiancia con el método de la radiosidad aplicado a un recinto cerrado, podían cuantificar la radiación emitida de forma difusa por las paredes de la cavidad. Además, en dicho modelo, la conductividad térmica efectiva del medio granular se consideraba como la suma de las contribuciones por radiación y conductivas. La primera se obtuvo mediante la aproximación de difusión de Rosseland, mientras que la segunda correspondía a la conductividad estudiada para un lecho empacado con una porosidad nula. Los coeficientes de transferencia de calor por convección en las superficies internas de la cavidad, paredes externas y ventanas de cuarzo se obtuvieron mediante simulaciones CFD y correlaciones que se encontraron en la literatura, definidas según la velocidad angular y las longitudes características. Con este modelo, los autores pudieron estimar una temperatura superficial uniforme máxima de aproximadamente 1800 °C en la capa de ZnO y un rendimiento del 1.1%, el cual podía mejorarse hasta un 16.9% reduciendo la apertura del reactor. En el escalado a 1 MW, conseguían obtener rendimientos de hasta el 55.9%.

Tescari y col.[121] modelaron el horno rotativo solar, presentado en el apartado 3.2, que fue utilizado por Neises y col. para procesos termoquímicos. En este trabajo, los autores investigaron diferentes modelos de radiación y optimizaciones de diseño (grosor del aislamiento, tamaño de la apertura) del dispositivo. El método de ordenadas discretas (DO) se usó para evaluar la influencia de la ventana de cuarzo y el modelo de superficie-superficie (S2S) se seleccionó para disminuir el tiempo de cálculo en los casos en que era posible despreciar la absorción en los medios semitransparentes. Para el modelo DO, la ventana del reactor se modeló como un volumen de cuarzo rodeado por superficies transparentes. Se utilizó una absortividad del cuarzo con dos bandas: una, en la que el material era completamente transparente y otra, por encima de los 3500 nm, donde tenía una alta absortividad. En la cara externa se tuvo en cuenta que incidía una irradiancia uniforme. En el caso del modelo S2S, se consideró que la apertura era una superficie ficticia opaca a una temperatura equivalente. Los resultados obtenidos con ambos modelos mostraron la misma tendencia y, por lo tanto, se utilizó el modelo S2S para optimizar el diseño del reactor. En este análisis se asumió que el gas de alimentación era transparente a la radiación y que el flujo era de tipo laminar debido a las bajas velocidades de operación. En el exterior del reactor, el intercambio de calor se asumió

que fuese por convección y radiación, para lo que se usaron correlaciones empíricas. Los resultados obtenidos con el modelo CFD se validaron comparando la evolución de la temperatura en un punto específico de la pared del crisol con la temperatura medida experimentalmente en el mismo punto, encontrándose una buena concordancia entre la simulación y los resultados experimentales. Sin embargo, no hay referencia alguna sobre la distribución de la temperatura en el lecho de partículas.

Abanades y col.[37] diseñaron y simularon un reactor solar a escala de laboratorio para la reducción térmica de óxidos metálicos involucrados en los ciclos termoquímicos de separación del agua para la producción de hidrógeno. Las partículas entraban en la cavidad del reactor mediante un tornillo sin fin y se dispersaban. Al estar irradiadas por radiación solar, éstas se disociaban en productos en fase gaseosa antes de que pudieran formar un lecho de partículas cerca de la pared del crisol. Para simular el comportamiento del reactor, se llevó a cabo un modelo multifase con un enfoque lagrangiano. Con el modelo numérico realizado, los autores pudieron predecir las distribuciones de temperatura y de velocidad del gas, los perfiles de concentración de las especies, las trayectorias de las partículas y la tasa de conversión a partir del grado de finalización de la reacción. Además, la influencia de la radiación solar entrante se implementó mediante un perfil de irradiancia para definir el calor absorbido por la cavidad de la pared interna. En la ecuación de transferencia por radiación, se asumió que las paredes eran opacas, mientras que el gas inerte era transparente a la radiación. En el modelo de radiación, se incluyó también, el efecto de las partículas sólidas discretas, para lo que la ecuación de transferencia por radiación se resolvió con el modelo de radiación gris de ordenadas discretas (DO), que incluía la absorción, emisión y dispersión de las partículas.

En el caso del horno rotativo para el reciclado de aluminio que se muestra en la Fig. 3.4, Alexopoulos y col.[40] realizaron un modelo matemático unidimensional para predecir el comportamiento térmico en transitorio. En el modelo, el volumen del reactor se dividió en 3 celdas dispuestas longitudinalmente y se realizaban balances de energía para cada material (aire, sal y aluminio). Se asumió que el calor se intercambiaba sólo por convección. La radiación incidía sobre las paredes internas de la cavidad y sobre la sal (una mezcla de NaCl, KCl y CaF_2). El aluminio, que estaba cubierto por la sal, sólo recibía el calor por convección. Los coeficientes de transferencia de calor requeridos se obtuvieron de correlaciones existentes en la literatura. La transferencia de calor por radiación dentro del horno rotatorio se calculó con el método de zonas de radiación (o método de la radiación neta) donde se aplicaron las leyes de Lambert y Kirchhoff y se consideró también que las aperturas actuaban como cuerpos negros, que el gas era un medio transparente a la radiación, que la pared interior y el flujo de sal eran superficies difusas y grises y que la difusión de la radiación por las moléculas del gas era insignificante. El modelo se validó con los resultados experimentales en una planta piloto comparando las temperaturas en dos puntos de las paredes del receptor. Posteriormente, el modelo se utilizó para la predicción de un posible escalado a tamaño

industrial. Las dimensiones del horno evaluado eran de 5 m y tenía la capacidad de operar con hasta 8000 kg de aluminio en modo *batch*. A lo largo de un día se asumía poder realizar entre cuatro y cinco lotes con una duración de dos horas. Para las operaciones de carga y descarga del material, se consideró una duración de 50 minutos. En estas condiciones, se estimó que la eficiencia de un ciclo, sin considerar el precalentamiento del reactor, podía llegar a casi el 80%.

En la Tabla 3.7 se resumen las características principales de los modelos mencionados y se indican las correlaciones empleadas en los diferentes intercambios de calor. Como se puede ver, cada autor utilizó modelos o correlaciones diferentes para simular los diferentes flujos de calor que se generan en un receptor rotativo. Estas diferencias se explican porque, en cada caso, el comportamiento fluidodinámico no es siempre el mismo y, además, en los receptores solares se aprecia una mayor variación de los modos de operación comparados con los hornos rotativos tradicionales, ya que en los dispositivos solares se emplea el modo centrífugo, como en los receptores del PSI, o diferentes modos en los que las partículas se dispersan en la cavidad sin formar un lecho concreto, como en el caso indicado por Abanades y col. Por lo tanto, en los modelos tratados en esta tesis y descritos en el capítulo 5, se emplearán modelos matemáticos específicos según el caso.

A partir del análisis de los trabajos referenciados, se ha podido confirmar que el modelado computacional se presenta como una herramienta poderosa para estudiar la dinámica de fluidos, los fenómenos de transferencia de masa y calor y las reacciones químicas que tienen lugar en los hornos rotatorios solares. Sin embargo, suelen aparecer algunas dificultades para simular el proceso real y es necesario aplicar simplificaciones y suposiciones para obtener soluciones aproximadas. Las incertidumbres debidas a las siguientes aproximaciones son generalmente aceptadas en los trabajos de literatura:

- la radiación entrante representa la principal contribución a los mecanismos de transferencia de calor en los reactores solares. En un horno rotativo solar, la radiación incide en las paredes internas del reactor y el lecho granular, pero también sobre otros componentes debido al fenómeno de desbordamiento de la radiación. Para simular la radiación solar, generalmente se implementa un perfil de densidad de flujo en el modelo numérico impuesto normalmente en las paredes del horno y despreciando a menudo su contribución sobre los otros componentes;
- las propiedades ópticas de los materiales considerados en los modelos deben implementarse correctamente para lograr precisión en los resultados. La absorción y emisión de radiación solar en las superficies del receptor varían en función de la longitud de onda, de su dirección y de la temperatura, información que es difícil de conseguir. Por ello, en la mayoría de los casos, se han encontrado simplificaciones que consideran las paredes del horno grises, difusas y opacas con propiedades de radiación independientes de la temperatura;

- algunos modelos de simulación, como el S2S, se emplean generalmente para reducir el tiempo de cálculo, aunque no pueden alcanzar precisión en los resultados. Por ejemplo, el modelo S2S no considera medios semitransparentes como ventanas de cuarzo, partículas en suspensión o medios gaseosos a alta temperatura; por lo tanto, su uso está limitado a un cálculo aproximado o a su combinación con otros modelos.

Tabla 3.7. Características principales de los modelos térmicos y fluidodinámicos empleados para receptores/reactores rotativos solares. En los casos posibles, se indica el autor de la correlación empleada para el tipo de material o flujo considerado, donde g es el gas, s las partículas o el lecho y w la pared.

Autor principal e institución	**Año**	**Tipo análisis**	**Modelo fluidodinámico**	**Modelo Radiación**	**Intercambio de calor por convección**	**Intercambio de calor pared-sólido**	**Conductividad efectiva**
Sammouda[42] CNRS/ PROMES	1999	Térmico estacionario 1D longitudinal	N.a.	Método Gebhart Superficies grises difusas Gas transparente	g-w: 10% potencia incidente sobre superficie g-s: 5-6 veces intercambio con pared	Wachters	Valor medio ponderado con la porosidad entre fluido y gas
Schunk[106,118] PSI	2008	CFD térmico transitorio	g: Flujo turbulento SST s: N.a.	MC + Radiosidad Superficies grises difusas Gas transparente	Del modelo CFX	N.a.	Conductividad por difusión de Rosseland y conductividad lecho poroso (con porosidad nula
Tescari[121] DLR	2013	CFD transitorio	g: Flujo laminar s: N.a.	DO – S2S	Del modelo Fluent	N.a.	N.a.
Abanades[37] CNRS/ PROMES	2007	CFD 2D transitorio	g: Flujo laminar s: Multifásico lagrangiano	DO	Ranz-Marshall correlation	N.a.	N.a.
Alexopoulos[40] DLR	2015	Térmico transitorio 1D	N.a.	Zonas de radiación Superficies grises difusas Gas transparente	g-w: Patisson g-w: Gorog	N.a.	N.a.

4. Materiales y metodología experimental

4.1. Horno Solar del Instituto de Energías Renovables (HoSIER)

4.1.1. Descripción del HoSIER

En el Horno Solar del Instituto de Energías Renovables (HoSIER) de la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM) se realizó una campaña experimental preliminar para comprobar el funcionamiento del receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta (UARR) descrito en el apartado 4.3. El HoSIER está compuesto principalmente por un heliostato, un concentrador óptico y un atenuador. El heliostato de 81 m^2 redirige la luz solar hacia el concentrador óptico y éste focaliza la radiación sobre el receptor situado en la región focal. El concentrador tiene una superficie total de 38.5 m^2 y está compuesto por 409 facetas esféricas hexagonales con una distancia focal media de 3.68 m. El atenuador permite la regulación de la potencia del HoSIER cambiando su apertura (ver Fig. 4.1 y 4.2).

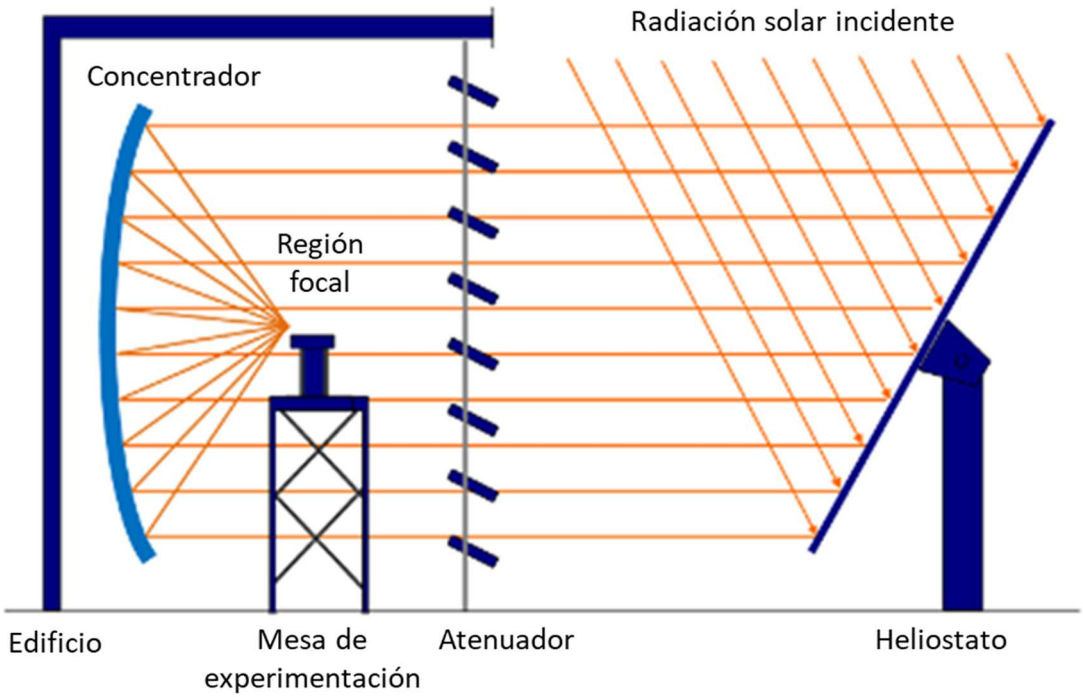


Fig. 4.1. Esquema simplificado del horno solar con los principales elementos[122].

(a) (b)

Fig. 4.2. (a) Fotografía interior del HoSIER donde se aprecia el concentrador y el UARR montado en la región focal. (b) Fotografía exterior del horno solar del IER donde se aprecia el heliostato a la derecha y, a la izquierda, la parte externa del atenuador que cierra el edificio que contiene el concentrador.

4.1.2. Evaluación de la potencia y de la distribución de irradiancia en el HoSIER

La metodología y los resultados indicados en este párrafo están extraídos del trabajo presentado en el congreso SolarPaces 2017 con el título *"Thermal behavior and heat-flux distribution in a solar rotary kiln"*.

4.1.2.1. Cálculo de la potencia del HoSIER en los ensayos experimentales

Para la evaluación de la potencia incidente y la distribución de irradiancia en el HoSIER se adoptó una metodología indirecta que no requería el uso de un medidor de flujo de radiación (radiómetro o calorímetro). Los métodos directos son los más utilizados porque proporcionan mayor precisión a la medida[123–126]; sin embargo, el método indirecto es útil para una evaluación inicial de la potencia incidente o cuando esos sensores no están disponibles, como en el caso aquí presentado. El equipo experimental utilizado consistió en un blanco lambertiano refrigerado por agua situado en el plano focal y una cámara CCD de 8 bit (Pike F-032). Con el fin de determinar la distribución espacial de irradiancia, con la cámara CCD se tomaron imágenes sobre el blanco lambertiano para diferentes aperturas del atenuador, asegurándose de no saturar las imágenes tomadas. Posteriormente, se estimaron las pérdidas en cada componente que la radiación encuentra en su recorrido entre el Sol y el blanco. Algunas de estas pérdidas están relacionadas con las propiedades ópticas de las superficies, como la transmitancia del vidrio en los espejos de heliostato (τ), la reflectancia de los espejos del helióstato (ρ_h) y la del concentrador (ρ_c). Otras pérdidas de radiación se deben a obstáculos físicos que bloquean la trayectoria del haz solar, como los componentes fijos del horno (Sh_f), la instrumentación experimental específica (Sh_{ex}) y el grosor de las láminas del atenuador (Sh_s). Además, la suciedad en el helióstato (So_h) y en los espejos

concentradores (So_c) reducen el flujo de radiación en el blanco. Cada factor de la ecuación 4.1 puede considerarse como una eficiencia y es posible multiplicarlos entre ellos para evaluar el factor de horno solar (*SFF*).

$$SFF = \tau \cdot \rho_h \cdot \rho_c \cdot Sh_f \cdot \mathrm{Sh_{ex}} \cdot \mathrm{So_h} \cdot \mathrm{So_c} \tag{4.1}$$

En la Tabla 4.1, se enumeran los principales parámetros para la evaluación del *SFF* y se incluye tanto sus valores como los errores relativos y absolutos. La mayoría de los datos corresponden a los valores nominales declarados en la tesis de doctorado de Pérez-Enciso[127]. Debido a que las mediciones del ensuciamiento de los reflectores no estaban disponibles, para los espejos del heliostato se consideró el valor promedio de la pérdida de reflectividad informada en Roth y Pettit[128]. En el concentrador del HoSIER se pudo observar que, debido a su posición vertical, la suciedad afectaba principalmente a las facetas inferiores; ya que presentaban una inclinación menor y se favorecía la deposición del polvo sobre ellas. Además, considerando que el concentrador se encontraba en un ambiente cerrado y no a la intemperie, conservativamente se le atribuyeron unas pérdidas por ensuciamiento iguales a la mitad de las del heliostato.

Una vez obtenido el valor del *SFF*, la potencia solar (*SP*) incidente sobre el blanco se pudo calcular con la ecuación 4.2,

$$SP = SFF \cdot Ap\% \cdot DNI \cdot A_{conc} \tag{4.2}$$

donde $Ap\%$ es el porcentaje de apertura del atenuador, DNI es la irradiancia normal directa en W m^{-2} y A_{conc} es el área del concentrador. Con los valores indicados en la Tabla 4.1, se estimó un SFF de 0.58 con una incertidumbre de ± 15%.

Para el cálculo de la potencia se consideró un DNI de 750 W m^{-2}, un $Ap\%$ del 3% y un A_{conc} de 38.5 m2 y se obtuvo un *SP* de 504 W que aproximadamente correspondía a 500 W con una incertidumbre de ± 90 W. La incertidumbre de la potencia se obtuvo asumiendo un error relativo del 1% en la medición del DNI y del 3.3% en el cálculo de $Ap\%$. El error correspondiente a A_{conc} se consideró despreciable.

Como se mencionó anteriormente, la incertidumbre es considerablemente mayor que la obtenida utilizando métodos directos, los cuales deberían emplearse si se requiere una mayor precisión. En un radiómetro Gardon la precisión suele ser del ± 3%, mientras las mediciones de un calorímetro pueden alcanzar desviaciones superiores al 10% en comparación con los valores del radiómetro Gardon [129]. Sin embargo, para el objetivo de este trabajo preliminar se consideró que la incertidumbre es aceptable.

Tabla 4.1. Factores que intervienen en el cálculo del factor de horno y de la potencia solar con incluyendo la correspondiente incertidumbre.

Parámetro	Símbolo	Valor	Error absoluto	Error relativo	Unidad de medida	Ref.
Transmitancia vidrio	τ	0.9400	0.0009	0.1%	-	[127]
Reflectividad heliostato	ρ_h	0.9100	0.0009	0.1%	-	[127]
Reflectividad concentrador	ρ_c	0.9100	0.0009	0.1%	-	[127]
Sombreado horno	Sh_f	0.960	0.015	1.6%	-	[127]
Sombreado experimental	Sh_{ex}	0.950	0.015	1.6%	-	[127]
Sombreado atenuador	Sh_s	0.990	0.001	0.1%	-	[127]
Ensuciamiento heliostato	So_h	0.88	0.04	4.5%	-	[128]
Ensuciamiento concentrador	So_c	0.94	0.06	6.4%	-	*
Factor de Horno	$\boldsymbol{SFF}$	**0.58**	**0.08**	**14.5%**	-	**
Apertura atenuador	$Ap\%$	3	0.1	3.3	%	[127]
Irradiancia Normal Directa	DNI	750	8	1.0%	W m^{-2}	[130]
Área concentrador	A_{conc}	38.5	0.0	0.0%	m^2	[127]
Potencia Solar	$\boldsymbol{SP}$	**504**	**95**	**18.8%**	W	***

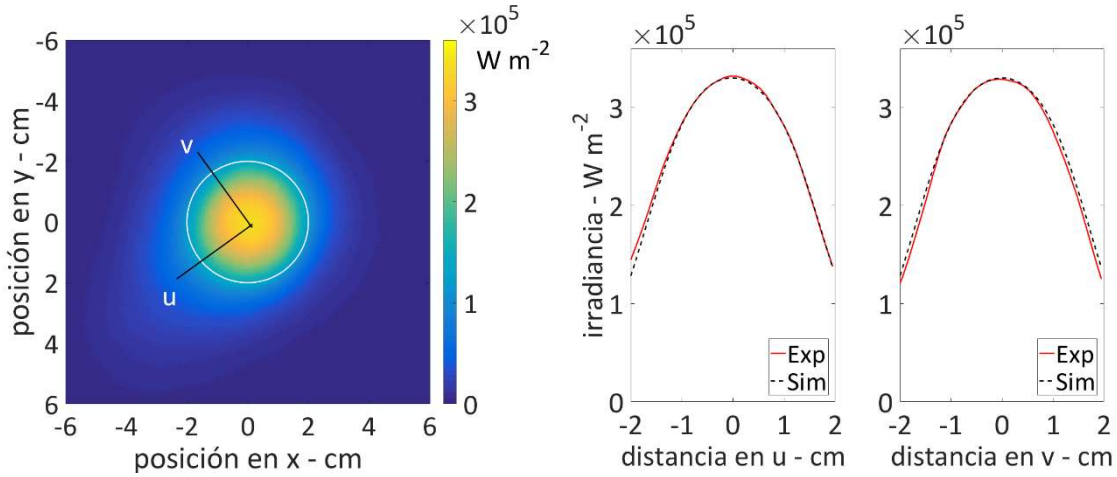
* valor calculado a partir de la referencia [128]
** valor calculado con la ecuación 4.1
*** valor calculado con la ecuación 4.2

4.1.2.2. Evaluación de la irradiancia en el plano focal y en las paredes del UARR

Sucesivamente se analizó la imagen tomada con la CCD para la misma apertura del atenuador y a cada píxel se le asoció un valor de irradiancia. Se asumió que la CCD tenía una respuesta lineal y al valor máximo de la imagen en escala de grises se le atribuyó una intensidad de 345 kW m^{-2} obteniéndose así el valor de *SP* para la potencia incidente en el blanco.

Posteriormente, se realizó un modelo de trazado de rayos que permitiese estudiar la distribución de irradiancia en el interior del receptor solar colocado en el plano focal. Para comprobar la fiabilidad del modelo, la irradiancia experimental sobre el blanco se comparó con los resultados simulados. Para tal propósito, se consideró un concentrador parabólico compuesto de un único espejo con la misma A_{conc} que el real y un absorbedor plano perfecto ubicado en el plano focal, perpendicular al eje del concentrador. Siguiendo la metodología de Roldán y Monterreal[131], se calcularon las direcciones de máxima expansión de la elipse que mejor se aproximaba a la distribución de irradiancia (ver Fig. 4.3a). Además, con esta metodología se pudo calcular la desviación estándar de las funciones gaussianas que se aproximan al error óptico del horno solar en las direcciones de máxima expansión. Sin embargo, como se puede ver en la Fig. 4.3a, la irradiancia experimental presenta una distribución casi circular cerca del centro, donde se encuentra el flujo máximo con algunas distorsiones en la parte externa de la distribución. Por lo tanto, para simplificar la simulación, se asignó un error óptico simétrico (circular) al concentrador. Para ello, se compararon diferentes errores ópticos y se logró un buen acuerdo entre ambos perfiles para un error óptico de 1 mrad. El error relativo a lo largo del "eje u" fue inferior al 1.6% y, a lo largo del "eje v", fue inferior al 2.8% dentro de un área circular de 2 cm de radio. Los perfiles simulados y experimentales se representan en la Fig. 4.3b.

Una vez comprobado que la irradiancia simulada sobre el plano focal fuese suficientemente parecida a la evaluada experimentalmente, se estudió el comportamiento de la radiación en el interior del UARR. En particular, se analizaron los casos del receptor con y sin partículas y se estimó la potencia absorbida por cada superficie.



(a) (b)

Fig. 4.3. (a) Distribución espacial de irradiancia experimental sobre el blanco lambertiano. Las líneas negras representan las direcciones de máxima expansión a partir del centroide de la imagen. (b) Comparación de la irradiancia experimental (Exp) y simulada (Sim) en las direcciones u y v.

Además, se evaluó la posición de la apertura de la cavidad que maximizaba la potencia absorbida por las paredes del receptor y también se estimó el efecto de la emisividad interna de la cavidad. Los resultados de este análisis se muestran en el apartado 6.1.

4.2. Simuladores solares de alto flujo

En esta sección se presentan las características principales de los simuladores solares de alto flujo y se muestran ejemplos de los dispositivos más relevantes instalados en diferentes laboratorios a nivel mundial. El contenido de los apartados siguientes se basa en el artículo *"High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review"* publicado en la revista *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*

4.2.1. Características de diseño de los simuladores solares de alto flujo

La gran mayoría de los simuladores solares de alto flujo (HFSS, *High Flux Solar Simulator*) presenta lámparas de arco montadas en el interior de reflectores elipsoidales truncados. Normalmente, el arco se ubica en el foco más cercano (F1 en la Fig. 4.4a y b) al espejo. De esta manera, el sistema puede concentrar la radiación emitida por la lámpara en el segundo foco (F2 en las Fig. 4.4a y b) del elipsoide. Matemáticamente, la ecuación de una elipse es la siguiente:

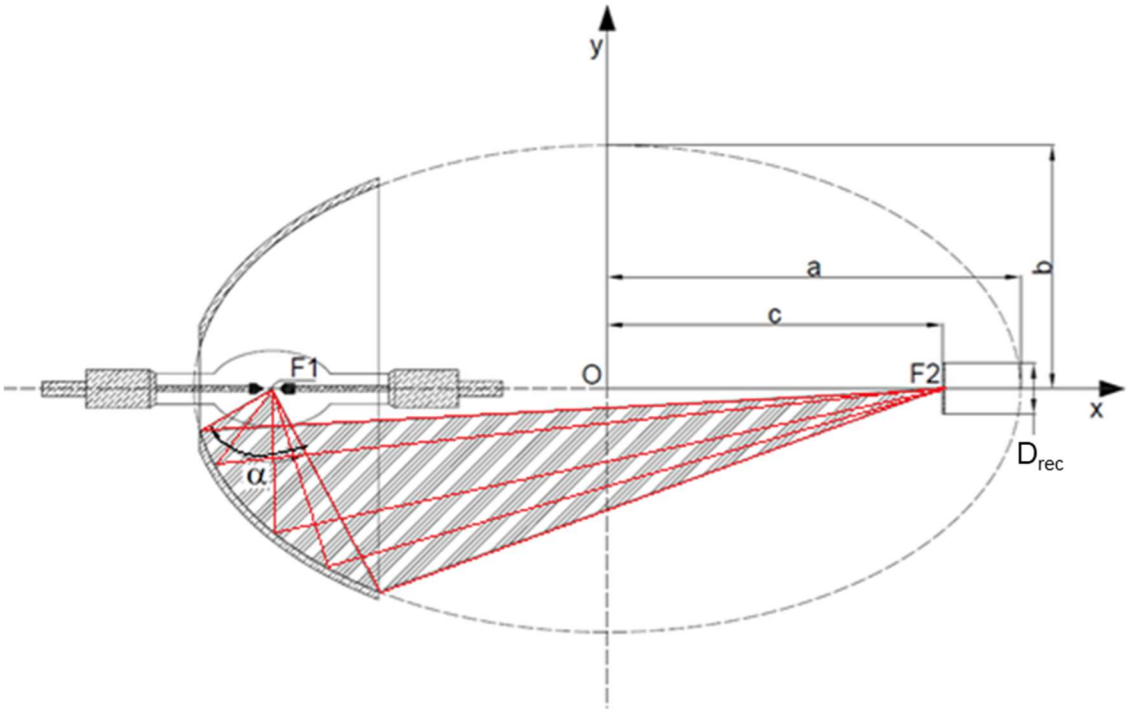
$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \tag{4.3}$$

donde a es el semieje mayor de la elipse y b es el semieje menor. Otros parámetros típicos que caracterizan una elipse son la distancia media entre los focos c y la excentricidad e. Esos parámetros están relacionados con los anteriores por las siguientes ecuaciones: $a^2 + b^2 = c^2$, y $\mathrm{e} = {}^{c}/_{a}$.

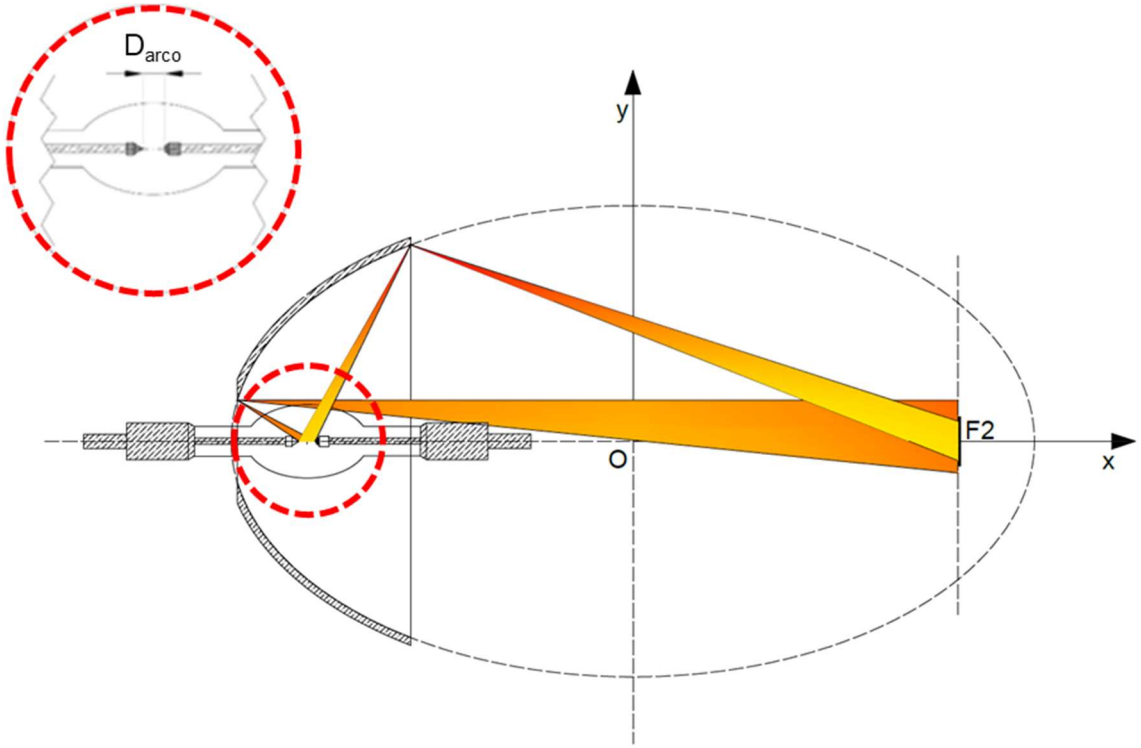
Teóricamente, una fuente puntual genera rayos de luz que se reflejan en el espejo y convergen en el punto F2, representado con las líneas rojas en la Fig. 4.4a. En realidad, como se puede ver en la Fig. 4.4b, la luz emitida no se concentra exactamente en el punto F2 sino al alrededor del segundo foco. Las causas que provocan esta diferencia son múltiples; principalmente se debe a que la radiación no es emitida por una fuente puntual, sino por una con un tamaño determinado y cada punto del espejo refleja un cono de luz proveniente de la fuente. La forma de cada cono de luz depende de la posición relativa entre la fuente y el espejo, y el cono reflejado tendrá una base de mayor tamaño cuanto mayor es la distancia entre el vértice y F2. Por ello, geometrías con menor excentricidad y arcos de menor tamaño pueden reducir este efecto y proporcionar flujos de radiación más concentrados.

Otro factor que hay que tener en cuenta es que la superficie reflectante tampoco es ideal y, por lo tanto, se generan errores ópticos que provocan distorsiones del flujo que llega a F2. Algunos autores[132,133] afirman que la calidad de los reflectores es un factor

crucial para el rendimiento del sistema y que los espejos deben fabricarse y pulirse con la mayor precisión posible.



(a)



(b)

Fig. 4.4. a) Esquema con los parámetros principales de un reflector ideal con forma de elipsoide truncado y fuente puntual. (b) Visualización de las reflexiones en un reflector para una lampada de arco situada en el foco cercano al espejo truncado.

Además, no toda la radiación emitida por la lámpara llega sobre el segundo foco, sino que hay varias pérdidas entre la fuente y el receptor. El ánodo, el cátodo, los cables y los elementos estructurales de las lámparas pueden interceptar y reducir parcialmente la luz reflejada. Normalmente, en fase de diseño, las lámparas se aproximan a fuentes lambertianas; sin embargo, cada lámpara tiene su propia distribución de luz con diferencias entre las posibles direcciones de emisión y también variaciones espaciales de intensidades que hacen que la propia fuente no sea homogénea.

El ángulo de truncamiento (α) que determina el tamaño del reflector es otro parámetro importante a la hora de diseñar el reflector. Este ángulo teóricamente está comprendido entre 0 y 180°; cuanto mayor es su valor, mayor es la potencia de la radiación reflejada (ver Fig. 4.4a). El resto de la potencia fuera de este ángulo se pierde en el ambiente.

Explicaciones detalladas de estos conceptos se pueden encontrar en los trabajos de Bader y col.[134], Ekman y col.[135], Krueger y col.[133], Petrasch y col.[136] y Steinfeld y col.[137].

4.2.2. Tipos de lámparas empleadas en los HFSS

En los HFSS se suele utilizar lámparas de arco. Estas lámparas se constituyen de un cátodo y un ánodo que están encerrados en un bulbo de vidrio para el confinamiento de un gas a presión. Gracias a la diferencia de potencial que se aplica a los electrodos, el gas se ioniza y se produce una descarga eléctrica que genera la emisión de radiación. El tipo de gas utilizado influencia el espectro de la radiación generada. En los HFSS se suele trabajar con lámparas de arco de xenón, argón o haluros metálicos. Con estos gases se obtienen espectros cuya energía está situada prácticamente en su totalidad en el rango de 300-1000 nm. Este rango corresponde con el de la irradiancia normal directa (DNI_λ), que es el espectro solar de referencia para los sistemas de concentración solar. El espectro de emisión de la lámpara de xenón XBO® 7000W/HS OFR empleada en el simulador solar del laboratorio LaCoSA de la Universidad de Antofagasta se muestra en la Fig. 4.5.

En la Fig. 4.6 se comparan las distribuciones de potencia de las lámparas con el DNI_λ para tres rangos espectrales diferentes: ultravioleta (UV, 300 - 400 nm), visible (VIS, 400 - 700 nm) e infrarrojo cercano (NIR, 700 - 1000 nm). Con este análisis, se aprecia que la luz solar natural presenta el 5%, el 58% y el 37% de su energía en el UV, VIS y NIR, respectivamente. Los resultados muestran que las lámparas de haluros metálicos son las que presentan el espectro que se ajusta mejor al de la luz solar natural, mientras que las lámparas de argón emiten una mayor cantidad de luz en el UV (15%) e, igual que las de xenón, presentan picos de emisión en el infrarrojo que provocan que aproximadamente el 49% de la energía total se emita en ese rango espectral. En aplicaciones como la fotovoltaica, donde la naturaleza cuántica de la radiación es un factor clave, la obtención de un espectro altamente parecido al solar tiene una gran relevancia y, por ello, se suelen emplear filtros espectrales[138–141]. Sin embargo, como indicado por Alxneit y Schmidt[142], dependiendo de la aplicación requerida, la necesidad de obtener un espectro muy

parecido al solar puede tener mayor o menor importancia. En el caso presentado en esta tesis, siendo el objetivo principal conseguir el calentamiento de los materiales insertados en el receptor, las variaciones espectrales entre la lámpara de xenón y el espectro solar pueden considerarse de poca relevancia y, por lo tanto, se descartó el empleo de filtros espectrales.

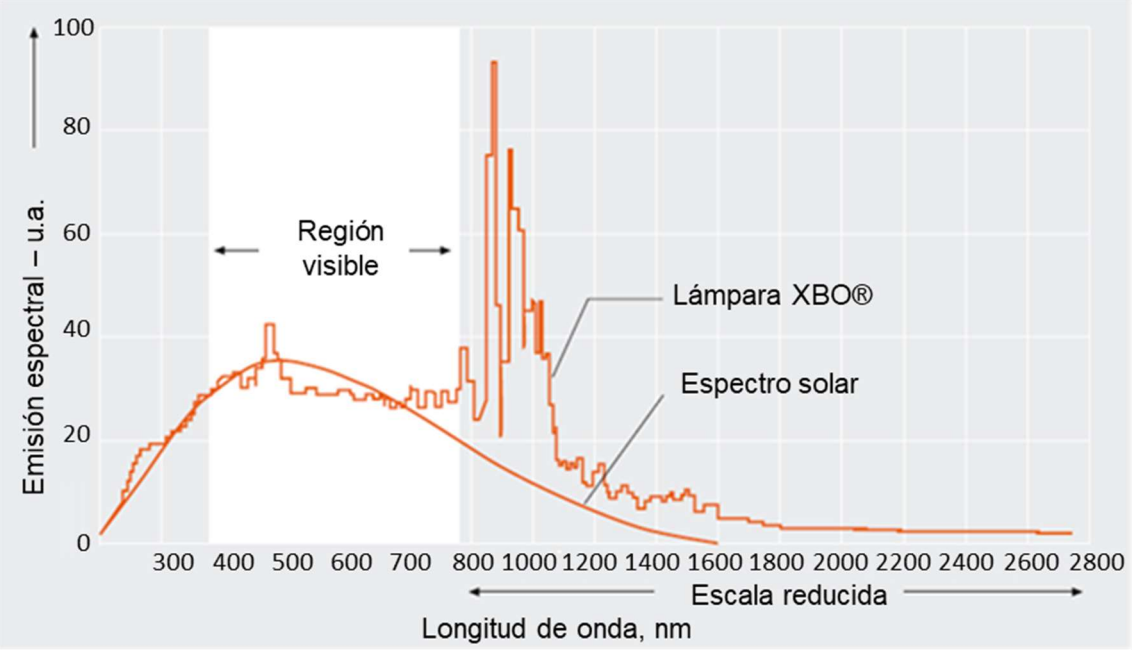


Fig. 4.5. Emisión espectral, en unidades arbitrarias, de una lámpara de xenón OSRAM XBO® y comparación con la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura del Sol. Fuente OSRAM[143]

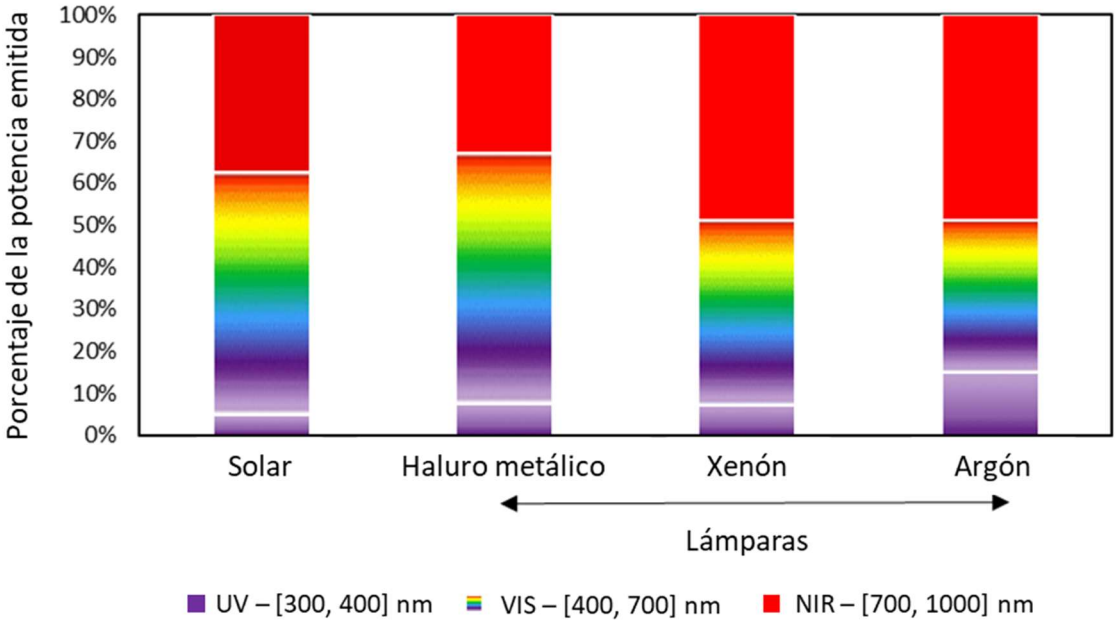


Fig. 4.6. Distribución de la radiación emitida en el rango espectral de 300-1000 nm para diferentes lámparas y comparación con el espectro solar de referencia (DNI_λ).

4.2.3. Principales HFSS instalados en otros laboratorios

En el 1991 se construyó el primer simulador solar de alto flujo en los laboratorios de Berkeley (EE. UU.). Este dispositivo estaba constituido por una lámpara de xenón de 20 kW, acoplada a un espejo con forma de elipsoide truncado y podía alcanzar una irradiancia máxima de 16000 kW m^{-2} y una potencia de radiación de 3 kW sobre un blanco cuadrado de 70 mm de lado. El dispositivo se utilizó para procesos termoquímicos de alta temperatura[144]. Sucesivamente, durante los años dos mil, nuevos simuladores de alto flujo se construyeron en los principales centros de investigación de energía solar concentrada. En la Tabla 4.2 se resume las características principales de los HFSS instalados en los diferentes laboratorios a nivel mundial. Algunos de éstos presentan una sola lámpara acoplada a un concentrador, mientras que otros se constituyen de varios conjuntos lámpara-espejo para aumentar la potencia y la irradiancia alcanzable sobre el receptor.

En muchos estudios, a partir de la potencia de radiación (Q_{rad}) incidente sobre un área de tamaño definido (A_{rec}), se indica el valor de la temperatura de estancamiento (T_s), que corresponde con la temperatura de un cuerpo negro en equilibrio térmico con la fuente de radiación (ver ecuación 4.4). Este valor no representa el valor máximo alcanzable, debido a que es posible intervenir sobre el receptor con materiales selectivos que permitan reducir las pérdidas por radiación; sin embargo, es una aproximación a dicho máximo y proporciona un valor fácil de estimar en términos de temperatura que puede ser utilizado para evaluar el potencial del dispositivo y definir las aplicaciones y los procesos que pueden llevarse a cabo.

Como se puede ver en la Tabla 4.2, los simuladores solares de alto flujo se utilizan fundamentalmente para procesos termoquímicos (TC) pero se usan también para aplicaciones térmicas (Th), fotovoltaica de concentración (CPV), estudios de receptores volumétricos (VR) o motores Stirling (St).

Los concentradores empleados en los diferentes HFSS son principalmente elipsoides truncadas; sin embargo, en algún caso se han propuesto y realizado geometrías diferentes que se basan en acoplar un concentrador primario, normalmente parabólico o esférico, con un concentrador secundario como lentes de Fresnel, espejos parabólicos o cónicos.

Las eficiencias (η) de estos dispositivos suelen ser inferiores al 35% y se calculan como el ratio entre la potencia de radiación (Q_{rad}) generada y la potencia eléctrica (Q_{el}) absorbida por las lámparas (ver ecuación 4.5).

$$q" = \frac{Q_{rad}}{A_{rec}} = \sigma T_S^4 \tag{4.4}$$

$$\eta = \frac{Q_{rad}}{Q_{el}} = \frac{q" \cdot A_{rec}}{\sum_i (I_{arc} \cdot V_{arc})_i} \tag{4.5}$$

donde q" es la irradiancia promedio en W m^{-2} y σ es la constante de Stefan-Boltzmann: $5.67 \cdot 10^{-8}$ W m^{-2} K^{-4}. Esta potencia corresponde a la suma de las potencias eléctricas

absorbidas por cada i-lámpara que constituye el dispositivo. La potencia eléctrica se puede expresar como el producto de la intensidad de corriente (I_{arc}) y la tensión (V_{arc}) que alimentan los electrodos. En la Tabla 4.2, cuando no se disponía de los valores requeridos de flujo o eficiencia, y fue posible calcularlo, se insertaron los valores obtenidos a partir de las ecuaciones 4.4 y 4.5.

Como se puede observar en la Tabla 4.2 y en la Fig. 4.7, la mayoría de los simuladores tiene una potencia total inferior a 50 kW_e y un flujo máximo inferior a 5000 kW m^{-2}. En la Fig. 4.7, el tamaño de los círculos corresponde a la potencia de la lámpara individual montada en los simuladores (la mayoría de los simuladores utilizan lámparas de potencia similares en un rango de 5-7 kW_e). Sólo un simulador solar usa una lámpara de argón: el simulador del ETH[145] que hasta el 2017 representaba el sistema de mayor potencia y que está constituido de una única lámpara de 200 kW. Sólo cuatro simuladores emplean lámparas de haluro metálico y presentan flujos máximos de radiación inferiores a los 1200 kW m^{-2}.

Por último, cabe mencionar el Synlight [22,146,147], inaugurado en 2017 por el DLR, que representa el HFSS con mayor potencia construido hasta la fecha. Está constituido por 149 lámparas de arco corto de xenón con una potencia eléctrica total de más de 1 MW y un flujo máximo de 12500 kW m^{-2}. El conjunto de lámparas puede orientarse para focalizar la radiación en un único punto o generar áreas con formas específicas para adaptarse a varios tipos de receptores. Por razones de escala no se muestra este HFSS en la Fig. 4.7, sin embargo, por dimensiones y potencia es fácil intuir que este dispositivo permite evaluar prototipos de receptores o reactores a nivel preindustrial.

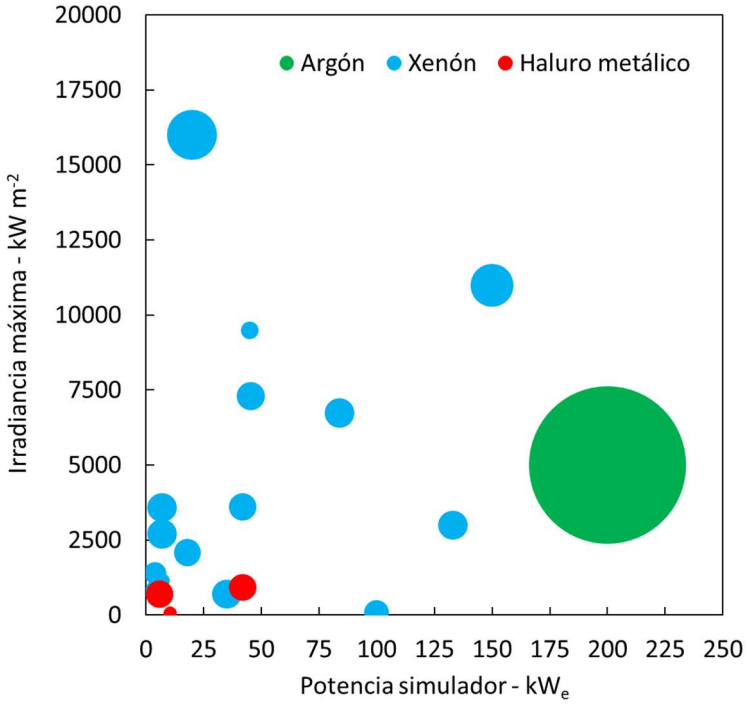


Fig. 4.7. Clasificación de los HFSS por intensidad de irradiancia máxima frente a la potencia del simulador. El color corresponde al tipo de lámpara empleado y, el tamaño del círculo, a la potencia eléctrica de la lámpara utilizada.

Tabla 4.2. Características de los simuladores solares de alto flujo instalados en los principales laboratorios del mundo.

Institución	**Año**	**Potencia Eléctrica (kW_e)**	**Potencia Radiativa (kW)**	**Eficiencia (%)**	**N. de lámparas**	**Tipo de lámparas**	**Forma del concentrador**	**Irrad. máx. ($kW\ m^{-2}$)**	**Irrad. promedio ($kW\ m^{-2}$)**	**Spot (mm)**	**Temp. estanc. (K)**	**Aplicación**	**Ref.**
Berkeley Laboratory	1991	20 (30)	3	15.0%	1	20 kW Xenón	Elipsoide	16000	612	70x70	1813	TC	[144]
ETH	2003	200 (125)	75 (6.73)	37.5% (5.4%)	1	200 kW Argón	Cilindro-Elíptico	>5000 (3250)	N.A. (2380)	N.A. (60)	>2900 2545	Th - TC	[145,148]
TIT	2003	10	2	20%	2	5 kW Xenón	Elipsoide	N.A.	2150	8	2481	TC	[149]
Niigata University	2006	5 (6)	0.368 (1.1)	7.4% (18.3%)	1	5 kW (6 kW) Xenón	Elipsoide	784 (2300)	325 (880)	60 (40)	1547 (1985)	TC	[150–152]
DLR	2007	60	21	33.3%	10	6 kW Xenón	Elipsoide	N.A.	4200	100 cm^2	2933	TC - MP	[138,153,154]
PSI	2007	150	50 (20)	33.3% (13.3%)	10	15 kW Xenón	Elipsoide	11000	1100 (6800)	240 (60)	2099 (3300)	TC	[155]
CIEMAT	2008	4	1.21	30.2%	1	4 kW Xenón	Elipsoide	1400	985	35x35	2042	VR	[156]
IMDEA	2009	7	2.1	30%	1	7 kW Xenón	Elipsoide	2700	N.A.	N.A.	N.A.	TC – VR	[157–159]
Minnesota University	2010	45.5	9.2	20.2%	7	6.5 kW Xenón	Elipsoide	7300	3240	60	2740	Th – TC	[160–162]
Florida University	2010	42	N.A.	N.A.	7	6 kW Xenón	Elipsoide	N.A.	4230	N.A.	2942	TC	[163,164]
IET	2010	28	6.4	22.9%	4	7 kW Xenón	Elipsoide	N.A.	91	300	1124	St	[165–167]

(continúa)

Institución	Año	Potencia Eléctrica (kW_e)	Potencia Radiativa (kW)	Eficiencia (%)	N. de lámparas	Tipo de lámparas	Forma del concentrador	Irrad. máx. ($kW\ m^{-2}$)	Irrad. promedio ($kW\ m^{-2}$)	Spot (mm)	Temp. estanc. (K)	Aplicación	Ref.
MIT	2010	10.5	5.1	48.6%	7	1.5 kW Haluro Metálico	Elipsoide+ Cónico-Hexagonal	60	45	380	944	VR - CPV	[168]
Niigata University	2012	18 (21)	3.2 (5.1)	17.8 (24.3)	3	6 kW (7 kW) Xenón	Elipsoide	2085 (4225)	1122 (903)	60 (90)	2109 (1998)	TC	[169–172]
Texas A&M Qatar	2013	7	1.64	47% (24%)	1	7 kW Xenón	Elipsoide	3583	43.2	220	1857	Th – TC - CPV	[123,173]
Niigata University	2013	133	33.3	25.0%	19	7 kW Xenón	Elipsoide	>3000	1060	200	2079	VR - TC	[174,175]
KTH	2013	84	19.7*	23.4%	12	7 kW Xenón	Paraboloide + Lente Fresnel	6730*	627	200	1824	TC	[176,177]
IMDEA	2013	42	14 (5.3)	33.3% (12.6%)	7	6 kW Xenón	Elipsoide	3600	450 (1860)	200 (60)	1674 (2400)	Th - TC	[178,179]
Zhejiang University	2013	35 (54)	5	14.3%	5 (+1+1 +1+1)	7 kW (+10+5+3+1) kW Xenón	Elipsoide (Esféricos)	700	636	100	1057	Th	[180–183]
Swinburne University	2014	42	12	28.6%	7	6 kW Haluro Metálico	Elipsoide	927	499	175	2011	Th – TC - MP	[184,185]
JFCC	2014	100	8 al 75% de P_n	10.7%	20	5 kW Xenón	Elipsoide + Lente Fresnel	37.7 (>90)	18 (51.8)	4000x70d (2000x30d)	751 (978)	Th	[186]
GIT	2015	42	6	14.3%	7	6 kW Xenón	Elipsoide	>6500	4880	40	3046	Th – TC	[15]
KIER	2015	N.A.	16.9	N.A.	3	Xenón	Elipsoide	3019	N.A.	N.A.	N.A.	N.A.	[187,188]

(continúa)

Institución	Año	Potencia Eléctrica (kW_e)	Potencia Radiativa (kW)	Eficiencia (%)	N. de lámparas	Tipo de lámparas	Forma del concentrador	Irrad. máx. ($kW\ m^{-2}$)	Irrad. promedio ($kW\ m^{-2}$)	Spot (mm)	Temp. estanc. (K)	Aplicación	Ref.
Adelaide University	2015	6 (42)	1.2 (18*)	20% (50%)	1 (7)	6 kW Haluro Metálico	Elipsoide + Cónico	700 (2800*)	100 (1600*)	60	1152 (2305)	Th	[189–191]
ANU/EPFL	2015	45	10.6 (4.7)	23.6 (10.4)	18	2.5 kW Xenón	Elipsoide	9500	3800 (6700)	60 (30)	2851 (3291)	Th - TC	[192–194]
Sandia	2015	7.2	0.44	6.2%	4	1.8 kW Haluro Metálico	Elipsoide	1140	878	25.4	1983	Th	[195]
DLR - Synlight	2017	1043	315	30%	149	7 kW Xenón	Elipsoide	12500	>8126	20x20 cm	>3460	Th - TC	[22,146,147]
Universidad Antofagasta	2017	7	2	29%	1	7 kW Xenón	Elipsoide	3540	688	60	1866	Th - TC	

*Estimación con trazado de rayos
(Segunda opción)
Valores calculados
N.A. - No disponible

4.2.4. Caracterización del simulador solar de la Universidad de Antofagasta

En el Laboratorio de Concentración Solar de la Universidad de Antofagasta se instaló un simulador solar (modelo Xenoluxe Lamphouse de Proyecson). El dispositivo es un proyector de cine adaptado a dicha aplicación y análogo a los que se han utilizado como simuladores solares de alto flujo de 7 kW_e en varios centros de investigación de diferentes países[196,197]. El HFSS consiste principalmente en una lámpara de arco corto de xenón colocada en el primer foco de un reflector elipsoidal truncado, el cual concentra la luz de la lámpara en el segundo foco. El obturador del simulador solar puede abrir o cerrar totalmente la apertura de la puerta por donde pasa la luz. A pesar de que este tipo de HFSS se ha utilizado en varias investigaciones, los resultados de las caracterizaciones realizadas en diferentes institutos varían considerablemente. Por ejemplo, en literatura se ha encontrado, para el plano coincidente con el punto focal F2, flujos de radiación máximos en un rango de 1950 - 3800 kW m^{-2} y potencias térmicas de 1.6 – 2.1 kW dentro de áreas circulares de 110 mm de radio, según las mediciones realizadas por varios autores[123,159,197]. Estas diferencias se pueden explicar porque una variación de unos pocos milímetros en la posición relativa de la lámpara con el respecto al reflector puede generar diferentes distribuciones de flujo en un plano receptor situado a la distancia focal. Además, la irradiancia medida sobre el blanco varía si éste no se coloca exactamente en el punto focal. Por lo tanto, se consideró necesario realizar un procedimiento de caracterización del simulador solar de la Universidad de Antofagasta para poder evaluar la irradiancia sobre planos situados a diferentes distancias de la fuente. Para ello, se siguió la metodología propuesta por Krueger[162] y utilizada también por Sarwar y col[123], siendo la instrumentación empleada para la caracterización del HFSS la siguiente:

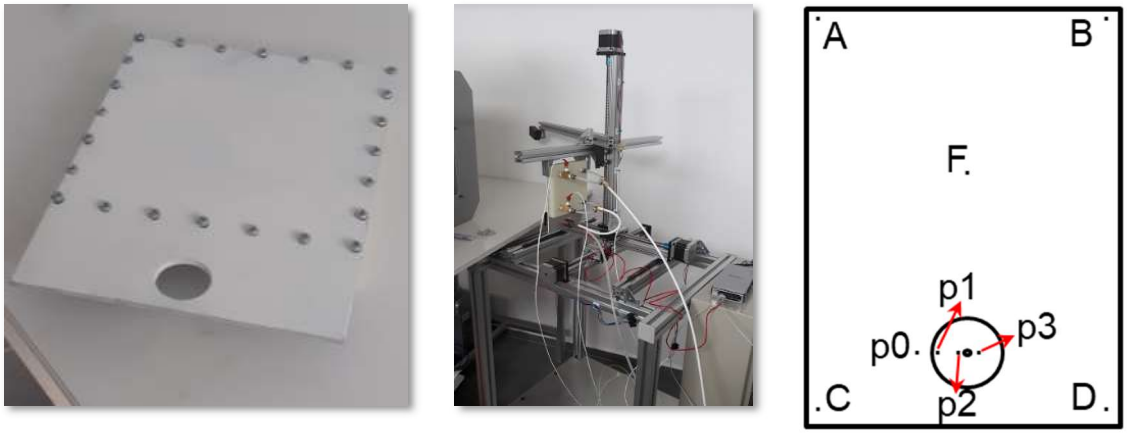
- un dispositivo de carga acoplada (o cámara CCD, *charge coupled device*) de 8 bits (Basler scA1300-32 gm) con una lente Basler (C125-2522-5MCCD);
- cuatro filtros de densidad neutra (ND) de 0.9, 1.2 y dos de 2.0 para proteger el sensor de la cámara CCD al encender el HFSS;
- un blanco lambertiano refrigerado por agua;
- un radiómetro Gardon TG1000-1 marca Vatell.
- un módulo de adquisición de datos (Compact-DAQ - NI 9211) de la empresa National Instrument;
- una mesa de tres ejes automática, para mover el blanco y el radiómetro en las tres direcciones del espacio.

La superficie lambertiana es ideal para reflejar la radiación incidente de manera uniforme en todas las direcciones. Por lo tanto, el blanco se colocó de manera que pudiese interceptar transversalmente el haz de radiación incidente y reflejarlo de forma

difusa. Con la cámara CCD se tomaron imágenes digitales del blanco de 1280 x 960 píxeles en distintos niveles de gris (siendo la cámara de 8 bits, se obtenía una escala de intensidades de 0 a 255) y se obtuvo una representación bidimensional de la distribución de flujo de radiación (irradiancia) sobre un plano perpendicular al eje del simulador. Los valores del nivel de gris dependían de la posición del plano receptor, del tiempo de exposición de la cámara, de la apertura de su obturador y del porcentaje de radiación bloqueada por los filtros neutros empleados. Durante la campaña de mediciones, el tiempo de exposición de la cámara fue de 60 ms y cada toma consistió en una serie de 10 imágenes, con un intervalo de un segundo entre ellas. También se utilizaron cuatro filtros neutros, indicados anteriormente, que proporcionaban un ND = 6.1. El valor de la transmisividad (τ_f) del conjunto de filtros se determinó por medio de la expresión indicada en la ecuación 4.6[162].

$$\tau_f = 10^{-\mathrm{ND}} \cdot 100 = 7.94E^{-5} \tag{4.6}$$

Para el correcto funcionamiento de la CCD y aprovechar la máxima resolución posible de la cámara sin llegar a la saturación de ésta, se fijaron los parámetros del dispositivo (apertura diafragma, tiempo de exposición, ganancia digital) de manera que los valores en la escala de gris estuvieran siempre por debajo de 255. La toma de las imágenes y el control de los parámetros se realizaron directamente a través del programa "Pylon", proporcionado por el proveedor de la cámara. Con el fin de convertir los valores de 0-255, en escala de grises, a intensidades de irradiancia, en kW m^{-2}, se empleó un radiómetro Gardon que se colocó en un alojamiento apropiado del blanco (ver Fig. 4.8a y b) para medir continuamente el flujo de radiación incidente sobre la superficie. Con el radiómetro se obtuvo valores de tensión proporcionales al flujo recibido que fueron almacenados gracias a la instalación de un sistema de adquisición de datos (DAQ). Los datos se convirtieron en valores de intensidad de flujo con el software LabView, donde se implementó la constante de calibración del Gardon indicada por el proveedor (288.29 kW m^{-2} mV^{-1} en un rango entre 0 y 15 mV). Para comprobar y, eventualmente, corregir la linealidad de la respuesta de la cámara CCD, las mediciones con el radiómetro se realizaron en cuatro puntos diferentes (p0, p1, p2 y p3) dentro del *spot* solar para cada plano analizado. En la Fig. 4.8c se muestran los puntos del blanco donde quedaba aproximadamente el centroide de la mancha solar durante cada medición. Debido a que la CCD estaba ubicada en un punto fijo con un cierto ángulo respecto a la normal del plano receptor, para cada posición del blanco, se realizó una corrección de la perspectiva de las imágenes de la cámara con el software "National Instruments Visual Assistant". Posteriormente, se desarrolló un código Matlab para analizar las imágenes corregidas. En este caso, la metodología experimental empleada fue la siguiente:



(a) (b) (c)

Fig. 4.8. (a) Blanco lambertiano. (b) Blanco montado en la mesa de accionamiento con el radiómetro y el sistema de refrigeración por agua. (c) Posición de los puntos (A, B, C y D) seleccionados como referencias para la rotación de las imágenes y posiciones en que se movió el blanco para las mediciones con el radiómetro (p0, p1, p2 y p3).

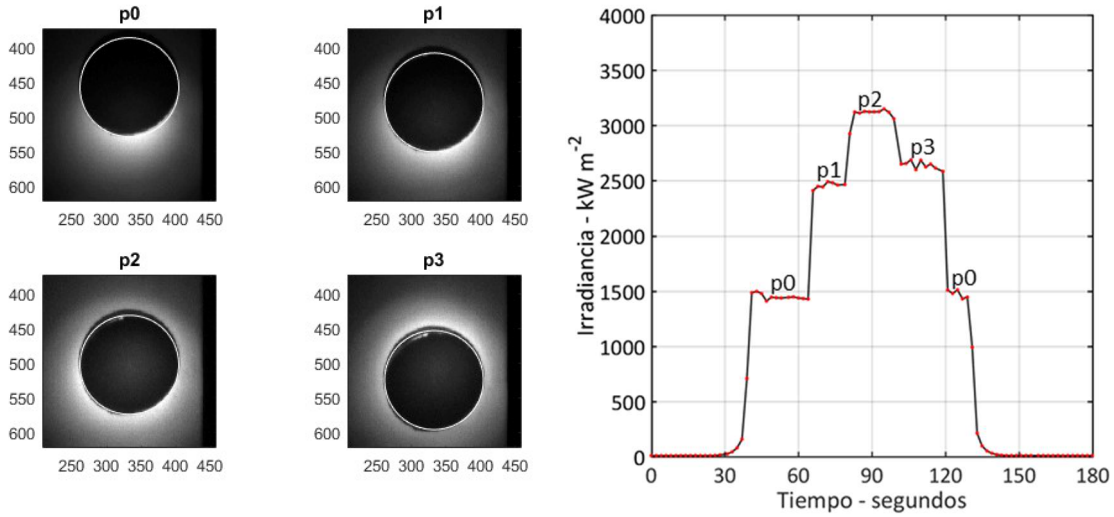
1. ubicación del blanco en el plano en que se requiere la medida;
2. con el simulador encendido, se realiza la toma de imágenes del blanco con puntos de referencia para poder aplicar la posterior corrección del ángulo de visión;
3. con el simulador encendido y bajo un tiempo de exposición constante, se regula el diafragma y la ganancia digital para evitar la saturación de las imágenes.
4. Toma de 10 imágenes de la mancha solar sobre el blanco en el punto F (ver Fig. 4.8c).
5. Medición con el radiómetro Gardon de la irradiancia en 4 puntos distanciados 4 mm entre ellos (p0, p1, p2 y p3 de la Fig. 4.8c) y toma de 10 imágenes en cada posición.
6. Vuelta a la posición F y toma de 10 imágenes.
7. Apagado del simulador, y toma de 10 imágenes en la posición F para la evaluación del ruido de fondo.
8. Corrección de la perspectiva de las imágenes tomadas.
9. Se cambia de plano y se repite desde el punto 1.

La corrección de la perspectiva de las imágenes que se realizó con el software "Visual Assistant" consistía en la rectificación de la imagen a partir de la distancia relativa entre 4 puntos conocidos (A, B, C y D de la Fig. 4.8c). Matemáticamente, el software realizaba una transformación lineal que se correspondía con la proyección de la imagen de un plano a otro. Detalles de la formulación matemática se pueden encontrar en Sarwar y col[123]. Una vez que se había corregido la perspectiva para cada serie de 10

imágenes tomada en el punto F, con un código Matlab se generaba una imagen que se correspondía al promedio de las originales. A esta imagen se le substraía la imagen promedio del ruido de fondo y se obtenía la imagen definitiva de la distribución de flujo de radiación en escala de grises.

4.2.5. Evaluación de la distribución de irradiancia con el simulador solar de la Universidad de Antofagasta

Las mediciones de irradiancia del simulador solar se realizaron en siete planos perpendiculares al eje longitudinal del HFSS en un rango de -25 +125 mm con respecto a la distancia focal teórica y espaciados 25 mm entre ellos. En cada plano y para cada imagen obtenida en las posiciones p1, p2, p3 y p4 (ver Fig. 4.9a), para poder convertir el valor de escala de grises en el valor de irradiancia en W m^{-2}, se compararon los valores correspondientes al centro del Gardon con el promedio de los valores medidos (ver Fig. 4.9b). Se consideró también que el diámetro del área sensible del centro del radiómetro era de 2 mm (valor proporcionado por el fabricante) y que correspondía a 121 píxeles. Por lo tanto, se promedió el valor en escala de grises de cada píxel para asociarle el correspondiente valor de irradiancia. Los resultados obtenidos se grafican en la Fig. 4.10 donde aparecen los valores de irradiancia en las ordenadas y los valores en escala de grises en las abscisas. También se estimó el coeficiente de determinación (R-cuadrado) de la recta de regresión lineal pasante por el origen con el intervalo de confianza; de esta manera, se pudo comprobar la linealidad de la respuesta de la cámara CCD y se utilizó la pendiente (a0) de la recta para la conversión de valores de escala de grises (gs) a irradiancia.



(a) (b)

Fig. 4.9. (a) Imágenes tomadas en los puntos p0, p1, p2 y p3 del plano a una distancia de -25 mm. Los valores en abscisas y ordenadas representan los píxeles visualizados de las imágenes. (b) Mediciones con el radiómetro Gardon en los mismos puntos.

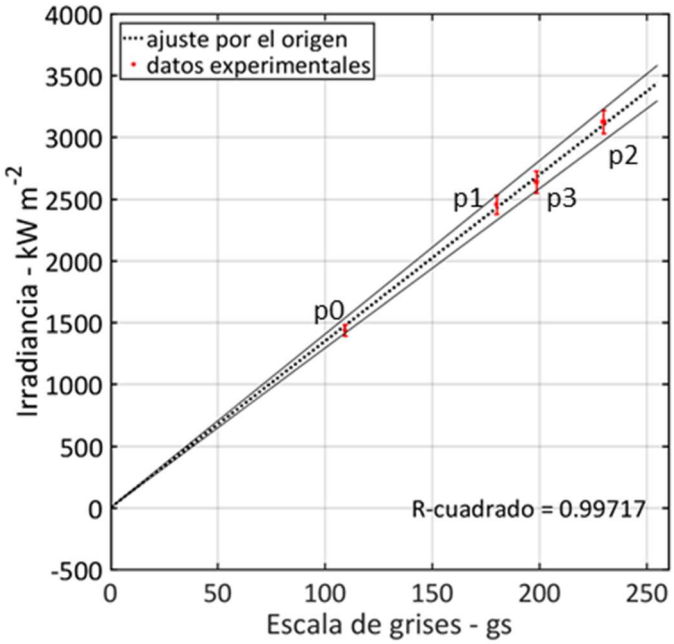


Fig. 4.10. Mediciones de irradiancia con radiómetro Gardon frente a la intensidad en escala de grises proporcionada por la cámara CCD en los puntos p0, p1, p2 y p3 del plano -25 mm. En rojo se muestra las barras de incertidumbre de los datos experimentales y con la línea continua negra el intervalo de confianza del coeficiente de regresión lineal a0.

Con ese valor, se obtuvieron imágenes análogas a la que se muestra en la Fig. 4.11 donde aparece la distribución de irradiancia sobre un blanco cuadrado de 60 mm de lado.

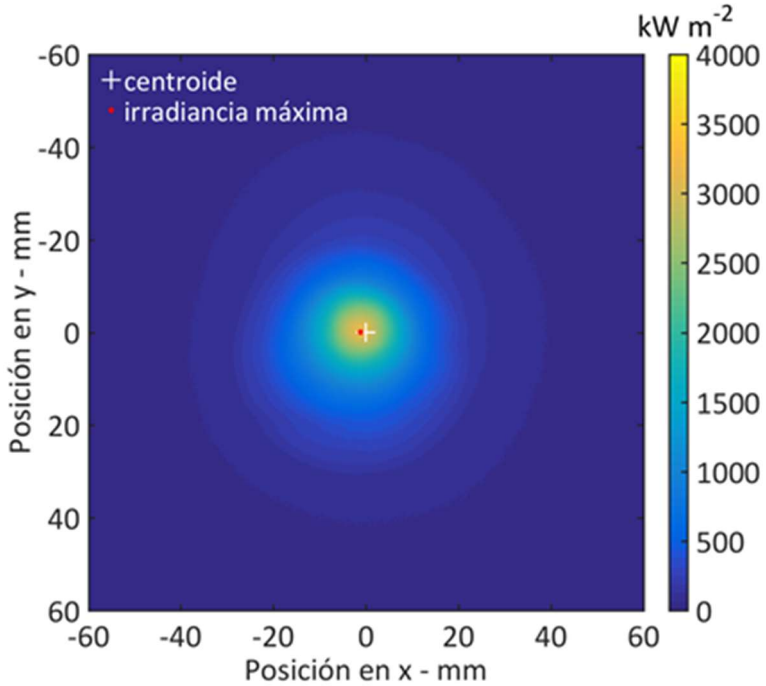


Fig. 4.11. Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo del plano -25 mm.

Por último, se realizó el análisis de la potencia contenida en circunferencias de diferente diámetro y se compararon con las curvas de irradiancia pasantes por el punto máximo en la dirección vertical y horizontal. En la Fig. 4.12 los valores de potencia y de irradiancia se muestran con el correspondiente intervalo de confianza.

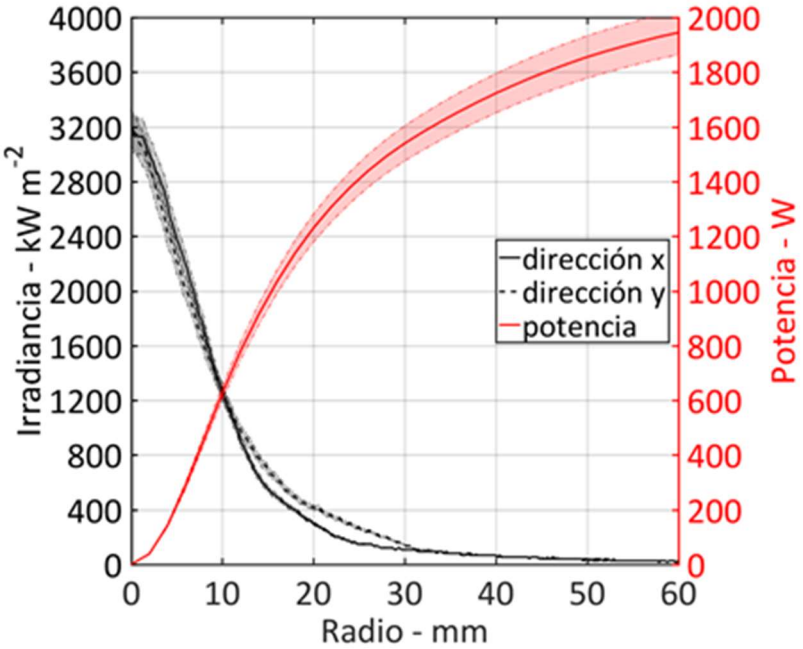


Fig. 4.12. Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical pasantes por el máximo de la distribución de irradiancia obtenida en el plano -25 mm (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho) a partir del centroide. Las bandas de colores grises se refieren al intervalo de confianza de irradiancia y rosa a la de potencia.

En la Tabla 4.3 se resumen los parámetros principales calculados para cada plano. Se puede ver que la irradiancia máxima (3540 kW m^{-2}) se obtuvo en el plano situado a +25 mm del supuesto foco teórico. El valor calculado para el plano focal era similar y superior a los 3500 kW m^{-2}. La potencia que se estimó en una circunferencia de 32 mm (valor que corresponde a la apertura del receptor rotativo, como se indica en el apartado 4.3) resultó ser de 1010 W; mientras que, en una circunferencia de 60 mm de diámetro en el plano focal, se estimó una potencia de 1890 W.

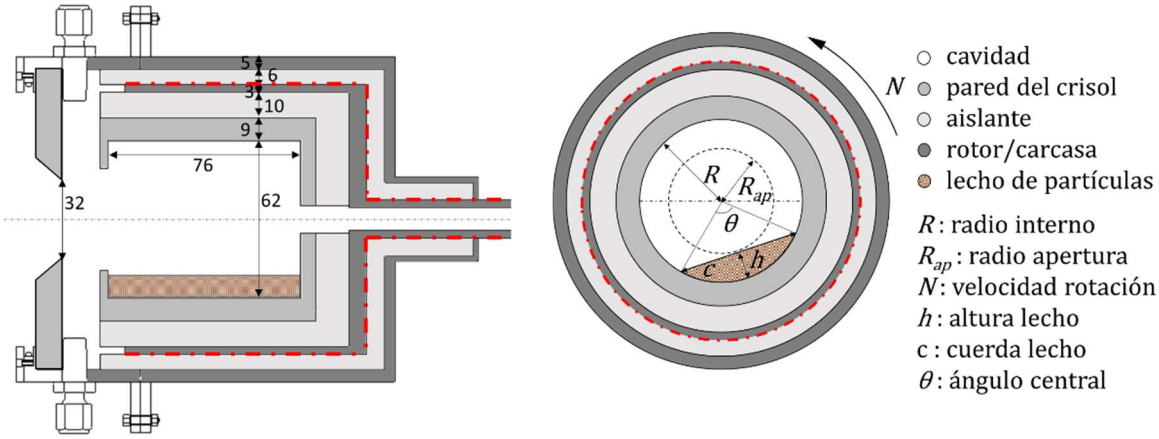
Tabla. 4.3. Parámetros evaluados en los diferentes planos en que se ha posicionado el blanco lambertiano

Plano	R-cuadrado	a0	Irradiancia máxima	Potencia en d=32 mm	Potencia en d=60 mm
mm	-	W m^{-2} gs^{-1}	kW m^{-2}	W	W
-25	0.997	13.5 ± 0.5	3200 ± 130	1030 ± 40	1940 ± 80
0	0.998	15.6 ± 0.5	3500 ± 130	1010 ± 40	1890 ± 70
25	0.997	15.4 ± 0.6	3540 ± 150	920 ± 40	1840 ± 80
50	0.993	12.6 ± 0.7	2990 ± 180	760 ± 50	1720 ± 110
75	0.939	6.8 ± 1.2	1500 ± 300	590 ± 100	1600 ± 300
100	0.989	3.7 ± 0.3	850 ± 80	410 ± 40	1590 ± 150
125	0.999	3.36 ± 0.08	800 ± 30	307 ± 11	1880 ± 70

4.3. Receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta

El receptor rotativo de la Universidad de Antofagasta (UARR) está compuesto por una cavidad cilíndrica de alúmina de alta densidad con una longitud (L) de 76 mm y un radio interno (R) de 31 mm. Para contener el lecho de partículas, el crisol presenta una apertura más pequeña, con un radio (R_{ap}) de 20 mm. Para reducir las pérdidas por radiación, el UARR es dotado de una apertura troncocónica con un diámetro mínimo de 32 mm. La cavidad está aislada con una capa de 10 mm de alúmina de baja densidad y está contenida en un rotor de acero de 9 mm. Otra capa del mismo aislante de 6 mm separa el rotor de la carcasa de acero fija, siendo ésta de 5 mm de grosor (ver Fig. 4.13a y b). Un motor eléctrico con un variador de velocidad permite el control de la rotación de la cavidad (ver Fig. 4.14). El horno funciona en modo discontinuo o por lotes (*batch*) y su eje longitudinal se coloca en posición horizontal. El dispositivo es versátil porque puede utilizarse con o sin ventana de cuarzo y con o sin gases para crear una atmósfera controlada. Para los experimentos detallados en el apartado 4.4.2, no se usaron ventanas ni se introdujeron gases en la cavidad cilíndrica. Por ello, en esta tesis el UARR se considera un receptor rotativo solar más que un reactor solar.

Los valores del grado de llenado que permiten lograr un buen mezclado de las partículas, gracias a un movimiento del lecho rodante o en cascada, están limitados en un rango del 10 - 20%, según la clasificación de Mellmann[46]. Para evitar la fuga de partículas a través de la apertura del horno, en los ensayos que se realizaron se empleó un $FR\%$ cercano al 10%.



(a) (b)

Fig. 4.13. (a) Sección longitudinal del horno rotativo de la Universidad de Antofagasta. Longitudes en milímetros. (b) Sección transversal del receptor. Las líneas discontinuas rojas separan los componentes internos en rotación de aquellos estáticos que se encuentran en el exterior del dispositivo.

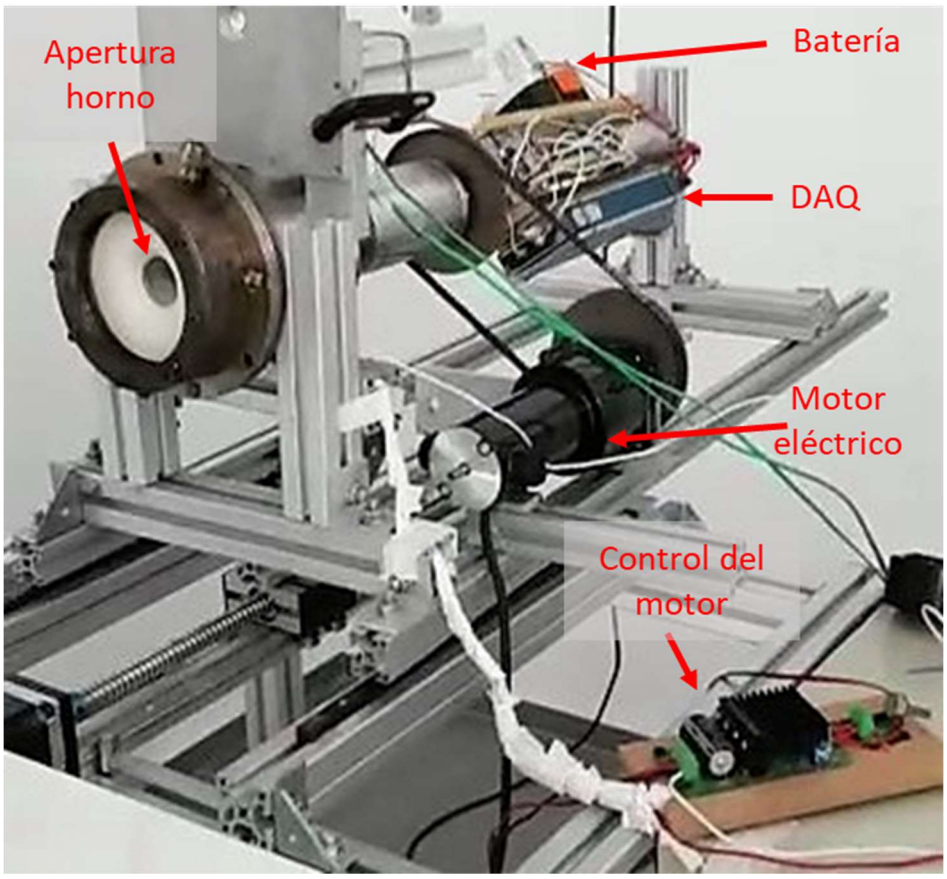


Fig. 4.14. Fotografía del receptor rotativo instalado en el LaCoSA.

4.4. Metodología experimental

4.4.1. Metodología experimental en el HoSIER

En la campaña realizada en el HoSIER, el UARR se colocó en la posición focal según se muestra en la Fig. 4.2a. Posteriormente, la cavidad del receptor se llenó con 39 g de bolas de alúmina. Las bolas eran esferas iguales de 2 mm de diámetro. Para asegurar el movimiento del lecho rodante, la velocidad de rotación (N) que se utilizó fue de 5 rpm. De esta manera, se obtuvo un Fr próximo a 10^{-3} de acuerdo con la ecuación 3.1. En estos ensayos preliminares, el receptor previamente cargado de bolas se calentó hasta una temperatura en la que se alcanzaba el estado térmico estacionario. La apertura del atenuador que se utilizó fue del 3%, siendo el objetivo conseguir un calentamiento hasta una temperatura que estuviese en un rango de entre 750 y 850 °C, valores típicos para los receptores de partículas[30]. Este rango de temperatura presenta las ventajas de ser claramente superior al de operación de las sales fundidas y permite proporcionar calor para aplicaciones diferentes o mejorar el rendimiento en los ciclos termodinámico y, además, a esas temperaturas los componentes para el transporte y almacenamiento de las partículas pueden realizarse en acero, sin necesitar materiales específicos para altas temperaturas que encarecen excesivamente el sistema.

4.4.2. Metodología experimental en el LaCoSA

Al comienzo de la campaña, se definió la posición del UARR frente al simulador solar. Debido a la forma cónica de la luz concentrada, la distancia entre el UARR y el simulador solar afectaba directamente la potencia interceptada por el horno. El criterio que se utilizó para definir tal distancia (d_0) fue análogo al que se empleó para la apertura del atenuador: el dispositivo tenía que llegar a una situación de equilibrio térmico con una temperatura en el interior de la cavidad en un rango de 750 - 850 °C. La distancia que se escogió, a través de una serie de ensayos de prueba y error, implicaba situar la boca del UARR 120 más lejos de la distancia focal del HFSS. En este plano, el flujo máximo de irradiancia estimado a partir de los datos disponibles en la Tabla 4.3 fue superior a los 800 kW m^{-2} y la potencia dentro de una circunferencia de 32 mm de diámetro fue de aproximadamente 360 W. Además, para evitar los choques térmicos en los componentes cerámicos (apertura cónica y crisol), al comienzo de cada ensayo, el receptor se ubicó 30 mm más lejos (a 150 mm de la distancia focal), donde el flujo de radiación tenía un nivel de concentración más bajo que en d_0. Cuando la temperatura en la cavidad (medida por T1) alcanzaba los 100 °C, el horno rotatorio, el cual estaba montado sobre un eje automático, se llevaba a la posición d_0.

Los ensayos que se llevaron a cabo satisfactoriamente hasta el estado térmico estacionario se enumeran en la Tabla 4.4, donde el segundo número en la columna "Ensayo" indica la repetición bajo las mismas condiciones.

Tabla 4.4. Velocidad de rotación, cantidad de masa, grado de llenado y número de Froude de los ensayos en el LaCoSA. Se incluyen los valores al comienzo de P1 y, cuando procede según el ensayo, durante la fase P3.

Ensayo	**Material**	**Rotación P1 (rpm)**	**Masa P1 (g)**	**Rotación P3 (rpm)**	**Masa P3 (g)**	***FR%* (%)**	**$10^{3\cdot}$ *Fr* (-)**
1.1	Vacío	0	0	N.a.	N.a.	0	0
2.1	Vacío	7.5	0	N.a.	N.a.	0	2
2.2	Vacío	7.5	0	N.a.	N.a.	0	2
3.1	Al_2O_3	7.5	45	N.a.	N.a.	8.6	2
4.1*	Al_2O_3	5	0	5	44	8.4	0.9
4.2*	Al_2O_3	7.5	0	7.5.	45	8.6	2
5.1	Al_2O_3	7.5	0	0	45	8.6	0
6.1	SiC	7.5	43	N.a.	N.a.	10.9	2
6.2	SiC	7.5	43	N.a.	N.a.	10.9	2
7.1*	SiC	7.5	0	7.5	44	11.1	2
7.2*	SiC	7.5	0	7.5.	43	10.9	2
8.1	SiC	7.5	0	0	43	10.9	0
8.2	SiC	7.5	0	0	43	10.9	0
9.1	SiC	0	0	7.5	43	10.9	2
9.2	SiC	0	0	7.5	43	10.9	2
9.3	SiC	0	0	7.5	43	10.9	2

* Ensayos en que el material granular no se llevó hasta el estado térmico estacionario

Como se puede observar, se analizó el funcionamiento del receptor en vacío (ensayos 1 y 2) y se probaron dos diferentes tipos de materiales: esferas de alúmina de 2 mm de diámetro (ensayos 3-5) y partículas de carburo de silicio (SiC), con una dimensión media de 0.4 mm (ensayos 6-9). Para cada material, se realizaron ensayos con rotación y sin rotación, siendo la velocidad de rotación empleada de 7.5 ± 0.5 rpm. Con esta velocidad se obtenía un Fr de $2\cdot10^{-3}$ que se sitúa dentro del rango del modo rodante, como se indicó en el apartado 3.1. Además, en unos casos se comprobó el comportamiento térmico del sistema introduciendo el material en el receptor frío (ensayos 3 y 7) y, en otros, las partículas o bolas se insertaron después de un precalentamiento inicial del receptor. En los ensayos 4 y 6 el material granular se calentó solamente con el calor almacenado por el receptor; mientras que en los ensayos 5, 8 y 9 se llegó a un nuevo estado térmico estacionario mediante un calentamiento directo del material con el HFSS. En estos casos, el proceso se dividió en 4 etapas (o fases): precalentamiento (P1), carga de partículas (P2), calentamiento (P3) y enfriamiento (P4). En la primera fase, con el simulador solar encendido, el horno vacío se precalentaba hasta un estado térmico estacionario que se definió según el siguiente criterio: una variación de temperatura de menos del 1% en un período de media hora. En la segunda fase, se cerraba el obturador del simulador solar, se cargaban las partículas dentro del UARR y se introducía un termopar (T4) debajo del lecho de partículas, evitando que la

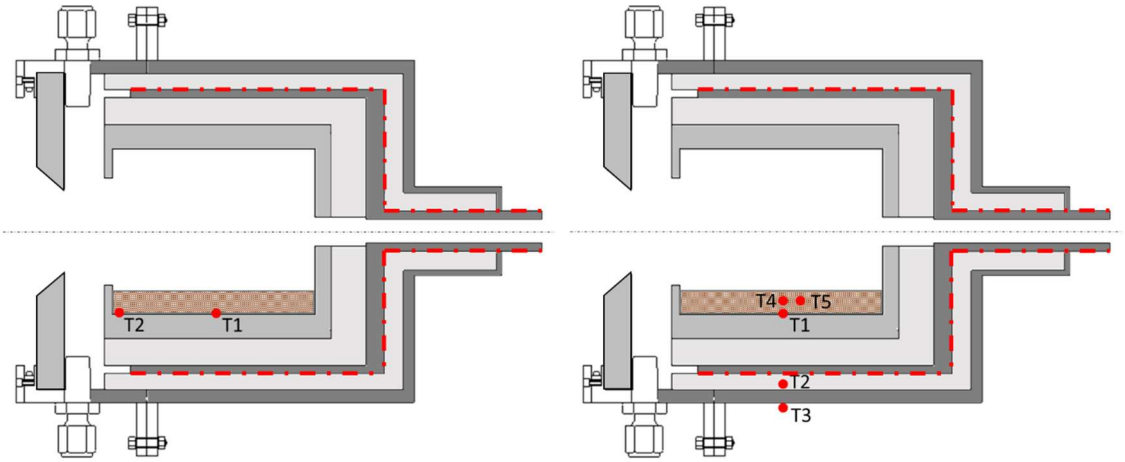
radiación procedente del HFSS pudiese influenciar la temperatura medida (ver Fig. 4.15b en el siguiente apartado). En ese momento, se abría el obturador del simulador y comenzaba la fase 3. El calentamiento se detenía cuando se alcanzaba un nuevo estado térmico estacionario para el receptor. En ese estado, la fuente de radiación se apagaba y se dejaba enfriar el sistema. En una aplicación industrial, la cuarta etapa no estaría presente y las partículas calientes se extraerían del horno y se almacenarían, o se usarían directamente a alta temperatura. Por lo tanto, debido a que esta última fase no es de interés para los análisis propuestos, las mediciones de temperatura se detuvieron antes de que el sistema volviera completamente a la temperatura ambiente.

4.4.3. Medidas experimentales de temperatura

Durante las campañas experimentales, con el receptor rotativo se realizó solamente la medida de temperatura. Para ello, se emplearon exclusivamente termopares de tipo K. Estos instrumentos permiten medir la temperatura en un rango de entre -250 y 1250 °C. El funcionamiento de estos dispositivos se basa en el efecto Seebeck. En el rango de tensión indicado con la unión de referencia calibrada a 0 °C, el termopar proporciona valores de tensión entre -6.4 mV y 50.1 mV. Estos valores presentan un error del ±0.75% de la temperatura con un valor mínimo de ±2.2 °C[198].

Antes de los ensayos, los termopares en el interior de la cavidad se conectaban con un sistema de adquisición de datos (DAQ) inalámbrico. El DAQ se alimentaba con una batería eléctrica y ambos giraban junto con el rotor del horno (ver Fig. 4.14).

En el ensayo del HoSIER la disposición de los termopares fue la que se indica en la Fig. 4.15a. En los ensayos realizados en el LaCoSA, para sacar mejor provecho de los datos proporcionados, se modificó la distribución de los termopares en el receptor: un termopar (T1) se introdujo en la cavidad y se puso en contacto con la pared interna del crisol; dos termopares (T2 y T3) se pusieron en diferentes capas de la carcasa estática del UARR y se conectaron directamente a un DAQ fijo; en los casos con rotación, otro termopar se introducía dentro del lecho de partículas antes de la fase P3 y se mantenía fijo en la posición T4 y un quinto termopar (T5) se colocaba en el interior de la cavidad y se dejaba rodar libre (ver Fig. 4.15b). A cada giro, en presencia del material, el termopar T5 pasaba por dentro del lecho de partículas. Para este último termopar se consideran fiable solamente los resultados obtenidos a su paso por debajo del lecho, evitando el contacto directo con la radiación presente en el interior de la cavidad. En los casos sin rotación el termopar T5 se quedaba fijo debajo del lecho y el termopar T4 no sé introducía en el UARR.



(a) (b)

Fig. 4.15. (a) Disposición de los termopares en los ensayos en el HoSIER. (b) Disposición de los termopares en los ensayos en el LaCoSA.

4.4.4. Medidas experimentales de irradiancia

Como se ha indicado anteriormente, para la caracterización del flujo de radiación del HFSS, se empleó un radiómetro Gardon TG1000-1 del fabricante Vatell. Estos dispositivos se constituyen de una fina lámina de constantán con forma de disco, siendo el diámetro de una pulgada (25.4 mm). La lámina está en contacto con un anillo de cobre enfriado por agua y que deja libre la parte central del disco. Un cable de cobre está en contacto con el centro del disco y establece de esta manera una segunda unión cobre-constantán, como mostrado en la Fig. 4.16. Cuando el radiómetro es sometido a radiación, en la superficie del disco se instaura una diferencia de temperatura que genera la diferencia de tensión entre el centro (V_c) y la circunferencia (V_P). Además, la superficie del disco se recubre con una pintura negra que aumenta considerablemente su absortividad. En el caso del radiómetro utilizado, el fabricante indicó que el recubrimiento era de tipo Pyromark 1200 con una emisividad del 0.95 y con una pendiente de la curva de calibración de 288.29 kW m^{-2} mV^{-1}, teniendo un funcionamiento lineal en un rango de entre 0 y 15 mV, el cual correspondía a un intervalo de irradiancia entre 0 y 4324 kW m^{-2} con una precisión del 3%. El área sensible del radiómetro era de 2 mm de diámetro al alrededor del punto central del radiómetro.

Ballestrín y col.[199] indicaron que el uso de estos instrumentos para la medición de la radiación solar conlleva un error sistemático debido al tipo de calibración realizado por el proveedor. Esta calibración, en una primera etapa, se basa en la radiación emitida por un cuerpo negro a 850 °C. Sin embargo, la mayoría del espectro generado a esa temperatura está en un rango de entre 1000 y 10000 nm, mientras que el espectro de la radiación solar presenta la mayor parte de la radiación entre 250 y 2500 nm. Por lo tanto, en la calibración se desprecia el efecto de la absortividad en las longitudes de onda más cortas, siendo este hecho relevante cuando se trabaja con energía solar.

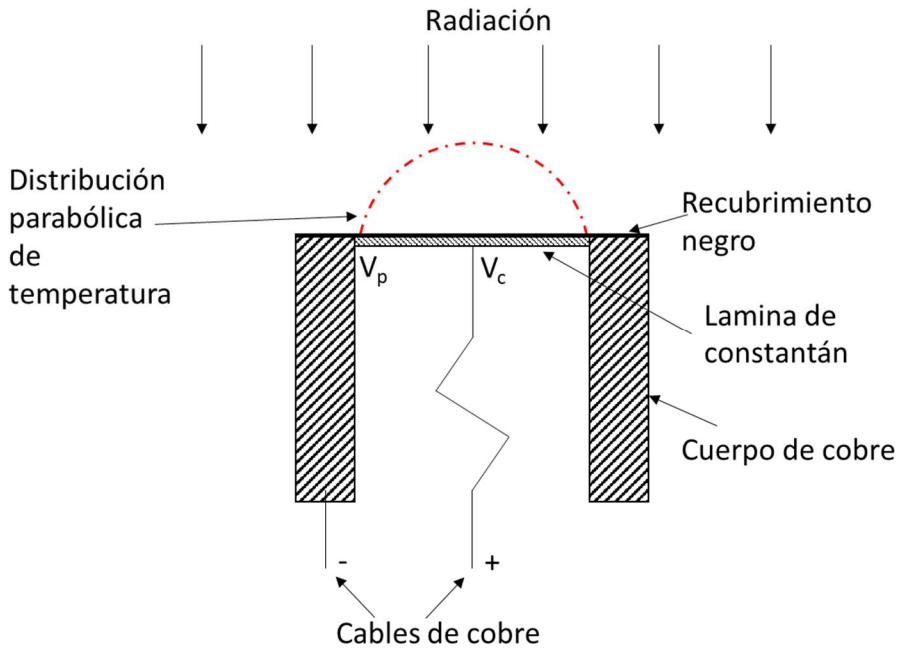


Fig. 4.16. Diseño esquemático de un radiómetro Gardon proporcionado por Vatell[200].

Además, Ballestrín y col. encontraron que, si el recubrimiento del radiómetro es del tipo Zynolyte, se obtiene una sobreestimación del calor absorbido del 3.6%, mientras que si el recubrimiento es grafito coloidal la sobrestimación es del 27.9%.

En la evaluación del error sistemático con un simulador solar es necesario considerar que el espectro de la lámpara de xenón no es idéntico al solar y, como se ha indicado anteriormente, presenta picos en el NIR y en el VIS que no existen en el espectro solar. Además, hay que considerar las posibles distorsiones del espectro debidas a la reflectancia del espejo concentrador. Una calibración de un radiómetro Gardon realizada con el flujo de radiación concentrado producido por las 7 lámparas de xenón del HFSS de la Universidad de Minnesota se encuentra en la tesis de doctorado de Krueger. En ese caso, el instrumento recubierto de grafito coloidal se calibró a través de un balance térmico, mostrando valores de hasta un 32% inferior a la calibración indicada por el fabricante. La autora indica que parte de esa diferencia estaba ligada al error sistemático en la calibración del radiómetro. Por falta de datos disponibles, no se pudo evaluar, en ese trabajo, la absortividad hemisférica en todo el rango espectral típico solar (250 -2500 nm), comparándose la absortividad en un intervalo de 250 y 1650 nm. Los resultados mostraron una diferencia del 7% en los valores de la absortividad hemisférica, aunque el valor podría ser mayor si se considerase también las longitudes de onda entre 1650 y 2500 nm.

En el caso de un recubrimiento Pyromark 1200, en la literatura no hay estudios que cuantifiquen el error sistemático cometido al usarlo en aplicaciones solares y tampoco se dispuso de todos los datos necesario para cuantificar dicho error; sin embargo, se realizó una estimación parcial de la absortividad hemisférica del recubrimiento, a partir de la curva espectral del Pyromark 1200 entre 800 y 20000 nm, proporcionada por el *National*

Institute of Standard Technology (NIST)[201] y de la curva de irradiancia de la lampara de xenón. En la Fig. 4.17 se muestra el rango espectral entre 0 y 3000 nm de dichas curvas junto con la irradiancia de un cuerpo negro a 1123 K y a 5777 K (temperatura de la superficie del Sol) para el mismo intervalo de longitud de onda. La absortividad hemisférica, tanto para la irradiancia correspondiente con la lámpara como para el cuerpo negro a 1123 K, se calculó a partir de los datos disponibles y de la ecuación 4.7,

$$\alpha = \frac{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} \alpha_\lambda I_\lambda d\lambda}{\int_{\lambda_1}^{\lambda_2} I_\lambda \, d\lambda} \tag{4.7}$$

donde α_λ, I_λ, λ_1 y λ_2 son respectivamente los valores espectrales de la absortividad, irradiancia sobre el radiómetro, longitud de onda inicial del intervalo considerado (en este caso 815 nm) y longitud de onda final del intervalo considerado (en este caso 2730 nm). Los resultados de las absortividades hemisféricas obtenidas con una lámpara de xenón (α_{Xe}) y con un cuerpo negro a 1123 K (α_{BB}) fueron, respectivamente, 0.934 y 0.928. El error relativo obtenido, calculado como $(\alpha_{Xe} - \alpha_{BB})/\alpha_{BB}$, fue del 0.0069. Sin embargo, es importante contemplar que, para una valoración correcta, falta la información de la absortividad espectral del Pyromark 1200 relativa al rango entre 200 y 815 nm, correspondiente con la parte más energética del espectro de emisión de la lámpara y que podría generar una variación significativa del error relativo de la absortividad. Además, los valores de la reflectividad para el espejo empleado no se conocen y, por lo tanto, el cálculo se ha simplificado despreciando este factor y considerando una reflectividad espectral constante. Solamente disponiendo de estos datos se podría llegar a una estimación correcta del error sistemático cometido en la medición de la irradiancia con el radiómetro.

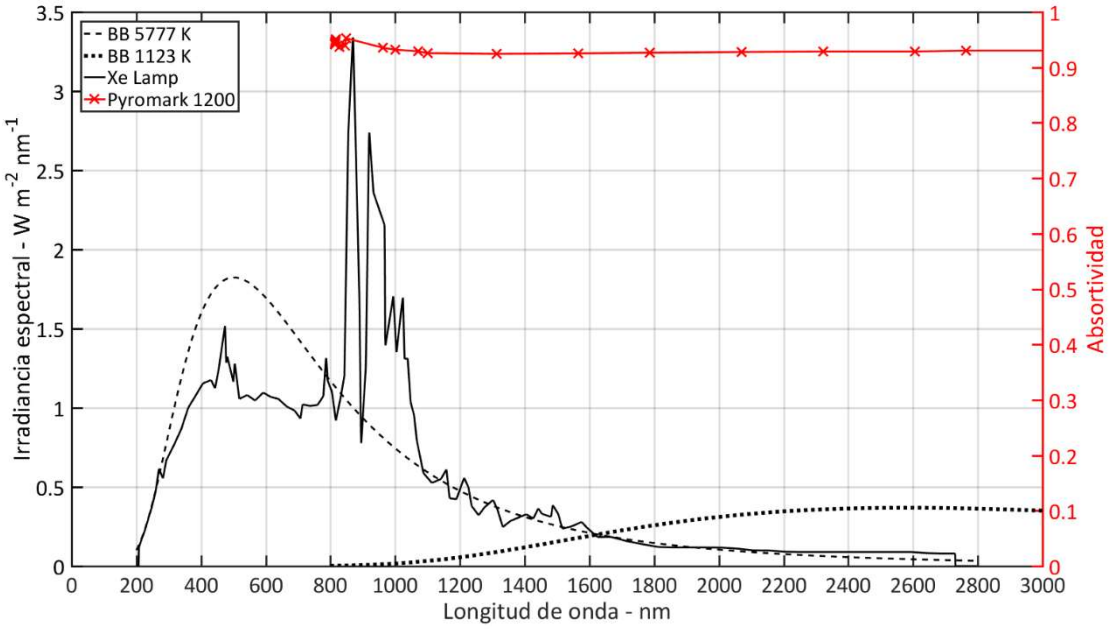


Fig. 4.17. Comparación de la irradiancia espectral de un cuerpo negro a 1123 K, a 5777 K y de la lampara de xenón[143]. Valores normalizados a la constante solar de 1353 W m^{-2} y absortividad del Pyromark 1200[201].

4.5. Análisis de errores en la experimentación

Como se ha visto, la caracterización del simulador solar es un proceso que conlleva una serie de mediciones y cada una de ellas presenta una incertidumbre asociada. Muchas de las consideraciones abajo indicadas se basan en las efectuadas en la caracterización del HFSS de la Universidad de Minnesota por Krueger y recogidas en su tesis doctoral[202].

Según lo indicado anteriormente, para dicha caracterización es necesario el uso de un radiómetro Gardon, un DAQ, una cámara CCD con lentes y filtros, un blanco lambertiano y la fuente de radiación compuesta por la lámpara de xenón y el espejo concentrador.

El radiómetro tiene una precisión del 3% según lo declarado por el fabricante; sin embargo, como se ha indicado en el apartado anterior, hay un error sistemático a la hora de medir la radiación procedente del simulador solar. En el caso en examen no fue posible cuantificar dicho error, por desconocimiento de la absortividad espectral en todo el intervalo de interés, y tampoco de la reflectancia del espejo concentrador.

Además, hay que considerar que el DAQ NI9211 presenta una incertidumbre de 0.018 mV[203], correspondiente a una variación del valor de irradiancia de ±5 kW m^{-2}.

La cámara CCD tiene un sensor Sony ICX445 que es sensible a la radiación incidente con una longitud de onda entre 250 y 1000 nm; este intervalo se corresponde con la parte más energética de la radiación del espectro de la lámpara de xenón. Aunque el rango de funcionamiento del sensor no incluye todo el espectro de la radiación incidente, los valores proporcionados por la cámara se calibran con las medidas del radiómetro y, para ello, se emplea sólo la diferencia relativa entre esos valores. La cámara proporciona imágenes de 1280 x 960 píxeles con valores en escala de grises entre 0-255; sin embargo, el valor de incertidumbre de la respuesta del sensor se desconoce. También hay que considerar que la radiación incidente sobre el sensor estaba influenciada por la reflectancia del blanco, por la transmitancia de la lente del objetivo y de los filtros, y por la absortividad de cada píxel. Para estos parámetros tampoco se dispone de las incertidumbres asociadas. Además, Alxneit y Schmit[142] analizaron la composición espectral de la radiación emitida por el HFSS del PSI. Ellos encontraron que en el plano focal la radiación emitida por las lámparas de arco de xenón variaba con la distancia entre el punto considerado y el foco. En particular, detectaron que, cerca del foco, la cantidad de radiación UV era mayor que en el caso de los puntos más alejados y, el efecto contrario, para la radiación en el rango espectral NIR. Los investigadores relacionaron este efecto con posibles diferencias de emisión a lo largo del arco de la lámpara. Por todo ello y por no disponer de un sistema para mediciones espectrales de la radiación emitida por el simulador solar de la Universidad de Antofagasta, estas incertidumbres no se consideraron en el cálculo final.

Otro error se produce al considerar la respuesta de la cámara CCD perfectamente lineal. Para cuantificar ese error, como se indicó en el apartado 4.2.5, se compararon los

valores de irradiancia, medidos en diferentes puntos con el radiómetro Gardon, con los valores de grises en los puntos correspondientes de la imagen proporcionada por la CCD. Para definir el valor de la escala de grises que había que asociar a la medida realizada con el radiómetro, hay que considerar que, según el valor indicado por el fabricante, el sensor del radiómetro empleado en las mediciones tiene un diámetro de 2 m, correspondiendo el área de un círculo del mismo diámetro con aproximadamente 100-125 píxeles, dependiendo del plano en que se realizó la medida. Esa variación se debe a que la CCD se mantuvo fija y la posición del blanco variaba a lo largo del eje del simulador; cambiando, por lo tanto, la distancia relativa entre CCD y blanco y, por ello, la dimensión que se debía asociar al tamaño del píxel. Además, hay que tener en cuenta que la medida del radiómetro variaba ligeramente en el tiempo para cada punto de medición.

En el cálculo de la potencia entrante en el UARR, hay que añadir una incertidumbre correspondiente al posicionamiento de la apertura del receptor con respecto al centroide de la distribución de irradiancia, estimada en los diferentes planos perpendiculares al eje focal. Para los planos 100 y 125 mm, en que se realizaron las mediciones con el radiómetro, se detectó que una variación de 10 mm de la posición del centro del UARR, en proximidad del centroide de la distribución de irradiancia, puede llevar a incertidumbres de más del 10% de la potencia entrante. Por último, cabe mencionar que el UARR se colocó en la posición d0 = 120, intermedia entre los plano +100 y +125 mm, con una incertidumbre de unos milímetros debido al posicionamiento de la mesa de trabajo en el eje longitudinal del concentrador.

En el siguiente apartado se realiza un análisis cuantitativo de las incertidumbres en las medidas experimentales que considera los aspectos comentados hasta ahora.

4.5.1. Incertidumbre en la medida

En el cálculo del factor de horno y de la potencia proporcionada por el HoSIER, todas las medidas o estimaciones son factores que se multiplican entre ellos como se indica en la ecuación 4.8:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_i, .., x_n) = x_1 \cdot x_2 \cdot \dots \cdot x_i \cdot \dots \cdot x_n \tag{4.8}$$

y, por lo tanto, la incertidumbre se calcula con la siguiente expresión:

$$\sigma_{tot} = \sum_{1}^{n} \sigma_i = \sum_{1}^{n} \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \tag{4.9}$$

Las mediciones de temperatura se realizaron con termopares de tipo K y, cuando fue posible, los ensayos se repitieron dos o tres veces (r = 3). En esos casos, se calculó el valor medio experimental $\bar{T}^t_{exp,i}$ en cada instante (t) para el i-termopar y la desviación estándar ($\sigma^t_{1,i}$).

$$\sigma_{1,i}^{t} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{r}\left(T_{exp,i}^{t} - \bar{T}_{exp,i}^{t}\right)^2}{r-1}} \tag{4.10}$$

Considerando que la precisión típica de los termopares de tipo K es del 0.75% de la temperatura medida, se obtiene el error asociado al instrumento $\sigma_{2,i}^{t}$. Este valor se calculó con la ecuación 4.11 y, combinando ambas incertidumbres, se obtuvo la incertidumbre total (σ_i^t), tal y como se indica en la ecuación 4.12.

$$\sigma_{2,i}^{t} = 0.0075 \cdot \bar{T}_{exp,i}^{t} \tag{4.11}$$

$$\sigma_i^t = \sqrt{{\sigma_{1,i}^{t}}^2 + {\sigma_{2,i}^{t}}^2} \tag{4.12}$$

En la campaña de caracterización del simulador solar, el cálculo riguroso de la incertidumbre total de la potencia y de la distribución de irradiancia sobre el blanco lambertiano requiere un análisis detallado de todas las posibles fuentes de error que se realizan en el proceso. Para ello, es necesario disponer de instrumentación adicional que, en algunos casos, no estaba disponible en la Universidad de Antofagasta y, por lo tanto, la evaluación de la incertidumbre final se realizó mediante simplificaciones y aproximaciones del proceso. A partir de los datos disponibles, la incertidumbre de la irradiancia medida (σ_{exp}^{Irr}) se cuantificó con la ecuación 4.13, donde se consideraron la precisión del radiómetro (σ_{rm}) y la del DAQ (σ_{DAQ}).

$$\sigma_{exp}^{Irr} = \sqrt{\sigma_{rm}^2 + \sigma_{DAQ}^2} \tag{4.13}$$

La incertidumbre de los valores en escala de grises (σ_{gs}) se asumió igual a la desviación estándar de los valores obtenidos para los píxeles incluidos en el centro del radiómetro. Una vez conocida la incertidumbre tanto para la irradiancia experimental como para le escala de grises, se calculó el coeficiente (a0) de la recta de regresión lineal pasante por el origen y también se calculó el valor de incertidumbre (σ_{a0}) asociado a dicho coeficiente con la ecuación 4.14. Posteriormente, el valor de incertidumbre relativa de irradiancia, evaluado por la linealización de la curva experimental frente a los valores en escala de grises se obtuvo con la expresión 4.15. Además, para evaluar la bondad de la aproximación lineal se calculó también el valor de R-cuadrado. La incertidumbre de la potencia proporcionada por el simulador ($\sigma_{Q_{sim}}$), se obtuvo a través de la ecuación 4.16.

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{\sum_i^4 (Irr_i - a0 \cdot gs_i)^2}{2 \cdot \sum_i^4 (Irr_i - \overline{gs})^2}} \tag{4.14}$$

$$\sigma_{lin}^{rel} = \frac{\sigma_{a0}}{a0} + \frac{\sigma_{gs}}{gs} \tag{4.15}$$

$$\sigma_{Q_{sim}} = \sum_m \sigma_{lin,m}^{rel} \cdot Irr_m \cdot A_{px} \tag{4.16}$$

En las ecuaciones 4.14-4.16, Irr es la irradiancia, i son los puntos (p0, p1, p2 y p3) en que se midió con el radiómetro, m es el número de píxeles considerado para el cálculo de la potencia y A_{px} es el área de cada píxel que se consideró constante en cada plano de medición. Los resultados obtenidos mediante este análisis se muestran en la Tabla 4.3 y en las figuras del anexo A.

5. Modelos matemáticos

En este apartado, se presentan los diferentes modelos planteados para predecir el comportamiento fluidodinámico del lecho granular, térmico del sistema y el escalado del receptor rotativo para su aplicación industrial, incluyendo el diseño del campo de heliostatos para su instalación en una planta de torre.

5.1. Modelo numérico térmico unidimensional en estado transitorio (funcionamiento por lotes)

El modelo aquí presentado se publicó en el artículo "*A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: experimental assessment and transient numerical modeling*" en la revista científica *Solar Energy*.

Para determinar la temperatura del lecho granular y de las paredes del receptor, se necesita evaluar los mecanismos de transferencia de calor implicados en el proceso. En el caso del UARR, como en la mayoría de los receptores solares, los mecanismos de conducción, convección y radiación están presentes. De acuerdo con Incropera y col.[204], debido a la complexidad del sistema, no existe una solución analítica de la variación de temperatura en el tiempo descrita por una función matemática continua y válida para cada punto de la dirección radial del receptor. Por lo tanto, se desarrolló un modelo numérico unidimensional que pudiese evaluar el transitorio térmico y que validaba los resultados experimentales obtenidos con el SiC en el LaCoSA. En el modelo numérico, el tiempo se discretizó considerando un intervalo (Δt) constante en cada fase del proceso. El modelo consistía en balances de energía realizados en el lecho de partículas, en las paredes del crisol y en las capas de la carcasa del horno rotativo para cada instante de tiempo. En la Fig. 5.1, se representa un esquema de los flujos de calor en el interior del UARR que se evaluaron en el modelo. Las flechas de doble dirección indican que el flujo de calor podía cambiar de dirección dependiendo de si la diferencia de temperatura entre las superficies o las zonas involucradas era positiva o negativa.

El intercambio de calor por convección se consideró que ocurría con el aire a temperatura ambiente, tanto por las paredes del crisol como por las partículas. En ese caso, se emplearon flechas con una única dirección y como se puede deducir de la misma figura, los balances de energía realizados para el lecho granular y las paredes del crisol estaban relacionados por el intercambio de radiación y la potencia transferida por conducción entre ambas zonas. Al mismo tiempo, la temperatura del crisol influenciaba la transferencia de calor por conducción a través de las capas de la carcasa.

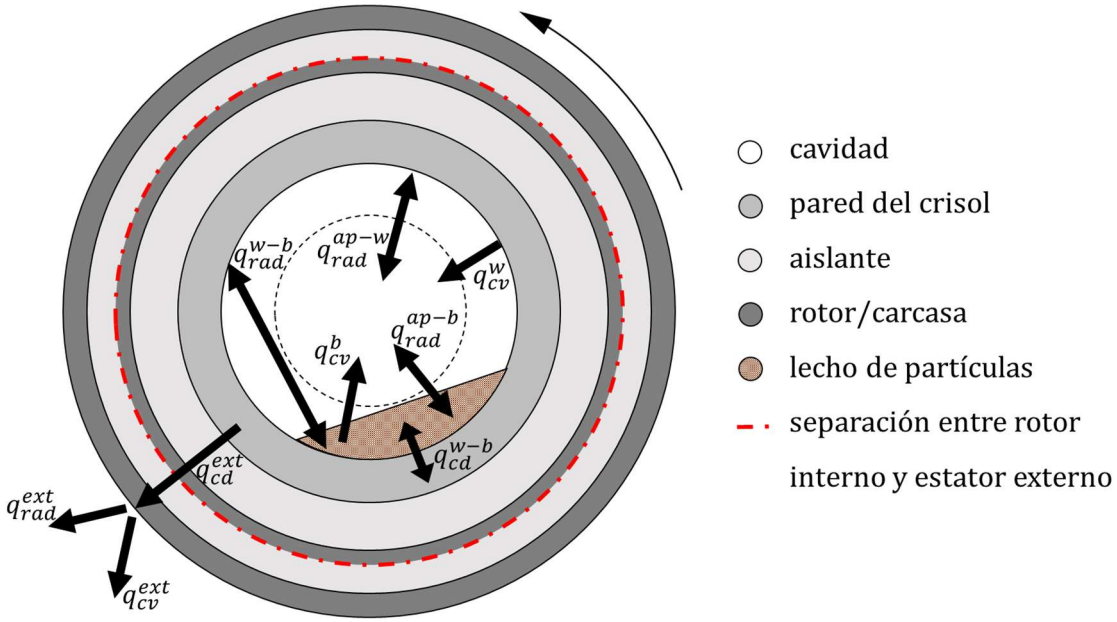


Fig. 5.1. Flujos de calor en la sección transversal del horno rotativo. La circunferencia mostrada con el trazado rojo separa las capas internas en rotación de las capas estáticas.

Se aplicaron varias simplificaciones al modelo para reducir el tiempo de computación (todo el proceso se simulaba en menos de tres minutos en un ordenador con un procesador i7-8700 de 3.2GHz y 16 GB de RAM); manteniendo una precisión aceptable en la evaluación del comportamiento térmico del receptor. Las aproximaciones asumidas en el modelo se detallan a continuación:

- siguiendo la metodología indicada por Incropera y col.[204], se realizó un análisis de sistema concentrado (también llamado análisis con parámetros concentrados) para el lecho de partículas y para las paredes del crisol. En estos análisis, se asumió que, gracias a la elevada conductividad de los materiales, la velocidad con que el calor se transfería al interior del cuerpo era suficiente como para considerar un aumento instantáneo y uniforme de la temperatura de todo el cuerpo. Para confirmar dicha aproximación, se evaluó el número de Biot (Bi), que representa el ratio entre el intercambio de calor por convección y por conducción para un cuerpo específico. Cuando el Bi es menor que 0.1, es posible desarrollar un análisis de sistema concentrado con un error asociado inferior al 5% en la distribución de temperatura dentro del cuerpo. Como regla general, cuanto más pequeño sea el número de Biot, menor es el error de aproximación[204,205];
- otra aproximación estaba relacionada con el intercambio de radiación entre las superficies internas de la cavidad. En presencia de varias superficies, no es siempre posible calcular el factor de visión (o factor de forma, F_{x-y}) con una simple expresión analítica. Por lo tanto, su evaluación se simplificó considerando el interior de la cavidad del UARR como un recinto cerrado compuesto por tres superficies: la apertura (A_{ap}), el lecho de partículas (A_b) y la pared interna del crisol (A_w). Ver Fig. 5.2;

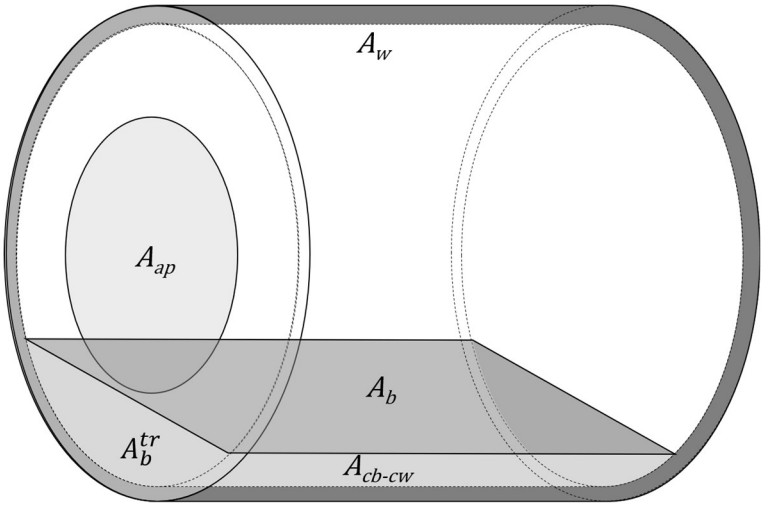


Fig. 5.2. Superficies de la cavidad consideradas en el modelo en presencia de partículas.

- se consideró también que A_{ap} era una superficie plana, estaba a la temperatura ambiente y su emisividad y absortividad eran iguales a uno;
- además, para evaluar la temperatura dentro de las diferentes capas de aislante del rotor y de la carcasa del UARR, se consideró el dispositivo como un cilindro finito con las bases adiabáticas. Eso significa que las pérdidas se asumieron solamente por las paredes laterales. Esta aproximación se justificaba con el hecho de que los espesores de aire y de aislante en las bases eran considerablemente mayores que en el caso de las paredes laterales;
- la sección transversal del lecho de partículas (A_b^{tr}) se aproximó con un segmento circular y, a partir de esta suposición, se realizó el cálculo de los principales parámetros geométricos del lecho, como se indica en el apartado 5.1.1;
- los posibles gradientes longitudinales se consideraron como una media de las diferentes secciones transversales del horno;
- de acuerdo con los datos indicados en la ficha técnica del carburo de silicio, las partículas estaban compuestas por una mezcla de diferentes materiales: SiC, C, Fe, Al, SiO_2 donde el SiC era el 96.5%. Por lo tanto, la densidad ρ_p correspondía a la media ponderada de las propiedades de los componentes de la mezcla y se asumió constante con la temperatura, mientras que la conductividad (K_p) y la capacidad calorífica específica (cp_p) presentan cambios significativos en el intervalo de temperatura considerado (entre 0 y 800 °C). Las expresión de dichos parámetros utilizadas en el modelos se muestran en la Tabla 5.1, junto con las expresiones relativas a los materiales que constituyen el UARR y al aire seco;
- la emisividad del material, la absortividad y la reflectividad variaban también con la temperatura, el ángulo sólido y la longitud de onda; sin embargo, no se encontraron muchos estudios en la literatura para estas propiedades en el rango de entre 100 y 1000 °C y en las longitudes de onda del VIS y del NIR. En este caso,

como en otras situaciones prácticas, se utilizó una emisividad media y constante para todas las direcciones, longitudes de onda (suposición de cuerpo gris) y en todo el rango de temperatura indicado[206].

Como se muestra en la Tabla 5.2, donde se indican los valores utilizado en las simulaciones para reproducir el ensayo 9 de la Tabla 4.4, el receptor trabajaba en diferentes condiciones que variaban en el tiempo; por lo que el modelo propuesto tenía que simular el comportamiento del dispositivo cuando las condiciones de contorno cambiaban. Por ejemplo, cuando el crisol estaba vacío, los flujos de calor que se referían al lecho granular no estaban presentes y, por lo tanto, los intercambios de radiación del lecho con la apertura (q_{rad}^{ap-b}) y con la pared (q_{rad}^{w-b}) desaparecían. Lo mismo le ocurría a las pérdidas de calor por convección de las partículas (q_{cv}^{b}) y al intercambio de calor por conducción entre pared y lecho (q_{cd}^{w-b}). Así, cuando el SiC se encontraba en el interior de la cavidad, todos los flujos representados en la Fig. 5.1 se calcularon para cada instante de la simulación.

Tabla 5.1. Propiedades de los materiales del UARR, del SiC y del aire en función de la temperatura[28,159,207–213].

Propiedad	**Unidad**
$K_w = 29, 12, 9 \text{ at } 20, 500, 1000\ °C$	W m^{-1}K^{-1}
$cp_w = 1000 \cdot (1.0446 + 1.742 \cdot 10^{-4} \cdot T - 2.796 \cdot 10^{4} \cdot T^{-2})$	J kg^{-1}K^{-1}
$\rho_w = 3900$	kg m^{-3}
$\varepsilon_w = 0.07$	-
$K_{ins} = 0.06, 0.1, 0.16, 0.25, 0.39 \text{ at } 200, 400, 600, 800, 1000\ °C$	W m^{-1}K^{-1}
$cp_{ins} = 880, 1047 \text{ at } 200, 982\ °C$	J kg^{-1}K^{-1}
$\rho_{ins} = 100$	kg m^{-3}
$K_{steel} = 9.705 + 0.0176 \cdot T - 1.60 \cdot 10^{-6} \cdot T^2$	W m^{-1}K^{-1}
$cp_{steel} = 6.683 + 0.04906 \cdot \mathrm{T} + 80.74 \cdot \log(T)$	J kg^{-1}K^{-1}
$\rho_{steel} = 7750$	kg m^{-3}
$\varepsilon_{steel} = 0.07$	-
$K_p = 1299 - 3.9407 \cdot T + 4.8745 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 - 2.6974 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 + 5.4787 \cdot 10^{-10} \cdot T^4$	W m^{-1}K^{-1}
$cp_p = -126.97 + 3.7396 \cdot T - 4.1047 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 2.1063 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 4.0566 \cdot 10^{-10} \cdot T^4$	J kg^{-1}K^{-1}
$\rho_p = 3215$	kg m^{-3}
$\rho_b = 1720$	kg m^{-3}
$\varepsilon_p = 0.85$	-
$K_{air} = -6.451 \cdot 10^{-4} + 1.033 \cdot 10^{-4} \cdot T - 5.157 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 1.965 \cdot 10^{-11} \cdot T^3 - 3.225 \cdot 10^{-15} \cdot T^4$	W m^{-1}K^{-1}
$cp_{air} = 997.6 + 1.458 \cdot 10^{-1} \cdot T - 1.236 \cdot 10^{-3} \cdot T^2 + 4.085 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 5.371 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 + 3.526 \cdot 10^{-12} \cdot T^5 - 1.159 \cdot 10^{-15} \cdot T^6 + 1.523 \cdot 10^{-19} \cdot T^7$	J kg^{-1}K^{-1}

Tabla 5.2. Parámetros para la simulación del proceso en cada fase del ensayo 9 con el SiC en el LaCoSA.

Fases	**Velocidad de rotación (rpm)**	**Masa partículas (g)**	**Estado HFSS**	**Inicio en el modelo (minutos)**
P1 - Precalentamiento	0	0	On	0
P2 - Carga	7.5	0-43	Off	165
P3 - Calentamiento	7.5	43	On	169
P4 - Enfriamiento	7.5	43	Off	252

5.1.1. Datos geométricos

Antes de calcular las pérdidas por radiación, reflexión, convección y conducción, que se detallan en los apartados 5.1.2 – 5.1.5, se calcularon los valores de las superficies y de los volúmenes relativos al lecho de partículas y al interior del crisol. Con las condiciones de trabajo utilizadas en los experimentos (N = 7.5 rpm, $FR\%$ = 10.9%), el volumen ocupado por el lecho granular (V_b) se pudo aproximar a un segmento cilíndrico ($A_b^{tr} \cdot L$). En las ecuaciones 5.1-5.6, V_{cav} es el volumen interno de la cavidad, θ es el ángulo central que está delimitado por la cuerda c, h es la altura del lecho y A_{cb-cw} es el área de contacto entre el lecho y la superficie interna del crisol (ver Fig. 4.13b y 5.2).

$$FR\% = \frac{V_b}{V_{cav}} \cdot 100 \tag{5.1}$$

$$A_b^{tr} = \frac{V_b}{L} = \frac{R^2(\theta - \sin\theta)}{2} \tag{5.2}$$

$$c = 2R\sin\frac{\theta}{2} \tag{5.3}$$

$$A_b = c \cdot L \tag{5.4}$$

$$h = R\left(1 - \cos\frac{\theta}{2}\right) \tag{5.5}$$

$$A_{cb-cw} = \theta \cdot R \cdot L + 2A_b^{tr} \tag{5.6}$$

5.1.2. Intercambio de calor por radiación

La potencia asociada a los flujos de radiación intercambiados entre dos superficies (Q_{rad}^{x-y}) se calculan de acuerdo con la ecuación 5.7,

$$Q_{rad}^{x-y} = -Q_{rad}^{y-x} = A_x F_{x-y}(J_x - J_y) = A_y F_{y-x}(J_y - J_x) \tag{5.7}$$

donde A_x es el área de una superficie genérica x, F_{x-y} es el factor de forma (o de visión) que se define come la fracción de la energía que sale de la superficie x y es interceptada

por la superficie y[204], J_x y J_y son las radiosidades de las correspondientes superficies. La radiosidad genérica J_x se define como la suma de los flujos de radiación emitidos y reflejados por la superficie x[204]. Para calcular F_{x-y} es necesario realizar unas simplificaciones:

- cada superficie del material es considerada espacialmente uniforme con emisividad, absortividad y reflectividad homogéneas;
- se diferencian los casos con y sin partículas. En el caso del receptor vacío se consideran sólo dos superficies: la apertura (A_{ap}) y la pared interior de la cavidad (A_w). F_{ap-w} se considera igual a 1 porque la apertura es una superficie plana que está encerrada por las paredes de la cavidad. F_{w-ap} por lo tanto, se puede calcular como la relación entre ambas superficies: $\frac{A_{ap}}{A_w}$;
- para el caso con partículas en el receptor la parte superior del lecho (A_b) se trata como una superficie plana que corta el volumen del cilindro interno de la cavidad. En ese caso, A_w representa la parte interna de la cavidad que no está recubierta por el lecho de partículas. Por lo tanto, para el cálculo del intercambio de radiación entre las superficies internas del horno rotativo, se tienen en cuenta solamente tres superficies, entre las cuales se incluye la apertura del receptor (ver Fig. 5.2 y 5.3).

En la Fig. 5.3a se muestra el triángulo de la red de intercambio de radiación y en la Fig. 5.3b el diagrama esquemático del intercambio de radiación. El triángulo de la red de radiación se basa en una analogía con un sistema eléctrico, donde $(A_x \cdot F_{x-y})^{-1}$ son las resistencias y las diferencias de radiosidad de las superficies ($J_x - J_y$) o ($E_x - J_x$) corresponden con las diferencias de potenciales[214]. E_x representa el total de la potencia emitida por un cuerpo negro a la temperatura de la superficie x. En la apertura, el flujo de radiación entrante en la cavidad se considera igual a la suma de la potencia emitida por el ambiente (E_{ap}) y el flujo entrante por la apertura (q_{in}). Cada intercambio de radiación efectivo (Q_{rad}^{x-y}) indicado en la Fig. 5.3b, se obtiene multiplicando la diferencia entre las radiosidades por el área A_x de la superficie x y por el correspondiente factor de forma F_{x-y}. En el caso de la apertura, las reflexiones no se consideran y la potencia emitida corresponde con la potencia entrante Q_{in}. Ésta se divide en dos componentes: uno hacia el interior de la cavidad y el otro hacia el lecho de partículas. El cálculo del factor de forma de cada pareja de superficies (ver Fig. 5.3a) se basa en la relación de reciprocidad ($A_x F_{x-y} = A_y F_{y-x}$) y la regla de la suma ($\sum_{y=1}^{n} F_{x-y} = 1$)[214]. F_{b-ap} se obtuvo con la correlación propuesta por Abishek y col.[215] para un disco y un rectángulo perpendiculares entre ellos (ver ecuación 5.8).

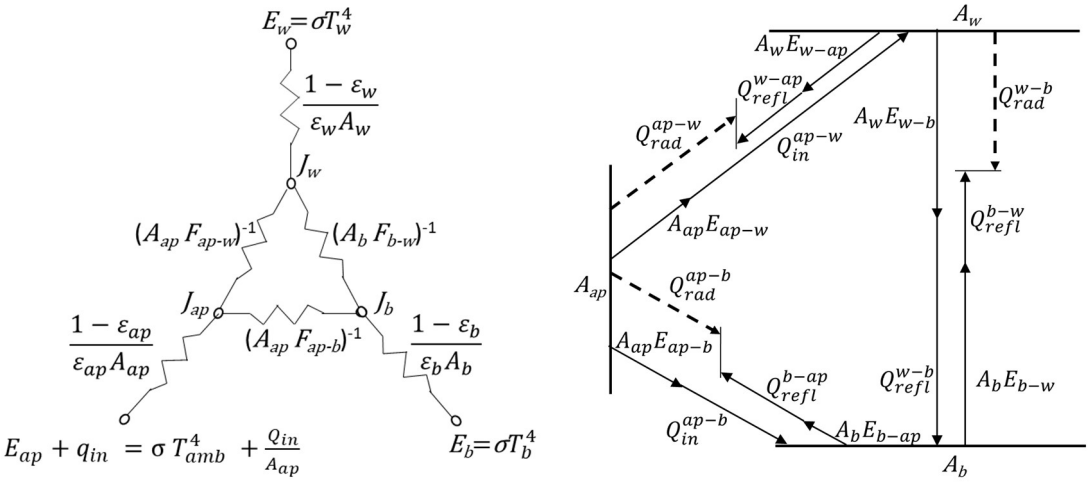


Fig. 5.3. (a) Representación tipo red del intercambio de radiación para las tres superficies del recinto cerrado en que se ha simplificado la cavidad del horno rotativo[214]. (b) Intercambio de radiación entre superficies. El sentido de las flechas corresponde con los valores positivos del flujo de calor durante el calentamiento del receptor (Q_{in}>0).

El disco representa la apertura de la cavidad y el rectángulo se refiere al plano del lecho que corta el cilindro justo por debajo de la apertura. Con este método se despreció la pequeña zona de crisol descubierta entre el plano de partículas y la apertura (ver Fig. 5.2). La siguiente correlación es válida para $0.1 < \frac{L}{R_{ap}} < 10.0$ y $0.1 < \frac{c}{R_{ap}} < 10.0$.

$$F_{b-ap} = \frac{0.5974\left[\left(0.05\frac{c}{R_{ap}} + \left(\frac{c}{R_{ap}}\right)^2\right)^{0.4976}\left(0.05\frac{L}{R_{ap}} + \left(\frac{L}{R_{ap}}\right)^2\right)^{0.2091} + 0.5974\left(0.1A_{ap} + A_{ap}^2\right)^{0.0613}\right]}{\left(\frac{c}{R_{ap}} + \left(\frac{c}{R_{ap}}\right)^4\right)^{0.4685} + \left(\frac{L}{R_{ap}} + \left(\frac{L}{R_{ap}}\right)^4\right)^{0.30775} + \left(\mathrm{A}_{ap} + \mathrm{A}_{\mathrm{ap}}^2\right)^{0.7457}} \quad (5.8)$$

Una vez que se conocieron todos los $F_{x\text{-}y}$, se resolvió un sistema lineal de radiosidades en cada nodo. El sistema se describió matricialmente de la siguiente manera[214]:

$$[\boldsymbol{A}] \cdot [\boldsymbol{J}] = [\boldsymbol{B}] \quad (5.9)$$

donde,

$$[\boldsymbol{A}] = \begin{pmatrix} F_{w-ap} + F_{w-b} + \frac{\varepsilon_w}{1-\varepsilon_w} & -F_{w-b} & -F_{w-ap} \\ -F_{b-w} & F_{b-ap} + F_{b-w} + \frac{\varepsilon_b}{1-\varepsilon_b} & -F_{b-ap} \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

$$[\boldsymbol{J}] = \begin{pmatrix} J_w \\ J_b \\ J_{ap} \end{pmatrix} \tag{5.11}$$

$$[\boldsymbol{B}] = \begin{pmatrix} \sigma T_w^4 \dfrac{\varepsilon_w}{1-\varepsilon_w} \\ \sigma T_b^4 \dfrac{\varepsilon_b}{1-\varepsilon_b} \\ \sigma T_{amb}^4 + \dfrac{Q_{in}}{A_{ap}} \end{pmatrix} \tag{5.12}$$

y se resolvió por [$\boldsymbol{J}$] usando la expresión de la ecuación 5.13.

$$[\boldsymbol{J}] = [\boldsymbol{A}]^{-1}[\boldsymbol{B}] \tag{5.13}$$

Siendo $\varepsilon_{ap} = 1$, la tercera fila de [$\boldsymbol{A}$] se pudo simplificar y J_{ap} resultó igual a $E_{ap} + q_{in}$, como en un cortocircuito eléctrico donde no hay resistencias presentes entre los nodos. Sin embargo, las radiosidades dependen de la temperatura de la superficie y por lo tanto tuvo que resolverse el sistema en cada instante en que se realizó el balance de energía. El intercambio de radiación total entre parejas de superficies se obtuvo con las siguientes expresiones indicadas en las ecuaciones 5.14, 5.15 y 5.16.

$$Q_{rad}^{w-b} = -Q_{rad}^{b-w} = A_w F_{w-b}(J_w - J_b) = A_b F_{b-w}(J_b - J_w) \tag{5.14}$$

$$Q_{rad}^{b-ap} = -Q_{rad}^{ap-b} = A_b F_{b-ap}(J_b - J_{ap}) = A_{ap} F_{ap-b}(J_{ap} - J_b) \tag{5.15}$$

$$Q_{rad}^{w-ap} = -Q_{rad}^{ap-w} = A_w F_{w-ap}(J_w - J_{ap}) = A_{ap} F_{ap-w}(J_{ap} - J_w) \tag{5.16}$$

En la ecuación 5.17 se cuantificaron las pérdidas por radiación en el receptor a través de la apertura del UARR debido a la diferencia de temperatura entre la superficie de las paredes o de las partículas y la temperatura ambiente exterior.

$$Q_{rad}^{l} = Q_{rad-out}^{w} + Q_{rad-out}^{b} = A_w E_{w-ap} + A_b E_{b-ap} = \frac{\sigma(T_w^4 - T_{amb}^4)A_w}{\dfrac{1}{F_{w-ap}} + \dfrac{1-\varepsilon_w}{\varepsilon_w}} + \frac{\sigma(T_b^4 - T_{amb}^4)A_b}{\dfrac{1}{F_{b-ap}} + \dfrac{1-\varepsilon_b}{\varepsilon_b}} \tag{5.17}$$

Finalmente, se calculó la emisividad aparente de la cavidad vacía (ε_{ap}^{cav}) con el fin de evaluar su capacidad para reducir las pérdidas por radiación y reflexión a través de su apertura. Para el cálculo se utilizó la expresión indicada por Sparrow y col.[216] que, considerando el interior de la cavidad a una temperatura uniforme (T_w), define la emisividad aparente como el ratio entre la potencia radiativa saliente por la apertura ($Q_{rad-out}^{w}$) y la energía emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y con una superficie igual a la de la apertura (ver ecuación 5.18).

$$\varepsilon_{ap}^{cav} = \frac{Q_{rad-out}^{w}}{A_{ap}\sigma T_w^4} \tag{5.18}$$

5.1.3. Pérdidas por reflexión

Los receptores de cavidad presentan menores pérdidas por reflexión comparados con los receptores externos. Sin embargo, parte de la radiación que incide sobre el receptor sigue saliendo por la apertura y se pierde en el ambiente. De la Fig. 5.2b y 5.3 se pueden deducir las ecuaciones 5.19, 5.20, y 5.21 para cuantificar las pérdidas por reflexión en el modelo.

$$Q_{refl}^{w-ap} = A_{ap}E_{ap-w} + Q_{in}^{ap-w} - Q_{rad}^{w-ap} - Q_{rad-out}^{w} = J_{ap}A_{ap}F_{ap-w} - Q_{rad}^{w-ap} - Q_{rad-out}^{w} \tag{5.19}$$

$$Q_{refl}^{b-ap} = A_{ap}E_{ap-b} + Q_{in}^{ap-b} - Q_{rad}^{b-ap} - Q_{rad-out}^{b} = J_{ap}A_{ap}F_{ap-b} - Q_{rad}^{b-ap} - Q_{rad-out}^{b} \tag{5.20}$$

$$Q_{refl}^{l} = Q_{refl}^{w-ap} + Q_{refl}^{b-ap} \tag{5.21}$$

5.1.4. Pérdidas por convección

Las pérdidas convectivas internas de un horno rotativo con una cavidad abierta se consideraron análogas a las pérdidas generadas en un receptor estático de cavidad solar. Varios autores han propuesto y utilizado varias correlaciones para calcularlas[217–220]. En este trabajo, se siguió la metodología propuesta por Siebers y Kraabel[217]. Las pérdidas por convección se dividieron en forzadas (*fc*) y naturales (*nc*) para las superficies del lecho y de las paredes. El coeficiente de intercambio por convección (h_{cv}) se obtuvo sumando los coeficientes calculados para las dos componentes, como se muestra en la ecuación 5.22:

$$h_{cv} = h_{nc} + h_{fc} = \frac{Nu_{nc} \cdot K_{air}}{D} + h_{fc} \tag{5.22}$$

donde K_{air} es la conductividad del aire. Stine and Mcdonald[218] indicaron que el *Nu* para la convección natural se puede calcular con las ecuaciones 5.23-5.27, donde *Gr* es el número de Grashof ($10^5 < Gr < 10^{12}$), *s* es la inclinación del receptor en grados (para el caso presente *s* = 0), β es el coeficiente de expansión volumétrica, ν es la viscosidad cinemática del aire a la temperatura ambiente y *g* es la aceleración de gravedad.

$$Nu_{nc} = 0.088 \cdot Gr^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{T_{cav}}{T_{amb}}\right)^{0.18} \cdot (\cos s)^{2.47} \cdot \left(\frac{D_{ap}}{D}\right)^{p} \tag{5.23}$$

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{cav} - T_{amb}) \cdot D^3}{\nu^2} \tag{5.24}$$

$$p = 1.12 - 0.982 \cdot \left(\frac{D_{ap}}{D}\right) \tag{5.25}$$

$$T_{cav} = \frac{T_w A_w + T_b A_b}{A_{cav}} \tag{5.26}$$

$$A_{cav} = A_w + A_b \tag{5.27}$$

Para calcular el Nu para la convección forzada se utilizó la correlación de Ma[220] indicada en la ecuación 5.28,

$$h_{fc} = 0.1967 \cdot (v_{rot} + v_{air})^{0.1849} \tag{5.28}$$

donde v_{rot} y v_{air} son la velocidad de rotación en la pared interna del crisol y la velocidad del aire en el laboratorio, respectivamente, ambas en $m \cdot s^{-1}$.

Sin embargo, un horno rotativo no es exactamente lo mismo que un receptor fijo; según Tscheng y Watkinson[92], la convección en el lecho de partículas (Q_{cv}^b) podría ser hasta de un orden de magnitud más alta que en las paredes interna del horno (Q_{cv}^w). Sammouda y col.[42] obtuvieron que el coeficiente convectivo para las partículas era aproximadamente cinco o seis veces el valor del coeficiente para la pared de la cavidad. Esta diferencia se debe principalmente a la aproximación de la superficie del lecho de partículas a un rectángulo, subestimando el valor real del área de intercambio. Por esta razón, las expresiones de las pérdidas convectivas de la pared y el lecho granular se diferenciaron entre ellas (ver ecuaciones 5.29, 5.30 y 5.31). Por lo tanto, para tener en cuenta la rotación del horno y los efectos sobre el lecho de partículas, las pérdidas por convección en el lecho se multiplicaron por un factor de corrección (f_{cv}^b), como se muestra en la ecuación 5.31.

$$Q_{cv}^l = Q_{cv}^w + Q_{cv}^b \tag{5.29}$$

$$Q_{cv}^w = h_{cv} \cdot (T_w - T_{amb}) \cdot A_w \tag{5.30}$$

$$Q_{cv}^b = h_{cv} \cdot (T_b - T_{amb}) \cdot A_b \cdot f_{cv}^b \tag{5.31}$$

Una vez conocido h_{cv}, para comprobar la validez de la suposición de los análisis de sistemas concentrados para las paredes y el lecho de partículas, se calcularon los correspondientes números de Biot (Bi) como se indica en las ecuaciones 5.32 y 5.33. Ambos valores deben resultar menores que 0.1.

$$Bi_w = Lc_w \cdot \frac{h_{cv}^w}{K_w} \text{ with } Lc_w = L \tag{5.32}$$

$$Bi_b = Lc_b \cdot \frac{h_{cv}^b}{K_b} \text{ with } Lc_b = V_b/(A_b \cdot f_{cv}^b) \tag{5.33}$$

5.1.5. Intercambio de calor por conducción

La transferencia de calor entre la pared cubierta y el lecho granular (Q_{cd}^{w-b}) también se incluyó en el modelo. Para hacer eso, se utilizó un coeficiente de intercambio (h_{w-b}), como se muestra en la ecuación 5.34.

$$Q_{cd}^{w-b} = -Q_{cd}^{b-w} = h_{w-b} A_{cb-cw}(T_w - T_b) \tag{5.34}$$

En la literatura se encuentran varias correlaciones para evaluar la transferencia de calor por contacto entre la pared interior del horno y el material granular. Sin embargo, los valores de h_{w-b} predichos por las diferentes correlaciones no son concluyentes. Herz y col.[221] compararon cuatro de los modelos más utilizados: Wes[222], Tscheng[92], Li[223] y Schlunder [224] con los resultados experimentales logrados en un tambor rotativo a escala de laboratorio y calentado indirectamente. Además, realizaron un análisis de sensibilidad variando el tipo de material, el tamaño de partícula, el grado de llenado y la velocidad de rotación. Los autores encontraron que la correlación de Li y col. era la que mejor se aproximaba a los resultados experimentales. La expresión indicada por Li y col. se muestra en la ecuación 5.35 y los parámetros involucrados se indican en las ecuaciones 5.36 – 5.40,

$$h_{w-b} = \frac{1}{\frac{d_p \cdot \Gamma}{K_{air}} + \frac{1}{\frac{2K_b}{\sqrt{\pi \tau \alpha_b}}}} \tag{5.35}$$

$$\alpha_b = \frac{K_b}{\rho_b \cdot cp_b} \tag{5.36}$$

$$cp_b = \varphi \cdot cp_{air} + (1 - \varphi) \cdot cp_p \tag{5.37}$$

$$\varphi = 1 - \rho_{rel} = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_p} \tag{5.38}$$

$$\tau_c = \frac{\theta}{\omega} \tag{5.39}$$

donde Γ es un parámetro experimental que está entre 0.096 y 0.198, α_b es la difusividad térmica del lecho, K_b y K_{air} son la conductividad efectiva del lecho y del aire, ρ_b, ρ_p, ρ_{rel} son la densidad del lecho, de una partícula y el ratio entre ellas, respectivamente, cp_b, cp_p y cp_{air} son el calor específico del lecho, de una partícula y del aire, respectivamente, φ es la porosidad del lecho y τ_c es el "tiempo de contacto", el cual corresponde al tiempo en que una partícula está en contacto con la pared del crisol (pared cubierta) antes de

llegar a la superficie del lecho. K_{air} y cp_{air} se calcularon considerando la temperatura intersticial del aire igual a la del lecho de partículas.

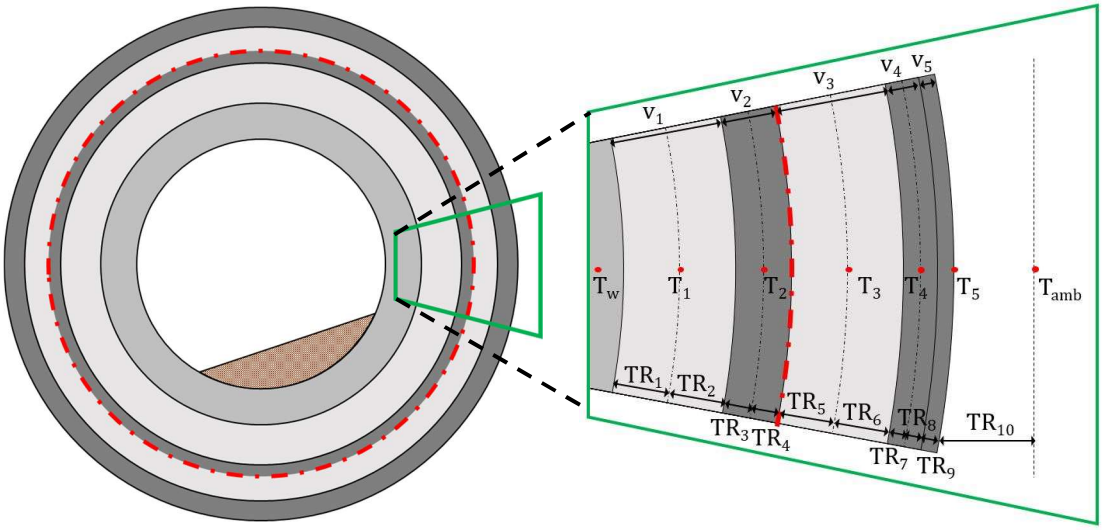
En la mayoría de las correlaciones, h_{w-b} está relacionado con K_b, existiendo también para este parámetro numerosas formulaciones en la literatura. Abyzov y col.[225] resumieron la mayoría de ellas e indicaron que el valor real de K_b para un material granular debería incluirse entre el valor más bajo, obtenido con el modelo de Maxwell[226], y el más alto, evaluado con la teoría del medio efectivo (EMT) analizada por Carson y col.[227] (ver ecuación 5.40). Como se vio en el capítulo 3, debido a la gran variedad de modelos y teorías con resultados discordantes, se realizó un análisis de sensibilidad de estos parámetros para encontrar los valores que mejor se ajustaban a los datos experimentales obtenidos con el SiC en el LaCoSA.

$$K_b = \frac{1}{4} K_{air} \left\{ \frac{(2-3\varphi)\cdot K_p}{K_{air}} + 3\varphi - 1 + \sqrt{\left[\left(\frac{(2-3\varphi)\cdot K_p}{K_{air}}\right) + 3\varphi - 1\right]^2 + \frac{8K_p}{K_{air}}} \right\} \quad (5.40)$$

Para evaluar los resultados del análisis de sensibilidad, se calcularon, para la temperatura de la pared y de las partículas, la raíz del error cuadrático medio (RMSE) y el error porcentual absoluto medio (MAPE). Las expresiones matemáticas de estos dos parámetros se incluyen en la sección 5.4.

5.1.6. Energía almacenada y pérdidas térmicas en el rotor, en el aislamiento y en la carcasa del receptor

Para cuantificar las pérdidas térmicas por conducción, radiación y convección desde la carcasa externa del receptor (Q_{ext}^{l}), se realizó un submodelo donde el UARR se discretizó radialmente en cinco volúmenes de control y en diez elementos (ver Fig. 5.4).



(a) (b)

Fig. 5.4. (a) Sección transversal del horno rotativo. (b) Vista detallada del área limitada en verde donde se muestran los diferentes volúmenes de control y las resistencias térmicas de cada elemento de cálculo usado en el modelo.

Para simplificar, la pared de fondo y la frontal se consideraron adiabáticas y en los cálculos de la conducción se despreciaron los eventuales efectos de la rotación entre el rotor de metal y la capa fija de aislante. Los volúmenes de control correspondían a las diferentes capas de material. El metal externo de la carcasa estaba dividido en dos volúmenes. Cada volumen de control, con excepción del último, se subdividió en dos elementos y se añadió un elemento adicional para considerar el intercambio con el ambiente. A cada uno de los elementos se le asoció una resistencia térmica. Haciendo una analogía con un sistema eléctrico, la resistencia térmica por conducción (TR_{cd}), convección (TR_{cv}) y radiación (TR_{rad}) se pudieron calcular a partir de un circuito resistivo con elementos en serie y paralelo[204] (ver Fig. 5.5). La resistencia térmica por conducción a través de las diferentes capas de la carcasa del receptor se calculó de acuerdo con la ecuación típica para un anillo cilíndrico finito. Así, para los elementos $1 < j < 9$,

$$TR_j = \frac{\ln\left(R_j/R_{j-1}\right)}{2\pi K_j \cdot \Delta R_j} \tag{5.41}$$

donde R_j, R_{j-1}, ΔR_j y K_j son el radio interno, externo, la longitud y la conductividad del elemento cilíndrico j, respectivamente. En el último elemento ($j = 10$) la resistencia térmica se obtiene de la disposición en paralelo de la resistencia por convección y radiación hacia el ambiente. En este caso, para el elemento $j = 10$,

$$TR_{10} = TR_{rad-cv} = \frac{TR_{rad} \cdot TR_{cv}}{TR_{rad} + TR_{cv}} \tag{5.42}$$

$$TR_{cv} = \frac{1}{h_{cv}^{ext} A_{ext}} \tag{5.43}$$

$$TR_{rad} = \frac{1}{\varepsilon_{ext}\sigma A_{ext}(T_{ext} + T_{amb})(T_{ext}^2 + T_{amb}^2)} \tag{5.44}$$

donde T_{ext} y T_{amb} corresponden con la temperatura exterior de la carcasa y a la temperatura ambiente, respectivamente. σ es la constante de Stefan-Boltzmann y A_{ext}, h_{cv}^{ext}, ε_{ext} son la superficie externa, el coeficiente de convección externo y la emisividad de la carcasa. Hay que tener en cuenta que A_{ext} representa sólo a la pared lateral. Esto se justifica con la presencia de espesores mayores de aislante o de aire estancado tanto en el fondo como en la parte frontal del UARR.

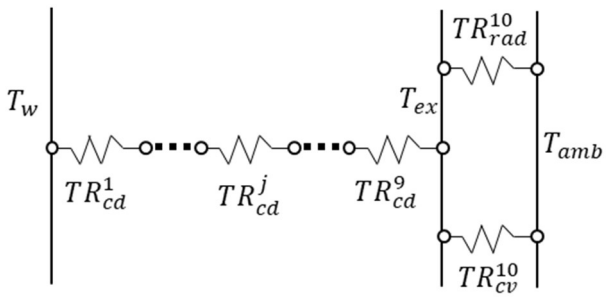


Fig. 5.5. Analogía con un circuito eléctrico para las pérdidas externas desde la pared de la cavidad hacia el ambiente que rodea la carcasa externa del receptor.

5.1.6.1. Análisis de las pérdidas en el estado transitorio

Hasta ahora se han descrito los intercambios de energía para un instante específico; sin embargo, para evaluar el transitorio del comportamiento térmico es necesario discretizar también el tiempo. Para resolver las pérdidas térmicas por conducción se utilizó un método numérico explícito (ver ecuaciones 5.45, 5.46 y 5.47). Este tipo de métodos, comparado con los implícitos, suelen ser más sencillos desde un punto de vista de la programación y del coste computacional siempre y cuando cumplan unos requisitos de estabilidad que se determinan imponiendo condiciones sobre el intervalo en que se discretiza el horizonte temporal.

La temperatura calculada en el interior de la cavidad en el instante precedente (T_w^{t-1}) se utilizó como condición de contorno para estimar la temperatura en la dirección radial de las capas de aislante, del rotor y de la carcasa. Para el volumen de control i = 1,

$$T_1^t = T_1^{t-1} + \frac{\Delta t}{m_1 \cdot cp_1} \cdot \left[\frac{T_w^{t-1} - T_1^{t-1}}{TR_1} + \frac{T_1^{t-1} - T_2^{t-1}}{TR_2 + TR_3} \right] \tag{5.45}$$

en los volúmenes de control con $2 < i < 4$ y con los elementos $j = 2i$,

$$T_i^t = T_i^{t-1} + \frac{\Delta t}{m_i \cdot cp_i} \cdot \left[\frac{T_{i-1}^{t-1} - T_i^{t-1}}{TR_{j-2} + TR_{j-1}} + \frac{T_i^{t-1} - T_{i+1}^{t-1}}{TR_j + TR_{j+1}} \right] \tag{5.46}$$

por i = 5, $T_5 = T_{ext}$.

$$T_{ext}^t = T_{ext}^{t-1} + \frac{\Delta t}{m_5 \cdot cp_5} \cdot \left[\frac{T_4^{t-1} - T_{ext}^{t-1}}{TR_8 + TR_9} + \frac{T_{ext}^{t-1} - T_{amb}^{t-1}}{TR_{10}} \right] \tag{5.47}$$

Para asegurar la convergencia del cálculo, se estableció un criterio de estabilidad que limitaba el intervalo de tiempo (Δt) utilizable en el modelo. El intervalo tenía que ser menor de un valor máximo ($\Delta t < \Delta t_{max}^i$) para cada volumen de control. La expresión del criterio de estabilidad se describe en la ecuación 5.48.

$$\frac{\Delta t_{max}^i}{m_i \cdot cp_i} \cdot \left[\frac{T_{i-1}^{t-1} - T_i^{t-1}}{TR_{j-2} + TR_{j-1}} + \frac{T_i^{t-1} - T_{i+1}^{t-1}}{TR_j + TR_{j+1}} \right] < 1 \tag{5.48}$$

Una vez que se definió el tamaño del intervalo temporal, se pudieron calcular las pérdidas a través de la carcasa externa (Q_l^{ext}) utilizando la ecuación 5.49,

$$Q_l^{ext} = Q_{cd}^{ext} + Q_{rad}^{ext} + Q_{cv}^{ext} = \sum_{i=1}^{5} m_i cp_i \cdot \frac{T_i^t - T_i^{t-1}}{\Delta t} + \frac{T_5^t - T_{amb}}{TR_{10}} \tag{5.49}$$

donde m_i, cp_i, T_i^t, y T_i^{t-1} son la masa, el calor específico y las temperaturas del volumen de control i-ésimo en el instante t y t-1, respectivamente, T_5^t es la temperatura externa de la carcasa del horno, T_{amb} es la temperatura ambiente y TR_{10} es la resistencia térmica por convección y radiación del décimo elemento. Estas pérdidas incluyen la energía almacenada debido a la capacidad térmica del aislamiento, el rotor y la carcasa.

5.1.7. Balances de energía

Una vez conocidos todos los flujos de calor y las potencias térmicas relativas, se definieron los balances de energía y se calcularon, a partir de las ecuaciones 5.50 y 5.51, las nuevas temperaturas del lecho de partículas y de la pared del crisol en el instante t.

$$Q_{net}^{b} = \frac{m_b cp_b \left(T_b^t - T_b^{t-1}\right)}{\Delta t} = Q_{rad}^{ap-b} + Q_{rad}^{w-b} + Q_{cd}^{w-b} - Q_{cv}^{b} \tag{5.50}$$

$$Q_{net}^{w} = \frac{m_w cp_w (T_w^t - T_w^{t-1})}{\Delta t} = Q_{rad}^{ap-w} - Q_{rad}^{w-b} - Q_{cd}^{w-b} - Q_{cv}^{w} - Q_{l}^{ext} \tag{5.51}$$

En las diferentes fases de los ensayos experimentales, se encendía y a apagaba el simulador solar. En el modelo, para tener en cuenta que la potencia proporcionada por el simulador (Q_{in}) cambiaba su valor dependiendo de la fase del proceso, se le asignó un valor a Q_{in} en función del instante considerado, como se muestra en la ecuación 5.52.

$$Q_{in}^{t} = \begin{cases} 369\ W & if\ t < t_{PH}\ or\ t_L < t < t_H \\ 0 & if\ t_{PH} < t < t_L\ or\ t_H < t < t_{end} \end{cases} \tag{5.52}$$

donde t es un instante genérico entre t_0 y t_{end} (instantes inicial y final de la simulación), t_{PH} es el instante en que termina la fase de precalentamiento y se apaga el simulador solar antes de introducir las partículas en el receptor, t_L es el momento en que se vuelve a encender el simulador después de que las partículas se hayan insertado en el UARR (final de la fase de carga y comienzo del calentamiento de las partículas) y t_H es el momento en que se termina el calentamiento de las partículas, se apaga el simulador y comienza la fase de enfriamiento. Las partículas se introdujeron dentro del UARR en el instante t_p entre t_{PH} y t_L. Las operaciones de carga duraban unos segundos; sin embargo, para simplificar el modelo, se consideró una variación instantánea de la masa de partículas entre cero y el valor correspondiente a la masa del lecho.

5.1.8. Eficiencia del UARR

Se calculó la eficiencia del UARR (η_{UARR}^{t}) en cada instante t, como el ratio entre la energía absorbida por las partículas ($En_{b,net}^{t}$) y la energía entrante por la cavidad (En_{in}^{t}) que había sido proporcionada por el simulador solar hasta el instante t (ver ecuación 5.53). En este caso también, t es un instante genérico entre el comienzo (t_0) y el final (t_{end}) del proceso simulado.

$$\eta_{UARR}^{t} = \frac{En_{b,net}^{t}}{En_{in}^{t}} = \frac{\mathrm{m_b} \cdot \sum_{t_0}^{t} \mathrm{c_p^t} \cdot \left(\mathrm{T_b^t} - \mathrm{T^{t-1}}_b\right)}{\sum_{t_0}^{t} Q_{in}^{t} \cdot \Delta t} \tag{5.53}$$

En el cálculo de la eficiencia, no se incluyeron las pérdidas por desbordamiento de la radiación emitida por la lámpara del simulador.

5.2. Modelo CFD (funcionamiento por lotes)

El modelo que se detalla en este apartado se planteó para evaluar la distribución de temperatura en el interior del lecho de partículas y para comparar la diferencia en el calentamiento del lecho en presencia y ausencia de rotación en el receptor. El modelo CFD presenta un enfoque euleriano continuo (ECA, *Eulerian Continuum Approach*) que se aplica a materiales granulares cuyo comportamiento se aproxima a un fluido multifásico.

Para realizar el cálculo, se empleó el software Ansys Fluent 19.2 en un ordenador con 3.20 GHz y 16 GB de RAM. Las simulaciones se realizaron con seis procesadores en paralelo. El tamaño del grano es un factor que condiciona fuertemente tanto la física del proceso como las condiciones de modelización. En particular, para granos más pequeños son necesarios intervalos temporales más cortos y mallados más finos para obtener una convergencia del sistema. Las simulaciones iniciales que se realizaron para comprobar el comportamiento del SiC, con un tamaño medio del grano de 0.4 mm, necesitaban de un intervalo de tiempo de 10^{-5} segundos para asegurar la convergencia y un coste computacional excesivamente alto con tiempos de cálculo extremadamente largos que no resultaban viables con la capacidad del ordenador disponible. Por lo tanto, se consideró conveniente realizar las simulaciones para el caso con las esferas de alúmina de 2 mm de diámetro. Las simulaciones se ejecutaron satisfactoriamente con un intervalo de tiempo de 10^{-4} segundos. Cada simulación tardó alrededor de cinco días en evaluar 16 segundos, lo que corresponde a dos rotaciones del horno, bajo una velocidad de giro de 7.5 rpm. Debido a la larga duración de la simulación con el CFD, se introdujeron varias suposiciones para simplificar el problema:

- las paredes se asumieron sin deslizamiento;
- las esferas de alúmina se tomaron como rígidas y sin cohesión;
- el lecho granular y el aire se consideraron incompresibles (densidades constantes);
- la viscosidad del aire se definió constante;
- la difusión de la materia se despreció;
- el coeficiente de restitución se fijó en 0.9. Este parámetro representa una medida de la energía cinética disipada cuando se produce una colisión entre partículas. Cuando tiene un valor de 1, este coeficiente representa una colisión elástica perfecta;
- el ángulo de fricción interna se consideró igual al ángulo de reposo estático con un valor de 22°. El primero representa el ángulo entre la dirección normal y la resultante de los esfuerzos cortante en el interior de un material granular[228]; mientras que el segundo se define como el ángulo de inclinación máxima de la pendiente en el que el material granular es estable[228].

Además, en el modelo se consideraron los siguientes factores:

- el residuo normalizado se fijó en 10^{-3} para todas las ecuaciones, con la excepción del modelo de radiación, donde se consideró un valor de 10^{-6};
- las iteraciones máximas en cada intervalo de tiempo eran 40;
- se seleccionó un tamaño de celda de 0.4 mm, que correspondía a 19857 celdas en el mallado. Mayores tamaños de celdas conducían a resultados no verdaderos y valores menores necesitaban un coste computacional mayor que no era viable con la capacidad del ordenador disponible.

5.2.1. Modelo fluidodinámico granular

Con el ECA, el fluido multifásico se trató como un fluido especial constituido por una fase gaseosa (aire) y una sólida (bolas de alúmina), donde la presión era la misma para ambas fases. Para reproducir el comportamiento fluidodinámico del lecho y del aire, se tuvo que resolver, para cada celda del mallado y en cada instante simulado, las ecuaciones indicadas en la Tabla 5.3. Las expresiones 5.54, 5.55, 5.57 y 5.58 representan las ecuaciones de continuidad y de momento para ambas fases; mientras que, con la ecuación 5.56, se comprueba que el balance de las fracciones de volúmenes (α) sea correcto. Este parámetro, calculado en cada celda, corresponde al volumen ocupado por las bolas o por el aire con respecto al volumen de la celda. La suma de ambas fracciones tiene que resultar igual a uno. Para cada fase, las ecuaciones del momento se completan con el cálculo de los tensores de esfuerzos (o de tensiones) ($\bar{\bar{\tau}}$), como se indica en las ecuaciones 5.60 y 5.61. Para calcular la presión (p_s) y el tensor de esfuerzos para la fase sólida, se incluyó en el modelo la teoría cinética del flujo granular (KTGF). Esta teoría hace una analogía con la teoría cinética de los gases, donde las partículas se comparan con las moléculas de gas que presentan un movimiento desordenado y una distribución de velocidad maxwelliana ($\bar{c}_{sf}$). Para ello, se definió una temperatura granular (θ_s), tal y como se describe en la ecuación 5.70. Además, se calculó una viscosidad aparente (μ_b), incluida en el tensor de esfuerzos para la fase sólida, que se corresponde a la formulación de Lun[75] (ver ecuación 5.62); mientras que la viscosidad de cizallamiento sólido (μ_s) se consideró como la suma de la viscosidad de colisión ($\mu_{s,col}$), cinética ($\mu_{s,kin}$) y de fricción ($\mu_{s,fr}$) indicadas en las ecuaciones 5.63, 5.64, 5.65 y 5.66. Para el intercambio del momento entre sólido y fluido (R_{sg}), la presión de los sólidos (ver ecuación 5.59), la viscosidad cinética (ver ecuación 5.65), la distribución radial (ver ecuación 5.67) y la ecuación de difusión de energía granular (ver ecuación 5.71) se utilizaron las expresiones de Syamlal y col.[77] El modelo de Schaeffer se empleó para el cálculo de $\mu_{s,fr}$ a través de la ecuación 5.66, donde φ es el ángulo de fricción interna. Este parámetro se puede considerar igual al ángulo de reposo para partículas de igual tamaño y densidad como en el caso de las esferas de alúmina[228]. La ecuación de transporte para el KTGF toma la forma de la ecuación 5.68, donde los términos de difusión (k_{θ_s}), disipación por colisión (γ_{θ_s}) y transferencia de energía cinética (φ_{gs}) se indican en las ecuaciones 5.71, 5.72 y 5.73, respectivamente; mientras que la velocidad de las partículas se calculó como la suma de

la velocidad media local ($\vec{v}_{sm}$) y $\bar{c}_{sf}$ (ver ecuación 5.69). De acuerdo con Tescari y col.[121], en el modelo se utilizó un flujo laminar para el aire, debido a la baja velocidad de rotación de la cavidad del horno.

Tabla 5.3. Principales ecuaciones del modelo.

Ecuación de continuidad para el gas	$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \, \vec{v}_g) = 0$$	(5.54)
Ecuación de continuidad para el sólido	$$\frac{\partial(\alpha_s \rho_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \, \vec{v}_s) = 0$$	(5.55)
Balance de las fracciones de volumen	$$\alpha_g + \alpha_s = 1$$	(5.56)
Ecuación del momento para el gas	$$\frac{\partial(\alpha_g \rho_g \, \vec{v}_g)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_g \rho_g \, \vec{v}_g \vec{v}_g) = \alpha_g \nabla p + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_g + \alpha_g \rho_g g + R_{gs} + \vec{F}_g$$	(5.57)
Ecuación del momento para el sólido	$$\frac{\partial(\alpha_s \rho_s \, \vec{v}_s)}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s \, \vec{v}_s \vec{v}_s) = \alpha_s \nabla p - \nabla p_s + \nabla \cdot \bar{\bar{\tau}}_s + \alpha_s \rho_s g + R_{sg} + \vec{F}_s$$	(5.58)
Presión del sólido	$$p_s = 2\alpha_s^2 \rho_s g_{0,ss} \theta_s (1 + e_{ss})$$	(5.59)
Tensor de tensiones para el gas	$$\bar{\bar{\tau}}_g = \alpha_g \mu_g \left\{ \left[\nabla \vec{v}_g + (\nabla \vec{v}_g)^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v}_g \, I \right\}$$	(5.60)
Tensor de tensiones para el sólido	$$\bar{\bar{\tau}}_s = \alpha_s \mu_s \left\{ [\nabla \vec{v}_s + (\nabla \vec{v}_s)^T] + \alpha_s \left(\mu_b - \frac{2}{3} \mu_s \right) \nabla \cdot \vec{v}_g \, I \right\}$$	(5.61)
Viscosidad aparente	$$\mu_b = \frac{4}{3} \alpha_s^2 \rho_s d_s g_{0,ss} (1 + e_{ss}) \sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}}$$	(5.62)
Viscosidad de cizallamiento del sólido	$$\mu_s = \mu_{s,col} + \mu_{s,kin} + \mu_{s,fr}$$	(5.63)

Viscosidad de colisión	$$\mu_{s,col} = \frac{4}{5}\alpha_s\rho_s d_s g_{0,ss}(1+e_{ss})\sqrt{\frac{\theta_s}{\pi}}$$	(5.64)
Viscosidad cinética	$$\mu_{s,kin} = \frac{\rho_s d_s\sqrt{\theta_s\pi}}{6(3-e_{ss})}\left[1+\frac{2}{5}\alpha_s g_{0,ss}(3e_{ss}-1)(1+e_{ss})\right]$$	(5.65)
Viscosidad friccional	$$\mu_{s,fr} = \frac{p_{fr}\sin\varphi}{2\sqrt{I_{2D}}}$$	(5.66)
Función de distribución radial	$$g_{0,ss} = \frac{2+\alpha_s}{(1-\alpha_s)^2}$$	(5.67)
Ecuación del transporte	$$\frac{3}{2}\left[\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s\rho_s\,\theta_s)+\nabla\cdot(\alpha_s\rho_s\,\vec{v}_s\,\theta_s)\right] = \\ = \left(-p\bar{\bar{I}}+\bar{\bar{\tau}}_s\right):\nabla\,\vec{v}_s + \nabla\cdot\left(k_{\theta_s}\nabla\theta_s\right)-\gamma_{\theta_s}+\varphi_{gs}$$	(5.68)
Velocidad de las partículas	$$\vec{v}_s = \vec{v}_{sm}+\bar{c}_{sf}$$	(5.69)
Temperatura granular	$$\theta_s = \frac{1}{3}\bar{c}_{sf}\bar{c}_{sf}$$	(5.70)
Coeficiente de difusión por energía granular	$$k_{\theta_s} = \frac{15\mathrm{d_s}\alpha_s\rho_s\sqrt{\theta_s\pi}}{4(41-33\eta)}\left[1+\frac{12}{5}\eta^2(4\eta-3)\alpha_s g_{0,ss}+\frac{16}{5\pi}(41-33\eta)\eta\alpha_s g_{0,ss}\right] \\ \text{con } \eta = \tfrac{1}{2}(1+e_{ss})$$	(5.71)
Disipación de energía por colisión	$$\gamma_{\theta_s} = \frac{12(1-e_{ss}^2)g_{0,ss}}{d_s\sqrt{\pi}}\alpha_s^2\rho_s\theta_s^{\frac{3}{2}}$$	(5.72)
Transferencia de energía cinética	$$\varphi_{gs} = -3K_{gs}\theta_s$$	(5.73)

5.2.2. Modelo térmico

Para el cálculo de la distribución de temperatura en el interior de la cavidad y, en particular, en el lecho de bolas de alúmina se introdujo la ecuación de conservación de la energía que se basa en un balance de entalpía para cada fase (h_s y $h_g$en las ecuaciones 5.74 y 5.75). El término $\nabla\cdot\vec{q}$ representa el flujo de calor por convección, conducción e

incluye la transferencia de calor radiativo q_{rad} (ver ecuaciones 5.76, 5.77 y 5.78). En las simulaciones, se empleó el modelo radiactivo P1 debido a su compatibilidad con el modelo granular ECA, a diferencia de otros modelos de radiación, como el S2S (*surface-to-surface*) o de ordenadas discretas (DO, *Discrete Ordinates*)[229]. Además, P1 está indicado para medios con espesor óptico elevado, tales como los medios granulares en hornos rotativos[229,230].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha_s \rho_s\, h_s) + \nabla \cdot (\alpha_s \rho_s\, \vec{v}_s\, h_s) = \alpha_s \frac{dp_s}{dt} + \bar{\bar{\tau}}_s : \nabla\, \vec{v}_s - \nabla \cdot \vec{q}_s + Q_{sg} \tag{5.74}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\alpha_g \rho_g\, h_g\right) + \nabla \cdot \left(\alpha_g \rho_g\, \vec{v}_g\, h_g\right) = \alpha_g \frac{dp_g}{dt} + \bar{\bar{\tau}}_g : \nabla\, \vec{v}_g - \nabla \cdot \vec{q}_g + Q_{gs} \tag{5.75}$$

$$q_{rad} = -\Gamma \nabla \mathrm{G} \tag{5.76}$$

En la ecuación 5.76, G es la radiación incidente y Γ es un parámetro definido en la ecuación 5.77,

$$\Gamma = \frac{1}{3(\mathrm{a} + \sigma_\mathrm{s}) - C\sigma_\mathrm{s}} \tag{5.77}$$

donde a es el coeficiente de atenuación lineal (o coeficiente de absorción volumétrico), σ_s es el coeficiente de difusión volumétrico y C es el coeficiente anisotrópico lineal para la función de fase. En la simulación, se usó un coeficiente de atenuación de $7.5 \cdot 10^4$ m^{-1} para la alúmina y uno nulo para el aire. Posteriormente, se calculó el coeficiente de atenuación para el fluido continuo (mezcla de bolas y aire) como la media ponderada, con respecto a la fracción volumétrica, de los valores de cada fase; mientras que los efectos de difusión en el fluido granular se despreciaron. La ecuación del transporte de *G* se muestra en la ecuación 5.78:

$$\nabla \cdot (\Gamma \nabla G) = aG - 4an^2 \sigma \mathrm{T}^4 + \mathrm{S_G} \tag{5.78}$$

donde n es el índice de refracción del medio, que para el aire se asumió igual a 1, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, T es la temperatura del fluido, y S_G es la fuente de radiación. En los casos simulados, S_G corresponde a la radiación emitida por la pared del crisol que intercambia el calor con los materiales en el interior de la cavidad. Como se indicó en otros trabajos[159,231], la emisividad de la pared de alúmina se fijó en 0.07 y, por simplicidad, se asumió un comportamiento tipo superficie gris. La temperatura de la pared del crisol se obtuvo de las mediciones experimentales, siendo de aproximadamente 700 °C durante el tiempo simulado.

El término Q_{gs} en las ecuaciones 5.74 y 5.75 se corresponde con la intensidad del intercambio de calor entre el aire y los sólidos. Para calcularlo, se introdujo la correlación de Gunn[229] en el modelo (ver ecuación 5.79) que es válida para un rango de porosidad de 0.35-1.0 y un número de Reynolds de hasta 10^5. En el caso analizado, la porosidad y el número de Reynolds fueron 0.38 y 33, respectivamente.

$$Nu_s = \left(7 - 10\alpha_g + 5\alpha_g^2\right)\left(1 + 0.7Re_s^{0.2}Pr^{\frac{1}{3}}\right) + (1.33 - 2.4\alpha_g + 1.2\alpha_g^2)Re_s^{0.2}Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.79)$$

En la ecuación 5.79, Nu es el número de Nusselt, Re_s es el número de Reynolds para los sólidos y Pr es el número de Prandtl. Las condiciones de contorno se dividieron en dos partes: una de ellas para la pared del crisol, cubierta por el lecho de esferas, y la otra para la parte descubierta (pared expuesta a la radiación). Se aplicó un método combinado de transferencia de calor que tenía en cuenta la radiación emitida por la pared y la convección del aire sobre la pared expuesta del crisol. El coeficiente de convección para la pared que se estimó con el modelo unidimensional se fijó en 8.5 W m^{-2} K^{-1}. Debido a la complejidad de realizar un balance de energía para el lecho durante el calentamiento transitorio, se seleccionó un flujo de calor entrante con un valor de 25 kW m^{-2}, después de aplicar un método iterativo de prueba y error. Además, se consideró que las propiedades térmicas (conductividad y capacidad específica) de los materiales variaban con la temperatura. Para ello se utilizaron las mismas ecuaciones empleadas en el modelo unidimensional e indicadas en la Tabla 5.1.

Para realizar una comparación entre los resultados obtenidos de las simulaciones CFD con los valores experimentales, la curva de calentamiento de la alúmina, obtenida en el ensayo 5 de la tabla 4.4, se aproximó con una suma de funciones exponenciales del tipo $a \cdot e^{b(x-x0)} + (y_0 - a) \cdot e^{c(x-x0)}$ donde los coeficientes a, b y c eran respectivamente -735.77, -1256.5 y 0.919 y se forzó a pasar por el instante inicial de carga de las esferas (x0) a una temperatura de 26 °C (y0). Los valores correspondientes a los primeros 16 segundos se interpolaron a partir de esta curva.

5.3. Modelo analítico para el diseño de un receptor de tamaño industrial (funcionamiento continuo)

El modelo aquí descrito se presentó en el congreso EuroSun 2016 con el título "*Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*".

Este trabajo analizaba algunos aspectos relevantes para la aplicación de los receptores rotativos en procesos industriales e incluía un diseño preliminar de una planta solar de 50 MW_t junto con un receptor rotativo. En ese caso concreto se propuso que las partículas empleadas en el receptor fueran de arena y que se calentaran hasta 750 °C. La arena es un material granular económico que se presta para su uso en receptores solares empleados en el almacenamiento de energía, tal y como se ha descrito por otros autores[42]. Debido a la existencia de procesos industriales tradicionales que emplean arena o sílice a alta temperatura, como en la etapa de fundición en la minería del cobre y que consumen elevadas cantidades de combustibles fósiles para calentarla, en el estudio se estimó conveniente precalentar la arena en receptores solares para su posterior integración en el proceso tradicional, con el consecuente ahorro de combustible.

A partir de estas suposiciones, se dimensionó el receptor, evaluando el tiempo de residencia y el caudal másico de arena necesario. Posteriormente, se diseñaron dos posibles campos de heliostatos con espejos de diferente tamaño. Los campos estaban optimizados para reducir las pérdidas ópticas en la apertura del receptor. Adicionalmente, se discutieron también en este trabajo las posibilidades para integrar el almacenamiento térmico dentro de la planta solar.

5.3.1. Dimensionado del receptor

Como se ha visto en el capítulo 3, existen varias correlaciones para predecir el tiempo de residencia de las partículas en los hornos rotativos clásicos. Sin embargo, la mayoría de ellas se basan en los resultados obtenidos en hornos a escala de laboratorio y, , no resultan adecuadas para hornos de tamaño industrial porque subestiman el tiempo de residencia en hasta 8 veces, como concluyeron Renaud y col.[48]. No obstante, una de las correlaciones más simples que se encuentra en literatura es la de Sai, que subestima el tiempo de residencia experimental en menos de un 20%. Por lo tanto, para simplificar la resolución del modelo propuesto, se utilizó la correlación de Sai que se mostró anteriormente en la ecuación 3.2 dentro del apartado 3.1.

5.3.2. Caudal másico

Para calcular la altura adecuada del borde del receptor, se tuvo que definir un caudal másico ($\dot{m}$) de diseño. Para ello, mediante la ecuación 5.80, el caudal se vinculó con el grado de llenado ($FR\%$), que como se mencionó en el apartado 3.1 corresponde con el porcentaje del volumen del receptor ocupado por las partículas. Suponiendo la sección transversal del receptor A_{RR} constante, fue posible evaluar el área (A_p) y la altura del lecho (h_{bed}) para un $FR\%$ específico. Bajo determinadas condiciones de diseño, la altura del borde del receptor tiene que ser más baja o cercana a la altura prevista del lecho. En las siguientes ecuaciones, se empleó una altura del borde igual a la del lecho ($h_{dam} \approx h_{bed}$). Las ecuaciones 5.80, 5.81 y 5.82 muestran las fórmulas para evaluar el grado de llenado, el área de las partículas y la altura del lecho:

$$FR\% = \frac{\dot{m} \cdot \tau}{V_{RR} \cdot \rho_b} \cdot 100 \tag{5.80}$$

$$A_p = A_{RR} \cdot FR = \frac{1}{2} \cdot R^2 \cdot (\alpha - \sin\alpha) \tag{5.81}$$

$$h_{bed} = R \cdot (1 - \cos\frac{\alpha}{2}) \tag{5.82}$$

donde $\dot{m}$ es el flujo másico en kg s^{-1}, V_{RR} es el volumen del receptor, ρ_b es la densidad aparente de las partículas, R es el radio de la sección transversal del horno, y α es el ángulo central determinado por el lecho de partículas. Los valores típicos de $FR\%$ están limitados en el intervalo de 10 a 25% para lograr un buen mezclado de las partículas y,

por lo general, corresponden al movimiento de tipo rodante o en cascada en la clasificación de Mellmann[46]. En este modelo no se consideraron elementos mezcladores como paletas o aletas internos a la cavidad.

Para resolver el sistema no lineal que une el tiempo de residencia, el flujo de masa, la relación de llenado y la altura del lecho, se añadió la ecuación 5.83 que vincula la potencia absorbida con las temperaturas de entrada (T_{in}) y salida (T_{out}) de las partículas:

$$Q_p = \dot{m} \cdot (cp^{T_{out}} \cdot T_{out} - cp^{T_{in}} \cdot T_{in}) \tag{5.83}$$

donde c_p es el calor específico de la arena, que se calculó a la entrada y a la salida del receptor de acuerdo con las ecuaciones 5.84 y 5.85[207].

$$cp_{SiO2,\alpha} = \frac{4.187}{0.06} \cdot \left(10.87 + 0.008712 \cdot T - \frac{241200}{T^2}\right) \text{ con } 273 < \text{T} < 848 \text{ K} \tag{5.84}$$

$$cp_{SiO2,\beta} = \frac{4.187}{0.06} \cdot (10.95 + 0.0055 \cdot T) \text{ con } 848 < \text{T} < 1873 \text{ K} \tag{5.85}$$

5.3.3. Modelo térmico

Los mecanismos de transferencia de calor de un receptor solar rotativo son diferentes a los que se encuentran en los hornos industriales tradicionales. Como se concluyó en el capítulo 3, en un receptor solar, la transferencia por radiación es el mecanismo principal, mientras que, en los hornos rotativos clásicos, el calentamiento de las partículas suele ser a través del intercambio de calor por convección con el gas caliente. Por lo tanto, se desarrolló un modelo térmico para calcular la eficiencia del horno rotativo y evaluar los intercambios de calor en el receptor. Cada tipo de pérdida térmica se estimó usando las correlaciones encontradas en la literatura y basadas en las experimentaciones con receptores solares de cavidad estáticos. La potencia bruta requerida (Q_{RR}) por el receptor se calculó como la suma de la potencia absorbida por las partículas (Q_p) y las pérdidas térmicas totales (Q_l), (ver ecuación 5.86). Además, la eficiencia del horno (η_{RR}) se calculó a partir de la ecuación 5.87.

$$Q_{RR} = Q_l + Q_p \tag{5.86}$$

$$\eta_{RR} = \mathrm{Q_p}/\mathrm{Q_{RR}} \tag{5.87}$$

Las pérdidas térmicas se dividieron en pérdidas radiativas (Q_{rad}^l), convectivas (Q_{cv}^l), conductivas (Q_{rad}^l) y de reflexión (Q_{refl}^l), como se indica en la ecuación 5.88. Dado que las pérdidas por conducción en los receptores solares son más de un orden de magnitud inferiores a otras contribuciones, en este modelo se despreciaron.

$$Q_l = Q_{rad}^l + Q_{cv}^l + Q_{cd}^l + Q_{refl}^l \tag{5.88}$$

5.3.3.1. Pérdidas por radiación

Las pérdidas por radiación se calcularon con la ley de Stefan-Boltzmann (ver ecuación 5.89) donde ε_{eff} es la emisividad efectiva de una cavidad cilíndrica, σ es la constante de Stefan-Boltzmann, A_{ap} es el área de apertura del horno rotatorio, T_{amb} es la temperatura ambiente, T_{cav} es la temperatura promedio dentro del reactor calculada con la ecuación 5.90 y A_{cav} es el área total de las superficies internas del receptor. T_i representa la temperatura promedio de cada superficie que compone la cavidad. En este caso, se utilizó la temperatura media del lecho y la temperatura media de la pared (T_w). Debido a que esta temperatura no se conoce *a priori*, el sistema se evaluó considerando dos valores extremos. En el primer caso, conservativamente, T_w se asumió igual a la temperatura de estancamiento calculada a partir del flujo de radiación incidente sobre la pared (ver ecuación 5.91) y en el segundo caso, igual a la temperatura de salida de las partículas. En un sistema optimizado la temperatura de la pared debería ser lo menor posible para disminuir las pérdidas.

$$Q_{rad}^{l} = \varepsilon_{eff} \cdot \sigma \cdot \mathrm{A_{ap}} \cdot (T_{cav}^4 - T_{amb}^4) \tag{5.89}$$

$$T_{cav} = \frac{\sum_i T_i \cdot A_i}{\sum_i A_i} = \frac{\sum_i T_i \cdot A_i}{A_{cav}} \tag{5.90}$$

$$T_w = \sqrt[4]{\frac{q''}{\sigma \cdot \varepsilon_w}} = \sqrt[4]{\frac{Q_p}{A_{cav} \cdot \sigma \cdot \varepsilon_w}} \tag{5.91}$$

ε_{eff} se calculó siguiendo la metodología indicada por Incropera y col.[214] que fue aplicada a una cavidad cilíndrica con una apertura en una base (ver ecuación 5.92). ε_{cav} corresponde a la emisividad media del interior de la cavidad y el factor de visión $F_{cav \to ap}$ se definió con la ecuación 5.93. Además, se supuso que el radio de la apertura (R_{ap}) era igual a la diferencia entre el radio interno del receptor y la altura del borde (ver ecuación 5.94).

$$\varepsilon_{eff} = \frac{1}{F_{cav \to ap} \cdot \frac{1 - \varepsilon_{cav}}{\varepsilon_{cav}} + 1} \tag{5.92}$$

$$F_{cav \to ap} = \frac{R_{ap}^2}{2 \cdot R^2 - R_{ap}^2 + 2 \cdot R \cdot L} \tag{5.93}$$

$$D_{ap} = 2 \cdot R_{ap} = 2 \cdot (R - h_{dam}) \tag{5.94}$$

5.3.3.2. Pérdidas por convección

Debido a que las velocidades de rotación típicas no son altas, las pérdidas por convección en un horno rotativo solar se esperan similares a las de un receptor solar de cavidad estático. Como para el modelo numérico unidimensional, en este trabajo, se

siguió la metodología propuesta por Siebers y Kraabel[217] (ver ecuación 5.95) y las pérdidas por convección se separaron en contribuciones forzadas y naturales (ver apartado 5.1.4).

$$Q_{cv}^{l} = (h_{nc} + h_{fc}) \cdot (T_{cav} - T_{amb}) \cdot A_{cav} \tag{5.95}$$

Para el cálculo del Nu, en la convección natural se utilizó la formulación de Stine y McDonald (ver ecuaciones 5.22 – 5.27) y, para el coeficiente de convección forzada, se utilizó la expresión de Ma (ver ecuación 5.28). En este caso se consideró una inclinación del receptor (s) de 5° y una velocidad del viento (v_{wind}) de 10 m s^{-1}. Los parámetros del aire utilizados para el cálculo de las pérdidas por convección se muestran en la Tabla 5.4.

Además, suponiendo que el receptor estuviese protegido por una carcasa estática bien aislada, en el modelo se despreciaron las pérdidas por las paredes exteriores.

Tabla 5.4. Propiedades físicas del aire.

Parámetro	**Símbolo**	**Valor**	**Unidad medida**
Viscosidad cinemática	ν	$15.11 \cdot 10^{-6}$	m^2 s^{-1}
Coeficiente de expansión volumétrica	β	$3.43 \cdot 10^{-3}$	K^{-1}
Conductividad	K_{air}	0.0515	W m^{-1} K^{-1}
Velocidad del viento	v_{wind}	10	m s^{-1}

5.3.3.3. Pérdidas por reflexión

En las plantas solares, parte de la radiación que incide en el receptor se refleja hacia el medio ambiente. Los receptores de cavidad reducen estas pérdidas que son calculadas mediante la ecuación 5.96, donde ρ_{cav} es la reflectividad de las superficies internas de la cavidad, obtenida a partir de la ecuación 5.97 como la media ponderada de la reflectividad de las diferentes superficies de la cavidad.

$$Q_{refl}^{l} = F_{cav \to ap} \cdot \rho_{cav} \cdot Q_{RR} \tag{5.96}$$

$$\rho_{cav} = \frac{(1 - \varepsilon_w) \cdot A_w + (1 - \varepsilon_p) \cdot A_{bed}}{A_{cav}} \tag{5.97}$$

5.3.4. Dimensionado del campo de heliostatos

Las plantas de torres solares consisten en un receptor montado en la parte superior de una torre y un campo de heliostatos. La distribución del campo de heliostatos puede ser circular (alrededor de la torre) o en un lado de la torre (campo norte o sur, dependiendo del hemisferio donde se encuentra la planta). Debido a que la forma del

horno rotativo solar es similar al receptor de cavidad, sólo la configuración de un lado es adecuada para calentar estos dispositivos. Por esta razón, el rango de potencia de dicha planta de torre solar está limitado a 1-100 MW_t, aproximadamente.

Para definir el campo de heliostatos para la planta, se utilizó el software WinDelsol, basado en el código original Delsol3 de SNL. El programa puede diseñar y optimizar campos de heliostatos y determinar el flujo radiativo en receptores de cavidad, externos o planos. En este caso, se empleó un receptor plano inclinado para reproducir el flujo que alcanza la apertura del horno rotativo. Se supuso que la ubicación de la planta fuese en el desierto de Tabernas, Almería (España); ya que se conocían los parámetros de atenuación atmosférica. Las características detalladas de los heliostatos, las estrategias de apunte y la potencia requerida en el receptor se introdujeron en el software como entradas para el cálculo. Con esta información, se pudo estimar la distribución de flujo en el receptor seleccionado y, al mismo tiempo, obtener el campo de heliostatos optimizado, considerando las pérdidas térmicas por factor coseno, sombreado, bloqueo, desbordamiento y atenuación atmosférica. También se obtuvo el número de heliostatos (N_{HS}), la eficiencia (η_{HS}), el área total ($N_{HS} \cdot A_{HS}$) y la potencia reflejada ($\mathrm{Q_{HS}}$) por el campo de heliostatos. Además, conociendo el N_{HS} y la irradiación normal directa de referencia (DNI_{ref}), la potencia reflejada por el campo de helióstatos pudo obtenerse con la ecuación 5.98 y, la eficiencia, con la 5.99. A_{HS} se definió como la superficie reflectante de un helióstato. En este estudio, se consideró aceptable una eficiencia mínima del 70% para el campo de heliostatos.

$$\mathrm{Q_{HS}} = N_{HS} \cdot A_{HS} \cdot DNI_{ref} \tag{5.98}$$

$$\eta_{HS} = \mathrm{Q_{RR}}/\mathrm{Q_{HS}} \tag{5.99}$$

Finalmente, la eficiencia total de la planta se calculó con la ecuación 5.100.

$$\eta_{tot} = \mathrm{Q_p}/\mathrm{Q_{HS}} = \eta_{HS} \cdot \eta_{RR} \tag{5.100}$$

5.4. Errores en los modelos

Para evaluar la fiabilidad del modelo, en cada instante se calculó el porcentaje del valor absoluto del error relativo (${E_{r\%}}_i^t$) entre las temperaturas experimentales y simuladas. La expresión utilizada para este cálculo se indica en la ecuación 5.101,

$${E_{r\%}}_i^t = \frac{\left|T_{sim,i}^t - \bar{T}_{exp,i}^t\right|}{T_{exp,i}^t} \cdot 100 \tag{5.101}$$

donde *i* se refiere a la medida con el i-termopar. Poniendo en orden ascendente todos los ${E_{r\%}}_i^t$, se pudo estimar la frecuencia acumulada de los errores relativos.

Se calculó también la raíz del error cuadrático medio (RMSE, *Root Mean Square Error*) y el error medio del porcentaje absoluto (MAPE, *Mean Absolute Percentage Error*) para cada una de las curvas de temperatura,

$$RMSE_i = \sqrt{\frac{\sum_{t=1}^{n}\left(T_{sim,i}^{t} - \bar{T}_{exp,i}^{t}\right)^2}{n_i}} \tag{5.102}$$

$$MAPE_i = \frac{\sum_{t=1}^{n} {E_{r\%_i}}^{t}}{n_i} \tag{5.103}$$

donde n_i es el número de intervalos de tiempo en que se midió con el i-ésimo termopar.

Para la evaluación del error en todo el modelo se calculó el $MAPE_{tot}$ con la ecuación 5.104, donde se evalúa el error promedio obtenido comparando los resultados simulados con los valores experimentales de todos los instantes y de todos los termopares utilizados.

$$MAPE_{tot} = \frac{\sum_i \sum_{t=1}^{n} {E_{r\%_i}}^{t}}{\sum_i \mathrm{n_i}} \tag{5.104}$$

Para el cálculo de la incertidumbre asociada a la regresión exponencial de los datos experimentales de la curva de calentamiento de las esferas de alúmina (σ_{Fit}^{t}), indicada en el apartado 5.2.2, se utilizó la siguiente expresión:

$$\sigma_{Fit}^{t} = \sqrt{\left(\frac{df}{da}\cdot\sigma_a^t\right)^2 + \left(\frac{df}{db}\cdot\sigma_b^t\right)^2 + \left(\frac{df}{dc}\cdot\sigma_c^t\right)^2} \tag{5.105}$$

donde a, b y c son los coeficientes de la curva y σ_a^t, σ_b^t y σ_c^t las correspondientes incertidumbres.

6. Resultados y discusión

6.1. Evaluación de la distribución de irradiancia en el interior de la cavidad

En este apartado se presentan los resultados de las simulaciones realizadas con el programa de trazado de rayos que se empleó para la evaluación de la potencia absorbida en el interior de la cavidad y se basan en el trabajo presentado en el congreso SolarPaces 2017 con el título *"Thermal behavior and heat-flux distribution in a solar rotary kiln"*.

Como se indicó en el apartado 4.1.2.2, la irradiancia sobre el plano focal obtenida con el modelo de trazado de rayos se validó con los resultados experimentales y, posteriormente, se utilizó el modelo para evaluar la distribución de irradiancia en las paredes internas del crisol, así como la potencia absorbida por las mismas. Además, se diferenciaron los casos con y sin partículas en el interior del UARR y también se realizaron análisis paramétricos para evaluar los cambios en las distribuciones de irradiancia al variar la absortividad de las superficies internas de la cavidad y la posición del UARR con respecto al plano focal.

En las simulaciones, las paredes internas se consideraron superficies lambertianas con una absortividad de 0.07 y las direcciones x, y, z fueron los ejes horizontal, vertical y focal, respectivamente. Las distribuciones de flujo de irradiancia en las paredes internas del receptor, para el caso con cavidad vacía, se muestran en la Fig. 6.1, donde se puede ver que las tres superficies (frontal, lateral y posterior) están sometidas a una irradiancia bastante uniforme y la mayoría de la distribución está comprendida en un rango de entre 6 y 8 kW m^{-2}, con los valores máximos en una posición longitudinal (eje z) de aproximadamente 2 cm de la pared lateral.

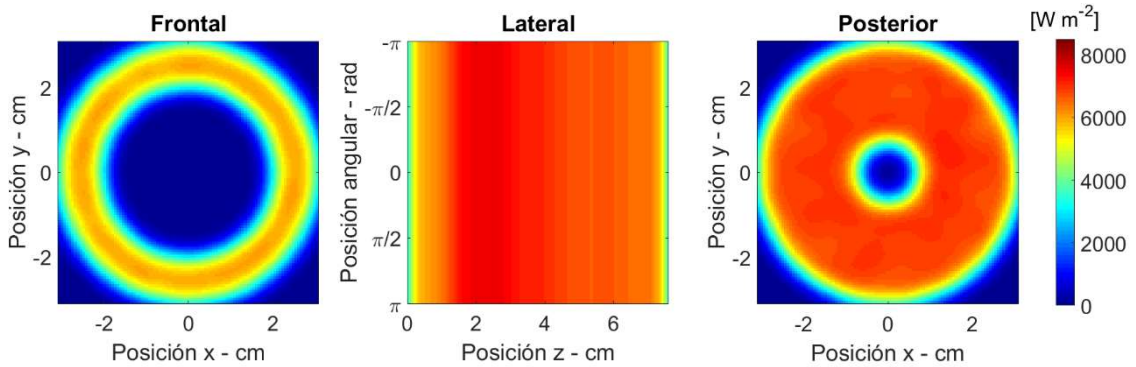


Fig. 6.1. Distribución de irradiancia simulada sobre las paredes internas del receptor para el caso con la cavidad vacía.

La potencia absorbida en la parte frontal, lateral y posterior del receptor resultó en 10.8, 98.1 y 19.7 W, como se indica en la Tabla 6.1. Por lo tanto, la potencia total absorbida por las paredes del crisol fue de 128.6 W, que corresponde al 45.3% de la potencia incidente ($P_{inc} = 284\ W$) que incide en un receptor plano de 2 cm de radio igual al tamaño de la apertura de la cavidad. Estas elevadas pérdidas por radiación se deben a la muy baja absorción del material de la pared, que provoca la reflexión hacia el exterior de la radiación entrante a través de las aperturas en las paredes frontal y posterior.

La absortividad de los materiales es uno de los puntos críticos en todos los modelos, ya que no es frecuente disponer de mediciones confiables y las fichas técnicas de los materiales generalmente incluyen sólo la absortividad a la temperatura ambiente, a pesar de que esta propiedad óptica cambia con la temperatura y la longitud de onda.

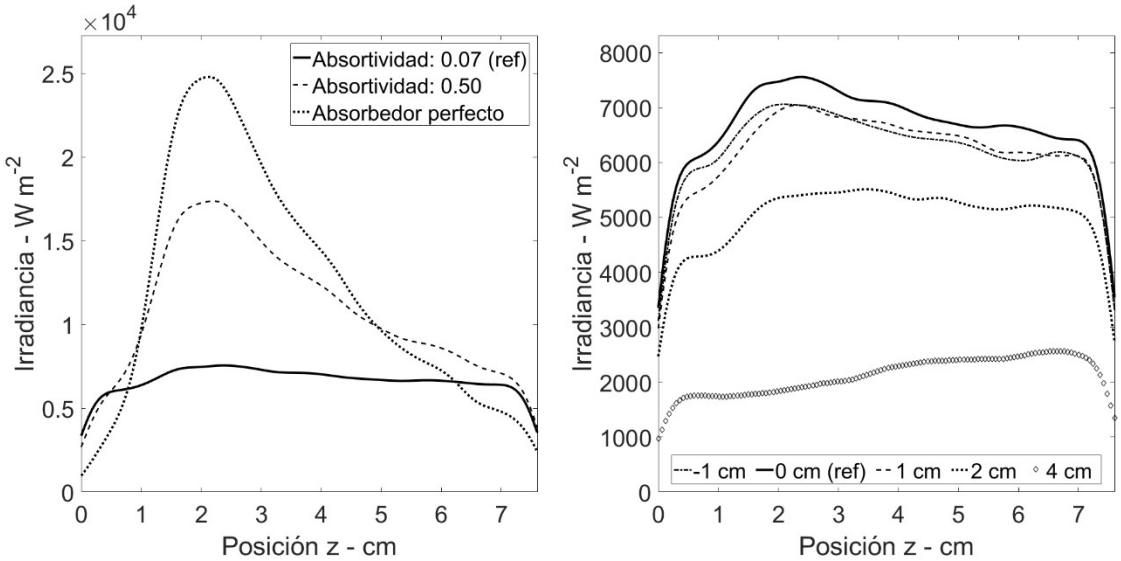
Para evaluar el efecto de la variación de la absortividad de las paredes de la cavidad, se modificó el valor de este parámetro en las paredes internas y se trazaron los perfiles de irradiancia en la pared lateral para absortividades de 0.07, 0.5 y 1. Para el resto de las superficies del receptor, se mantuvo la absortividad original de 0.07. En la Fig. 6.2a y en la Tabla 6.1 se muestran los resultados de dichas simulaciones. En particular, en la Tabla 6.1 se indican los valores de la potencia absorbida por cada una de las tres superficies que componen el interior de la cavidad y también la potencia total absorbida (P_{tot}). Además, el valor se compara con la potencia incidente indicada anteriormente y también se comparan las variaciones de la potencia total con el caso de referencia (ref). En la Fig. 6.2a se aprecia que cuanto menor es la absorción, más homogéneo es el perfil de irradiancia y, en particular, al disminuir la absorción, el pico de irradiancia máxima disminuye. Este pico se debe a la forma cónica de la radiación reflejada por el concentrador y corresponde al punto donde el haz cónico, procedente del concentrador, comienza a incidir en la pared del receptor. En el caso de una absortividad igual a 1, antes del pico y cerca de la apertura, hay una región donde la irradiancia disminuye y baja hasta casi un valor de 0 en la posición z = 0, a pesar de estar más cerca del punto focal. Esta región representa una zona de sombra que puede recibir sólo la radiación reflejada por el resto de los componentes (espesor cavidad, diafragma,), externos a la cavidad, en las que se ha mantenido la absortividad original de 0.07. Por la misma razón, en la pared frontal la potencia es nula.

Tabla 6.1. Potencia absorbida por las diferentes paredes

Absortividad	**Frontal**	**Lateral**	**Posterior**	**Total (P_{tot})**	$\frac{P_{tot}}{P_{inc}}$	$\frac{P_{tot} - P_{tot}^{ref}}{P_{tot}^{ref}}$
-	W	W	W	W	-	-
0.07 (ref)	10.8	98.1	19.7	128.6	0.453	0.000
0.5	8.6	159.4	31.4	199.4	0.702	0.551
1	0.0	179.5	38.3	217.8	0.767	0.694

Por otro lado, cuanto menor es la absorción, menor es la potencia absorbida ya que aumenta la reflectividad de las paredes internas del crisol y una mayor cantidad de potencia abandona la cavidad a través de la apertura. En un modo de operación por lotes, estos resultados sugieren que, si se requiere una distribución de irradiancia uniforme y, así, homogeneizar las temperaturas de las partículas, es preferible una absortividad de las paredes baja, aunque eso generaría mayor perdidas por reflexión. Sin embargo, en el caso del modo de operación continua, debido a que las partículas recorren la cavidad longitudinalmente, una distribución heterogénea de irradiancia debería tener una influencia menor en la temperatura final de las partículas a la salida del receptor y, por lo tanto, una cavidad con mayor absortividad conduciría a un aumento de la eficiencia térmica del sistema.

En la Fig. 6.2b, se muestran los perfiles de irradiancia en la pared lateral para diferentes posiciones del receptor a lo largo del eje focal. La posición de referencia se corresponde al caso en que la apertura de la cavidad se encuentra en la posición focal (0 cm). Los valores positivos de la posición en el eje-z se corresponden a las ubicaciones entre la posición de referencia y el concentrador. Los resultados se resumen en la Tabla 6.2. En ella, se puede observar que al mover la entrada del receptor unos centímetros desde la posición focal, la potencia absorbida disminuye (es decir, cuando la cavidad se encuentra a 2 o 4 cm más cerca del concentrador, la potencia absorbida disminuye en un 23.8 y en un 66.7%, respectivamente). Por lo tanto, una ubicación precisa de la apertura del receptor rotativo en el plano focal asegura un mejor uso del flujo de radiación, reduciendo las pérdidas por desbordamiento.



(a) (b)

Fig. 6.2. Perfiles de irradiancia en la pared lateral de la cavidad, considerando un concentrador con un error óptico de 1 mrad: (a) absortividades diferentes con la apertura del receptor situada en la posición focal, (b) posiciones diferentes de la apertura a lo largo del eje focal con una absortividad de 0.07.

Tabla 6.2. Potencia absorbida en diferentes posiciones a lo largo del eje focal considerando una absortividad de 0.07 (posición focal igual a 0 como caso de referencia).

Posición focal	**Frontal**	**Lateral**	**Posterior**	**Total (P_{tot})**	$\frac{P_{tot}}{P_{inc}}$	$\frac{P_{tot} - P_{tot}^{ref}}{P_{tot}^{ref}}$
-	W	W	W	W	-	-
-1	10.1	91.9	18.3	120.3	42.4%	-6.5%
0 ref	10.8	98.1	19.7	128.6	45.3%	0.0%
1	10	91.9	18.8	120.7	42.5%	-6.1%
2	8	74.2	15.8	98	34.5%	-23.8%
4	3.3	31.2	8.3	42.8	15.1%	-66.7%

Para el caso con material en el interior del receptor, la irradiancia se evaluó en un plano que representaba la superficie superior del lecho; ya que el movimiento del lecho en modo rodante hace que las partículas ocupen una región fija de la cavidad con una pendiente típica, como se puede ver en la Fig. 6.3, donde se representa la distribución de irradiancia en la cavidad, considerando el volumen ocupado por las bolas, y se aprecia como el lecho de partículas cubre parte de las paredes frontal y posterior, bloqueando parcialmente la radiación incidente sobre éstas.

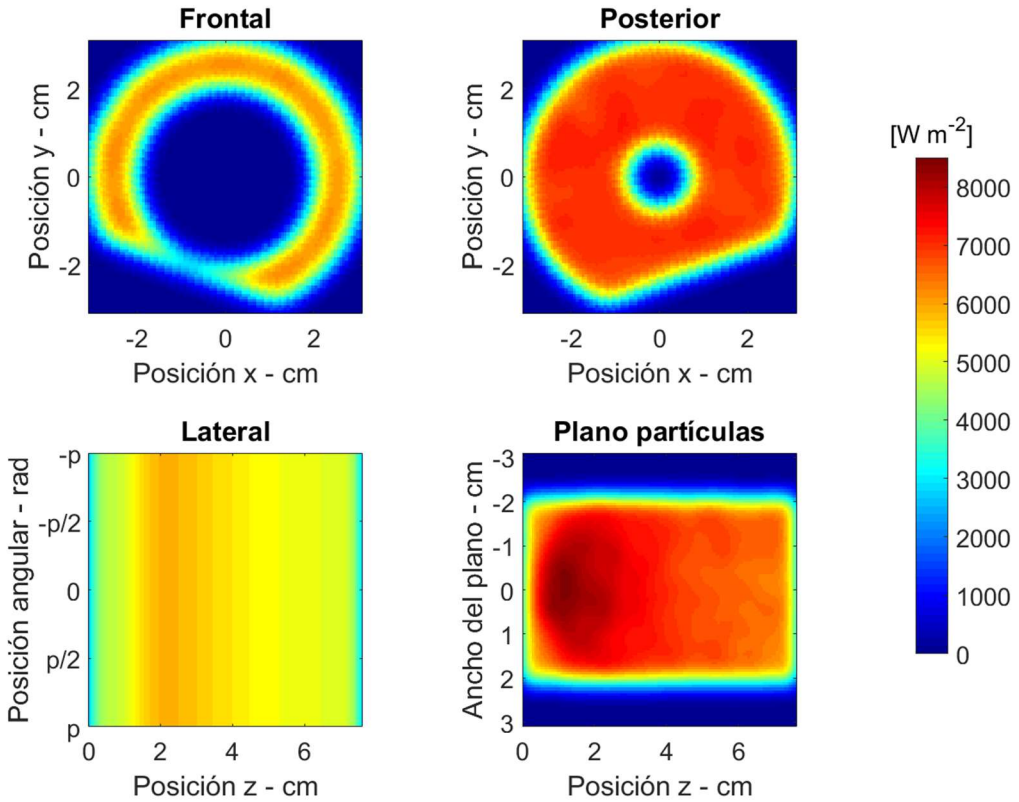


Fig. 6.3. Distribución de irradiancia simulada sobre las paredes internas del receptor y sobre la superficie del lecho de partículas.

La pared lateral muestra una irradiancia homogénea a lo largo de la circunferencia debido a la rotación del receptor y una irradiancia casi homogénea a lo largo de la longitud de la cavidad (eje z). La potencia absorbida por el receptor con bolas fue de 126.3 W. En particular, las paredes frontal, lateral y posterior absorbieron 9.6, 76.5 y 18.4 W, respectivamente, y las partículas absorbieron 21.8 W. Para las esferas se consideró la misma absortividad de las paredes del crisol (0.07), ya que las bolas también están fabricadas con alúmina de alta densidad. Estos resultados son acordes con los obtenidos en el caso de la simulación sin partículas. La diferencia de potencia absorbida en la pared lateral corresponde aproximadamente a la potencia recibida por el plano de partículas.

6.2. Resultados experimentales en el HoSIER

En este apartado 6.2 se muestran los resultados experimentales relativos a la campaña preliminar del UARR en el HoSIER que se han extraído del trabajo presentado en el congreso SolarPaces 2017 con el título "*Thermal behavior and heat-flux distribution in a solar rotary kiln*".

Se usaron 40 g de esferas de alúmina y una velocidad de rotación de 5 rpm. Una vez que el receptor se ubicó en posición focal, la apertura del HoSIER se mantuvo durante todo el experimento al 3% y el DNI fue de aproximadamente 750 W m^{-2}. Los termopares, los cuales estaban fijados con cemento químico de alta temperatura (Omega) que, además, los protegía de la radiación, medían la temperatura de la superficie del crisol. En cada revolución del receptor, los termopares pasaban por debajo del lecho de partículas. En la Fig. 6.4 se observa, dentro de la vista detallada, la fluctuación periódica de las temperaturas registradas. El equilibrio se alcanzó después de casi 1 hora y 40 minutos desde la apertura del atenuador y ambas temperaturas presentaron casi el mismo comportamiento. Las temperaturas promedio para T1 y T2, en condiciones de equilibrio térmico, fueron de aproximadamente 830 y 780 °C, con la temperatura más alta, registrada con el termopar T1, ubicado en el centro de la pared de la cavidad.

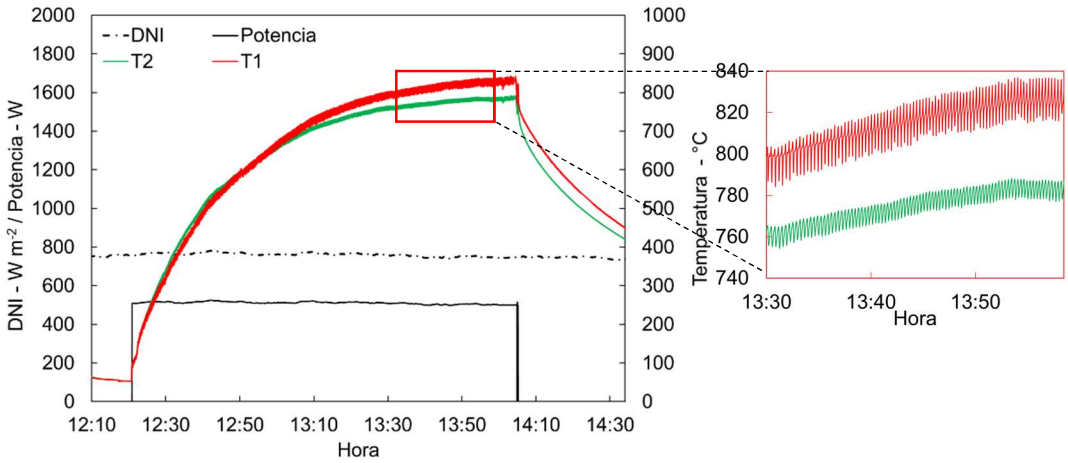


Fig. 6.4. DNI, potencia, y perfiles de temperatura medidos con los termopares colocados en el interior de la cavidad del receptor durante los experimentos en el HoSIER.

La diferencia de 50 °C entre los sensores corresponde con una variación del 4.5% del valor de T1 en kelvin y denota una buena uniformidad en la temperatura longitudinal de la pared lateral del crisol. Además, al final del ensayo se notó que todos los componentes de la instalación habían aguantado correctamente el proceso de calentamiento hasta la temperatura objetivo, compresa en un rango de 750-850 °C, incluyendo también las esferas de alúmina que no presentaban alteraciones a simple vista.

6.3. Resultados experimentales en el LaCoSA

En el LaCoSA se realizaron varios ensayos con diferentes condiciones de operación y se probaron dos materiales granulares: esferas de alúmina y partículas de carburo de silicio. Las condiciones de cada ensayo están resumidas en la Tabla 4.4 y los resultados correspondientes están en la Tabla 6.3. Para cada experimento, en la Tabla 6.3 se recogen las temperaturas máximas medidas en la pared del receptor con el termopar T1 y en el lecho de partículas con los termopares T4 (fijo) y T5 (en rotación), cuyas posiciones se mostraron en la Fig. 4.15b del apartado 4.4.3. Nótese que en este apartado y sucesivos, la terminología T_i se usa indistintamente tanto para la temperatura medida como para el termopar utilizado para medirla. En la Tabla 6.3 se indican también las duraciones de las fases P1 (calentamiento inicial con el material granular insertado en el receptor frío o precalentamiento en vacío del receptor, según el ensayo) y P3 (calentamiento en los ensayos en que el material granular se insertó después del precalentamiento en vacío del receptor). En esta campaña, el tiempo para llegar al estado estacionario, como se indicó en el apartado 4.4.2, se definió como una variación de temperatura inferior al 1% en un periodo de media hora, obteniendo así, un valor promedio de 166 minutos para P1 y valores comprendidos entre 70 y 90 minutos para P3.

La temperatura máxima del estado estacionario de T1 alcanzada en P1 varía entre 725 °C y 772 °C, aunque la temperatura mínima se obtuvo para el caso con bolas de alúmina insertadas en el receptor frío (ensayo 3.1 en la Tabla 6.3). Las gráficas de todos los ensayos presentados se muestran en el Anexo B.

En los ensayos en que el material se introducía en el receptor caliente y el sistema se llevaba hasta un nuevo estado estacionario en P3 (ensayos 5, 8 y 9), se observó que, en pocos minutos (< 3), el material granular alcanzaba la temperatura de la pared del crisol y en el equilibrio térmico mostraba una temperatura 30 °C mayor que la de pared, tanto para los ensayos con esferas de alúmina como para los ensayos con el SiC. Esto se considera un buen resultado, ya que se consigue calentar rápidamente el material hasta la temperatura de la cavidad. Además, comparando los ensayos obtenidos con los dos materiales, según las condiciones de funcionamiento (ensayos 3 y 6 con material cargado desde el principio y ensayos 5 y 8 sin rotación) se encontró que las temperaturas máximas medidas para los casos con partículas de SiC presentaban valores ligeramente superiores (<10 °C) a los casos con alúmina.

Tabla 6.3. Temperaturas máximas de T1, T4 y T5, velocidad de rotación (Rot.) y duración (Dur.) de las fases P1 y P3 para los ensayos realizados en el LaCoSA.

		Fase P1			Fase P3				
Ensayo	**Material**	**Rot.** rpm	**T1 máx.** °C	**Dur.** min	**Rot.** rpm	**T1 máx.** °C	**T4 máx.** °C	**T5 máx.** °C	**Dur.** min
1.1	Vacío	0	769	150	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.
2.1	Vacío	7.5	757	166	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.
2.2	Vacío	7.5	772	166	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.
3.1	Al_2O_3	7.5	725	174	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.	N.a.
4.1	Al_2O_3	5	759	180	5	587**	N.a.	583*.	N.a.
4.2	Al_2O_3	7.5	761	177	7.5.	625**	N.a.	619*	N.a.
5.1	Al_2O_3	7.5	766	170	0	760	N.a.	790	70
6.1	SiC	7.5	763	140	N.a.	N.a.	729*.	N.a.	N.a.
6.2	SiC	7.5	748	163	N.a.	N.a.	690*	N.a.	N.a.
7.1	SiC	7.5	771	165	7.5	632**	N.a.	633*	N.a.
7.2	SiC	7.5	761	164	7.5	626**	577*	625*	N.a.
8.1	SiC	7.5	767	165	0	763	N.a.	808	64
8.2	SiC	7.5	761	170	0	766	N.a.	793	84
9.1	SiC	0	756	164	7.5	797	N.a.	843	84
9.2	SiC	0	N.a.	166	7.5	N.a.	771	765	88
9.3	SiC	0	738	185	7.5	786	845	820	90

* Valores máximos medidos sin llegar al estado térmico estacionario (simulador apagado).

** Valores de T1 en correspondencia de los valores máximos de T4 o T5.

Este hecho se debe probablemente a la mayor absortividad del carburo de silicio, aunque la diferencia encontrada sea poco significativa y de difícil evaluación con mediciones de temperatura puntuales en el lecho.

En las repeticiones 8.1 (sin rotación), 9.1 y 9.3 (con rotación) con el SiC, la temperatura del material superó los 800 °C, con un máximo de 845 °C y en los ensayos 8.2 y 9.2 se registraron temperaturas de hasta 793 °C y 770 °C, respectivamente, mientras que en el ensayo 5.1 con la alúmina se midió una temperatura máxima de 790 °C. Estos valores cumplen perfectamente con el objetivo establecido de alcanzar una temperatura de las partículas entre 750 y 850 °C.

En los ensayos 4 y 7 el material se introdujo en el receptor precalentado y se observó una subida repentina de su temperatura con el simulador apagado, obteniendo con T5 valores prácticamente iguales a la temperatura de la pared y en la repetición 7.2 con T4 una diferencia inferior a 50 °C. Por lo tanto, en estos casos también, se consiguió calentar rápidamente el material mediante el calor almacenado en el propio receptor.

Comparando los casos con y sin rotación, tanto para el receptor en vacío como con el carburo de silicio, no se aprecian diferencias sustanciales en las temperaturas promedio en el estado estacionario en las paredes, obteniendo con T1 en los ensayos 1 y 2 valores promedio de 769 y 765 °C y, al final de la fase P3, valores de 765 y 792 °C para

los ensayos 8 y 9. Esa diferencia, menor de 30 °C, se debe probablemente a un posible gradiente de temperatura en el crisol entre la parte descubierta y la parte cubierta por el SiC (a mayor temperatura) en los ensayos sin rotación, ya que el termopar T1 se encontraba en la zona descubierta a menor temperatura. Además, comparando los valores promedio de temperatura en el lecho de SiC para los casos con y sin rotación tampoco se registró una diferencia significativa. En las repeticiones del ensayo 8 con rotor fijo, con el T5 se obtuvo un valor promedio de 801 °C, mientras que para el ensayo 9, con rotación, los valores promedio de T4 y T5 fueron 808 y 809 °C. En estos casos, las diferencias de los valores promedios fueron prácticamente iguales a la incertidumbre de la de medida con un termopar de tipo K, descrita en el apartado 4.5.1, que, a 800 °C, es de 8 °C.

Sin embargo, es necesario remarcar la dificultad de medir en un punto exacto del lecho, como se puede constatar en las gráficas del Anexo B, donde las oscilaciones en la medida de la temperatura del material granular con T4 eran de hasta 40 °C, debido a la dificultad de mantener el termopar en una posición fija debajo del lecho. Nótese también que, en la fase P3 del ensayo 9, el termopar T5 estaba en rotación con el simulador encendido y, por lo tanto, se indica solamente la temperatura mínima medida en cada rotación que correspondía con su paso por debajo del lecho de partículas, ya que el tiempo de respuesta del termopar era de aproximadamente un 1 s como indicado por Nafsun y Herz[232], que midieron la temperatura del lecho en un horno rotativo tradicional con una metodología análoga. Diferentemente, en los casos sin rotación (ensayos 5 y 8), el termopar T5 se quedaba en una posición fija debajo del lecho y su medida no se veía afectada por la radiación, mostrando un perfil de temperatura sin oscilaciones (ver figuras en el Anexo B).

Como se puede observar, los ensayos realizados no muestran diferencias marcadas para los casos con y sin rotación y entre el SiC y la alúmina, aunque cabe señalar que las mediciones de temperatura en el interior del lecho rotante presentaron una mayor fluctuación de los valores medidos en la pared y, además, por el tamaño del receptor, no fue posible obtener una información espacial detallada a través del uso de múltiples termopares en diferentes posiciones del lecho. Por ello se consideró necesario realizar modelos numéricos que ayudaran a la comprensión del comportamiento térmico del receptor y también a cuantificar las diferencias en el calentamiento del material granular entre el caso rotativo y estático.

6.4. Comparación entre resultados experimentales y modelo numérico unidimensional

El modelo numérico unidimensional, descrito en el apartado 5.1, se comparó con los resultados experimentales obtenidos a partir de los ensayos de los diferentes materiales y, para ello, se promediaron los valores de los perfiles de temperatura entre las

repeticiones de cada ensayo. Al nuevo perfil promedio obtenido se le asoció una banda de incertidumbre que se calculó según las expresiones indicadas en el apartado 4.5.1.

6.4.1. Resultados con el receptor vacío

Como se mencionó en el apartado 6.3, el calentamiento del receptor sin material en su interior no presenta muchas diferencias entre los casos con y sin rotación y esto se refleja también en los resultados obtenidos con el modelo numérico, donde las curvas generadas para el caso con y sin rotación son prácticamente idénticas. Eso se debe a la baja velocidad de rotación del receptor y al tamaño del crisol, que hace que la velocidad de la superficie interna del crisol sea muy baja y las pérdidas por convección forzada asociadas a la rotación resulten insignificantes. En la Fig. 6.5 se muestran los resultados del calentamiento para el caso con rotación y se puede asumir que son prácticamente equivalentes al caso sin rotación. A los perfiles de temperatura se les asocia la banda de incertidumbre obtenida para las repeticiones del ensayo 2, descrito en la Tablas 6.3. Las incertidumbres máximas se obtuvieron al principio de la fase de enfriamiento con valores de 15, 30 y 8 °C para la temperatura de la pared, del aislante y del metal, respectivamente. Además, en la Fig. 6.5 se muestra la potencia entrante por la apertura en cada instante. El movimiento en la posición axial, en que el receptor se acerca hasta el punto d_0, aproximadamente en el minuto 7 del proceso de calentamiento, se refleja en el aumento de la potencia entrante (Q_{in}) que varía de casi 222 W a 369 W.

En el modelo se utilizó un intervalo de tiempo de un segundo, el cual se corresponde con la frecuencia experimental de las mediciones y es acorde con las limitaciones indicadas en el apartado 5.1.6.1. Sin embargo, para una mejor visualización de los datos obtenidos, en la Fig. 6.5, los resultados se indican con un intervalo de tiempo de dos minutos.

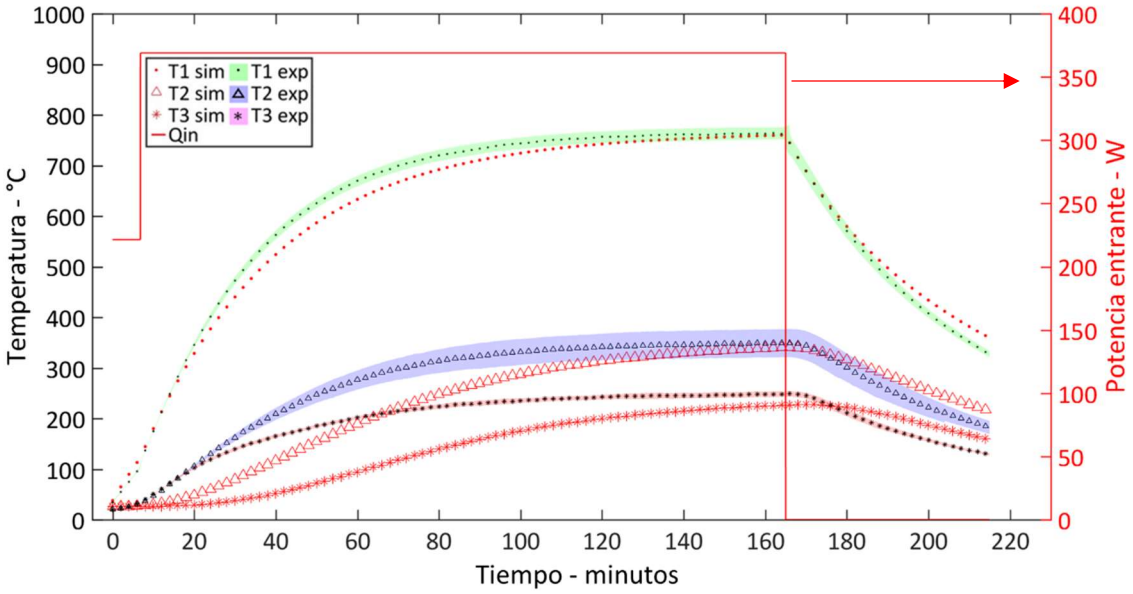


Fig. 6.5. Perfiles de temperatura simulada y experimental promedio con banda de incertidumbre para los ensayos con el receptor vacío en el LaCoSA.

Para los diferentes perfiles de temperatura T1, T2 y T3, según la metodología indicada en el apartado 5.4, se obtuvo un MAPE del 2.4, 8.2 y 11.7%, respectivamente, mientras que los valores máximos del $E_{r\%}{}_i^t$ fueron del 5.3, 19.3 y 25.8% para cada curva. Las mayores diferencias entre simulaciones y experimentos se encontraron al principio del calentamiento en las curvas de los termopares situados en el aislante y en la carcasa externa. Este hecho probablemente se debe a la simplificación de la geometría del UARR en el modelo y a que la distribución de irradiancia real no era exactamente simétrica dentro de la cavidad como se detalla en el Anexo A, donde se muestran las distribuciones de irradiancia obtenidas en diferentes planos perpendiculares al eje focal del simulador. Además, el desbordamiento de la radiación pudo contribuir a calentar el receptor externamente y eso no se incluyó en el modelo.

6.4.2. Resultados con las partículas de carburo de silicio

Los datos experimentales para la validación del modelo numérico unidimensional, publicado en la revista *Solar Energy* con el título "*A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: experimental assessment and transient numerical modeling*", se basaron en las repeticiones realizadas con el carburo de silicio del ensayo 9 indicado en la Tabla 6.3.

Como se mostró en la Tabla 5.2 y se describió en el apartado 4.4.2, el tratamiento térmico se dividió en 4 fases. Durante P1, el horno se mantuvo sin rotación y se irradió con el HFSS; cuando la temperatura T1 en la cavidad superó los 100 °C, el UARR se movió a través de un eje automático hasta d_0. El receptor se calentó hasta que alcanzó el estado estable; entonces, el obturador del simulador se cerró y comenzó la fase P2. En esta etapa, se aplicó una velocidad de rotación constante de 7.5 rpm al horno y se cargaron en el UARR 0.043 kg de partículas que correspondían a un *FR%* del 10.9%. La operación de carga duró casi treinta segundos. Posteriormente, se introdujo otro termopar (T4) en la cavidad y se colocó dentro del lecho de partículas. En ese momento, se abrió el obturador del simulador e inició la fase P3. Esta fase de calentamiento se detuvo cuando se alcanzó el último estado estacionario y la fuente de radiación se apagó. En ese instante comenzó P4 que corresponde con el enfriamiento del sistema. El receptor se mantuvo en rotación desde el comienzo de P2 hasta el final del ensayo.

Las mediciones de temperatura reportadas en la Fig. 6.6 corresponden a los valores promedio de las repeticiones del ensayo 9 con la respectiva banda de incertidumbre. Los límites de banda superior e inferior son la suma y la diferencia del valor promedio más/menos las incertidumbres calculadas en cada instante del muestreo. Su descripción matemática se indicó en el apartado 4.5.1. Como se ha mencionado en el apartado 6.3, los valores de temperatura medidos por T4 presentan una banda de error más amplia que la de los otros termopares debido a la dificultad de mantener el instrumento en una posición fija en el interior del lecho. Sin embargo, los valores registrados presentan un comportamiento coherente con los de los ensayos sin rotación y con los que se

obtuvieron con la alúmina, así como su comparación con los resultados simulados descritos más adelante en este apartado. Adicionalmente, se midió la temperatura ambiente que varió entre 20 °C, al comienzo de la prueba, y un máximo de 26 °C al final de P3. Como se puede ver en la Fig. 6.7, al final de P1, el termopar T1 alcanzó aproximadamente 760 °C y durante P2 su temperatura disminuyó 20 °C después del cierre del obturador. Cuando se introdujeron las partículas de SiC en la cavidad se registró una disminución adicional hasta los 660 °C. En el mismo tiempo, se vio un incremento de T4 desde la temperatura ambiente hasta más de 500 °C en los últimos cuarenta segundos de P2. Un minuto después de encender el simulador solar, la temperatura de T4 superó la temperatura del crisol medida por T1. Al final de P3, se alcanzó una temperatura máxima de la pared de 790 °C en el medio del crisol (T1) y, el termopar insertado en el lecho de partículas (T4), midió en un rango de 800 - 820 °C con una incertidumbre de aproximadamente ±50 °C. Esta diferencia se debía a la rotación del receptor que modificaba la posición radial y longitudinal del termopar dentro del lecho de partículas.

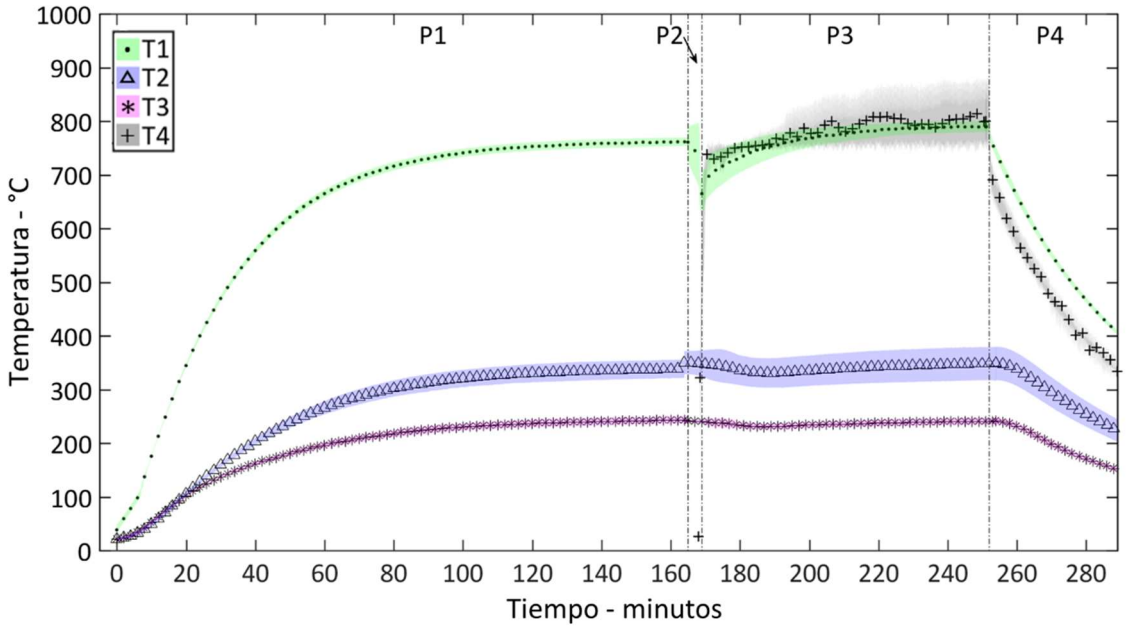


Fig. 6.6. Perfiles experimentales promedios de las temperaturas en el UARR con las bandas de incertidumbre para los ensayos con el SiC en el LaCoSA.

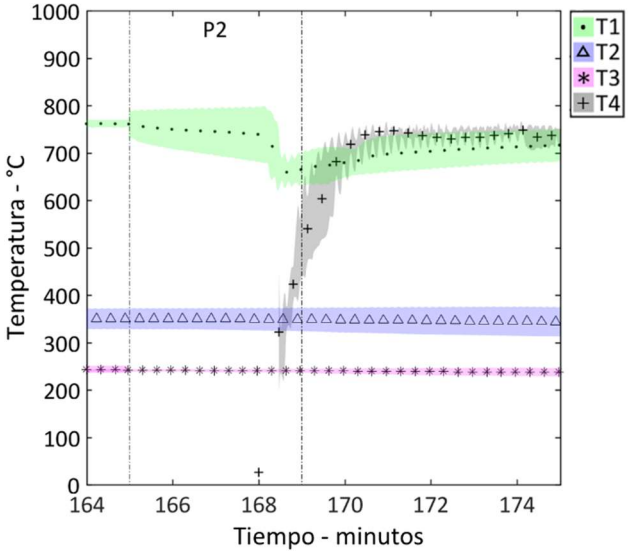


Fig. 6.7. Perfiles experimentales promedios de las temperaturas en el UARR con las bandas de incertidumbre para la fase P2 de los ensayos con el SiC en el LaCoSA.

A partir de estos resultados experimentales, se puede inferir que el calentamiento del SiC fue muy rápido en comparación con el calentamiento del UARR, puesto que la masa introducida en el horno fue aproximadamente cien veces menor que la masa del UARR. Además, el rango de temperatura alcanzado cumplió con el objetivo de la campaña (calentamiento del SiC en un rango de entre 750 y 850 °C) y demuestra la viabilidad de calentar partículas en un horno rotativo solar para almacenamiento térmico, así como para aplicaciones de calor de procesos industriales por encima del rango de temperatura de trabajo de las sales fundidas.

Para el cálculo del intercambio de calor por conducción entre la pared y el lecho del SiC y para el cálculo de las pérdidas por convección, se realizó un análisis de sensibilidad basado en los diferentes modelos presentes en la literatura para la estimación de K_b, h_{w-b} y f_{cv}. Cada una de las cuatro correlaciones (Wes, Tscheng, Li y Schlunder) que definen h_{w-b} y que se comparan en el trabajo de Herz y col.[233], se combinó con los modelos de Maxwell (M) y EMT para el cálculo de K_b. Cada combinación se repitió para diferentes valores de f_{cv}, que se asumió igual a 1, 3, 3.5, 4 y 5. Como se puede ver en la Tabla 6.4, los números de Biot para la pared y el lecho resultan siempre inferiores a 0.1; excepto, en algunos casos, cuando f_{cv} es igual a 1. Además, la rotación del receptor mejora la homogeneización térmica del lecho de partículas y ayuda a equilibrar las posibles diferencias en la distribución de temperatura, lo cual se traduce en números de Biot pequeños.

En la misma tabla, las combinaciones con las que se obtienen los resultados que mejor se ajustan a los datos experimentales son las que presentan los RMSE y el MAPE menores. Se obtienen valores razonables cuando f_{cv} es igual a 3.5 para las combinaciones Wes-M y Li-EMT y se alcanzó un valor mínimo del 5.1% del MAPE para Li-EMT. El RMSE, en la mayoría de los casos, resultó inferior a 20 °C.

Tabla 6.4. Resultados del análisis de sensibilidad.

#	f_{cv}	**Modelo** h_{w-b}	**Modelo** K_b	h_{w-b}	K_b	Bi_b	Bi_w	$RMSE_b$ **P2**	$RMSE_b$ **P3**	$RMSE_b$ **P4**	$RMSE_w$ **P2**	$RMSE_w$ **P3**	$RMSE_w$ **P4**	$MAPE$ **total**
1	1	Wes	M	645	0.33	0.2056	0.0091	50	88	137	17	50	75	7.60
2	1	Tscheng	M	1575	0.33	0.2083	0.0091	197	68	147	15	58	79	7.68
3	1	Li	M	386	0.34	0.2031	0.0090	108	108	128	18	43	71	7.53
4	1	Li	EMT	794	20.30	0.0034	0.0091	72	81	140	16	52	76	7.62
5	1	Schlunder	N.a.	3840	N.a.	0.0033	0.0092	273	59	151	14	61	81	7.72
6	3	Wes	M	627	0.32	0.0688	0.0084	46	28	61	17	8	8	5.29
7	3	Tscheng	M	1524	0.32	0.0696	0.0084	192	17	73	15	9	11	5.34
8	3	Li	M	373	0.32	0.0681	0.0083	111	44	48	18	12	6	5.36
9	3	Li	EMT	770	22.52	0.0010	0.0084	67	24	64	16	8	9	5.29
10	3	Schlunder	N.a.	3735	N.a.	0.0010	0.0085	270	16	79	14	10	13	5.42
11	3.5	Wes	M	623	0.32	0.0591	0.0082	45	16	44	17	16	11	5.12
12	3.5	Tscheng	M	1513	0.31	0.0597	0.0083	191	15	57	15	10	11	5.14
13	3.5	Li	M	370	0.32	0.0584	0.0082	112	29	30	18	23	12	5.25
14	3.5	Li	EMT	764	22.99	0.0008	0.0082	66	13	47	16	14	11	5.10
15	3.5	Schlunder	N.a.	3710	N.a.	0.0008	0.0083	270	19	63	14	8	11	5.20
16	4	Wes	M	619	0.31	0.0517	0.0081	44	11	28	17	27	25	5.17
17	4	Tscheng	M	1501	0.31	0.0523	0.0081	190	22	42	15	21	24	5.23
18	4	Li	M	367	0.32	0.0512	0.0080	113	17	15	18	34	26	5.26
19	4	Li	EMT	758	23.44	0.0007	0.0081	64	13	32	16	25	24	5.17
20	4	Schlunder	N.a.	3686	N.a.	0.0007	0.0082	269	28	48	14	18	23	5.29
21	5	Wes	M	611	0.31	0.0415	0.0078	42	30	10	17	49	52	5.67
22	5	Tscheng	M	1478	0.31	0.0419	0.0079	188	43	16	15	43	52	5.70
23	5	Li	M	361	0.31	0.0411	0.0077	115	19	22	18	55	53	5.75
24	5	Li	EMT	746	24.29	0.0005	0.0078	62	34	10	16	47	52	5.67
25	5	Schlunder	N.a.	3640	N.a.	0.0005	0.0079	268	49	22	14	40	51	5.74

Las combinaciones entre los modelos de Wes o Tscheng con el modelo EMT no se muestran en la Tabla 6.4, puesto que los h_{w-b} alcanzados son demasiado altos y conducen a resultados sin sentido físico. Los valores más altos de RMSE se alcanzan para la temperatura de las partículas durante P2. Esto se debe al rápido incremento de la temperatura del lecho de partículas de aproximadamente 20 °C s^{-1} y a la dificultad de medir y simular con precisión variaciones de temperatura tan grandes. Sin embargo, este comportamiento está presente sólo durante los últimos cuarenta segundos de P2, justo después de introducir las partículas en el receptor.

A partir de los resultados obtenidos con el análisis de sensibilidad, para evaluar el rendimiento del horno se utilizó la combinación de los submodelos Li-EMT con un f_{cv} de 3.5. Las Fig. 6.8 y 6.9 muestran la comparación entre los perfiles de temperatura simulados y los datos experimentales. Las mismas cuatro fases del proceso térmico se reproducen en el modelo con las condiciones resumidas en la Tabla 5.2. También, en las Fig. 6.8 y 6.9 se muestra la potencia entrante por la apertura en cada instante. El movimiento en la posición axial, con que el receptor se acerca hasta el punto d_0, se refleja en la Fig. 6.8, donde, aproximadamente en el minuto 7, la potencia de entrada cambia de un valor de casi 222 W a 369 W.

Al igual que se ha explicado para la Fig. 6.5, en el modelo se utilizó un intervalo de tiempo de un segundo que en este caso también se corresponde a la frecuencia experimental de las mediciones y es acorde con las limitaciones indicadas en el apartado 5.1.6.1. Sin embargo, para una mejor visualización de los datos obtenidos, en la Fig. 6.6 y 6.8 los resultados se indican con un intervalo de tiempo de dos minutos y, en la Fig. 6.7 y 6.9, cada diez segundos.

Para evaluar la precisión del modelo, en cada instante (t) se calculó el valor absoluto del error relativo (${E_{r\%}}_i^t$) entre los valores en kelvin de las temperaturas experimentales y simuladas. Posteriormente, los errores relativos obtenidos para todas las curvas de temperatura se ordenaron en orden ascendente. De esta manera, como se muestra en la Fig. 6.10, se representa la frecuencia acumulada del error relativo, donde el porcentaje de la frecuencia acumulada se indica en el eje-x. A partir de esa figura, se puede deducir que la mayoría de los datos presentan un error inferior al 2.4%, y casi tres cuartas partes de los errores relativos están por debajo del 6%. En la Tabla 6.5, se muestra el MAPE para cada fase del proceso y para cada curva de temperatura. Las discrepancias con respecto a T2 y T3 son evidentes en la fase de precalentamiento. Se obtienen errores máximos, hasta del 26% para T3 durante P1. Este hecho, como se ha comentado anteriormente para el caso sin partículas, se debe a la simplificación de la geometría del UARR, a una distribución de irradiancia que no era exactamente uniforme dentro de la cavidad y al desbordamiento de la radiación que pudo contribuir a calentar el receptor externamente. Sin embargo, a partir de estos resultados es posible concluir que, tras evaluar el error relativo, los datos provenientes del modelo teórico estaban en aceptable concordancia ($MAPE_{tot}$ < 5%) con los datos experimentales para poder realizar un análisis de las características del receptor para la aplicación en estudio.

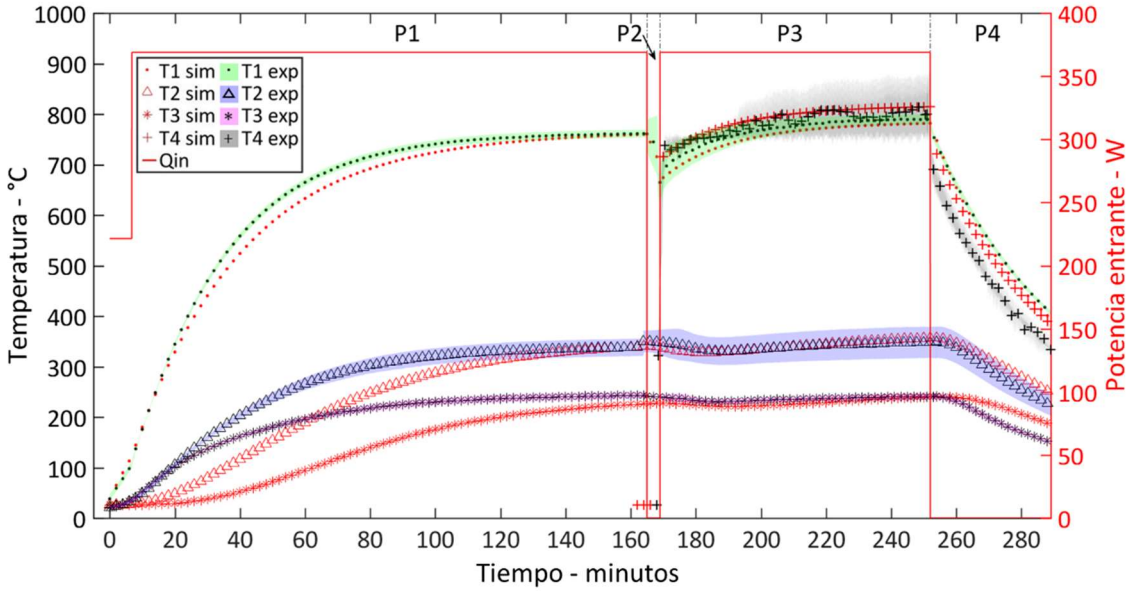


Fig. 6.8. Perfiles experimentales y simulados de las temperaturas en el UARR con relativas bandas de incertidumbre de los ensayos con el SiC en el LaCoSA.

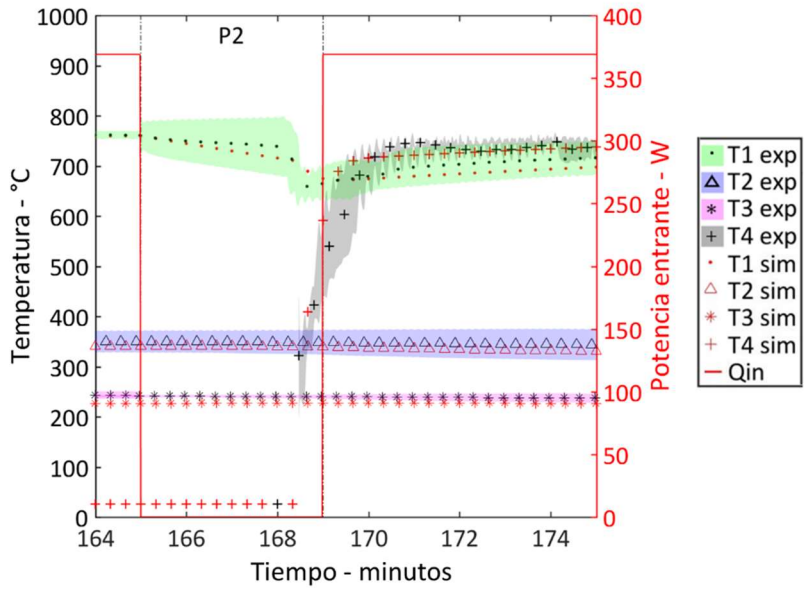


Fig. 6.9. Perfiles experimentales y simulados de las temperaturas en el UARR con relativas bandas de incertidumbre para la fase P2 de los ensayos con el SiC en el LaCoSA.

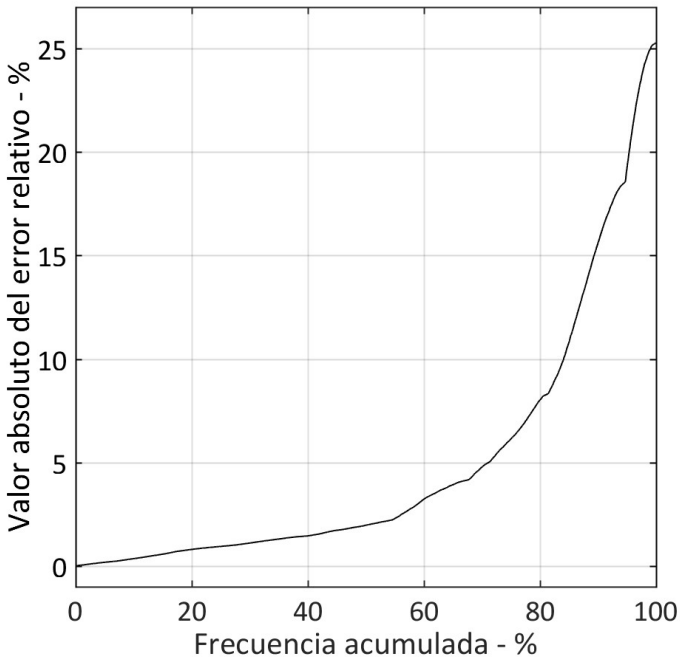


Fig. 6.10. Frecuencia acumulada del valor absoluto del error relativo entre las temperaturas simuladas y experimentales para todas las curvas estimadas.

Tabla 6.5. $MAPE_i$ para cada fase y temperatura simulada en el proceso.

	P1	**P2**	**P3**	**P4**
T1	2.2	1.4	1.3	1.3
T2	8.5	1.9	0.8	2.9
T3	13.7	3.3	2.1	4.8
T4	N.a.	8.7	0.9	6.2

Este modelo permitió la estimación de las ganancias y de las pérdidas de energía en las paredes del crisol durante todo el proceso. En la Fig. 6.11, Q_{in}^{t} se representa en cada instante como la suma de los intercambios térmicos en que está subdividido. Al comienzo de la fase de precalentamiento, aproximadamente el 60% de la potencia entrante es absorbida por las paredes del crisol, y el 35% se refleja desde la cavidad hacia el ambiente. La energía absorbida incrementa la temperatura del crisol y, a medida que aumenta la temperatura, aumentan también las pérdidas por convección y radiación desde el interior de la cavidad y hacia el exterior desde la carcasa del UARR. Durante la fase de carga (P2), cuando se introducen las partículas de SiC en el receptor, Q_{in}^{t} es cero y el calor se transfiere desde la pared del crisol a las partículas por radiación (Q_{rad}^{w-b}) y conducción (Q_{cd}^{w-b}), por lo tanto, en esta fase, a la pared se le asocia una potencia saliente (Q_{net}^{w}) negativa. Parte de esta potencia procedente del crisol es absorbida por las partículas y su temperatura aumenta (Q_{net}^{b} es positivo). Como consecuencia, aparecen las pérdidas por convección (Q_{cv}^{b}), radiación ($Q_{rad-out}^{b}$) y reflexión (Q_{refl}^{b}) desde el SiC.

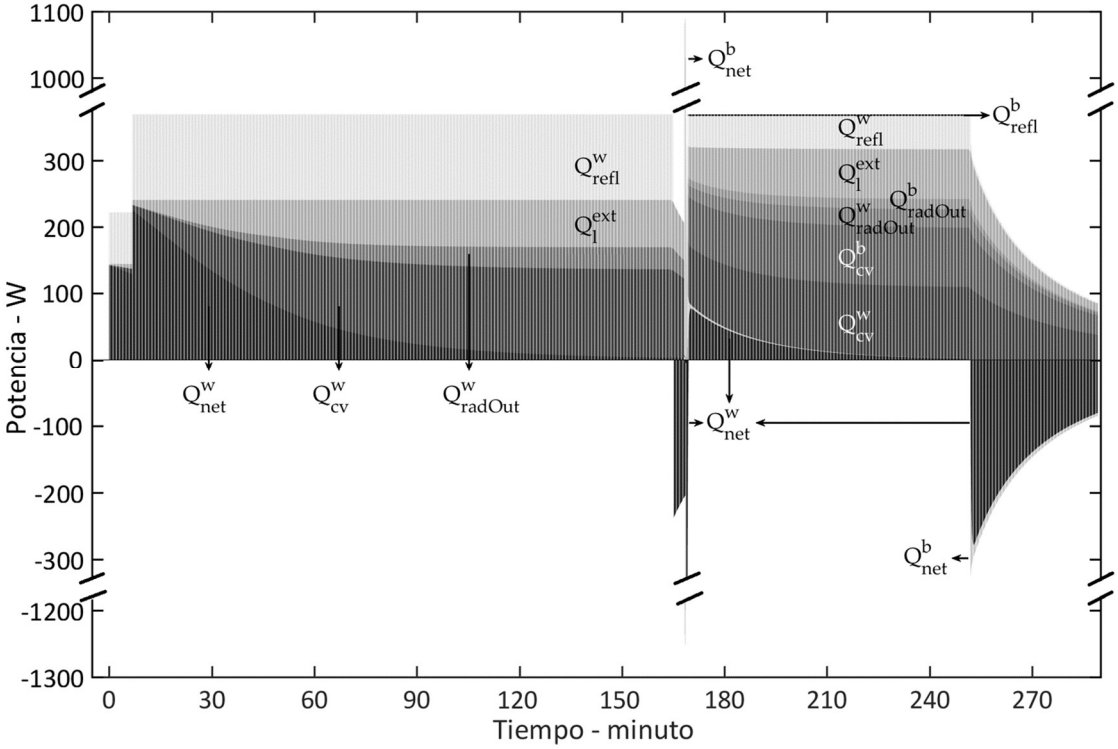


Fig. 6.11. Balance de energía instantáneo del UARR. La suma de cada contribución se corresponde a la potencia entrante en el UARR en cada momento.

El rápido aumento de temperatura del SiC se refleja en el pico de la Fig. 6.11, donde parte de la energía almacenada en las paredes de la cavidad se transfiere rápidamente a las partículas. Finalmente, durante la fase de enfriamiento, Q^t_{in} es cero nuevamente y la energía del lecho y del horno se libera al ambiente (Q^w_{net} y Q^b_{net} son negativos). Estas cantidades equivalen a la suma de las pérdidas debidas a la conducción, convección y radiación. Además, durante la fase P2, las pérdidas por reflexión son casi nulas porque el simulador solar está apagado, y están compuestas sólo por la radiación térmica emitida y reflejada por las paredes internas de la cavidad y el lecho de partículas.

La Fig. 6.12 muestra el balance de energía por fase del proceso, donde las mismas contribuciones en términos de potencia de la Fig. 6.11 se comparan en términos de energía. En las columnas de la izquierda se representa la energía entrante (En_{in}) y en las columnas de la derecha las pérdidas de energía y las energías almacenadas por las paredes de la cavidad (En^w_{net}) y las partículas (En^b_{net}). Estas cantidades son positivas si aumenta la temperatura de la pared o de las partículas, y negativas si la temperatura disminuye. La suma de los componentes de la columna derecha es igual a En_{in}. La energía almacenada en el resto de los componentes del UARR (capas de aislante, rotor y carcasa de acero) se incluye en las pérdidas externas (En^{ext}_l). Cabe señalar que P1 es la etapa más larga en el tiempo y, por lo tanto, las cantidades de energía correspondientes a cada contribución son mayores que en las otras fases (el valor de En_{in} en P1 es 998 Wh y en P3 es 510 Wh).

En la primera fase, la energía se usó para calentar el UARR y compensar las pérdidas térmicas por radiación, convección y conducción. El 35% de la energía entrante se reflejó instantáneamente fuera de la cavidad. Esto se debe principalmente a la reflectividad de la pared (0.93 para la alúmina de alta densidad) y a la forma de la cavidad, la cual presenta una apertura relativamente grande para favorecer la entrada de la radiación del HFSS. Sin embargo, la alta reflectividad de las paredes internas, según lo evaluado en el apartado 6.1, debería llevar a una irradiancia prácticamente uniforme en la cavidad y por lo tanto favorecer una distribución uniforme de la temperatura en el lecho de partículas.

Además, para estimar la calidad de diseño de la cavidad se evaluó la ε_{ap}^{cav} que es definida según la ecuación 5.18 a partir de diferentes valores asignados a la emisividad del material del crisol (0.07, 0.25, 0.50 y 0.75). Los valores que se obtienen de ε_{ap}^{cav} con la cavidad vacía son respectivamente de 0.65, 0.89, 0.96 y 0.98. Estos resultados muestran que la cavidad podría comportarse como un cuerpo casi negro si la absortividad de las superficies internas del crisol fuera mayor que 0.5; mientras que, para valores inferiores, las pérdidas por radiación y reflexión son significativas.

En P1, las pérdidas por convección y conducción en el receptor vacío son, respectivamente, el 27% y el 16% de En_{in}; mientras que En_{net}^{w} es el 16%. En la segunda fase (P2) la energía absorbida por las partículas representa el 69% (6.9 Wh) de la energía total absorbida durante las fases P2 y P3 (9.9 Wh), como se puede ver en la Fig. 6.12. Cuando se apaga el simulador solar en P2 y en P4, el valor de En_{in} es cero y la energía cedida al ambiente proviene de la energía almacenada en las paredes del UARR, aunque durante la fase P4, parte de esta energía proviene también del lecho de partículas. En P3, la suma de las pérdidas por convección de las paredes y de las partículas ascienden al 51% de la energía entrante y las pérdidas por conducción son el 19% de En_{in}. Las pérdidas reflejadas disminuyen notablemente en comparación con las calculadas para P1: la radiación reflejada por el lecho de partículas es inferior al 1% de En_{in} y el 13% por las paredes. Esta diferencia se debe a la absortividad del SiC (0.85) que es considerablemente más alta que la de la pared de la cavidad (0.07, ver Tabla 5.1).

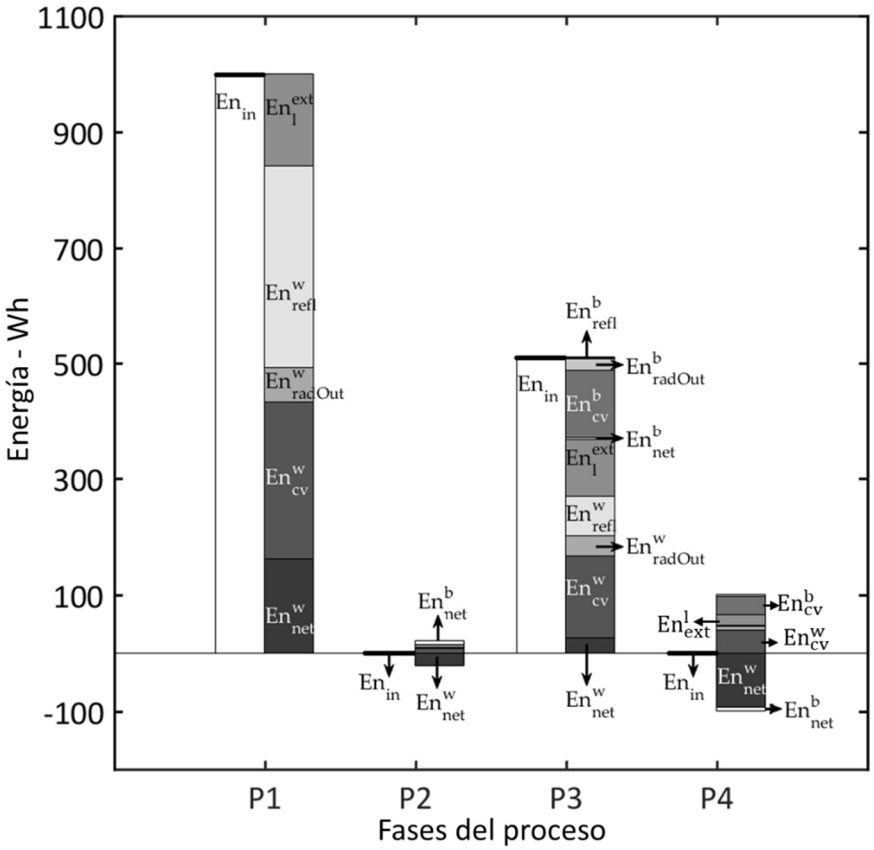


Fig. 6.12. Balance de energía del UARR en cada fase del proceso.

La presencia de SiC reduce los reflejos dentro de la cavidad y, además, las partículas cubren parcialmente el crisol, reduciendo el área de sus paredes que reflejan la radiación. En P1 y P3, las pérdidas de radiación de la pared del crisol son respectivamente el 5.9% y el 6.7% de En_{in}. Las pérdidas por radiación del lecho se elevan hasta casi el 4% en la tercera etapa.

La eficiencia de UARR se calculó según la ecuación 5.53 y se evaluó en cada intervalo temporal, alcanzando una eficiencia máxima del 0.85% al comienzo de P3, y un valor del 0.65% al final de P3. Esta baja eficiencia se justifica porque la mayor parte de la energía se usó para calentar los componentes del UARR (cavidad, aislamientos, rotor y carcasa de acero) durante la fase de precalentamiento y porque se realizó solamente una carga de partículas en el ensayo. Además, la masa del receptor es aproximadamente dos órdenes de magnitud más alta que la masa del lecho de partículas. Sin embargo, estos valores son acordes con los resultados indicados por otros autores[104,106,234] para los ensayos realizados en dispositivos que funcionan en modo discontinuo. En dichos casos, las eficiencias estaban en un rango de entre 0.45 y 3.1%. Sin embargo, a escala industrial, un receptor rotativo que funciona en modo discontinuo debe operar para llevar a cabo fases rápidas de carga y descarga con el fin de minimizar el enfriamiento del dispositivo. Por lo tanto, para reducir la energía suministrada y aumentar la eficiencia, el precalentamiento inicial se debe realizar sólo una vez y, posteriormente, es posible ejecutar varias fases de carga y descarga de partículas. En el caso del UARR, otro factor

que penaliza los resultados son las pérdidas por reflexión, las cuales son considerablemente altas debido a la reflectividad de la alúmina y a la apertura relativamente grande, diseñada para favorecer la entrada de la radiación proveniente del HFSS. En un proceso de optimización del receptor sería conveniente modificar la geometría del crisol aumentando el radio de la cavidad manteniendo la misma apertura y, adicionalmente, utilizar un material cerámico con una emisividad mayor. Las pérdidas por convección natural en el lecho de partículas y dentro del horno también son significativas debido a la gran diferencia de temperatura entre las partículas o la cavidad y el ambiente. Por el contrario, las pérdidas por convección forzada resultaron casi insignificantes, debido a la baja velocidad de rotación; mientras que las pérdidas por conducción podrían reducirse sustancialmente mejorando el aislamiento de la cavidad del UARR.

Además, dependiendo de la aplicación, las partículas deberían extraerse de la cavidad cuando se alcance la temperatura deseada, antes de llegar al estado estacionario. De esta manera, se podría ahorrar una gran cantidad de energía y la eficiencia del proceso mejoraría considerablemente; ya que la temperatura de las partículas aumenta sustancialmente en los primeros minutos después de la carga. Posteriormente, la variación de temperatura es marginal (ver Fig. 6.8 y 6.9). Un ejemplo de este modo de operación se expone en el siguiente apartado.

6.4.2.1. Evaluación del funcionamiento por lotes del UARR

A partir del modelo realizado, se propone y evalúa el uso del UARR para el tratamiento de varios lotes de material granular como un ejemplo de aplicaciones probables de los receptores rotativos solares que operan de forma discontinua. Dependiendo del tratamiento del material deseado, se debe definir una temperatura de consigna. El horno vacío se precalienta al comienzo del proceso sólo una vez y posteriormente, las partículas se introducen en el receptor hasta que alcancen la temperatura de consigna (SPT, *Set-Point Temperature*). Después, se descargan y se inserta otro lote en la cavidad del receptor. El procedimiento se repite varias veces. Este modo de funcionamiento se muestra en la Fig. 6.13. En ese caso, la SPT se fijó en 700 °C, se consideró un tiempo de precalentamiento (PH) de 66 minutos y se examinó la introducción y la descarga de treinta y dos lotes de 43 g de carburo de silicio cada 13 minutos (correspondiente al tiempo de tratamiento). Asumiendo un período de trabajo de 8 horas, la simulación mostró que es posible tratar 1.38 kg de material. Como se puede observar, la eficiencia aumentó durante todo el proceso y alcanzó un valor cercano al 12%.

Adicionalmente, se realizó una evaluación análoga para SPT de 600 y 800 °C. En la Fig. 6.14, las eficiencias del UARR se indican para diferentes períodos de trabajo. Como se puede ver, cuanto mayor era el período de trabajo, mayor era la eficiencia, y cuanto menor era la temperatura de consigna, mayor era la eficiencia. En el caso de la SPT fijada a 600 °C, se pudo tratar cincuenta y siete lotes y 2.45 kg de SiC durante 8 horas. Esto fue

posible porque el tiempo para alcanzar la temperatura deseada (tiempo de tratamiento) era más corto, aproximadamente de unos 8 minutos. Para este caso, se estimó una eficiencia máxima del UARR mayor del 20%. En la situación opuesta, para una SPT de 800 °C y un periodo de trabajo de 2h, la eficiencia resultó nula, ya que la suma del tiempo de tratamiento y el tiempo de precalentamiento del horno era mayor de 2h y por lo tanto no sé podía terminar el calentamiento de ningún lote. Esta situación muestra los límites de operación del caso concreto del UARR. La Tabla 6.6 resume los resultados y los parámetros utilizados en las simulaciones.

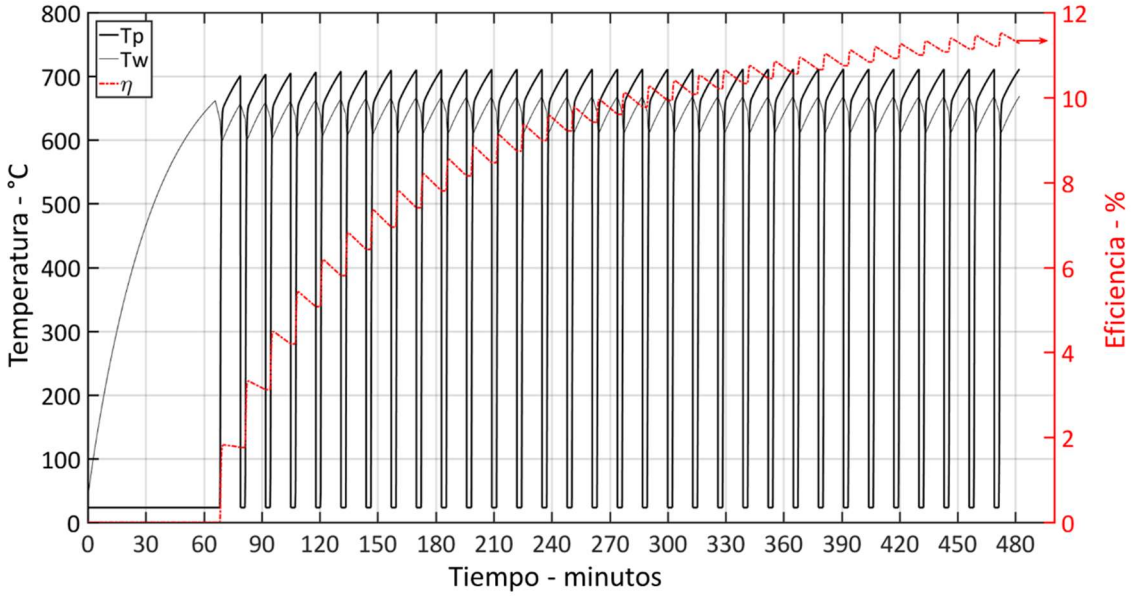


Fig. 6.13. Temperatura de las partículas (Tp), temperatura de la pared (Tw) y eficiencia del UARR (η) para una temperatura de consigna de 700 °C.

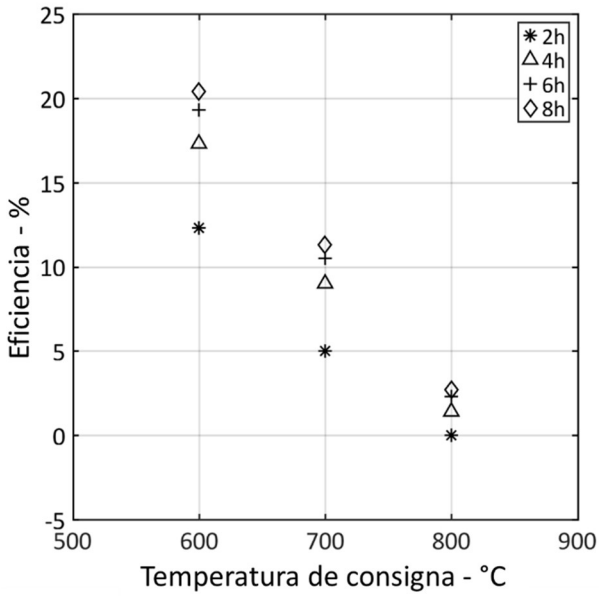


Fig. 6.14. Eficiencia del UARR para diferentes temperaturas de consigna y periodos de trabajo.

Tabla 6.6. Lotes y masas tratadas para diferentes periodos de trabajo (2, 4, 6 y 8 horas) y para diferentes temperaturas de consigna (SPT). Se indica también el tiempo de tratamiento y de precalentamiento (PH).

SPT (°C)	**Tiempo tratamiento** (minutos)	**Tiempo PH** (minutos)	**2 horas**		**4 horas**		**6 horas**		**8 horas**	
			lotes (-)	masa (kg)	lotes (-)	masa (kg)	lotes (-)	masa (kg)	lotes (-)	masa (kg)
600	7.75	43	10	0.43	25	1.09	41	1.76	57	2.45
700	13	66	4	0.18	13	0.58	23	0.97	32	1.39
800	45	140	0	0.00	2	0.10	5	0.21	8	0.33

6.4.3. Resultados con las esferas de alúmina

En el caso de las esferas de alúmina, la fase P1 del ensayo 5 (ver Tablas 4.4 y 6.3) fue análoga a la mostrada en el apartado anterior para el caso del SiC y al calentamiento con el receptor vacío. Una vez que el horno alcanzó el equilibrio térmico a unos 760 °C, el simulador solar se apagó. En ese momento, las esferas se insertaron a través de la apertura frontal del horno utilizando un pequeño tubo metálico. Justo después de la inserción del material, se verificó la posición del termopar T5 para asegurar su ubicación debajo de la superficie del lecho. En P2 y P3, se observó un proceso de calentamiento, parecido a los casos con y sin rotación para el carburo de silicio (ver Tabla 6.3). En la Fig. 6.15 se representa el comportamiento térmico de las bolas de alúmina para el caso sin rotación. Las esferas se calentaron rápidamente hasta 700 °C en los primeros 3 minutos después de su inserción alrededor del minuto 5; mientras que, en el tiempo restante del experimento (67 minutos), su temperatura aumentó sólo 100 °C para alcanzar un nuevo estado de equilibrio térmico. Los resultados experimentales también en este caso se compararon con el modelo térmico unidimensional y se encontró una buena concordancia entre los datos durante todo el proceso. Se encontraron diferencias de menos de 40 °C entre resultados experimentales y simulados, excepto en los primeros tres minutos de calentamiento de partículas, donde el modelo perdió precisión.

Este modelo se empleó para el balance energético y las estimaciones de rendimiento global. La eficiencia térmica del sistema se calculó para todo el calentamiento en la fase P3. Sin contabilizar el precalentamiento inicial en P1, la eficiencia fue del 2.6%, valor que se justifica considerando que la masa del horno era aproximadamente 100 veces mayor que la masa de las bolas de alúmina y que, durante P3, la pared de la cavidad reflejaba y perdía la mayor parte de la energía por convección y radiación. Además, merece la pena remarcar que el aumento de temperatura de las partículas ocurrió en los primeros minutos de P3 y que en todo el resto del tiempo el incremento fue menor de 100 °C.

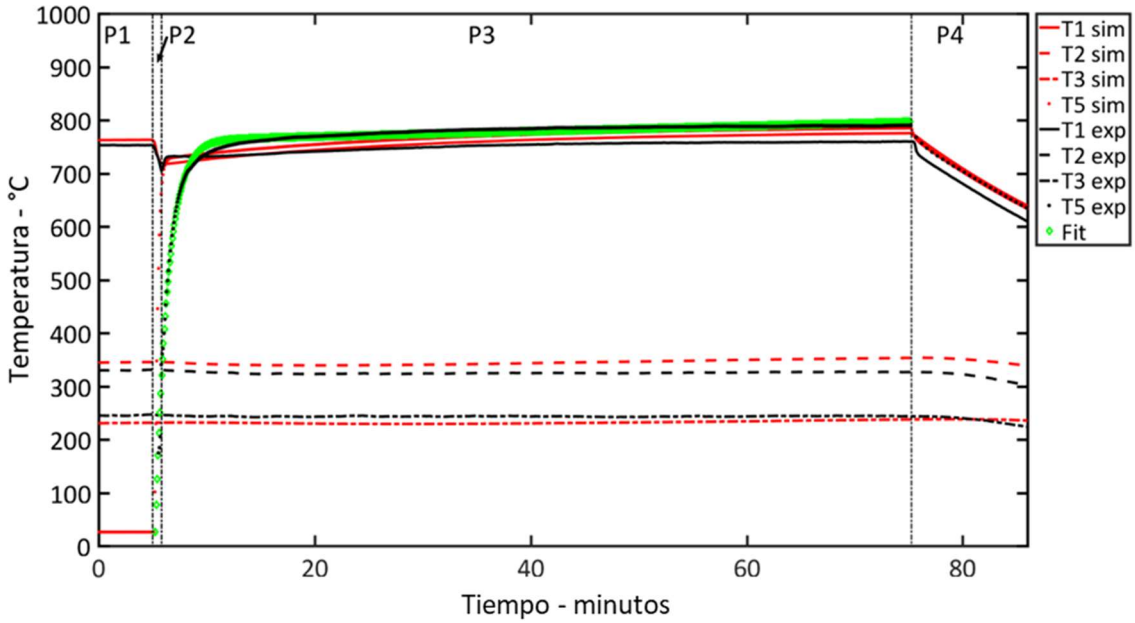


Fig. 6.15. Perfiles de temperatura experimental (exp) con la curva de regresión (Fit) para los datos de T5 y temperaturas simuladas (sim) con el modelo numérico unidimensional en el ensayo con las bolas de alúmina.

Sin embargo, en un proceso industrial, se debe optimizar la operación de trabajo como se indica en el apartado 6.4.2. El calentamiento de las partículas podría ser más corto y detenerse antes de alcanzar el estado estacionario. Por ejemplo, el material granular podría extraerse a una temperatura de consigna que se defina a pocos grados de diferencia con respecto a la temperatura alcanzada después del cambio de pendiente en la curva de calentamiento de las partículas. De esta forma, se podría ahorrar la mayor parte de la energía utilizada para compensar las pérdidas térmicas. Además, dicha estrategia de trabajo debería reducir los tiempos de tratamiento de los materiales y se podría procesar un mayor número de lotes.

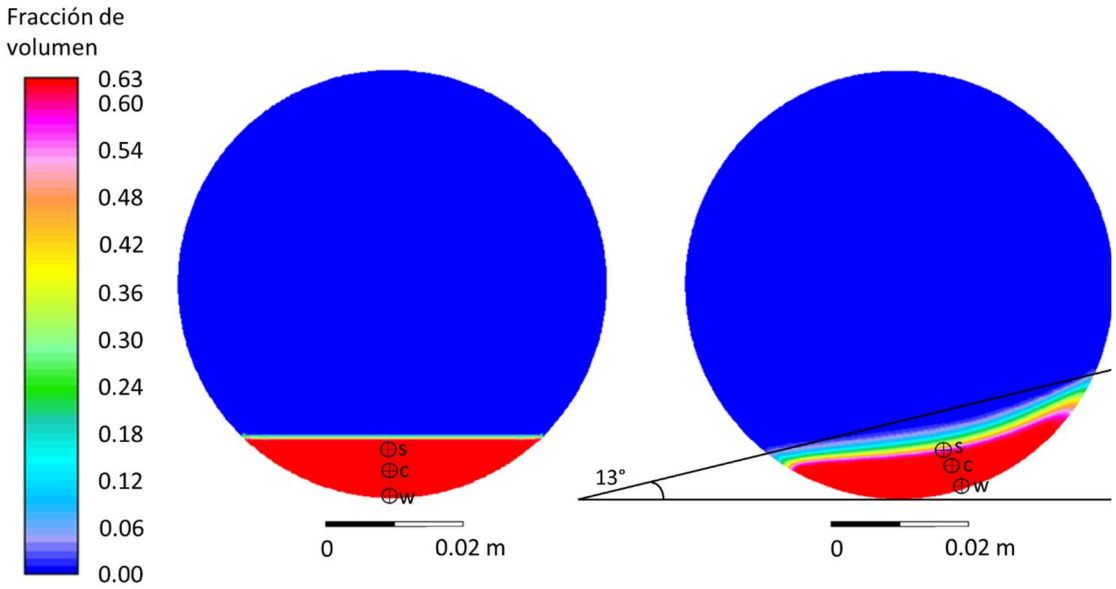
6.5. Resultados del modelo CFD y comparación con resultados experimentales.

Los resultados numéricos del modelo 2D-CFD permitieron evaluar diferentes parámetros, que no se habían podido determinar experimentalmente o con otros métodos de simulación analizados previamente, como la dinámica del lecho granular y la distribución de temperatura en la sección central del receptor rotativo. Además, se realizó una comparativa entre el caso con rotación y sin rotación. Sin embargo, como se indicó en el aparatado 5.2, debido al alto coste computacional para este tipo de modelos CFD, fue posible reproducir solamente los primeros 16 segundos del calentamiento de las esferas de alúmina correspondientes al ensayo 5 de las Tablas 4.4 y 6.3, justo después de la introducción del material en el receptor, en el que la temperatura de las bolas aumentó hasta 180 °C. Experimentalmente, los primeros segundos del calentamiento se

dedicaron al procedimiento de carga y durante este tiempo no fue posible registrar la subida de temperatura con el termopar T5. Por lo tanto, para obtener una estimación de la subida de temperatura en el lecho durante los instantes iniciales, se calculó la curva de regresión a partir de los datos disponibles para P3 (ver curva "Fit" en verde en la Fig. 6.15), con la expresión que se indicó al final del apartado 5.2.2. Para la curva de regresión se obtuvo un valor de R-cuadrado de 0.988.

A pesar de que se pudieron simular sólo pocos segundos, se encontraron diferencias sustanciales en la distribución térmica del lecho entre los casos con y sin rotación. Otros resultados que los análisis experimentales y unidimensionales no pudieron ofrecer estaban relacionados con los comportamientos fluidodinámicos de las bolas de alúmina y del aire.

En la Fig. 6.16 se comparan las fracciones de volumen de las esferas entre el caso estático, donde el sólido permanece en la parte inferior de la sección de la cavidad (ver Fig. 6.16a) y con rotación, donde el lecho granular presenta un comportamiento entre el modo avalancha y rodante (*FR%* del 8.5 y *Fr* de 0.002). La disposición del lecho tiene un ángulo dinámico de reposo medio para todo el lecho de aproximadamente 13°, con un ángulo superior de 23° e inferior de 8° (ver Fig. 6.16b). Esta forma con dos ángulos se debe principalmente al utilizo de un *FR%* bajo que se empleó para evitar la salida de partículas, pero manteniendo la circulación de las esferas en el interior del lecho, como se puede ver en la Fig. 6.17. El ángulo estático de reposo que se midió experimentalmente para las esferas de alúmina fue de 22 ± 0.8°. Estos valores están de acuerdo con Beakawi Al-Hashemi y Baghbara Al-amoudi[228], quienes revisaron diferentes materiales e indicaron que los ángulos dinámicos de reposo son generalmente de 3 a 10° más bajos que los estáticos.



(a) (b)

Fig. 6.16. Fracción de volumen de las esferas de alúmina en el caso (a) del lecho fijo sin rotación y (b) del caso con rotación.

Como se puede ver en la Fig. 6.17, las bolas tienen una velocidad máxima de 0.20 m s^{-1} en la superficie del lecho cuando ruedan hacia abajo y, posteriormente, regresan a la parte superior del lecho gracias al contacto con la pared en rotación. Debido al tamaño uniforme de las esferas de alúmina y al bajo grado de llenado (8.6%), no se aprecia segregación en el núcleo del lecho. En la Fig. 6.18 se representa el perfil de velocidad del aire, apreciándose cerca de la pared una velocidad de 0.024 m s^{-1} que corresponde a la velocidad de rotación de la superficie interna del crisol. En la misma figura, se puede distinguir un flujo contrario de aire en la parte central de la sección. Este comportamiento se debe al movimiento de las esferas en la superficie del lecho que impulsa las moléculas de aire en la dirección opuesta a la de rotación.

Para verificar la validez de estos resultados, se realizó una comparación con otros trabajos previamente publicados. Como se puede ver en las Fig. 6.16a y 6.16b, la fracción de volumen de bolas de alúmina está cerca del límite máximo de 0.63, que es un valor típico para esferas del mismo tamaño y que también se usó en los modelos de Delele y col.[61] y de Santos y col.[59]. Con respecto al flujo de aire, pocas investigaciones proporcionan información detallada; sin embargo, la distribución de velocidad obtenida (comportamiento fluidodinámico del aire según dirección y sentido del campo de vectores) es cualitativamente acorde con los resultados indicados en el trabajo de Delele y col.[61]

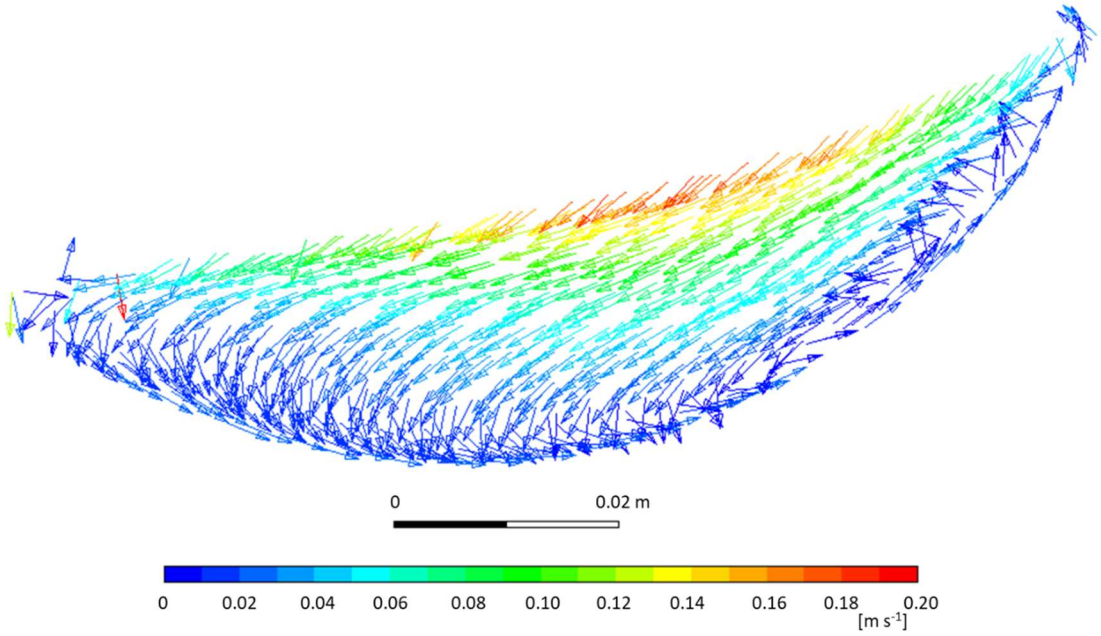


Fig. 6.17. Velocidad de las bolas de alúmina en el lecho granular.

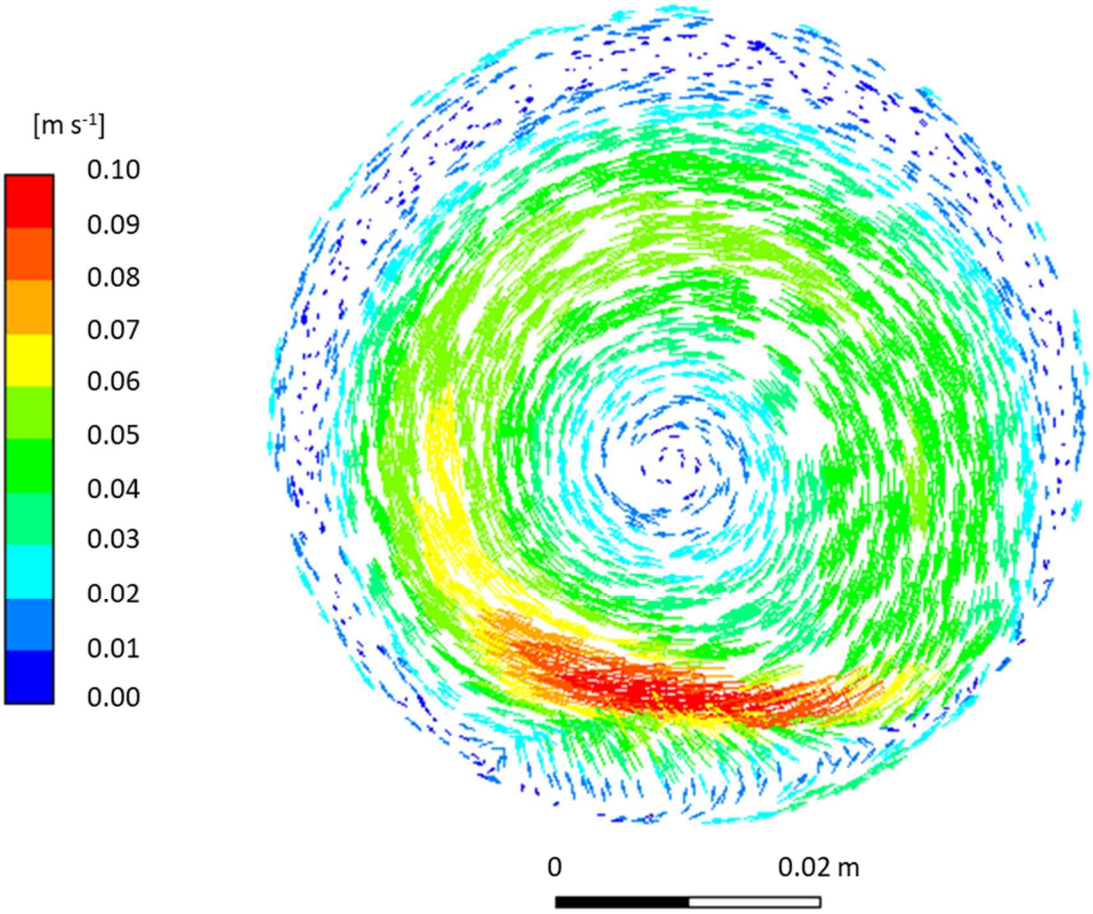


Fig. 6.18. Velocidad del aire en la sección transversal del UARR.

Los resultados térmicos se exponen en las Fig. 6.19 y 6.20, donde las imágenes de la distribución de temperatura en el lecho granular se muestran cada 4 segundos. Las simulaciones comenzaron con las esferas a una temperatura ambiente de 26 °C. En el caso estático, durante el calentamiento, las esferas muestran una distribución de temperatura creciente desde el centro hacia los lados del lecho. En la región central del lecho, se aprecia también que el calentamiento es más rápido en la parte superior y más lento en la zona en contacto con la pared. Después de 16 segundos, la diferencia máxima entre el punto más caliente y el más frío en el lecho estático fue de aproximadamente 110 °C.

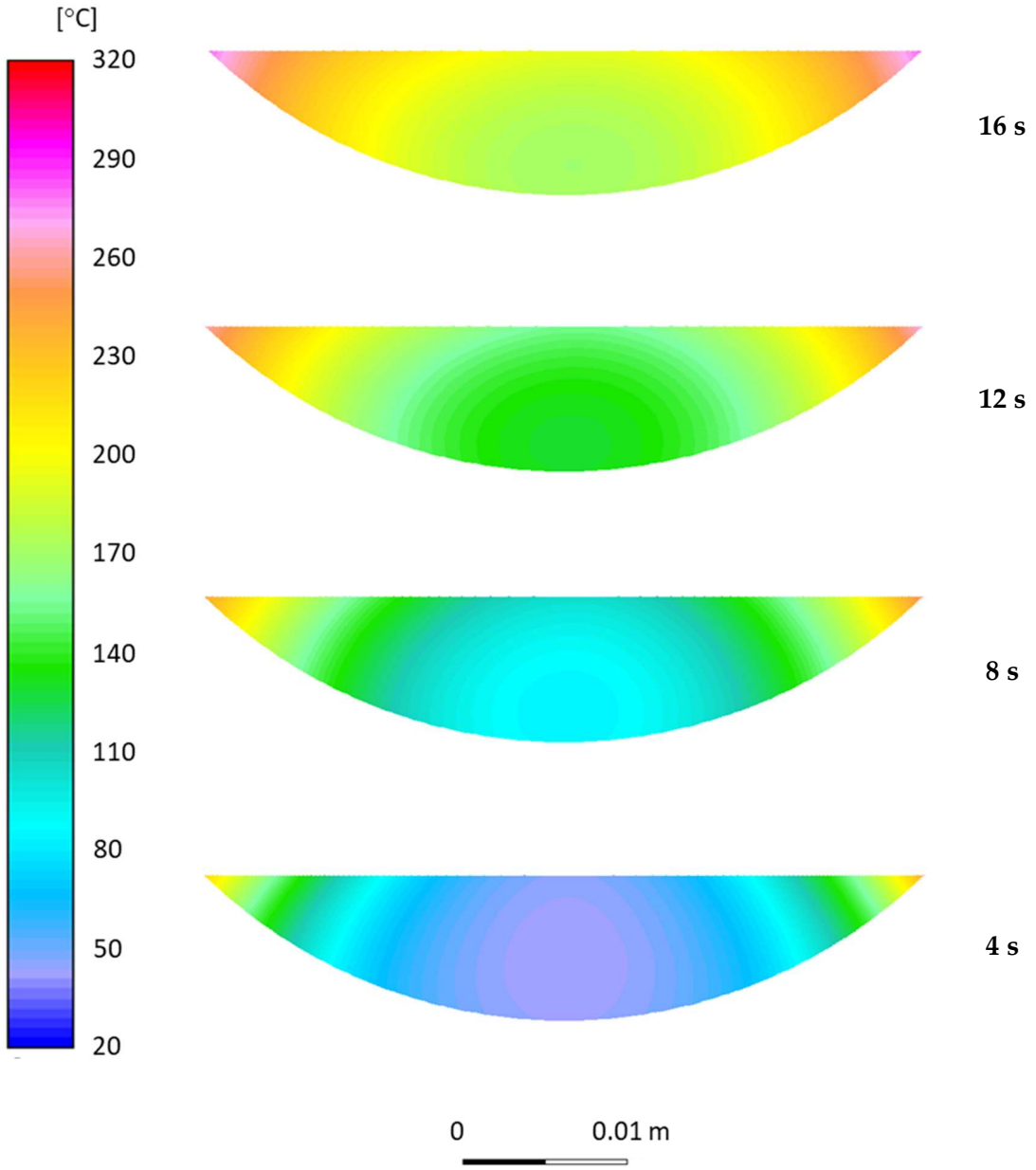


Fig. 6.19. Evolución de la distribución de temperatura en el lecho cada 4 s. Temperatura inicial de 26 °C. Configuración estática.

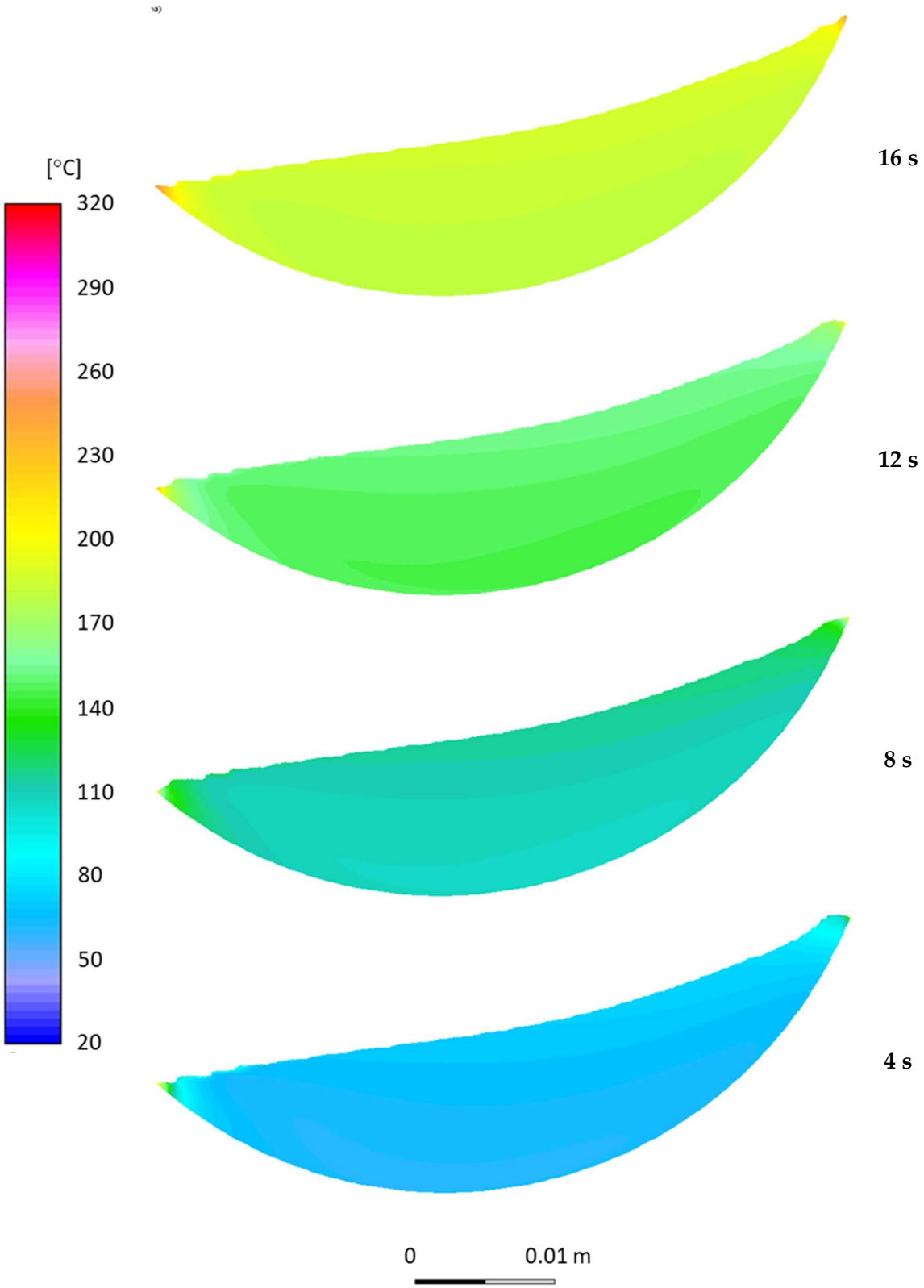


Fig. 6.20 Evolución de la distribución de temperatura en el lecho cada 4 s. Temperatura inicial de 26 °C. Configuración con rotación.

En presencia de rotación, se observa una mejor homogeneización de la temperatura de las esferas y una diferencia de temperatura máxima en el lecho inferior a 50 °C. Sin embargo, también en ese caso, se detecta una región más fría en la parte inferior del lecho (ver Fig. 6.20). A partir de estos resultados, se puede pensar que la radiación absorbida por la parte superior del lecho es el mecanismo principal de transferencia de calor, mientras que la contribución desde las paredes cubiertas es menor. Además, se aprecia cómo el movimiento de las partículas contribuye a difundir el calor en el interior del lecho, mientras que por conducción pura el proceso es más lento y se forman mayores gradientes como en el caso estático.

En la Fig. 6.21 se muestra la temperatura obtenida con la curva de regresión (Fit) de los datos experimentales, con el intervalo de confianza indicado en el apartado 5.4, donde se aprecia un rápido incremento de 26 a 180 °C en 16 segundos. Este perfil de temperatura se comparó con los valores obtenidos a partir de las simulaciones en diferentes puntos: pared (W), centro (C) y superficie (S), los cuales se indican en las Fig. 6.16a y b para la configuración estática y con rotación. En ambos casos, la temperatura cerca de la pared es la más fría y en la superficie del lecho es más alta que en el núcleo del lecho. Sin embargo, en el caso con rotación, se obtienen diferencias inferiores a 4 °C; mientras que, para el lecho estático se alcanzan diferencias de aproximadamente 15 °C en los puntos seleccionados. Cuando se opera con rotación se aprecia que todos los puntos calculados de la curva están dentro del intervalo de confianza; sin embargo, para el caso estático la precisión alcanzada es inferior.

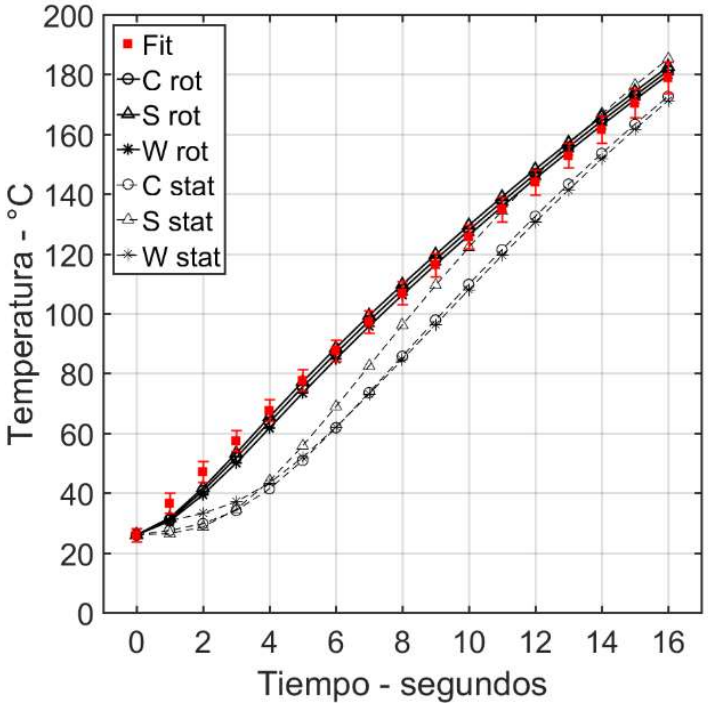


Fig. 6.21. Comparación de la temperatura simulada en el centro (C), en la superficie (S) y en la pared (W) para el lecho rotativo (rot) y estático (stat) con los puntos de la curva de regresión de los datos experimentales (Fit).

Cabe señalar que, para una mayor precisión en el análisis de la distribución de las temperaturas, sería conveniente simular todo el proceso, desde la temperatura ambiente hasta el estado de equilibrio, para lo cual sería requerido el uso de supercomputadores con capacidad de computación muy elevada.

6.6. Escalado del receptor solar rotativo en continuo

En este apartado se recogen los resultados relativos a un posible escalado de un receptor solar rotativo que funciona con tratamiento en continuo del material granular. Los resultados que se muestran se presentaron en el congreso EuroSun 2016 bajo el título "*Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*".

Para el escalado del receptor se tomó como referencia la planta solar de torre PS10 (debido a sus dimensiones y disposición del campo de helióstatos) y se consideró una potencia térmica útil (Q_p) del receptor de 50 MW_t. Por lo tanto, las dimensiones físicas del horno rotativo se determinaron para que fueran similares a las del receptor estático de la PS10. Además, se escogió una velocidad de rotación de 5 rpm y una inclinación del receptor de 5°. Esos valores, que están dentro del rango típico para los hornos rotativos industriales, aseguraban un movimiento del lecho en modo rodante o cascada. La arena común fue el material particulado que se eligió para el estudio y se fijó una temperatura de consigna de 750 °C. Los valores de las propiedades térmicas de la arena que se utilizaron en los cálculos se indican en la Tabla 6.7.

Para determinar el tamaño adecuado del receptor y asegurar un comportamiento del lecho en modo rodante o de cascada, se comprobó que el Fr y el $FR\%$ estuviesen dentro de los rangos indicados en la Tabla 6.8. Además, el diámetro de la apertura del receptor dependía de la altura del lecho de partículas que definía la altura del borde del horno. En general, una apertura pequeña puede reducir las pérdidas de calor del receptor; sin embargo, si es demasiado pequeña, parte del flujo reflejado por el campo de heliostatos no puede entrar en el receptor y, como consecuencia, aumentan las pérdidas por desbordamiento. Teniendo en cuenta estas consideraciones, se desarrolló un proceso iterativo donde de D y D/L se definían a partir de valores próximos a las dimensiones del receptor de la PS10 y para los demás parámetros, se resolvió el sistema no lineal de seis ecuaciones y seis incógnitas, indicado en el apartado 5.3.2, hasta obtener todos los parámetros dentro el intervalo de valores permitido. Los resultados obtenidos se recogen en la Tabla 6.8.

Tabla 6.7: Propiedades físicas de la arena.

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad medida
Densidad aparente	ρ_b	1560	Kg m^{-3}
Calor específico a 20 °C	$C_{p_{SiO2}}$	740.9	J kg^{-1} K^{-1}
Calor específico a 750 °C	$C_{p_{SiO2}}$	1156.8	J kg^{-1} K^{-1}

Tabla 6.8: Características geométricas y operativas del receptor rotativo de 50 MW_t.

Parámetro	Símbolo	Valor	Rango	Unidad medida
Inclinación	s	5	1 - 10	°
Velocidad de rotación	N	5	1 – 10	rpm
Ratio longitud/diámetro	L/D	0.97	0.7 - 4.5	
Grado de llenado	$FR\%$	10	10 - 25	%
Número de Froude	Fr	0.13	10^{-4} – 1	-
Longitud	L	8.7	-	m
Diámetro interno	D	9	-	m
Tiempo de residencia	τ	28	-	min
Altura borde	h_{dam}	1.4	-	m
Diámetro apertura	D_{ap}	6.2	-	m
Caudal másico	$\dot{m}$	51.7	-	kg s^{-1}
Ángulo central	α	93.3	-	°

6.6.1. Resultados del modelo térmico

Para los cálculos del modelo térmico se supuso que el horno rotatorio se había precalentado antes de la inserción de las partículas. Una vez que se fijó el tamaño del receptor y se conocieron el flujo másico y el rango de temperatura, se calcularon las pérdidas térmicas. Para evaluar las pérdidas por radiación, se asumió emisividad de la pared y una de las partículas de 0.8 y 0.76, respectivamente[99,235]. Con estos valores, se obtuvieron los resultados que se muestran en la Tabla 6.9.

Tabla 6.9: Resultados térmicos para el receptor rotativo.

Parámetro	Símbolo	Valor caso 1	Valor caso 2	Unidad medida
Temperatura de entrada	T_{in}	20	20	°C
Temperatura de salida	T_{out}	750	750	°C
Temperatura pared	T_w	1208	750	°C
Potencia absorbida	Q_p	50	50	MW
Pérdidas por radiación	Q_{rad}^l	3.42	1.07	MW
Pérdidas por convección	Q_{cv}^l	5.45	3.35	MW
Pérdidas por reflexión	Q_{refl}^l	1.12	1.03	MW
Potencia entrante	Q_{RR}	59.99	55.45	MW
Eficiencia del receptor	η_{RR}	83	90	%
Eficiencia total	η_{tot}	58	63	%

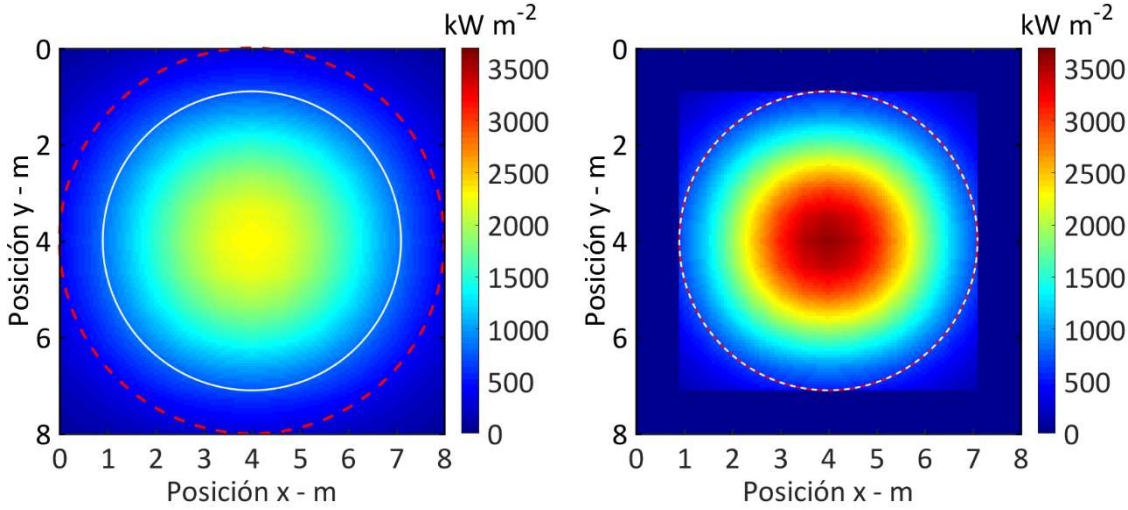
Como se indicó en el apartado 5.3.3.1, el análisis térmico del receptor se realizó para dos valores extremos de la temperatura de la pared (750 y 1208), obteniendo una eficiencia del receptor en un rango del 83%-90%. En el cálculo de la eficiencia, no se consideró la energía necesaria para el precalentamiento del horno antes de introducir el material granular.

6.6.2. Campo de heliostatos

Una vez dimensionado el receptor geométrica y térmicamente para una potencia entrante de 60 MW_t, se calcularon dos posibles campos de heliostatos asumiendo una altura de torre de 110 m, una eficiencia mínima del campo del 70% y las condiciones climáticas del desierto de Tabernas, ya que se conocían los valores de atenuación atmosférica para esta ubicación. El primer campo se basó en los heliostatos de la PS10 que son de gran tamaño y tienen una superficie reflectante de 121 m^2 cada uno; mientras que, para el segundo campo, se utilizaron espejos de sólo 13.5 m^2. Con este valor, similar al de la superficie de los heliostatos empleados en la planta de CSP Ivanpah de 14 m^2, se aseguraba concentrar la radiación solar dentro de la apertura del receptor. Los espejos de gran tamaño tienen la ventaja de ser más baratos, principalmente porque se necesita un número menor de elementos, aunque presentan más dificultades para enfocar el flujo de radiación sobre aperturas pequeñas del receptor. Con 713 heliostatos, fue posible concentrar los 60 MW_t de radiación solar dentro de un área circular de 8 m de diámetro colocada en el plano de apertura del receptor. Para este campo, se predijo un flujo máximo de 2320 kW m^{-2} y un flujo promedio de 994 kW m^{-2} en la apertura. Con estos valores, se necesitaría un concentrador secundario en la entrada del horno para que el

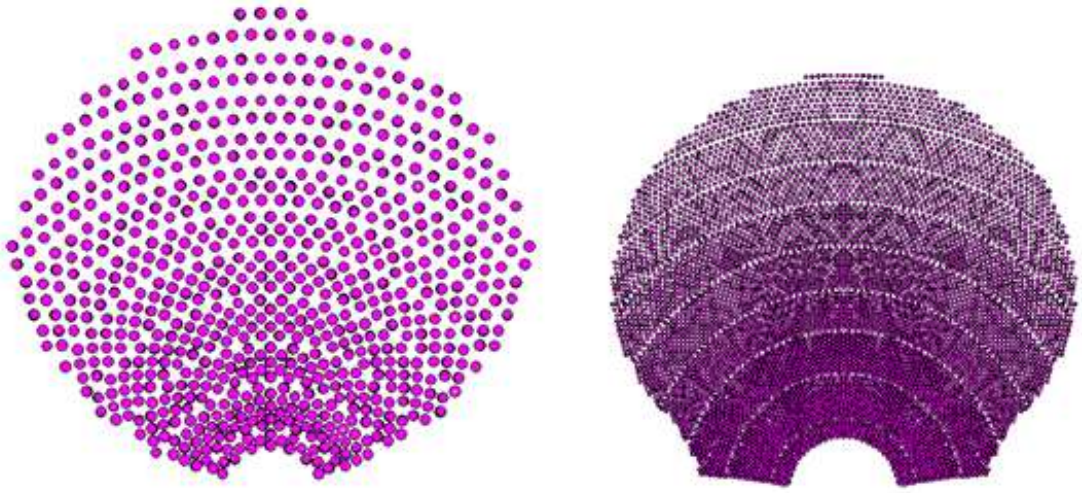
flujo pudiera entrar en la apertura del receptor, con un diámetro estimado de 6.2 m. En la Fig. 6.22a, se muestra la irradiancia sobre un receptor plano cuadrado; en rojo se indica la circunferencia que incluye los 60 MW_t, que podrían corresponder aproximadamente al diámetro del concentrador secundario y, en blanco, la circunferencia de la apertura.

El segundo campo de helióstatos presentaba 6622 elementos con un flujo de radiación máximo de 3620 kW m^{-2} y un promedio de 1656 kW m^{-2}. En este caso, fue posible ajustar el flujo dentro de la apertura del horno, con la coincidencia de las circunferencias rojas y blancas en la Fig. 6.22b. En la Fig. 6.23 se muestran ambos campos de heliostatos.



(a) (b)

Fig. 6.22: Irradiancia sobre el receptor para el caso con heliostatos a) de 121 m^2 y b) de 13.5 m^2.



(a) (b)

Fig. 6.23: Campos de heliostatos a) con espejos de 121 m^2 y b) de 13.5 m^2.

6.6.3. Discusión sobre el escalado de una planta con un receptor rotativo solar

El diseño de un receptor rotativo requiere la selección de varios parámetros geométricos y térmicos (dimensiones, temperaturas operación, etc.). En este estudio, las dimensiones del horno rotativo se aproximaron a las del receptor de la planta de torre PS10 existente y, para los otros parámetros, se tuvo en cuenta la información proporcionada en la literatura relativa a otros hornos rotativos solares y tradicionales. El flujo másico a través del horno fue determinado por la potencia de diseño del receptor y las condiciones de temperatura en la entrada y la salida. En general, trabajar con partículas sólidas a temperatura ambiente evita los problemas de congelación de los fluidos térmicos convencionales y reduce los costes de almacenamiento en comparación con otros fluidos de transferencia de calor (sales fundidas). Además, debido al rango de temperatura de trabajo más amplio, se necesitan flujos de masa más bajos para obtener una potencia absorbida igual y se puede reducir el grado de llenado del horno y evitar así posibles problemas de segregación en el núcleo del lecho de partículas. En el caso propuesto, el grado de llenado estaba en el límite inferior para asegurar un movimiento del lecho en modo rodante. Por lo tanto, se seleccionó la temperatura de salida de 750 °C, mayor que el límite del fluido de transferencia de calor comercial actual, pero suficientemente baja como para evitar un aumento considerable del coste de los materiales, en particular, el coste del sistema de transporte de las partículas calientes, del intercambiador de calor y del sistema de almacenamiento.

La estimación del tiempo de residencia para los hornos rotativos industriales es bastante compleja y, en la mayoría de los casos, las correlaciones obtenidas en dispositivos en escala de laboratorio no son aplicables. Como se vio en el apartado 5.3.1, en este trabajo se empleó la correlación de Sai que, según Renaud y col.[48], subestimaba en 1.2 veces el tiempo de residencia en hornos de tamaño industrial. Sin embargo, para el objetivo de este trabajo, la precisión se considera suficiente para una estimación inicial del tiempo de residencia. Con esa expresión se calculó un tiempo de permanencia de las partículas en el receptor de 28 minutos, siendo un valor razonable para la operación en un dispositivo solar.

Un problema importante de estos receptores solares es el control del flujo incidente en el receptor y de la temperatura de las partículas y, debido a las posibles variaciones de las condiciones meteorológicas a lo largo del día, un tiempo de residencia más largo dificultaría el mantenimiento de una repetibilidad del proceso entre diferentes momentos del día o entre días con condiciones meteorológicas diversas. Un tiempo de residencia del orden de las decenas de minutos garantiza una mayor flexibilidad de operación para conseguir una temperatura de salida constante del material granulado con la posibilidad de intervenir tanto sobre el campo de heliostatos modificando la irradiancia incidente en la apertura como sobre el receptor, regulando la velocidad de rotación y, de esa manera, variando el tiempo de residencia.

En el modelo térmico, el horno rotativo se consideró similar a un receptor de cavidad y los cálculos se basaron en los modelos existentes para este tipo de elementos. Por lo tanto, la eficiencia calculada, mayor del 83%, resultó cercana a las eficiencias típicas de estos receptores. Uno de los mayores desafíos para los receptores de cavidad, y también para los hornos rotativos tradicionales, es una buena predicción de las pérdidas por convección. Además, una diferencia importante consiste en el tipo de mecanismo de transferencia de calor predominante para esas tecnologías. En particular, para los receptores de cavidad el mecanismo principal de transferencia de calor es la radiación, mientras que, para los hornos rotativos, es la combinación entre la radiación desde las paredes y la convección del gas a las partículas sólidas. En este estudio, se utilizó un modelo simplificado para las pérdidas convectivas en el caso de un receptor rotativo con una apertura sin ventana. El modelo térmico propuesto indicó que las pérdidas por convección son las más relevantes, y que pueden llegar a ser de hasta casi 5.5 MW, mientras que, las pérdidas por radiación y reflexión resultaron 3.4 y 1.1 MW, respectivamente.

Los campos de heliostatos obtenidos con el software WinDelsol presentan flujos más altos que los que se suelen utilizar en plantas solares de torre para la producción de electricidad (normalmente inferiores a 1 MW m^{-2}). Sin embargo, están en un rango aceptable para este tipo de tecnología, ya que en otras aplicaciones diferentes a la CSP se encuentran valores inclusos más elevados de flujo de radiación. Para ambos campos de heliostatos, la eficiencia considerada fue del 70% y, como se puede ver en la Fig. 6.23, es posible obtener un campo más compacto y una menor ocupación del terreno si se usan heliostatos más pequeños. El segundo campo permite ajustar el flujo dentro de la apertura del reactor sin la necesidad de un segundo concentrador, pero como inconveniente, presenta un número de heliostatos considerablemente mayor, lo que podría aumentar el coste de la planta. La selección final de una de las dos alternativas respondería a cuestiones económicas que requerirían de un análisis detallado de los costes.

6.6.3.1. Consideraciones sobre el sistema de almacenamiento

En el análisis presentado hasta ahora, el horno fue tratado como un receptor rotativo térmico para arena u otro tipo de partículas. Dependiendo de los requisitos, el sistema puede almacenar o no la energía solar absorbida. Cuando la demanda de calor del proceso presenta muchas horas de operación nocturna y su potencia es menor que la potencia máxima de la planta solar, se debería considerar un sistema de almacenamiento que permitiría producir aire caliente, agua o vapor a través de un intercambiador de calor. Por lo tanto, en ese caso, se debería sobredimensionar la planta solar para poder almacenar parte de la energía, teniendo en cuenta los requisitos de cada caso. En otros casos, cuando la demanda térmica es principalmente durante el día y es mayor que la potencia térmica de diseño del receptor, una planta sin almacenamiento para el tratamiento directo del material podría resultar más ventajosa.

Una representación esquemática de una planta de torre con un receptor rotativo con almacenamiento se muestra en la Fig. 6.24a y, para tratamiento directo del material, en la Fig. 6.24b. En la primera configuración, disponer de un tanque caliente aislado permite almacenar la arena u otro material cuando la demanda de calor disminuye o es nula. De esta manera, es posible aplazar y gestionar el uso del material granular para la producción del calor de proceso. Sin embargo, una configuración del segundo tipo presenta un menor coste por tener menos componentes, pero necesitaría la integración de un calentador auxiliar para los momentos en los que la radiación solar no es suficiente. En ambas configuraciones, para mejorar el control de la temperatura de salida de las partículas cuando las condiciones meteorológicas no son ideales, podría ser conveniente implementar un sistema de recirculación del material entre el tanque caliente (o él de los productos) y el receptor; ya que el control de la temperatura de salida, efectuado disminuyendo la velocidad de rotación para aumentar el tiempo de residencia, podría ser insuficiente para calentar el material hasta la temperatura de consigna. Finalmente, en plantas que realizan un tratamiento directo de material, podría ser más apropiado instalar un reactor/receptor que opere por lotes en lugar de uno que trabaje en continuo.

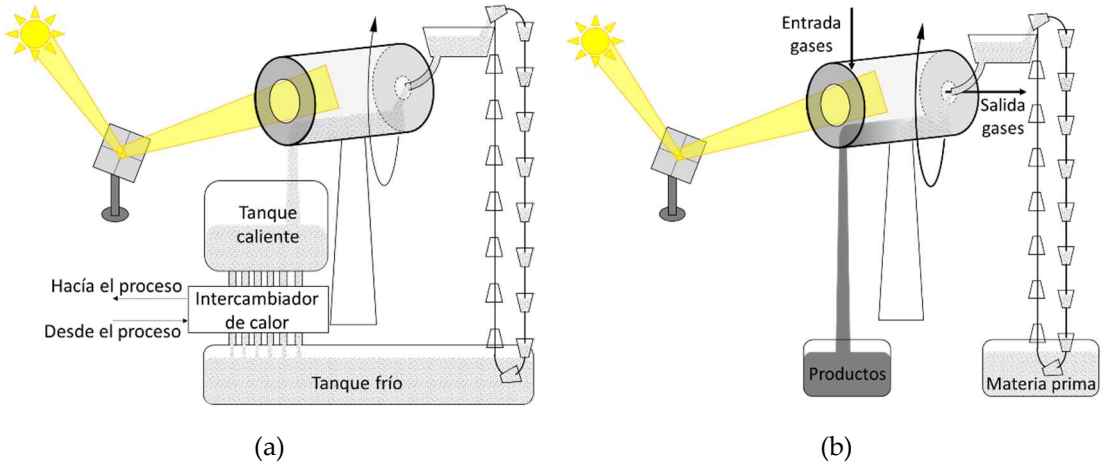


Fig. 6.24. Configuración de una planta solar tipo torre con receptor rotativo. a) Sistema con almacenamiento térmico y b) planta con tratamiento directo del material en el receptor sin almacenamiento.

7. Conclusiones y trabajo futuro

Los receptores de partículas se están estudiando cada vez más en los últimos años con el objetivo de poder almacenar energía a una temperatura superior a las de las sales fundidas que, hoy en día, representan el fluido comercial que trabaja a mayor temperatura (hasta 560 °C) en las centrales de concentración solar. En particular, los receptores o reactores rotativos solares son una de las tecnologías que más se están investigando para llevar a cabo una gran variedad de procesos térmicos en un rango de temperatura muy amplio (entre cientos y miles de grados Celsius) y con materiales muy diferentes (chatarra de aluminio, arena, óxidos metálicos, etc.), aunque las condiciones de funcionamiento de los prototipos existentes son muy dispares.

Debido a esa gran variedad de condiciones operativas y a la información, a veces contradictoria para estos sistemas, en esta tesis se fijó como objetivo analizar la tecnología de receptores rotativos y estudiar el calentamiento del sistema receptor-partículas para aplicaciones térmicas tales como la producción de calor de proceso o el almacenamiento de energía a temperaturas de hasta 750 – 850 °C. Estos valores están claramente por encima de la temperatura de las sales fundidas y permiten el uso de acero u otros materiales no excesivamente caros para el transporte y el almacenamiento del material granular.

La metodología empleada para analizar dichos sistemas se obtuvo a partir de las conclusiones procedentes de estudios bibliográficos iniciales, la cual combinó ensayos experimentales, un modelo numérico térmico unidimensional, un modelo CFD bidimensional y un modelo analítico para el escalado del receptor.

A continuación, se detallan las conclusiones principales a partir de los resultados obtenidos en cada estudio realizado en la presente tesis, referenciando a su vez la publicación donde han sido incluidas.

7.1. Conclusiones del análisis bibliográfico sobre hornos rotativos

El trabajo bibliográfico sobre los hornos rotativos tradicionales y solares proporcionó información valiosa sobre el comportamiento fluidodinámico y térmico del material granular. A continuación, se presentan las principales conclusiones obtenidas en relación al efecto del mezclado del material:

- los modos rodante y cascada, según la clasificación de Mellmann, son los funcionamientos de los hornos rotativos que aseguran el mejor mezclado del material y dependen directamente del grado de llenado y del número de Froude;
- para evitar la segregación de material en el núcleo del lecho es necesario escoger partículas que tienen tamaño y formas iguales entre ellas y utilizar un valor del grado de llenado lo más bajo posible;
- la introducción de elementos internos como paletas, aletas o elevadores mejora el mezclado de las partículas;
- un buen mezclado facilita la homogeneización de la temperatura del material tratado; mejorando la tasa de conversión en los procesos termoquímicos activados por encima de una cierta temperatura y optimizando el rendimiento del tratamiento térmico en los casos en que el horno rotativo se usa para precalentar un material, el cual se introduce en otro dispositivo como continuación del proceso;
- en el caso de los sistemas de almacenamiento, una temperatura homogénea de las partículas asegura una cantidad constante de energía proporcionada al fluido frío en el intercambiador de calor, evitando estrés térmico en los materiales y facilitando el control de la operación en el intercambiador mismo y en otros elementos como tanques, tuberías o sistemas de recirculación de las partículas;
- las limitaciones de diseño de los hornos rotatorios son análogas a las de los receptores de cavidad fijos debido a las elevadas reflexiones y emisiones de radiación desde las paredes del dispositivo hacia el exterior a través de la apertura de la cavidad.

Como consecuencia de las conclusiones anteriormente citadas, se hace necesario desarrollar estrategias adecuadas de diseño para optimizar prototipos de receptores rotativos que permitan realizar con éxito procesos solares térmicos y termoquímicos. Así, para una mejor comprensión de los fenómenos físicos tanto a nivel fluidodinámico como térmico en sistemas rotativos, según la información analizada en la bibliografía, es necesario proponer modelos matemáticos específicos para los receptores rotativos solares, aunque se puede sacar provecho de algunas de las conclusiones obtenidas para los hornos rotativos tradicionales. Las principales conclusiones relativas a los modelos que se trataron en el estudio fueron las siguientes:

- generalmente, no es posible aplicar a los hornos industriales las correlaciones del tiempo de residencia del material granular obtenidas en los prototipos a escala de laboratorio. En particular, la relación geométrica entre las partículas y las paredes del horno no se respeta cuando el horno se escala. Por lo tanto, en la mayoría de los casos se deben desarrollar modelos específicos, si se requiere una predicción precisa del tiempo de residencia;

- el tamaño del grano influye significativamente en la física tanto a nivel fluidodinámico como térmico y, en muchas ocasiones, no es posible aplicar el mismo modelo a lechos con partículas de diferente tamaño;
- en el caso de los modelos propuestos para receptores o reactores solares se concluyó que la radiación entrante representa la principal contribución a los mecanismos de transferencia de calor. En cambio, en los hornos tradicionales, que suelen ser más alargados y están alimentados con un gas caliente, ocurre que la convección juega un papel clave en el calentamiento del material y su contribución es mayor o igual al de la radiación;
- no es posible equiparar los coeficientes de convección entre el gas y el lecho de partículas de sistemas diferentes; ya que, según las características del caso concreto que se analice, pueden variar ampliamente (hasta en un orden de magnitud);
- a partir de la literatura no se puede definir con exactitud el intercambio de calor pared-lecho en sistemas rotativos; existen una gran variedad de correlaciones en la literatura sin concordancia entre ellas y la mayoría de ellas utiliza la conductividad efectiva del lecho que, a su vez, presenta una incertidumbre aún mayor;
- las limitaciones de los modelos de radiación existentes no permiten simular con precisión la transferencia de calor por radiación en los hornos solares, siendo necesario el empleo de simplificaciones, tanto a nivel de las propiedades ópticas de los materiales como en la física del proceso.

En resumen, a partir de este estudio bibliográfico se concluyó que los hornos rotativos son dispositivos con gran potencial para su aplicación en procesos solares de alta temperatura, definiendo a su vez los parámetros operativos requeridos en la fase de experimentación de esta tesis (temperatura de trabajo, modo de rotación, grado de llenado, tipos y tamaño de partículas y parámetros de diseño del receptor, asumiendo las limitaciones en los recursos disponibles), así como las bases de la metodología empleada en los estudios de simulación, que considera la aplicación de varios modelos numéricos y la combinación entre ellos.

Las conclusiones de este apartado corresponden con las recogidas en el artículo publicado en la revista científica Solar Energy con el título "*Use of rotary kilns for solar thermal applications: Review of developed studies and analysis of their potential*".

7.2. Conclusiones de la campaña experimental preliminar en el HoSIER e irradiancia en el UARR

Los resultados de la campaña experimental preliminar que se realizó en el HoSIER demostraron con éxito el funcionamiento del receptor y se recogen en el trabajo que se presentó en el congreso SolarPaces 2017 con el título: "*Thermal behavior and heat-flux distribution in a solar rotary kiln*". Se observó que:

- el UARR podía operar con una velocidad de rotación de 5 rpm y 40 g de material, obteniendo un movimiento del lecho que, según la clasificación de Mellmann, se situaba entre el modo avalancha y rodante, asegurando así un buen mezclado del material;
- el tiempo necesario para llegar al equilibrio térmico en el receptor era de aproximadamente 2h, alcanzándose valores de temperatura de 780 y 830 °C en diferentes posiciones del eje longitudinal del receptor correspondientes con el rango de operación deseado para el receptor;
- los componentes del receptor (crisol, batería, motor, etc.) y el material del lecho no sufrieron rotura por choque térmico durante el ensayo, confirmando la viabilidad del sistema para el calentamiento a través de radiación solar concentrada.

Además, en el mismo trabajo, se evaluó tanto la irradiancia incidente en el plano focal como la potencia entrante en el receptor y los resultados se compararon con aquellos obtenidos a través de un programa de trazado de rayos que se empleó para la cuantificación de la distribución de irradiancia en el interior de la cavidad. Las principales conclusiones obtenidas son las siguientes:

- el valor de la potencia calculada mediante un método indirecto fue de 500 ± 90 W; mientras que la distribución de irradiancia alcanzó un valor máximo de 345 kW m^{-2}. Estos valores están dentro del rango obtenido por otros autores para procesos de similar demanda energética y tamaño de receptor equivalente. La comparación entre la distribución de irradiancia del horno solar HoSIER y la simulada mediante el programa de trazado de rayos mostró un buen acuerdo entre ambos perfiles, con un error relativo inferior al 3%;
- la colocación precisa del receptor en el plano focal evita el desbordamiento de la radiación, ya que un cambio de posición de la apertura del UARR unos 4 centímetros con respecto a la posición focal genera una pérdida del 67%, según los resultados de un estudio paramétrico realizado con el modelo de trazado de rayos;
- la potencia total absorbida por el receptor (130 W), tanto con el lecho de partículas como vacío, corresponde al 25% de la potencia incidente en el plano focal y al 45% de la potencia que ingresa a través de la apertura del receptor, perdiéndose el resto de la potencia por reflexión al ambiente debido a la elevada reflectividad de las paredes del crisol (0.93);
- el valor de absortividad de las paredes afecta de forma significativa tanto a la distribución de irradiancia en las paredes del horno como a la potencia absorbida; así, cuanto menor es la absortividad, mayores son las pérdidas por reflexión, aunque la irradiancia es más homogénea sobre las paredes. Esto conduce a asumir que un modo de operación por lotes, si se requiere una distribución de irradiancia uniforme y, así, homogeneizar las temperaturas de las partículas, es preferible una

absortividad de las paredes baja, aunque eso generaría mayor perdidas por reflexión. Sin embargo, en el caso del modo de operación continuo, debido a que las partículas recorren la cavidad longitudinalmente, una distribución heterogénea de irradiancia debería tener una influencia menor en la temperatura final de las partículas a la salida del receptor y, por lo tanto, una cavidad con mayor absortividad conduciría a un aumento de la eficiencia térmica del sistema.

7.3. Conclusiones del análisis bibliográfico sobre los simuladores solares de alto flujo

Las conclusiones de este apartado se recogen en el artículo de revisión bibliográfica publicado en la revista científica *Renewable and Sustainable Energy Reviews* con el título "*High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review*" y son las siguientes:

- los simuladores solares son sistemas versátiles, de fácil utilización y que presentan amplios rangos de potencia e irradiancia sobre el plano focal (entre unas pocas decenas y millares de kW m^{-2}), por lo que su empleo ofrece grandes ventajas para una gran variedad de instalaciones experimentales que requieren una fuente de radiación concentrada;
- aunque los simuladores solares pueden estar compuestos por una o más lámparas de arco de xenón, argón o haluros metálicos, las lámparas de xenón son las más utilizadas porque presentan un arco de menor tamaño, el cual permite alcanzar un flujo de radiación mayor, y tienen un espectro suficientemente parecido al solar para su empleo en el estudio de procesos térmicos o termoquímicos;
- la adaptación de proyectores de cine para el uso como simulador solar proporciona una fuente de radiación de fácil instalación, aunque sea necesaria su caracterización.

De esta forma, por razones de costo, simplicidad de montaje, uso y disponibilidad, en el laboratorio de concentración solar de la Universidad de Antofagasta se instaló un proyector de cine adaptado con un flujo de 7 kW_e.

7.4. Conclusiones de las campañas experimentales realizadas en el LaCoSA

En el laboratorio de concentración solar de la Universidad de Antofagasta se realizó una campaña de caracterización con el simulador seleccionado según los criterios indicados en el apartado anterior. La puesta en funcionamiento del simulador requirió de una serie de instrumentos (cámara CCD, blanco lambertiano, radiómetro, sistema de adquisición de datos y otros accesorios) y un procedimiento que se describió en el apartado 4.2.4. A partir de los resultados de la campaña de caracterización se concluyó que:

- el simulador solar era capaz de proporcionar una irradiancia máxima en la posición focal de aproximadamente 3500 kW m^{-2} y 1 kW_t de potencia en un área circular de 32 mm de diámetro (valor de la apertura del diafragma del receptor rotativo). Estos valores corresponden con los obtenidos por otros autores que utilizaron un equipo similar y garantizan el cumplimiento de los requerimientos térmicos definidos para el calentamiento del receptor;
- debido a la forma cónica del haz de radiación, alejándose 125 mm de la posición focal y considerando un área circular de 32 mm, los valores registrados para la irradiancia máxima y la potencia fueron un 77 y un 70%, respectivamente, inferiores a los estimados en el plano focal;

Posteriormente, se realizó la campaña experimental, descrita en el apartado 4.4.2 y 6.3 en la cual se acopló el receptor rotativo al simulador solar, cuyas conclusiones más relevantes se detallan a continuación:

- la posición óptima del receptor rotativo en los ensayos experimentales, evitando así superar el límite de temperatura propuesto de 850 °C, es de 12 cm por detrás de la posición focal (alejándose del simulador). En esta posición entra una potencia de 369 W por la apertura del receptor;
- el volumen de partículas que permitió un modo rodante, cerca del límite inferior con el modo "avalancha" (número de Froude de aproximadamente $2 \cdot 10^{-3}$ y velocidades de rotación de entre 5 y 7.5 rpm), a la vez que se evitaba la salida de material por la apertura del receptor, fue de 20-25 ml de esferas de alúmina o de partículas de SiC, correspondiendo con un grado de llenado del 8.6 – 10.9%, respectivamente;
- las temperaturas máximas alcanzadas para los casos con y sin rotación son muy parecidas (diferencias entre los valores promedios inferiores a los 10 °C), tanto en presencia como en ausencia de partículas. Este hecho se debe, por un lado, a la baja velocidad de rotación que no modifica sustancialmente las pérdidas por convección en el receptor y, por otro, a la imposibilidad de obtener más información con mediciones puntuales dentro del lecho del material granular;
- las temperaturas obtenidas en los ensayos con carburo de silicio eran ligeramente superiores a las de las esferas de alúmina (valores promedios superiores a los 800 °C para el SiC y de 790 °C para la alúmina) justificadas por la mayor absortividad del primer material con respecto al segundo;
- el material granular incrementaba 700 °C su temperatura en los tres primeros minutos tras ser introducido en el horno precalentado; mientras que todo el sistema tardaba 70 minutos más en llegar al equilibrio térmico con un incremento adicional de temperatura de solamente 100 °C. Este hecho muestra la posibilidad de reducir

drásticamente el tiempo de calentamiento del material fijando una temperatura de consigna inferior a la que se obtiene en el estado estacionario.

A partir del análisis experimental, se concluyó que es necesario usar modelos térmicos que proporcionen información sobre la distribución de temperatura en el lecho y cuantifiquen las diferencias entre los casos estático y con rotación, permitiendo calcular también las diferentes pérdidas térmicas generadas para así estimar el rendimiento del receptor.

7.5. Conclusiones de los modelos matemáticos

Dado que el análisis experimental no proporcionó información sobre la distribución de temperatura en el lecho ni permitió cuantificar las diferencias entre los casos estático y con rotación, se realizaron modelos térmicos que, adicionalmente, permitieron calcular las diferentes pérdidas térmicas generadas y estimar el rendimiento del receptor. A continuación, se presentan las conclusiones obtenidas de cada uno de dichos estudios numéricos:

7.5.1. Conclusiones del modelo numérico unidimensional

Las conclusiones recogidas en este apartado coinciden con las del artículo publicado en la revista *Solar Energy* con el título "*A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: experimental assessment and transient numerical modeling*" y se resumen a continuación:

- el UARR es un receptor solar rotativo apto para diferentes aplicaciones que involucren el calentamiento directo de partículas a una temperatura de hasta 850 °C;
- las simplificaciones integradas en el modelo térmico unidimensional en estado transitorio (consideración de una temperatura radial uniforme, tanto en la pared del crisol como en el lecho de partículas, y aplicación de temperaturas promedio en la dirección axial del horno) son adecuadas para el caso del UARR; tal y como muestra el buen acuerdo encontrado entre las medidas experimentales realizadas para el carburo de silicio y los resultados de dicho modelo, con un error relativo inferior al 2.4% para más del 50% de los datos y un error del 6% para el 75% de los datos;
- el modelo generado tiene un coste computacional muy bajo y requiere un tiempo de cálculo para la simulación del proceso entero inferior a tres minutos;
- la eficiencia del horno resultó del 1%, que es un valor típico para los receptores y reactores que funcionan en modo por lotes, debido a que la mayor parte de la energía (60% en el caso del UARR) se utiliza para precalentar el horno vacío. Algunas medidas que contribuirían a aumentar notablemente el rendimiento del dispositivo son aumentar la absortividad de las paredes, optimizar el tamaño de la

apertura para maximizar la entrada de energía y minimizar la salida por reflexión hacia el ambiente y utilizar el sistema en modo de trabajo continuo o lotes muy seguidos, limitando así el enfriamiento del horno durante las fases de carga y descarga del material. Con este modo de funcionamiento, la eficiencia crece proporcionalmente al número de lotes.

7.5.2. Conclusiones del modelo CFD

El modelo CFD bidimensional se desarrolló para poder predecir el comportamiento del lecho en la sección transversal del receptor, pudiéndose así evaluar los primeros segundos del calentamiento de las esferas de alúmina, tiempo en que se registraba un aumento de hasta 160 °C. Estas simulaciones ofrecieron información relevante sobre el movimiento del sólido granular y del aire que no era posible de determinar con los ensayos experimentales ni con el modelo unidimensional. Los resultados demostraron que:

- hay diferencias sustanciales en la distribución térmica del lecho entre los casos con y sin rotación. El lecho estático presenta una núcleo central más frío con diferencias de más de 110 °C entre el centro y las extremidades laterales de la sección transversal del lecho. Sin embargo, la rotación del horno favorece la homogeneización de la distribución de temperatura y el movimiento de las bolas reduce los gradientes térmicos dentro del lecho. Por ello, tras 16 segundos de calentamiento, la diferencia máxima en el lecho giratorio se reduce a menos de 50 °C;
- no se genera estratificación en el núcleo del lecho al usar esferas con el mismo diámetro.

7.5.3. Conclusiones del modelo para el escalado del receptor rotativo

El modelo que se utilizó para el escalado del receptor solar en una planta de tipo torre se presentó en el congreso EuroSun 2016 con el título "*Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*". Las principales conclusiones son las que se recogen a continuación:

- el diseño geométrico del receptor industrial para el tratamiento de material particulado con una potencia neta de 50 MW_t, correspondió con un diámetro de 9 m, una longitud de 8.7 m y una apertura de 6.2 m. Para el calentamiento de arena en modo continuo se obtuvo una eficiencia de entre el 83 y el 90% y un tiempo de residencia de la arena dentro del receptor de 28 minutos, que es un valor razonable para la operación en un dispositivo solar;

- debido a la forma de los hornos rotativos, sólo los campos con los heliostatos posicionados en un lado de la torre (campos norte o sur) son adecuados para este tipo de receptor;
- en el caso de emplear heliostatos de 121 m^2 se necesita un campo de 713 espejos para proporcionar los 60 MW_t de la potencia total requerida y un tamaño mínimo del receptor de 8 m de diámetro. Por lo tanto, para que la potencia entre a través de la apertura del receptor se debe emplear un concentrador secundario;
- cuando en el campo se emplean heliostatos más pequeños, de 13.5 m^2, es posible concentrar la potencia requerida por el receptor en la apertura del horno sin el uso de un concentrador secundario, pero se requiere un número mucho mayor de espejos (6600 heliostatos).

Adicionalmente, se diseñaron dos esquemas alternativos para el funcionamiento de una planta de receptor rotativo: con y sin almacenamiento. En el caso con sistema de almacenamiento, donde las partículas se almacenaban en un tanque caliente a la salida del receptor, es posible gestionar temporalmente la energía de las partículas para su empleo en la producción de calor de proceso o incluso en la generación de vapor a través de un intercambiador de calor. En el segundo caso, las partículas se introducen en el receptor y se precalientan para un posterior uso en otro dispositivo del proceso industrial o se someten a un tratamiento directo, tal y como ocurre en los procesos termoquímicos. La elección de una configuración u otra depende de la aplicación para la que se diseñe la planta, del perfil temporal de la demanda de energía y su coincidencia con las horas de sol, y también del coste del sistema de almacenamiento.

Así, para las aplicaciones en el entorno industrial chileno, donde la minería del cobre es el principal sector, la integración de un receptor solar rotativo que trabaje en continuo para el precalentamiento de material, en procesos con elevado consumo de combustible, sería una forma factible de dar un paso adelante hacia una industria minera sostenible.

7.6. Trabajo futuro

En esta tesis se ha analizado la tecnología de los hornos rotativos como receptores solares para la producción de calor de proceso o tratamiento directo de material y se han estudiado los parámetros que condicionan su comportamiento térmico y, al mismo tiempo, se han propuesto configuraciones para su integración en plantas de concentración solar tipo torre. Sin embargo, en futuras investigaciones se recomienda optimizar el diseño del receptor con el fin de aumentar la eficiencia y además facilitar el análisis del comportamiento térmico del dispositivo.

Como se ha descrito en la presente tesis, las reflexiones y emisiones de radiación térmica hacia el exterior de la cavidad son la principal fuente de pérdidas; por lo que, un diseño con un ratio elevado entre el diámetro interno de la cavidad y el de la apertura permitiría reducir dichas pérdidas. Además, una mayor diferencia entre los diámetros

indicados permitiría aumentar el grado de llenado de material sin fuga e incluso asegurar un régimen de tipo rodante que mejore el mezclado de las partículas. Desde un punto de vista experimental, un mayor espesor del lecho permitiría la inserción de termopares a diferentes alturas que proporcionarían información más detallada sobre los gradientes radiales del interior del lecho. Adicionalmente, aumentando la velocidad de rotación, junto con un mayor grado de llenado, se podría alcanzar un movimiento del lecho de tipo catarata en el que las partículas caerían formando una especie de cortina delante de la apertura. Para ello, sería conveniente desarrollar un receptor con elementos internos como paletas o ganchos que provoquen el mismo efecto sin necesidad de aumentar mucho la velocidad, permitiendo así la estabilidad del sistema. Con un diseño de este tipo, se podría conseguir una mayor eficiencia, ya que las partículas podrían absorber directamente la radiación reduciendo las reflexiones en las paredes.

Otra opción adicional para disminuir dichas reflexiones es el empleo de paredes internas con una elevada absortividad junto con un receptor de longitud limitada que evite la generación de una irradiancia longitudinal no uniforme sobre las paredes y el lecho. Adicionalmente, en la operación con simuladores solares de alto flujo, sería conveniente el uso de un atenuador que permita regular la radiación incidente sobre el receptor sin modificar su posición en el eje focal.

Las dificultades en los modelos numéricos desarrollados se encontraron en la evaluación de los intercambios de calor de la cavidad con el lecho de partículas y en el elevado coste computacional de los modelos CFD para este tipo de sistema. En esta tesis se ha realizado un análisis únicamente con un método euleriano para medio granular; pero, alternativamente, se podría desarrollar un modelo basado en un método lagrangiano para materiales con mayor tamaño, tales como las esferas de alúmina. Esta consideración aumentaría la precisión del sistema a nivel fluidodinámico, aunque habría que acoplarle un modelo térmico adecuado que implicaría un coste computacional comparable o mayor al requerido para los cálculos realizados en esta tesis. La precisión de los modelos se podría mejorar aumentando los puntos de comparación con los datos experimentales a través de la instalación de sensores en el receptor para la medición de la temperatura en las paredes, en el lecho y en el aire, tanto longitudinalmente como radialmente. Además, la medición de la velocidad del aire podría proporcionar información útil para el cálculo del coeficiente de convección. Sin embargo, para ello sería necesario construir un dispositivo de un tamaño adecuado con el fin de que los sensores de medida no interfieran en el comportamiento térmico y fluidodinámico del lecho.

A nivel experimental, sería interesante poder mejorar el diseño del receptor para facilitar la extracción del material granular y realizar un sistema de medición que permitiese obtener la temperatura en todo el material de forma que se controle su homogeneidad térmica. En una etapa posterior, sería necesario realizar un prototipo a una escala mayor con un diámetro de aproximadamente 10 veces superior al del UARR para reducir el error y acercarse al comportamiento de un receptor a escala industrial.

Por último, un factor que no se ha analizado en esta tesis es el control de temperatura que, en particular en los hornos rotativos solares que trabajan en continuo, tiene una gran importancia con el fin de garantizar siempre la misma calidad al proceso debido a las variaciones de irradiancia sobre el receptor. Para ello, se podría controlar la variación del caudal másico, la velocidad de rotación o la inclinación del receptor de forma automática; sin embargo, habría que mantener el régimen del lecho escogido para no modificar las características del material a la salida. Una investigación dedicada al control de temperatura se considera oportuna para evaluar los límites de cada uno de los parámetros indicados.

A partir de las conclusiones presentadas, se pone de manifiesto la necesidad de continuar avanzando en esta línea de investigación, desarrollando estudios que permitan ahondar en la aplicación de esta tecnología en procesos térmicos concretos, tanto en el ámbito del calor de proceso industrial como en el del almacenamiento de calor.

8. Contribución científica

Durante el desarrollo de esta tesis se han publicado los siguientes artículos en revistas científicas y en las actas de congresos. Ambas tipologías de publicación prevén un proceso de revisión por pares. Las publicaciones en revistas científicas se añaden en el Anexo C.

8.1. Publicaciones en revistas científicas

1. E. Alonso, **A. Gallo**, M.I. Roldán, C.A. Pérez-Rábago, E. Fuentealba, *Use of rotary kilns for solar thermal applications: Review of developed studies and analysis of their potential*, in Solar Energy. 144 (2017) 90–104.

   JCR - Impact Factor: 4.674 (Q1)

   SCR - Scimago Rank: 1.593 (Q1)

   DOI: 10.1016/j.solener.2017.01.004.

2. **A. Gallo**, A. Marzo, E. Fuentealba, E. Alonso, *High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review*, in Renewable and Sustainable Energy Reviews. 77 (2017) 1385–1402.

   JCR - Impact Factor: 10.556 (Q1)

   SCR - Scimago Rank: 3.288 (Q1)

   DOI: 10.1016/j.rser.2017.01.056.

3. **A. Gallo**, E. Alonso, C. Pérez-Rábago, E. Fuentealba and M. I. Roldán, *A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: experimental assessment and transient numerical modeling*, in Solar Energy. 188 (2019) 1013–1030.

   JCR - Impact Factor: 4.674 (Q1)

   SCR - Scimago Rank: 1.593 (Q1)

   DOI: 10.1016/j.solener.2019.07.006.

4. **A. Gallo**, M. I. Roldán, E. Alonso, C. Pérez-Rábago and E. Fuentealba, *Numerical analyses of the thermal behavior of a solar rotary kiln for granular material treatment.* (Enviada el 17 de septiembre 2019 a la revista científica Applied Thermal Engineering)

8.2. Publicaciones en actas de congresos

1. **A. Gallo**, M.I. Roldán, E. Alonso, E. Fuentealba, *Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*, Palma de Mallorca (Spain), EuroSun 2016, in ISES Conference Proceedings Database.

   DOI: 10.18086/eurosun.2016.02.04.

2. **A. Gallo**, H. González-Camarillo, M.I. Roldán, E. Alonso, C. Pérez-Rábago, *Thermal Behavior and Heat-Flux Distribution in a Solar Rotary Kiln*, Santiago de Chile (Chile), SolarPaces 2017, in AIP Conference Proceedings 2033 (2018), 150004-1–15004-8.

   DOI: 10.1063/1.5067157.

Referencias

1. International Energy Agency. *World Energy Outlook*. (IEA Publications, 2016).
2. Romero, M. & Steinfeld, A. Concentrating solar thermal power and thermochemical fuels. *Energy Environ. Sci.* **5**, 9234 (2012).
3. Solar Payback. *Calor Solar Para la Industria*. (2018).
4. Bankable solar data for better decisions | Solargis. Available at: https://solargis.com/. (Accessed: 29th September 2019)
5. Hernandez, J. & Cantallopts, J. *Informe de actualización del consumo energético de la minería del cobre al año 2017. Comisión Chilena del Cobre (CoChilCo), Ministerio de Minería* (2018). doi:DE 11/2016
6. Alonso, E., Cruz, I., López-Delgado, A., Gallo, A. & Robla, J. I. Metalurgia solar en Chile: Identificación de oportunidades para la integración de las tecnologías de concentración solar en la industria minera del cobre. in *Energía limpia y gestionable para tod@s - Libro de actas del XVI Congreso Ibérico y XII Congreso Iberoamericano de Energía Solar* (ed. Asociación Española de Energía Solar) 201–208 (2018).
7. Cruz-Robles, I., Vaamonde, A. J. V., Alonso, E., Pérez-Rábago, C. A. & Estrada, C. A. Potential of solar central tower systems for thermal applications in the production chain of copper by pyrometallurgical route. *AIP Conf. Proc.* **2033**, 1–7 (2018).
8. Moreno-Leiva, S., Valencia, F., Haas, J., Chudinzow, D. & Eltrop, L. Solar energy alternatives for copper production. *AIP Conf. Proc.* **2033**, (2018).
9. Chudinzow, D., Switon, D. & Eltrop, L. A solar furnace for copper smelting in Chile: Assessment of economic benefits and reductions in greenhouse gas emissions. *ISES Sol. World Congr. 2017 - IEA SHC Int. Conf. Sol. Heat. Cool. Build. Ind. 2017, Proc.* 1522–1529 (2017). doi:10.18086/swc.2017.26.03
10. Schröer, R. *Sistemas de torre solar - Estado y perspectiva*. (2014).
11. Steinfeld, A. Solar thermochemical production of hydrogen—a review. *Sol. Energy* **78**, 603–615 (2005).
12. Tan, T. & Chen, Y. Review of study on solid particle solar receivers. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **14**, 265–276 (2010).
13. Lipiński, W. *et al.* Review of Heat Transfer Research for Solar Thermochemical Applications. *J. Therm. Sci. Eng. Appl.* **5**, 021005 (2013).
14. Gallo, A., Marzo, A., Fuentealba, E. & Alonso, E. High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **77**, 1–18 (2017).
15. Gill, R., Bush, E., Haueter, P. & Loutzenhiser, P. Characterization of a 6 kW high-flux solar simulator with an array of xenon arc lamps capable of concentrations of nearly 5000 suns. *Rev. Sci. Instrum.* **86**, 125107 (2015).
16. Hirsch, D., Zedtwitz, P. v., Osinga, T., Kinamore, J. & Steinfeld, A. A New 75 kW

High-Flux Solar Simulator for High-Temperature Thermal and Thermochemical Research. *J. Sol. Energy Eng.* **125**, 117 (2003).
17. Funken, K.-H., Roeb, M., Schwarzboezl, P. & Warnecke, H. Aluminum Remelting using Directly Solar-Heated Rotary Kilns. *J. Sol. Energy Eng.* **123**, 117 (2001).
18. Navarro, A., Cañadas, I., Martinez, D., Rodriguez, J. & Mendoza, J. L. Application of solar thermal desorption to remediation of mercury-contaminated soils. *Sol. Energy* **83**, 1405–1414 (2009).
19. Nikulshina, V., Gebald, C. & Steinfeld, A. CO2 capture from atmospheric air via consecutive CaO-carbonation and CaCO3-calcination cycles in a fluidized-bed solar reactor. *Chem. Eng. J.* **146**, 244–248 (2009).
20. Koepf, E., Villasmil, W. & Meier, A. Pilot-scale solar reactor operation and characterization for fuel production via the Zn/ZnO thermochemical cycle. *Appl. Energy* **165**, 1004–1023 (2016).
21. Villasmil, W., Brkic, M., Wuillemin, D., Meier, A. & Steinfeld, A. Pilot Scale Demonstration of a 100-kW th Solar Thermochemical Plant for the Thermal Dissociation of ZnO. *J. Sol. Energy Eng.* **136**, 011016 (2013).
22. Wieghardt, K. *et al.* SynLight - The world's largest artificial sun. in *AIP Conference Proceedings SolarPaces 2015* **1734**, (2016).
23. Sammouda, H., Royere, C., Belghith, A., Maalej, M. & Sammouda, H.;Royere, C.;, Belghith, A.;Maalej, M. Heat transfer in a rotating furnace of a solar sand-boiler at a 1000 kW thermal concentration system. *Renew. Energy* **17**, 21–47 (1999).
24. Tapia, E. *et al.* Multi-tubular reactor for hydrogen production: CFD thermal design and experimental testing. *Processes* **7**, 1–15 (2019).
25. Ho, C. K., Khalsa, S. S. & Siegel, N. P. Modeling On-Sun Tests of a Prototype Solid Particle Receiver for Concentrating Solar Power Processes and Storage. in *ASME 2009 3rd International Conference on Energy Sustainability, Volume 2* **132**, 543–550 (ASME, 2009).
26. Benoit, H., Spreafico, L., Gauthier, D. & Flamant, G. Review of heat transfer fluids in tube-receivers used in concentrating solar thermal systems: Properties and heat transfer coefficients. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **55**, 298–315 (2016).
27. Alonso, E. & Romero, M. Review of experimental investigation on directly irradiated particles solar reactors. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **41**, 53–67 (2015).
28. Gallo, A., Spelling, J., Romero, M. & González-Aguilar, J. Preliminary Design and Performance Analysis of a Multi-Megawatt Scale Dense Particle Suspension Receiver. *Energy Procedia* **69**, 388–397 (2015).
29. Martín, J. & Vitko, J. ASCUAS : A Solar Central Receiver Utilizing a Solid Thermal Carrier. 1–32 (1982).
30. Ho, C. K. A review of high-temperature particle receivers for concentrating solar power. *Appl. Therm. Eng.* **109**, 958–969 (2016).
31. Xiao, G., Guo, K., Ni, M., Luo, Z. & Cen, K. Optical and thermal performance of a high-temperature spiral solar particle receiver. *Sol. Energy* **109**, 200–213 (2014).
32. Flamant, G., Hernandez, D., Bonet, C. & Traverse, J.-P. Experimental aspects of the thermochemical conversion of solar energy; Decarbonation of CaCO3. *Sol. Energy* **24**, 385–395 (1980).
33. Zhang, Y., Bai, F., Zhang, X., Wang, F. & Wang, Z. Experimental Study of a

Single Quartz Tube Solid Particle Air Receiver. *Energy Procedia* **69**, 600–607 (2015).
34. Zhang, H. *et al.* Particle circulation loops in solar energy capture and storage: Gas–solid flow and heat transfer considerations. *Appl. Energy* **161**, 206–224 (2016).
35. Schunk, L. O. & Steinfeld, A. Kinetics of the Thermal Dissociation of ZnO Exposed to Concentrated Solar Irradiation Using a Solar-Driven Thermogravimeter in the 1800 – 2100 K Range. *AIChE J.* **2**, 1497–1504 (2009).
36. Kaneko, H. *et al.* Rotary-Type Solar Reactor for Solar Hydrogen Production with Two-step Water Splitting Process. *Energy & Fuels* **21**, 2287–2293 (2007).
37. Abanades, S., Charvin, P. & Flamant, G. Design and simulation of a solar chemical reactor for the thermal reduction of metal oxides: Case study of zinc oxide dissociation. *Chem. Eng. Sci.* **62**, 6323–6333 (2007).
38. Alonso, E., Pérez-Rábago, C. A., Licurgo, J., Fuentealba, E. & Estrada, C. A. First experimental studies of solar redox reactions of copper oxides for thermochemical energy storage. *Sol. Energy* **115**, 297–305 (2015).
39. Neises, M. *et al.* Solar-heated rotary kiln for thermochemical energy storage. *Sol. Energy* **86**, 3040–3048 (2012).
40. Alexopoulos, S. O., Dersch, J., Roeb, M. & Pitz-Paal, R. Simulation model for the transient process behaviour of solar aluminium recycling in a rotary kiln. *Appl. Therm. Eng.* **78**, 387–396 (2015).
41. Funken, K.-H., Pohlmann, B., Lüpfert, E. & Dominik, R. Application of concentrated solar radiation to high temperature detoxification and recycling processes of hazardous wastes. *Sol. Energy* **65**, 25–31 (1999).
42. Sammouda, H., Royere, C., Belghith, A. & Maalej, M. Heat transfer in a rotating furnace of a solar sand-boiler at a 1000 kW thermal concentration system. *Renew. Energy* **17**, 21–47 (1999).
43. Boateng, A. A. The Rotary Kiln Evolution and Phenomenon. in *Rotary Kilns* 1–14 (Elsevier Inc., 2008). doi:http://dx.doi.org/10.1016/B978-075067877-3.50003-9
44. Henein, H., Brimacombe, J. K. & Watkinson, A. P. Experimental study of transverse bed motion in rotary kilns. *Metall. Trans. B* **14**, 191–205 (1983).
45. Boateng, A. A. & Barr, P. V. Modelling of particle mixing and segregation in the transverse plane of a rotary kiln. *Chem. Eng. Sci.* **51**, 4167–4181 (1996).
46. Mellmann, J. The transverse motion of solids in rotating cylinders—forms of motion and transition behavior. *Powder Technol.* **118**, 251–270 (2001).
47. Boateng, A. A. Basic Description of Rotary Kiln Operation. in *Rotary Kilns* 15–31 (Elsevier Inc., 2008).
48. Renaud, M., Thibault, J. & Trusiak, A. Solids Transportation Model of an Industrial Rotary Dryer. *Dry. Technol.* **18**, 843–865 (2000).
49. Cholette, A. & Cloutier, L. Mixing efficiency determinations for continuous flow systems. *Can. J. Chem. Eng.* **37**, 105–112 (1959).
50. Duchesne, C., Thibault, J. & Bazin, C. Modeling of the Solids Transportation within an Industrial Rotary Dryer: A Simple Model. *Ind. Eng. Chem. Res.* **35**, 2334–2341 (1996).
51. Sai, P. S. T. *et al.* Residence time distribution and material flow studies in a rotary kiln. *Metall. Mater.* **21**, 1005–1011 (1990).
52. Mastorakos, E. *et al.* CFD predictions for cement kilns including flame

modelling, heat transfer and clinker chemistry. *Appl. Math. Model.* **23**, 55–76 (1999).
53. Harper International. Rotary tube furnaces. Company webpage. Available at: http://newharperintl.wpengine.com/furnacetechnologies/rotary-furnaces/. (Accessed: 20th June 2019)
54. Kamrin, K. Quantitative Rheological Model for Granular Materials: The Importance of Particle Size. *Handb. Mater. Model.* 1–24 (2018). doi:10.1007/978-3-319-50257-1_148-1
55. Lumay, G. *et al.* Measuring the flowing properties of powders and grains. *Powder Technol.* **224**, 19–27 (2012).
56. Visser, J. Van der Waals and other cohesive forces affecting powder fluidization. *Powder Technol.* **58**, 1–10 (1989).
57. Andreotti, B., Forterre, Y. & Pouliquen, O. *Granular Media*. (Cambridge University Press, 2013). doi:10.1017/CBO9781139541008
58. Félix, G., Falk, V. & D'Ortona, U. Granular flows in a rotating drum: the scaling law between velocity and thickness of the flow. *Eur. Phys. J. E* **22**, 25–31 (2007).
59. Santos, D. A., Petri, I. J., Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. Experimental and CFD study of the hydrodynamic behavior in a rotating drum. *Powder Technol.* **250**, 52–62 (2013).
60. Huang, A. N. & Kuo, H. P. CFD simulation of particle segregation in a rotating drum. Part I: Eulerian solid phase kinetic viscosity. *Adv. Powder Technol.* **28**, 2094–2101 (2017).
61. Delele, M. A., Weigler, F., Franke, G. & Mellmann, J. Studying the solids and fluid flow behavior in rotary drums based on a multiphase CFD model. *Powder Technol.* **292**, 260–271 (2016).
62. Demagh, Y., Ben Moussa, H., Lachi, M., Noui, S. & Bordja, L. Surface particle motions in rotating cylinders: Validation and similarity for an industrial scale kiln. *Powder Technol.* **224**, 260–272 (2012).
63. Karunarathne, S. S., Jayarathna, C. K. & Tokheim, L.-A. Mixing and Segregation in a Rotating Cylinder: CFD Simulation and Experimental Study. *Int. J. Model. Optim.* **7**, 1 (2017).
64. Taghizadeh, A., Hashemabadi, S. H., Yazdani, E. & Akbari, S. Numerical analysis of restitution coefficient, rotational speed and particle size effects on the hydrodynamics of particles in a rotating drum. *Granul. Matter* **20**, (2018).
65. Yin, H., Zhang, M. & Liu, H. Numerical simulation of three-dimensional unsteady granular flows in rotary kiln. *Powder Technol.* **253**, 138–145 (2014).
66. Shuai, Y., Xia, X.-L. & Tan, H.-P. Radiation performance of dish solar concentrator/cavity receiver systems. *Sol. Energy* **82**, 13–21 (2008).
67. Zheng, Q. J. & Yu, A. B. Modelling the granular flow in a rotating drum by the Eulerian finite element method. *Powder Technol.* **286**, 361–370 (2015).
68. Shi, D., Vargas, W. L. & McCarthy, J. J. Heat transfer in rotary kilns with interstitial gases. *Chem. Eng. Sci.* **63**, 4506–4516 (2008).
69. Liu, H., Yin, H., Zhang, M., Xie, M. & Xi, X. Numerical simulation of particle motion and heat transfer in a rotary kiln. *Powder Technol.* **287**, 239–247 (2016).
70. Yang, L. & Farouk, B. Modeling of Solid Particle Flow and Heat Transfer in Rotary Kiln Calciners. *J. Air Waste Manage. Assoc.* **47**, 1189–1196 (1997).
71. Witt, P. J., Sinnott, M. D., Cleary, P. W. & Schwarz, M. P. A hierarchical

simulation methodology for rotary kilns including granular flow and heat transfer. *Miner. Eng.* **119**, 244–262 (2018).
72. Huang, A. N., Kao, W. C. & Kuo, H. P. Numerical studies of particle segregation in a rotating drum based on Eulerian continuum approach. *Adv. Powder Technol.* **24**, 364–372 (2013).
73. Huang, A. N. & Kuo, H. P. CFD simulation of particle segregation in a rotating drum. Part II: Effects of specularity coefficient. *Adv. Powder Technol.* (2018). doi:10.1016/j.apt.2018.09.019
74. He, Y. R., Chen, H. S., Ding, Y. L. & Lickiss, B. Solids Motion and Segregation of Binary Mixtures in a Rotating Drum Mixer. *Chem. Eng. Res. Des.* **85**, 963–973 (2007).
75. Lun, C. K. K., Savage, S. B., Jeffrey, D. J. & Chepurniy, N. Kinetic theories for granular flow: inelastic particles in Couette flow and slightly inelastic particles in a general flowfield. *J. Fluid Mech.* **140**, 223 (1984).
76. Gidaspow, D. *Multiphase flow and fluidization : continuum and kinetic theory descriptions*. (Academic Press, 1994).
77. Syamlal, M., Rogers, W. & O`Brien, T. J. *MFIX documentation theory guide*. (1993). doi:10.2172/10145548
78. Granados, D. A. *et al.* Effect of flue gas recirculation during oxy-fuel combustion in a rotary cement kiln. *Energy* **64**, 615–625 (2014).
79. Van Wachem, B. G. M., Schouten, J. C., Van den Bleek, C. M., Krishna, R. & Sinclair, J. L. Comparative analysis of CFD models of dense gas-solid systems. *AIChE J.* **47**, 1035–1051 (2001).
80. Ding, Y. L., Seville, J. P. K., Forster, R. & Parker, D. J. Solids motion in rolling mode rotating drums operated at low to medium rotational speeds. *Chem. Eng. Sci.* **56**, 1769–1780 (2001).
81. Liu, H., Yin, H., Zhang, M., Xie, M. & Xi, X. Numerical simulation of particle motion and heat transfer in a rotary kiln. *Powder Technol.* **287**, 239–247 (2016).
82. Boateng, A. A. & Barr, P. V. A thermal model for the rotary kiln including heat transfer within the bed. *Int. J. Heat Mass Transf.* **39**, 2131–2147 (1996).
83. Watkinson, A. P. & Brimacombe, J. K. Heat transfer in a direct-fired rotary kiln: II. Heat flow results and their interpretation. *Metall. Trans. B* **9**, 209–219 (1978).
84. Gorog, J. P., Adams, T. N. & Brimacombe, J. K. Heat transfer from flames in a rotary kiln. *Metall. Trans. B* **14**, 411–424 (1983).
85. Dhanjal, S. K., Barr, P. V. & Watkinson, A. P. The rotary kiln: An investigation of bed heat transfer in the transverse plane. *Metall. Mater. Trans. B* **35**, 1059–1070 (2004).
86. Iguaz, A., Esnoz, A., Martínez, G., López, A. & Vírseda, P. Mathematical modelling and simulation for the drying process of vegetable wholesale by-products in a rotary dryer. *J. Food Eng.* **59**, 151–160 (2003).
87. Palmer, G. & Howes, T. Heat Transfer in Rotary Kilns. *Cem. Ind. Fed. Tech. Conf.* 1–6 (1998). doi:10.1007/BF02664572
88. Yang, Y., Rakhorst, J., Reuter, M. A. & Jhl. Analysis of Gas Flow and Mixing in a rotary Kiln Waste Incinerator. *Second Int. Conf. CFD Miner. Process Ind.* 443–448 (1999).
89. Zhang, Y. J., Barr, P. V. & Meadowcroft, T. R. Scrap Melting in Continuous Process Rotary Melting Furnace Part 1 – Bench Scale Furnace Trials. *Ironmak.*

Steelmak. **35**, 600–609 (2008).
90. Brimacombe, J. K. & Watkinson, A. P. Heat transfer in a direct-fired rotary kiln: I. Pilot plant and experimentation. *Metall. Trans. B* **9**, 201–208 (1978).
91. Carvalho, M. G., Farias, T. & Martius, A. A three-dimensional modelling of the radiative heat transfer in a cement kiln. *Combust. Technol. Clean Environ.* 146 (1995).
92. Tscheng, S. H. & Watkinson, A. P. Convective Heat Transfer in a Rotary Kiln. *Can. J. Chem. Eng.* **57**, 433–443 (1979).
93. Shahin, H., Hassanpour, S. & Saboonchi, A. Thermal energy analysis of a lime production process: Rotary kiln, preheater and cooler. *Energy Convers. Manag.* **114**, 110–121 (2016).
94. Ludwig, C. B., Malkmus, W., Reardon, J. E. & Thomson, J. A. L. Handbook of Infrared Radiation from Combustion Gases. *NASA Spec.* **NASA SP-30**, (1973).
95. Engin, T. & Ari, V. Energy auditing and recovery for dry type cement rotary kiln systems—A case study. *Energy Convers. Manag.* **46**, 551–562 (2005).
96. Wey, M.-Y., Liu, K.-Y., Tsai, T.-H. & Chou, J.-T. Thermal treatment of the fly ash from municipal solid waste incinerator with rotary kiln. *J. Hazard. Mater.* **137**, 981–9 (2006).
97. Descoins, N., Dirion, J.-L. & Howes, T. Solid transport in a pyrolysis pilot-scale rotary kiln: preliminary results—stationary and dynamic results. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* **44**, 315–321 (2005).
98. Li, A. . *et al.* Experimental studies on municipal solid waste pyrolysis in a laboratory-scale rotary kiln. *Energy* **24**, 209–218 (1999).
99. Zhou, B., Yang, Y., Reuter, M. A. & Boin, U. M. J. Modelling of aluminium scrap melting in a rotary furnace. *Miner. Eng.* **19**, 299–308 (2006).
100. Kaleemullah, S. & Kailappan, R. Drying Kinetics of Red Chillies in a Rotary Dryer. *Biosyst. Eng.* **92**, 15–23 (2005).
101. Vijayan, S. N. & Sendhilkumar, S. Industrial Applications of Rotary Kiln in Various Sectors - A Review. *Int. J. Eng. Innov. Res.* **3**, 342–345 (2014).
102. Gallo, A., González-Camarillo, H., Roldán, M. I., Alonso, E. & Pérez-Rábago, C. Thermal Behavior and Heat-Flux Distribution in a Solar Rotary Kiln. in *AIP Conference Proceedings: SolarPaces 2017* **150004**, 1–8 (2018).
103. Alonso, E., Gallo, A., Roldán, M. I., Pérez-Rábago, C. A. & Fuentealba, E. Use of rotary kilns for solar thermal applications : Review of developed studies and analysis of their potential. *Sol. Energy* **144**, 90–104 (2017).
104. Alonso, E. *et al.* Experimental aspects of CuO reduction in solar-driven reactors: Comparative performance of a rotary kiln and a packed-bed. *Renew. Energy* **105**, 665–673 (2017).
105. Gallo, A., Roldán, M. I., Alonso, E. & Fuentealba, E. Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage. in *ISES EuroSun conference* (2016). doi:10.18086/eurosun.2016.02.04
106. Schunk, L. O., Lipiński, W. & Steinfeld, A. Heat transfer model of a solar receiver-reactor for the thermal dissociation of ZnO—Experimental validation at 10kW and scale-up to 1MW. *Chem. Eng. J.* **150**, 502–508 (2009).
107. Trombe, F. Solar furnaces for high-temperature processing. *Sol. Energy* **7**, 100–107 (1963).
108. Trombe, F., Gion, L., Royere, C. & Robert, J. F. First results obtained with the

1000 kW solar furnace. *Sol. Energy* **15**, 63–66 (1973).
109. Trombe, F. & Foex, M. Utilisation de fours centrifuges pour le traitement par l'ènergie solaire des substances a haute temperature. *Bull. Soc. Chim. Fr.* **21**, 1315–1322 (1954).
110. Flamant, G. Thermochimie solaire à hautes températures, résultats expérimentaux. Quelques perspectives d'application. *Rev. Phys. Appliquée* **15**, 503–511 (1980).
111. Meier, A. *et al.* Design and experimental investigation of a horizontal rotary reactor for the solar thermal production of lime. *Energy* **29**, 811–821 (2004).
112. Meier, A., Bonaldi, E., Cella, G. M., Lipiński, W. & Wuillemin, D. Solar chemical reactor technology for industrial production of lime. *Sol. Energy* **80**, 1355–1362 (2006).
113. Meier, A., Bonaldi, E., Cella, G. M. & Lipinski, W. Multitube Rotary Kiln for the Industrial Solar Production of Lime. *J. Sol. Energy Eng.* **127**, 386 (2005).
114. Pohlmann, B., Funken, K.-H., Dominik, R. & Dominik, R. A solar heated rotary kiln for the detoxification of hazardous wastes. *Le J. Phys. IV* **09**, Pr3-307-Pr3-312 (1999).
115. Haueter, P., Moeller, S., Palumbo, R. & Steinfeld, A. The production of zinc by thermal dissociation of zinc oxide - Solar chemical reactor design. *Sol. Energy* **67**, 161–167 (1999).
116. Palumbo, R., Keunecke, M., M??ller, S. & Steinfeld, A. Reflections on the design of solar thermal chemical reactors: Thoughts in transformation. *Energy* **29**, 727–744 (2004).
117. Müller, R., Haeberling, P. & Palumbo, R. D. Further advances toward the development of a direct heating solar thermal chemical reactor for the thermal dissociation of ZnO(s). *Sol. Energy* **80**, 500–511 (2006).
118. Schunk, L. O. *et al.* A Receiver-Reactor for the Solar Thermal Dissociation of Zinc Oxide. *J. Sol. Energy Eng.* **130**, 021009 (2008).
119. Navarro, A., Canadas, I. & Rodriguez, J. Thermal Treatment of Mercury Mine Wastes Using a Rotary Solar Kiln. *Minerals* **4**, 37–51 (2014).
120. Chambon, M., Abanades, S. & Flamant, G. Design of a Lab-Scale Rotary Cavity-Type Solar Reactor for Continuous Thermal Dissociation of Volatile Oxides Under Reduced Pressure. *J. Sol. Energy Eng.* **132**, 021006 (2010).
121. Tescari, S. *et al.* Thermal model for the optimization of a solar rotary kiln to be used as high temperature thermochemical reactor. *Sol. Energy* **95**, 279–289 (2013).
122. Pérez-Enciso, R. *et al.* Correction of the concentrated sunlight spot's drift of the IER-UNAM's solar furnace. *Appl. Therm. Eng.* **2**, 1–5 (2014).
123. Sarwar, J., Georgakis, G., LaChance, R. & Ozalp, N. Description and characterization of an adjustable flux solar simulator for solar thermal, thermochemical and photovoltaic applications. *Sol. Energy* **100**, 179–194 (2014).
124. Neumann, A. & Groer, U. Experimenting with concentrated sunlight using the DLR solar furnace. *Sol. Energy* **58**, 181–190 (1996).
125. Krueger, K. R., Lipiński, W. & Davidson, J. H. Operational Performance of the University of Minnesota 45 kW e High-Flux Solar Simulator. *J. Sol. Energy Eng.* **135**, 044501 (2013).
126. Pérez-Rábago, C. A., Marcos, M. J., Romero, M. & Estrada, C. a. Heat transfer in a conical cavity calorimeter for measuring thermal power of a point focus

concentrator. *Sol. Energy* **80**, 1434–1442 (2006).
127. Pérez-Enciso, R. Cáracterización óptica y térmica del horno solar del IER. (Universidad Nacional Autónoma de México, PhD Thesis, 2015).
128. Roth, E. P. & Pettit, R. B. The effect of soiling on solar mirrors and techniques used to mantain high reflectivity. in *Solar Materials Science* 199–227 (1980). doi:10.1016/B978-0-12-511160-7.50013-2
129. Guillot, E., Alxneit, I., Ballestrin, J., Sans, J. L. & Willsh, C. Comparison of 3 heat flux gauges and a water calorimeter for concentrated solar irradiance measurement. in *Energy Procedia* **49**, 2090–2099 (2013).
130. Eppley Laboratory Inc. Normal Incidence Pyrheliometer - Data Sheet. Available at: http://www.eppleylab.com/PrdNormIncPyrhelmtr.htm.
131. Roldán, M. I. & Monterreal, R. Heat flux and temperature prediction on a volumetric receiver installed in a solar furnace. *Appl. Energy* **120**, 65–74 (2014).
132. Petrasch, J. J. *et al.* A Novel 50 kW 11,000 suns High-Flux Solar Simulator Based on an Array of Xenon Arc Lamps. *J. Sol. Energy Eng.* **129**, 405 (2007).
133. Krueger, K. R., Lipiński, W., Davidson, J. H., Lip & Davidson, J. H. Operational Performance of the University of Minnesota 45kWe High-flux Solar Simulator. *J. Sol. Energy Eng.* **135**, 1–7 (2013).
134. Bader, R., Haussener, S. & Lipinski, W. Optical Design of Multisource High-Flux Solar Simulators. *J. Sol. Energy Eng.* **137**, 021012 (2014).
135. Ekman, B. M., Brooks, G. & Akbar Rhamdhani, M. Development of high flux solar simulators for solar thermal research. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* **141**, 436–446 (2015).
136. Petrasch, J. *et al.* A Novel 50 kW 11,000 suns High-Flux Solar Simulator Based on an Array of Xenon Arc Lamps. *J. Sol. Energy Eng.* **129**, 405 (2007).
137. Steinfeld, A. Exchange factor between two sphere placed at the Foci of a specularly reflecting ellipsoidal cavity. *Int. Comm. Heat Mass Transf.* **18**, 19–26 (1991).
138. Alxneit, I. & Dibowski, G. *R12.5 Solar Simulator Evaluation Report - Project SFERA*. (2011).
139. Domínguez, C., Antón, I. & Sala, G. Solar simulator for concentrator photovoltaic systems. *Opt. Express* **16**, 14894 (2008).
140. Capan, R., Chaure, N. B., Hassan, A. K. & Ray, A. K. Optical dispersion in spun nanocrystalline titania thin films. *Semicond. Sci. Technol.* **19**, 198–202 (2004).
141. Seckmeyer, G. & Payer, H.-D. A new sunlight simulator for ecological research on plants. *J. Photochem. Photobiol. B Biol.* **21**, 175–181 (1993).
142. Alxneit, I. & Schmit, H. Spectral Characterization of PSI's High-Flux Solar Simulator. *J. Sol. Energy Eng.* **134**, 011013 (2012).
143. OSRAM. *XBO - theatre lamps*.
144. Kuhn, P. & Hunt, A. A new solar simulator to study high temperature solid-state reactions with highly concentrated radiation. *Sol. Energy Mater.* **24**, 742–750 (1991).
145. Hirsch, D., Zedtwitz, P. v., Osinga, T., Kinamore, J. & Steinfeld, A. A New 75 kW High-Flux Solar Simulator for High-Temperature Thermal and Thermochemical Research. *J. Sol. Energy Eng.* **125**, 117 (2003).
146. Wieghardt, K. *et al.* Synlight - A new facility for large-scale testing in CSP and solar chemistry. in *AIP Conference Proceedings SolarPaces 2017* **2033**, (2018).

147. Laaber, D. *et al.* One Year with Synlight – Review of Operating Experience. in *AIP Conference Proceedings SolarPaces 2018* **170007**, (2018).
148. Nikulshina, V., Gebald, C. & Steinfeld, a. CO2 capture from atmospheric air via consecutive CaO-carbonation and CaCO3-calcination cycles in a fluidized-bed solar reactor. *Chem. Eng. J.* **146**, 244–248 (2009).
149. Tamaura, Y. & Kaneko, H. Oxygen-releasing step of ZnFe2O4/(ZnO+Fe3O4)-system in air using concentrated solar energy for solar hydrogen production. *Sol. Energy* **78**, 616–622 (2005).
150. Gokon, N., Mataga, T., Kondo, N. & Kodama, T. Thermochemical two-step water splitting by internally circulating fluidized bed of NiFe2O4 particles: Successive reaction of thermal-reduction and water-decomposition steps. *Int. J. Hydrogen Energy* **36**, 4757–4767 (2011).
151. Gokon, N., Takahashi, S., Yamamoto, H. & Kodama, T. Thermochemical two-step water-splitting reactor with internally circulating fluidized bed for thermal reduction of ferrite particles. *Int. J. Hydrogen Energy* **33**, 2189–2199 (2008).
152. Kodama, T. *et al.* Ru⁄Ni–Mg–O Catalyzed SiC-Foam Absorber for Solar Reforming Receiver-Reactor. *J. Sol. Energy Eng.* **128**, 318 (2006).
153. Dibowski, G. *et al.* Der neue Hochleistungsstrahler des DLR - Grundlagen, Technik, Anwendung. in *SonnenKolloquium Köln* (2007).
154. DLR. Presentation of the new high-flux solar simulator SynLight on CSP conference SolarPACES in Cape Town. (2015). Available at: http://www.dlr.de/sf/en/desktopdefault.aspx/tabid-10436/12676_read-44362/. (Accessed: 4th February 2016)
155. Petrasch, J. & Steinfeld, A. A Novel High-Flux Solar Simulator Based on an Array of Xenon Arc Lamps: Optimization of the Ellipsoidal Reflector and Optical Configuration. in *ASME 2005 Solar Energy International Conference* 175–180 (ASME, 2005). doi:10.1115/ISEC2005-76009
156. Palero Monllor, S. Estudio Teórico-Experimental de la Transferencia de Calor en Absorbedores Solares Volumétricos : Estados Críticos.
157. Gómez, F., Gonzalez-aguilar, J. & Romero, M. Experimental 3D flux distribution of a 7 kW e -solar simulator.
158. Alonso, E. *et al.* Design and numerical analysis of a laboratory-scale rotary reactor for hydrogen production by thermochemical cycles. *SolarPaces Conf.* 1–8 (2010).
159. Bellan, S. *et al.* Thermal performance of lab-scale solar reactor designed for kinetics analysis at high radiation fluxes. *Chem. Eng. Sci.* **101**, 81–89 (2013).
160. Krueger, K. R., Lip & Davidson, J. H. Operational Performance of the University of Minnesota 45kWe High-flux Solar Simulator. *J. Sol. Energy Eng.* **135**, 1–4 (2013).
161. Krueger, K. R., Davidson, J. H. & Lipiński, W. Design of a New 45 kWe High-Flux Solar Simulator for High-Temperature Solar Thermal and Thermochemical Research. *J. Sol. Energy Eng.* **133**, 011013 (2011).
162. Krueger, K. R. Design and Characterization of a Concentrating Solar Simulator. *PhD Thesis*
163. Erickson, B. M. Characterization of the University of Florida Solar Simulator and an Inverse Solution for Identifying Intensity Distributions from Multiple Flux Maps in Concentrating Solar Applicaitons. *Master Thesis* (2012).

164. Petrasch, J. & Erickson, B. M. High flux solar simulator for the investigation of solar thermochemical cycles at low pressure. in **129**, 2010 (2010).
165. Li, Z., Tang, D., Du, J. & Li, T. Study on the radiation flux and temperature distributions of the concentrator–receiver system in a solar dish/Stirling power facility. *Appl. Therm. Eng.* **31**, 1780–1789 (2011).
166. Du, J.-L., Tang, D.-W. & Li, Z.-G. Radiative heat transfer characteristics between 5 kW solar simulator and stirling engine's heat receiver. *K. Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/Journal Eng. Thermophys.* **32**, 985–988 (2011).
167. Li, Z.-G., Tang, D.-W., Li, T. & Du, J.-L. A Hemispherical-Involute Cavity Receiver for Stirling Engine Powered by a Xenon Arc Solar Simulator. *Chinese Phys. Lett.* **28**, 054401 (2011).
168. Codd, D., Carlson, A., Rees, J. & Slocum, A. A Low Cost High Flux Solar Simulator. *MIT Open Access Artic.* (2010).
169. Etori, T. *et al.* Flowability Control of Bed Materials in a Fluidized Bed Reactor for Solar Thermochemical Process. *Energy Procedia* **69**, 1741–1749 (2015).
170. Kawakami, S. *et al.* Thermochemical Two-step Water Splitting Cycle using Ni-ferrite and CeO2 Coated Ceramic foam Devices by Concentrated Xe-light Radiation. *Energy Procedia* **49**, 1980–1989 (2014).
171. Gokon, N., Izawa, T. & Kodama, T. Steam gasification of coal cokes by internally circulating fluidized-bed reactor by concentrated Xe-light radiation for solar syngas production. *Energy* **79**, 264–272 (2015).
172. Gokon, N. *et al.* CO 2 gasification of coal cokes using internally circulating fluidized bed reactor by concentrated Xe-light irradiation for solar gasification. *Int. J. Hydrogen Energy* **37**, 12128–12137 (2012).
173. Sarwar, J., Georgakis, G., Kouloulias, K. & Kakosimos, K. E. Experimental and numerical investigation of the aperture size effect on the efficient solar energy harvesting for solar thermochemical applications. *Energy Convers. Manag.* **92**, 331–341 (2015).
174. Nakakura, M. *et al.* Development of a Receiver Evaluation System Using 30 kWth Point Concentration Solar Simulator. *Energy Procedia* **69**, 497–505 (2015).
175. Nakakura, M. *et al.* Experimental demonstration and numerical model of a point concentration solar receiver evaluation system using a 30kWth sun simulator. in *SolarPaces Conference* 4–11 (2015).
176. Wang, W., Lu, J., Laumert, B., Zhao, S. & Strand, T. Optical Design of a Novel 56 kW e High Light-Flux Solar Simulator based on a Xenon Lamp Array and a Parabolic Dish. *SolarPaces Conf.* 17–20 (2012).
177. Wang, W., Aichmayer, L., Laumert, B. & Fransson, T. Design and Validation of a Low-cost High-flux Solar Simulator using Fresnel Lens Concentrators. *Energy Procedia* **49**, 2221–2230 (2014).
178. Li, J., Gonzalez-Aguilar, J. & Romero, M. Line-concentrating Flux Analysis of 42kWe High-flux Solar Simulator. *Energy Procedia* **69**, 132–137 (2015).
179. Li, J., González-Aguilar, J., Pérez-Rábago, C. A., Zeaiter, H. & Romero, M. Optical Analysis of a Hexagonal 42kWe High-flux Solar Simulator. *Energy Procedia* **57**, 590–596 (2014).
180. Guo, K., Luo, Z., Xiao, G., Zhang, Y. & Ni, M. Simplified source model for a 54kW solar simulator. in *2013 International Conference on Materials for Renewable Energy and Environment* **1**, 62–65 (IEEE, 2013).

181. Qiu, K. *et al.* Simulation and experimental study of an air tube-cavity solar receiver. *Energy Convers. Manag.* **103**, 847–858 (2015).
182. Xiao, G. *et al.* Experimental Study of an Air Tube-cavity Solar Receiver. *Energy Procedia* **61**, 496–499 (2014).
183. Xiao, G. *et al.* Simulation and experimental study on a spiral solid particle solar receiver. *Appl. Energy* **113**, 178–188 (2014).
184. Ekman, B. M. & Brooks, G. A. Design of a novel metal halide high intensity solar simulator for solar hybrid reactor design optimisation. (2014).
185. Ekman, B. M., Brooks, G. & Akbar Rhamdhani, M. Development of high flux solar simulators for solar thermal research. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* **141**, 436–446 (2015).
186. Okuhara, Y., Kuroyama, T., Tsutsui, T., Noritake, K. & Aoshima, T. A Solar Simulator for the Measurement of Heat Collection Efficiency of Parabolic Trough Receivers. *Energy Procedia* **69**, 1911–1920 (2015).
187. Chai, K.-K. *et al.* Optical Characterization of a High-Flux Solar Thermal Simulator. *J. Korean Sol. Energy Soc.* **35**, 65–72 (2015).
188. Cho, H. S., Gokon, N., Kodama, T., Kang, Y. H. & Kim, J. K. Simulation of Flux Distributions on the Foam Absorber with Solar Reactor for Thermo-chemical Two-step Water Splitting H2 Production Cycle by the 45 kWth KIER Solar Furnace. *Energy Procedia* **69**, 790–801 (2015).
189. Dong, X., Sun, Z., Nathan, G. J., Ashman, P. J. & Gu, D. Time-resolved spectra of solar simulators employing metal halide and xenon arc lamps. *Sol. Energy* **115**, 613–620 (2015).
190. Dong, X., Nathan, G. J., Sun, Z., Gu, D. & Ashman, P. J. Concentric multilayer model of the arc in high intensity discharge lamps for solar simulators with experimental validation. *Sol. Energy* **122**, 293–306 (2015).
191. Dong, X., Ashman, P. J., Nathan, G. J. & Sun, Z. Optical Design of a High Flux Solar Simulator Configurable to Achieve either a Line or a Point Focus.
192. Bader, R., Schmidt, L., Haussener, S. & Lipinski, W. A 45 kWe Multi-Source High-Flux Solar Simulator. in *Light, Energy and the Environment* RW4B.4 (OSA, 2014). doi:10.1364/OSE.2014.RW4B.4
193. Levêque, G., Bader, R., Lipinski, W. & Haussener, S. Experimental and Numerical Performance Evaluation of a 45kWel Multi-Source Solar Simulator. *Light. Energy Environement 2015* RW3C.2 (2015). doi:10.1364/OSE.2015.RW3C.2
194. Bader, R., Haussener, S., Lipinski, W., Lipiński, W. & Lipinski, W. Optical Design of Multisource High-Flux Solar Simulators. *J. Sol. Energy Eng.* **137**, 021012 (2014).
195. Boubault, A., Yellowhair, J. & Ho, C. K. Design and Characterization of a 7.2 KW Solar Simulator. in *ASME 2015 9th International Conference on Energy Sustainability collocated with the ASME 2015 Power Conference, the ASME 2015 13th International Conference on Fuel Cell Science, Engineering and Technology, and the ASME 2015 Nuclear Forum* V001T05A017 (ASME, 2015). doi:10.1115/ES2015-49472
196. Abedini Najafabadi, H. & Ozalp, N. Aperture size adjustment using model based adaptive control strategy to regulate temperature in a solar receiver. *Sol. Energy* **159**, 20–36 (2018).
197. Gomez-Garcia, F., González-Aguilar, J. & Romero, M. Experimental 3D flux

distribution of a 7 kWe-solar simulator. in *SolarPaces Conference* (2011).
198. Omega. Revised Thermocouple Reference Tables. *Omega* **44**, 218–221 (2011).
199. Ballestrín, J. Systematic error in the measurement of very high solar irradiance. *Sol. Energy Mater. Sol. Cells* **80**, 375–381 (2003).
200. Vatell. Use of the Thermogage Circular Foil Heat Flux Gauge. 1–3 (2011).
201. Noorma, M. *et al.* Water heat pipe blackbody as a reference spectral radiance source between 50°C and 250°C. *Thermosense XXVIII* **6205**, 620502 (2006).
202. Krueger, K. R. Design and Characterization of a Concentrating Solar Simulator. *Phd Thesis* (2012).
203. National Instruments. NI 9211 Datasheet. 1–14 (2015).
204. Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L. & Lavine, A. S. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. (2011).
205. Cengel, Y. A. Transient Heat Conduction. in *Heat Transfer - A Practical Approach* 209–264 (McGraw-Hill Higher Education, 2002).
206. Valencia, J. J. & Quested, P. N. Thermophysical Properties. in *ASM Handbook* **15**, 468–481 (2008).
207. Perry, R. H. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. (McGraw-Hill, 1997).
208. Rath. *Altra - Polycristaline Alumina Fiber Mat - Data Sheet*. (2019).
209. Bentz, D. & Prasad, K. Thermal performance of fire resistive materials I. characterization with respect to thermal performance models. **NISTIR 740**, 1–21 (2007).
210. Touloukian, Y. S. *Thermophysical properties of high temperature solid materials*. (MacMillan Co., 1967).
211. Sweet, J. N., Roth, E. P. & Moss, M. Thermal conductivity of Inconel 718 and 304 stainless steel. *Int. J. Thermophys.* **8**, 593–606 (1987).
212. Bogaard, R. H., Desai, P. D., Li, H. H. & Ho, C. Y. Thermophysical properties of stainless steels. *Thermochim. Acta* **218**, 373–393 (1993).
213. Industrial Comercial Chile Ltda. *Silicon Carbide Powder - Data Sheet*. (2018).
214. Incropera, F. P., De Witt, D., Bergman, T. L. & Lavine, A. S. 13.2.2 Radiation Exchange Between Surfaces. in *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 824–829 (John Wiley & Sons, Inc., 2011).
215. Abishek, S., Ramanujam, K. S. & Katte, S. S. View Factors between Disk/Rectangle and Rectangle in Parallel and Perpendicular Planes. *J. Thermophys. Heat Transf.* **21**, 236–239 (2007).
216. Sparrow, E. M., Heinisch, R. P. & Shamsundar, N. Apparent Hemispherical Emittance of Baffled Cylindrical Cavities. *J. Heat Transfer* **96**, 112–114 (1974).
217. Siebers, D. L. & Kraabel, J. S. Estimating Convective Energy Losses From Solar Central Receivers. *SANDIA Rep.* (1984).
218. Mcdonald, C. G. Heat Loss from an Open Cavity. (1995).
219. Li, X., Kong, W., Wang, Z., Chang, C. & Bai, F. Thermal model and thermodynamic performance of molten salt cavity receiver. *Renew. Energy* **35**, 981–988 (2010).
220. Ma, R. Y. Wind Effects on Convective Heat Loss From a Cavity Receiver for a Parabolic Concentrating Solar Collector. (1993).
221. Herz, F., Mitov, I., Specht, E. & Stanev, R. Influence of operational parameters and material properties on the contact heat transfer in rotary kilns. *Int. J. Heat Mass Transf.* **55**, 7941–7948 (2012).

222. Wes, G. W. J., Drinkenburg, A. A. H. & Stemerding, S. Heat transfer in a horizontal rotary drum reactor. *Powder Technol.* **13**, 185–192 (1976).
223. Li, S.-Q., Ma, L.-B., Wan, W. & Yao, Q. A Mathematical Model of Heat Transfer in a Rotary Kiln Thermo-Reactor. *Chem. Eng. Technol.* **28**, 1480–1489 (2005).
224. Schlünder, E. . Heat transfer to packed and stirred beds from the surface of immersed bodies. *Chem. Eng. Process. Process Intensif.* **18**, 31–53 (1984).
225. Abyzov, A. M., Goryunov, A. V. & Shakhov, F. M. Effective thermal conductivity of disperse materials. I. Compliance of common models with experimental data. *Int. J. Heat Mass Transf.* **67**, 752–767 (2013).
226. Maxwell, J. C. *A Treatise on Electricity and Magnetism*. (1873).
227. Carson, J. K., Lovatt, S. J., Tanner, D. J. & Cleland, A. C. Thermal conductivity bounds for isotropic, porous materials. *Int. J. Heat Mass Transf.* **48**, 2150–2158 (2005).
228. Beakawi Al-Hashemi, H. M. & Baghabra Al-Amoudi, O. S. A review on the angle of repose of granular materials. *Powder Technol.* **330**, 397–417 (2018).
229. Ansys Fluent 19.2 - Theory Guide. (2018).
230. Mujumdar, K. S. & Ranade, V. V. CFD modeling of rotary cements kilns. *Asia-Pacific J. Chem. Eng.* **3**, 106–118 (2008).
231. Gallo, A., Alonso, E., Pérez-Rábago, C. A., Fuentealba, E. & Roldán, M. I. A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: Experimental assessment and transient numerical modeling. *Sol. Energy* **188**, 1013–1030 (2019).
232. Nafsun, A. I. & Herz, F. Experiments on the temperature distribution in the solid bed of rotary drums. *Appl. Therm. Eng.* **103**, 1039–1047 (2016).
233. Herz, F., Mitov, I., Specht, E. & Stanev, R. Influence of operational parameters and material properties on the contact heat transfer in rotary kilns. *Int. J. Heat Mass Transf.* **55**, (2012).
234. Tescari, S. *et al.* Thermochemical solar energy storage via redox oxides: Materials and reactor/heat exchanger concepts. *Energy Procedia* **49**, 1034–1043 (2013).
235. Engineering Toolbox. (2016). Available at: http://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html. (Accessed: 6th October 2016)

Anexo A

En este anexo se muestran las figuras elaboradas en Matlab para cada plano en que se hicieron las mediciones de irradiancia durante la campaña de caracterización del simulador solar de alto flujo del LaCoSA, descrita en el apartado 4.2.5. Para cada plano se muestra en la Fig. A Mediciones con el radiómetro Gardon en los mismos puntos:

Plano a -25 mm del plano focal

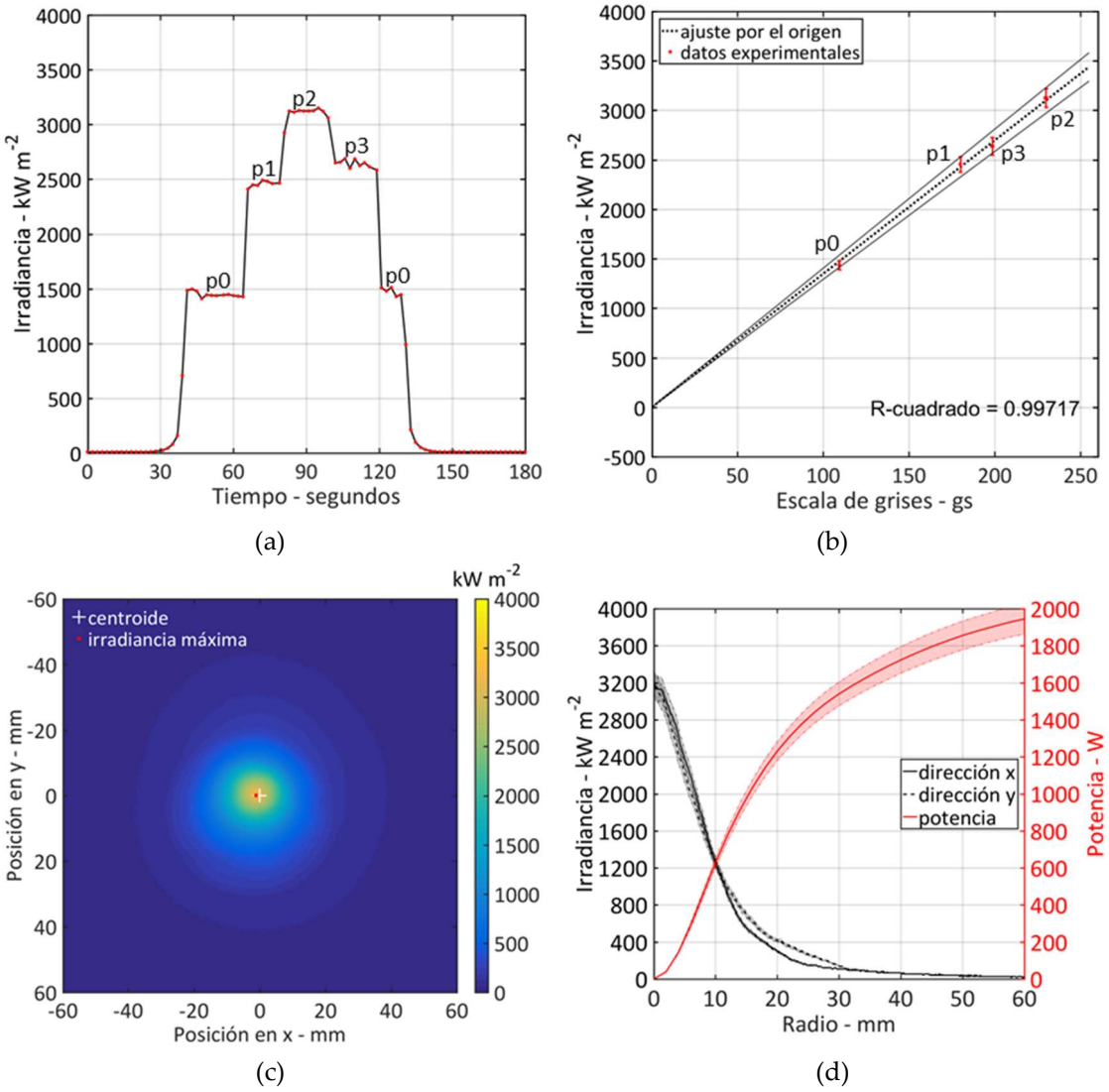


Fig. A.1. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano -25 mm

Plano focal

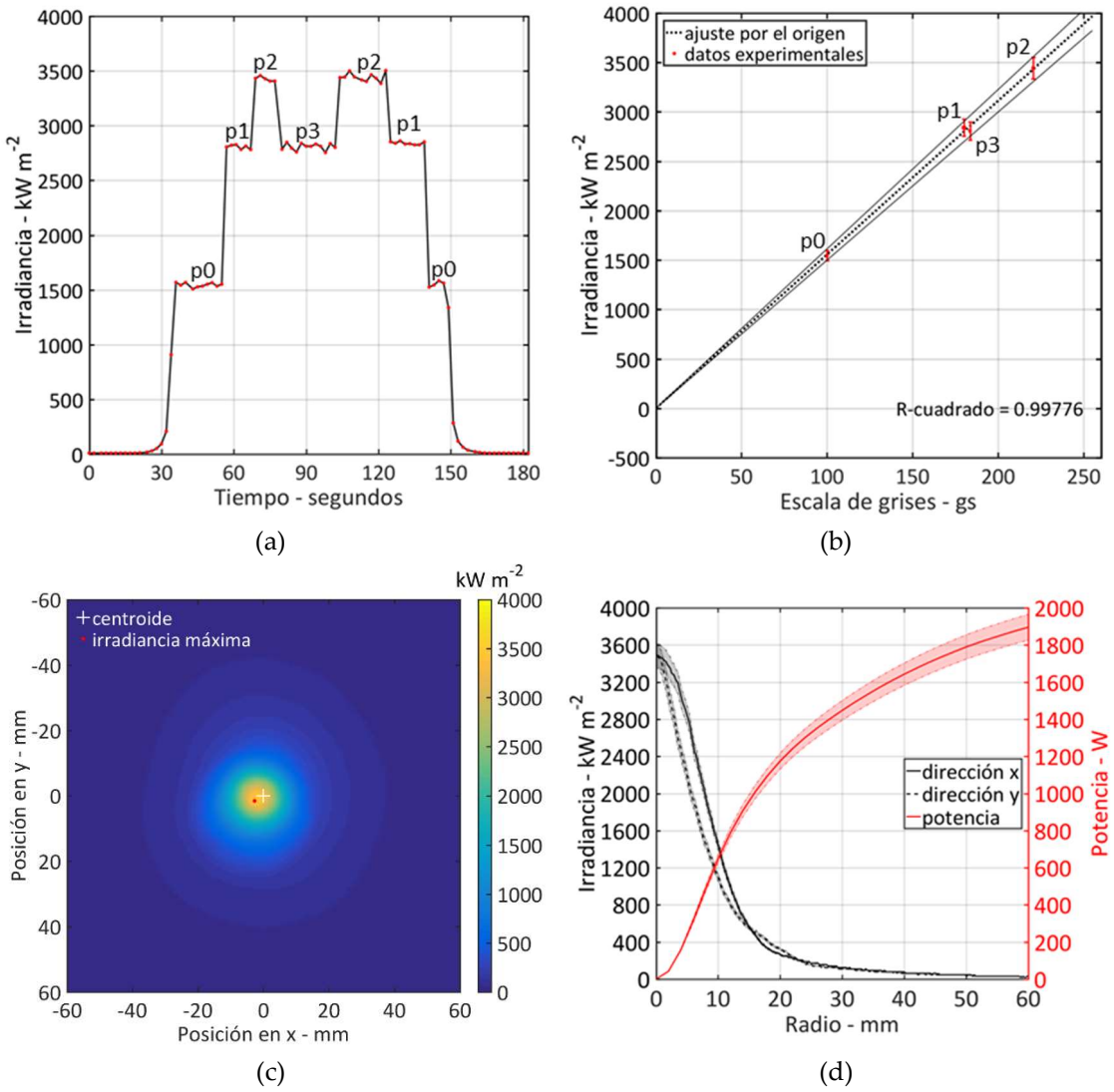


Fig. A.2. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano focal

Plano a +25 mm del plano focal

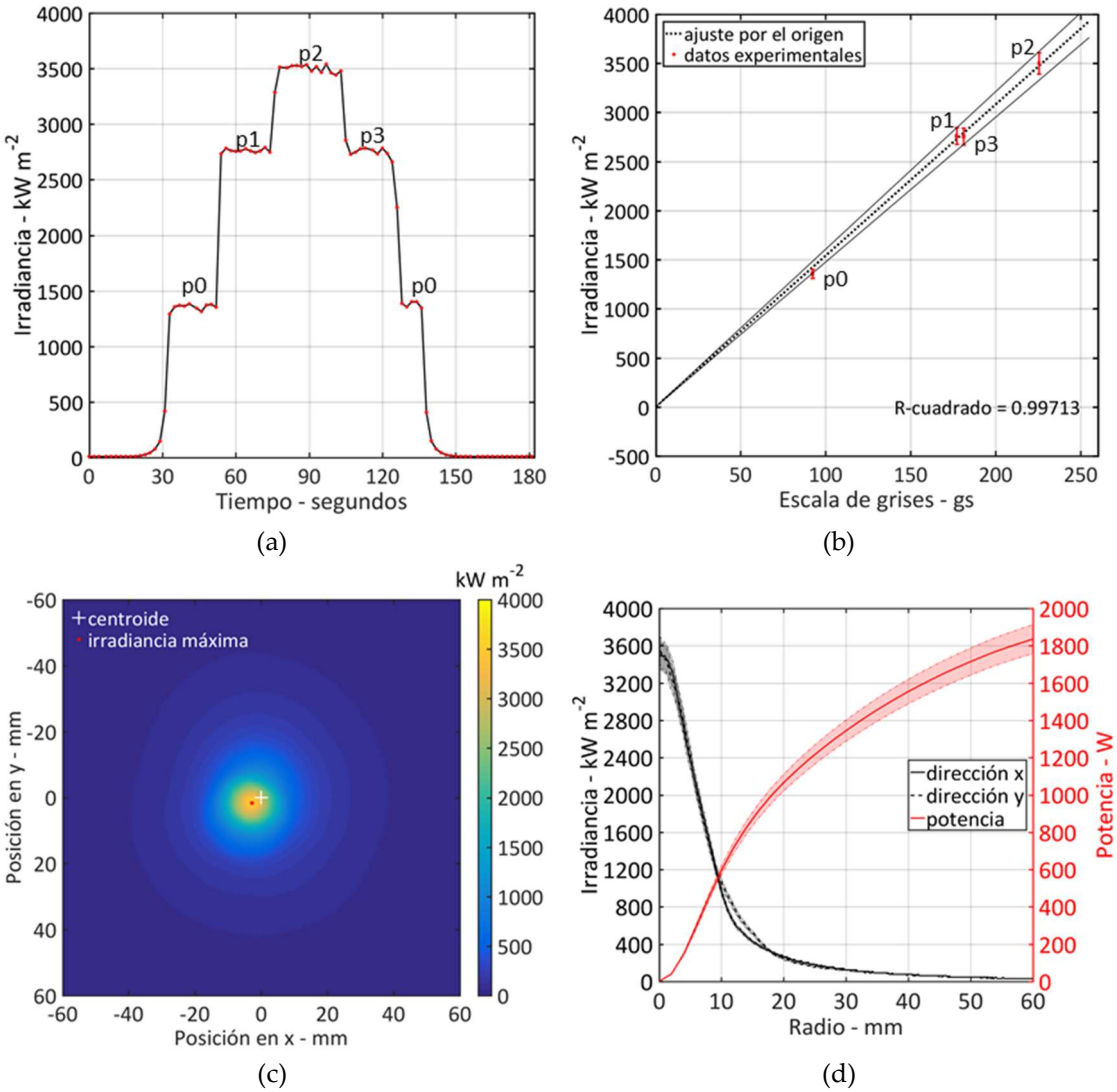


Fig. A.3. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano +25 mm

Plano a +50 mm del plano focal

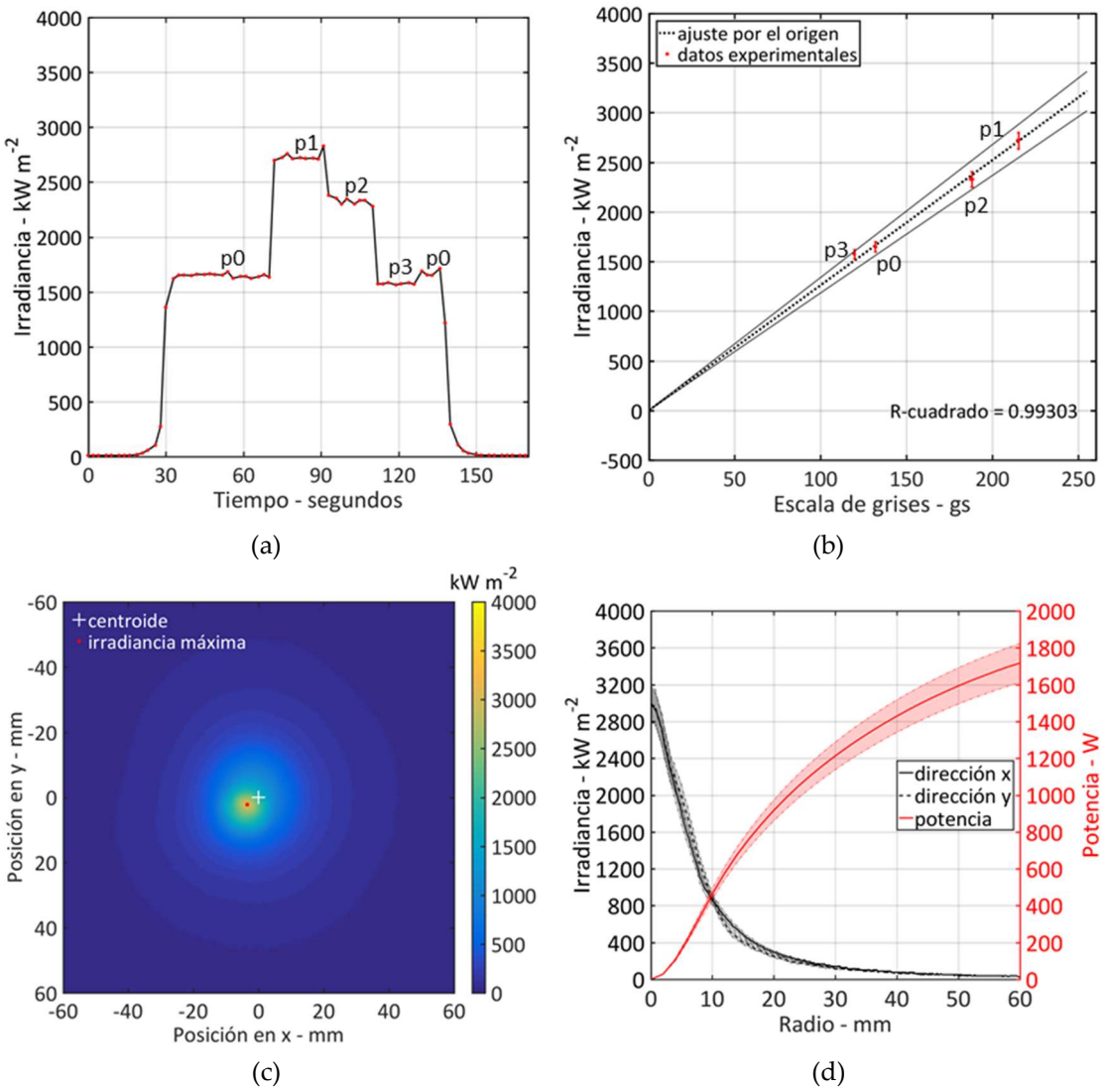


Fig. A.4. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano +50 mm

Plano a +75 mm del plano focal

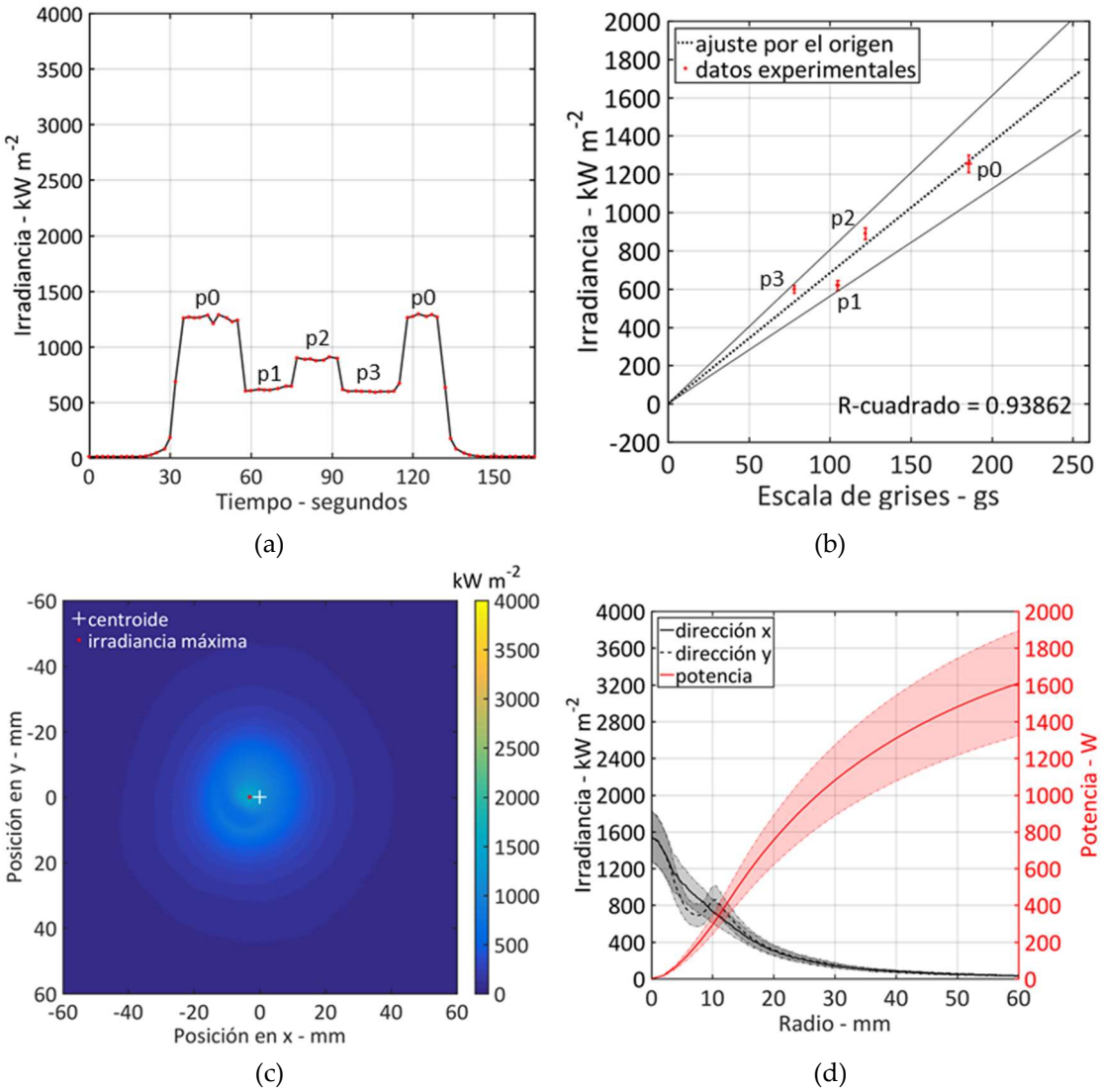


Fig. A.5. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano +75 mm

Plano a +100 mm del plano focal

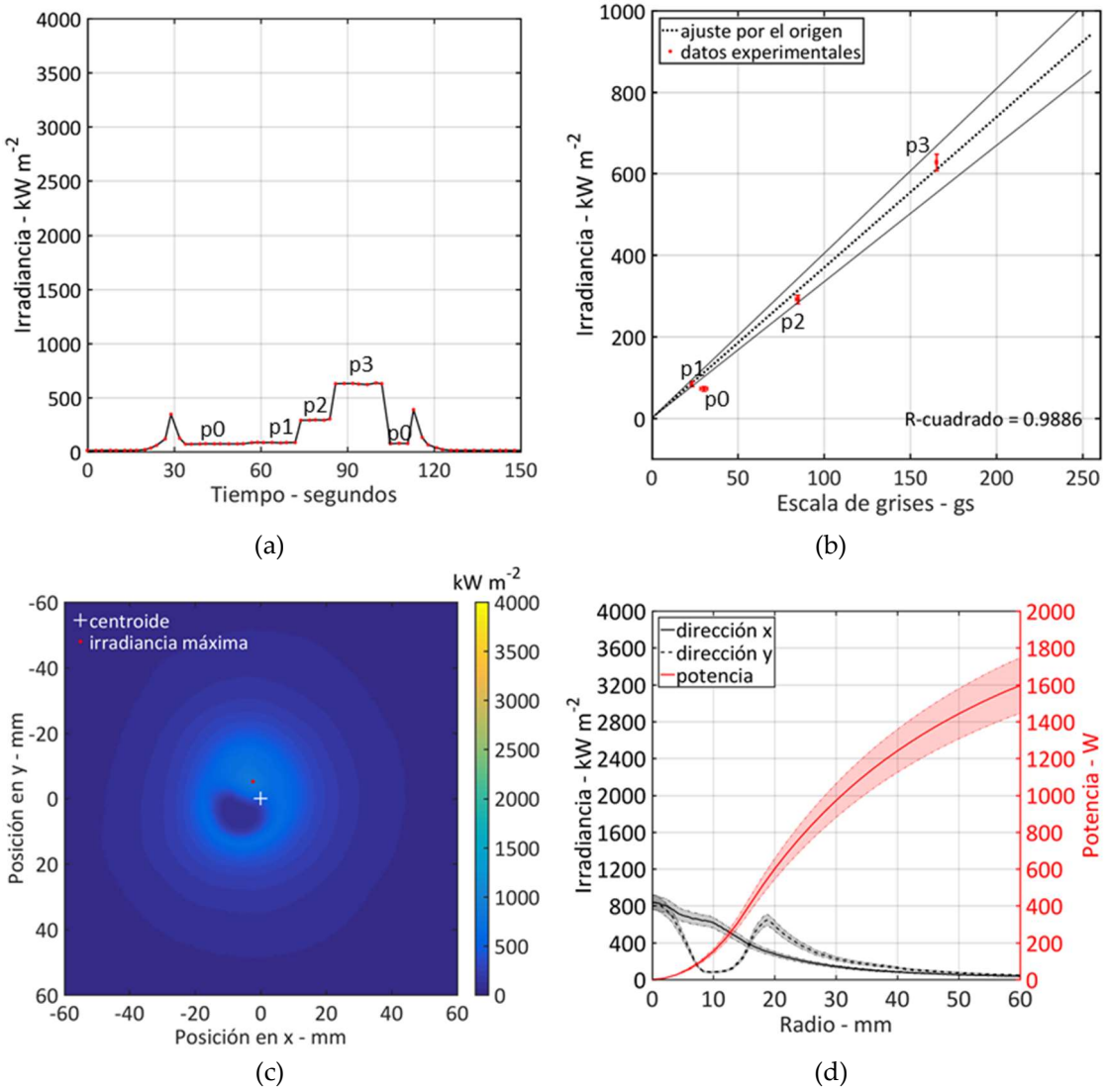


Fig. A.6. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano +100 mm

Plano a +125 mm del plano focal

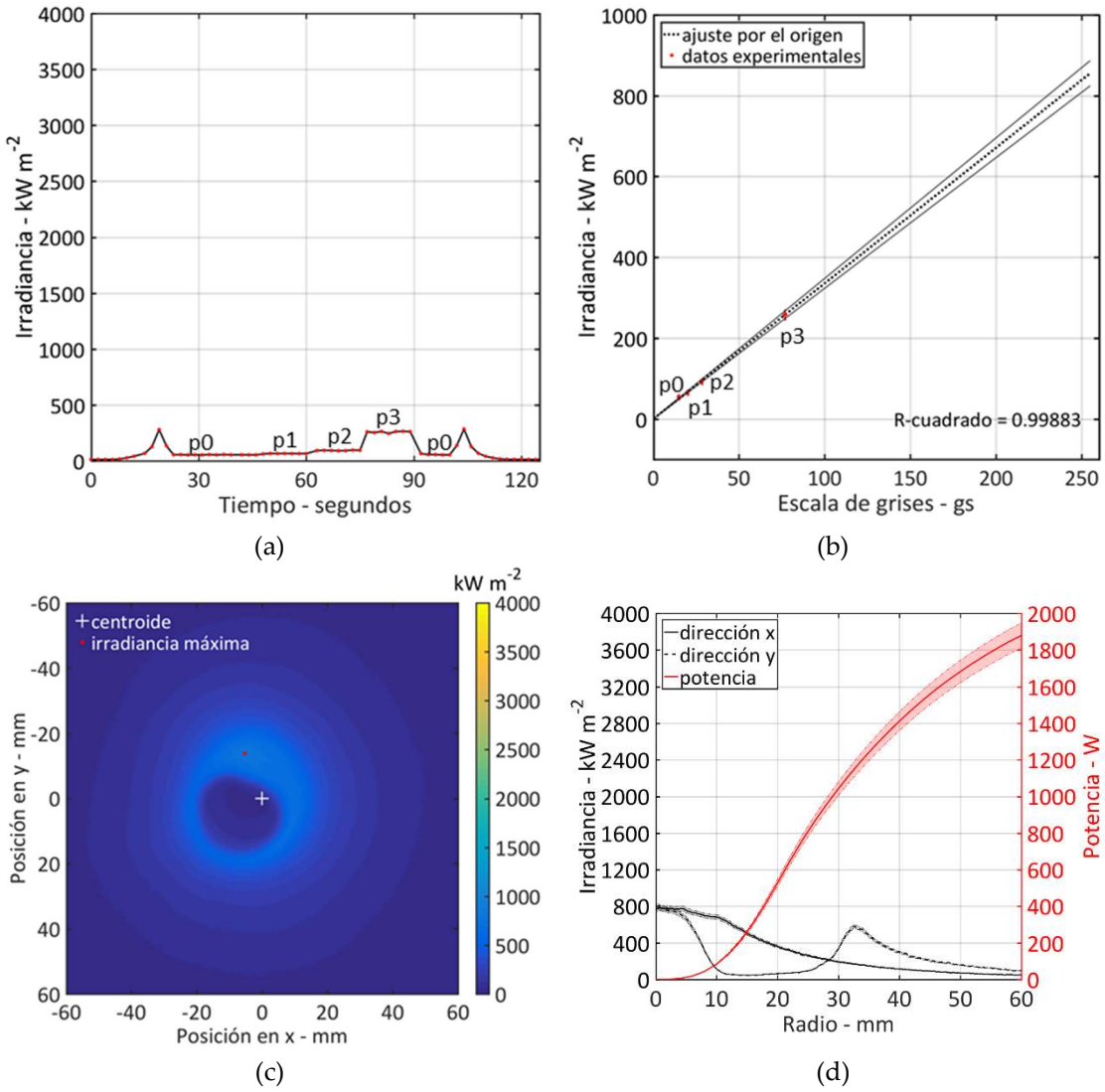


Fig. A.7. (a) Mediciones con el radiómetro Gardon en los puntos p0, p1, p2 y p3 y (b) su comparación con escala de grises proporcionada por la CCD. (c) Distribución de irradiancia con centroide y punto máximo. (d) Valores de irradiancia en el radio horizontal y vertical de la distribución de irradiancia (eje izquierdo). Valores de potencia contenidos en circunferencias de radio concéntrico creciente (eje derecho), obtenidos en el plano +125 mm

Anexo B

Resultados experimentales con el UARR en el LaCoSA

Ensayo 1.1

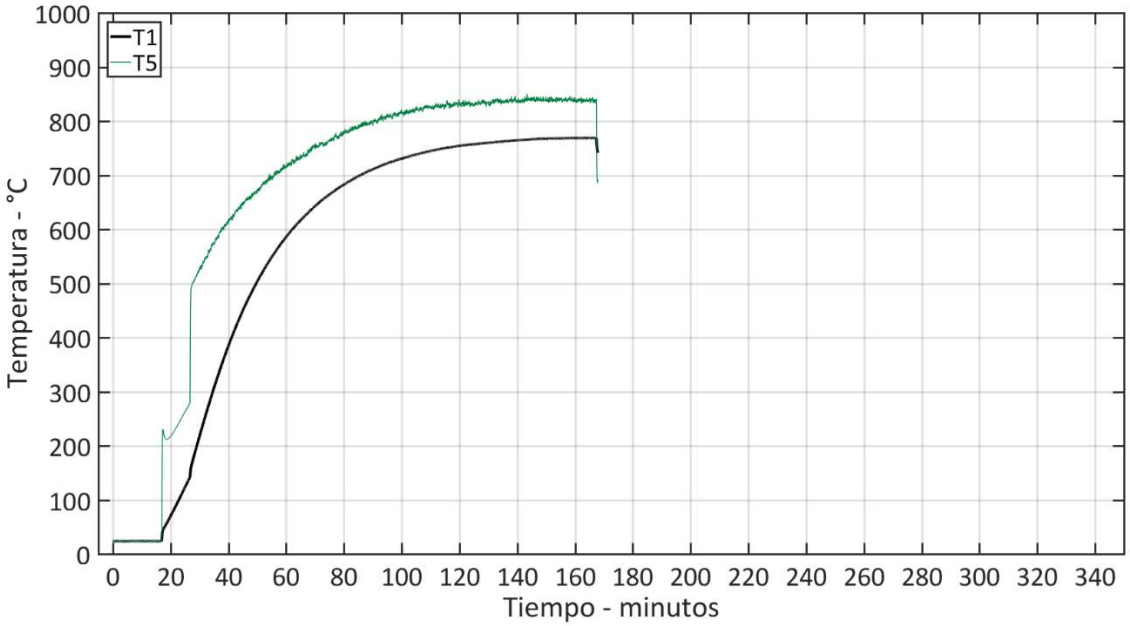


Fig. B.1. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 1.1 en el LaCoSA.

Ensayo 2.1

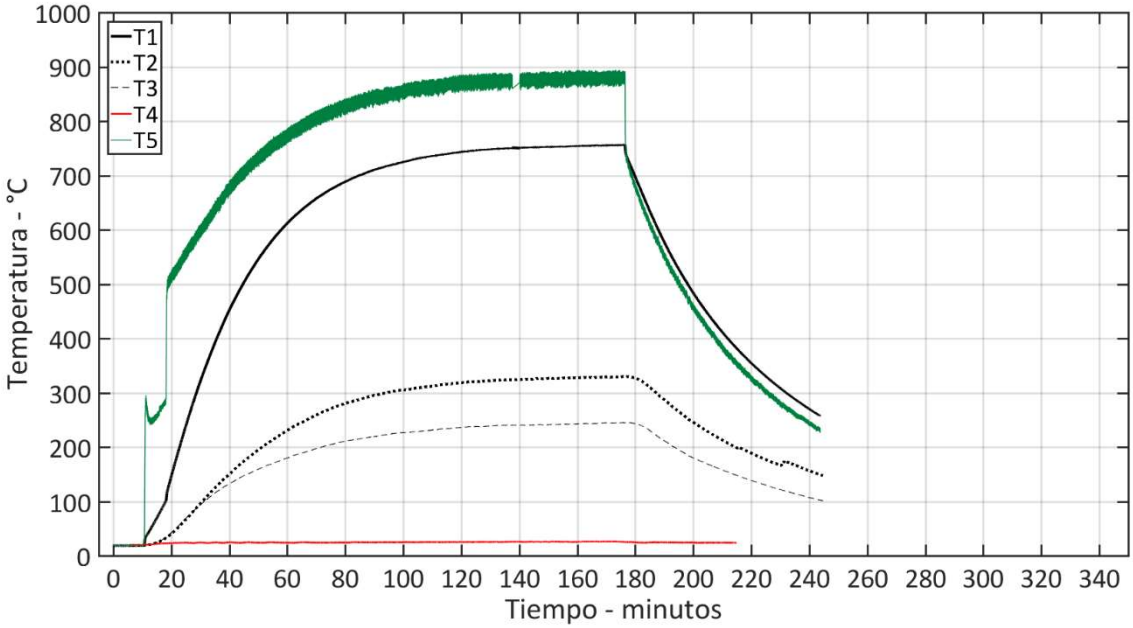


Fig. B.2. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 2.1 en el LaCoSA.

Ensayo 2.2

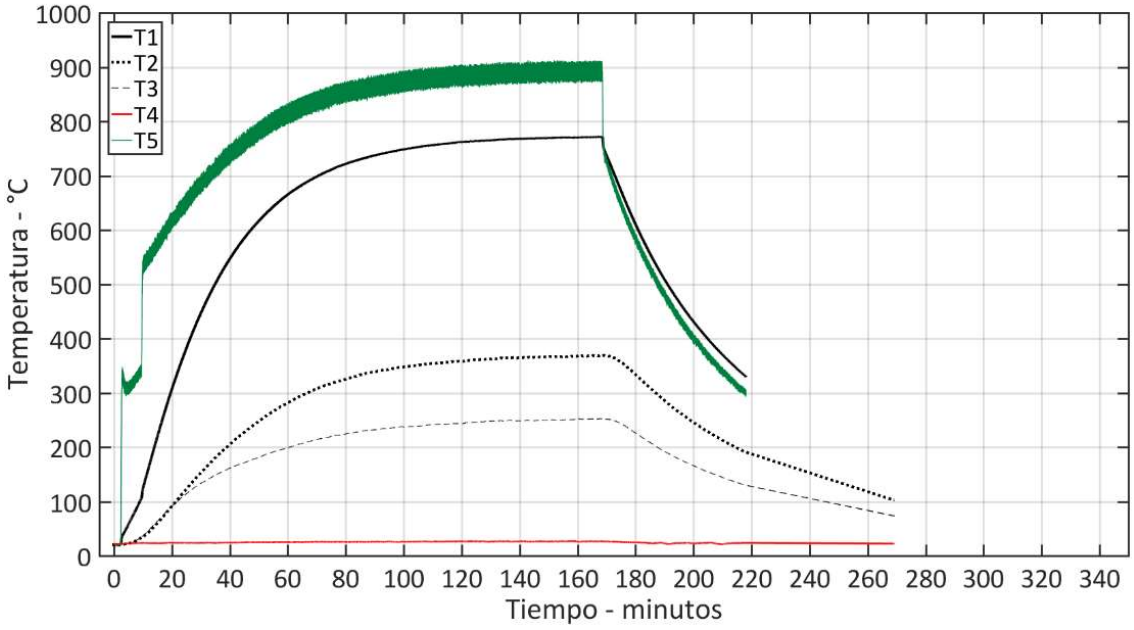


Fig. B.3. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 2.2 en el LaCoSA.

Ensayo 3.1

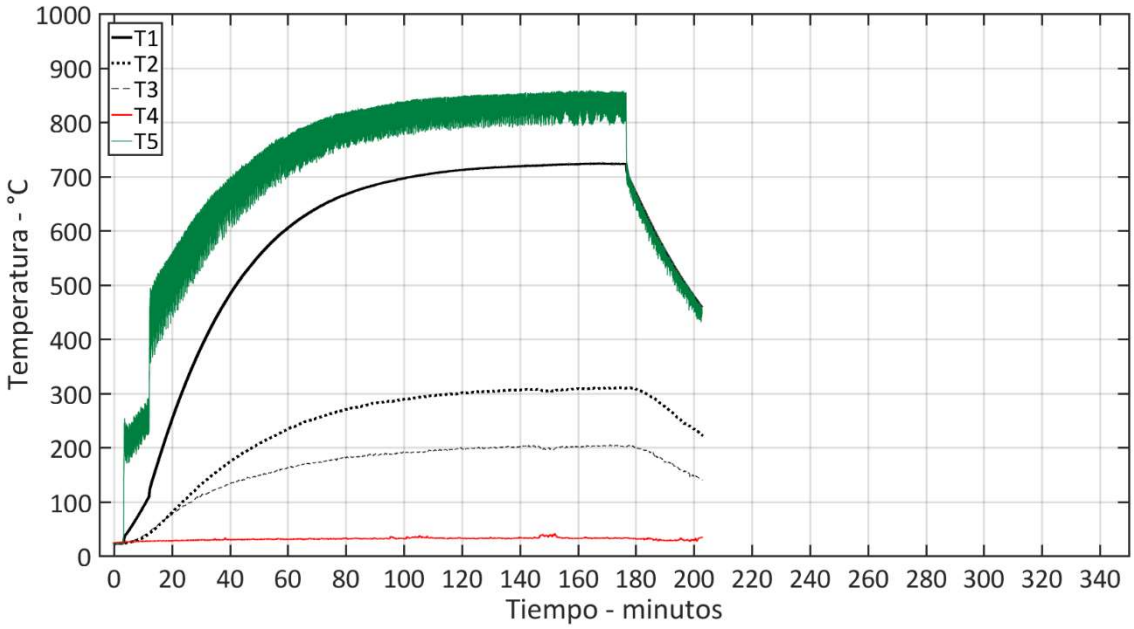


Fig. B.4. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 3.1 en el LaCoSA.

Ensayo 4.1

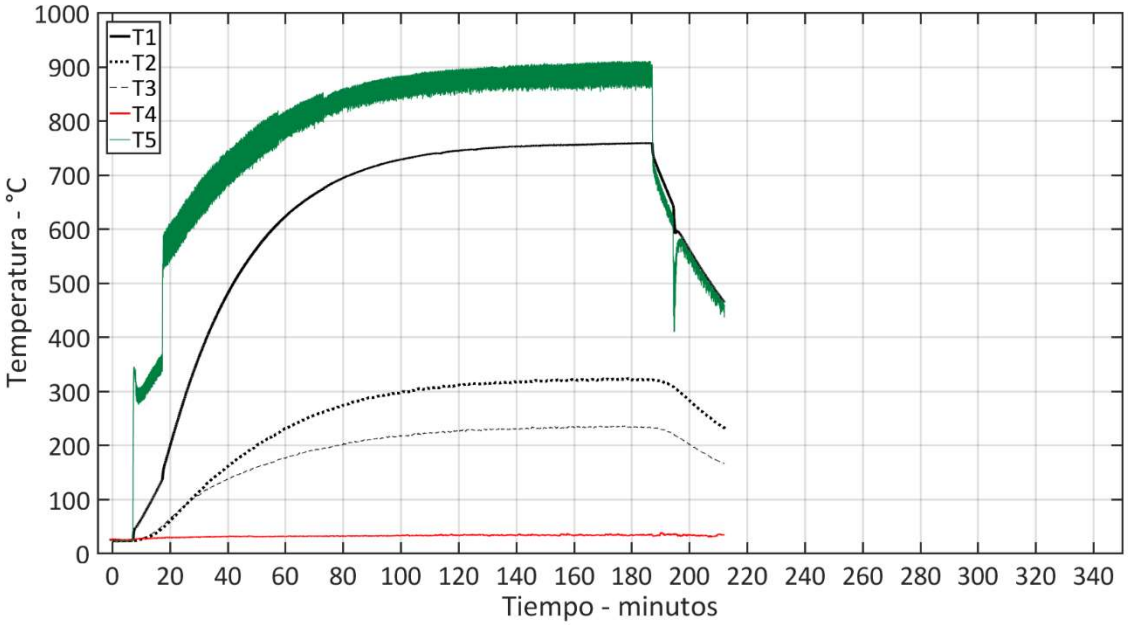


Fig. B.5. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 4.1 en el LaCoSA.

Ensayo 4.2

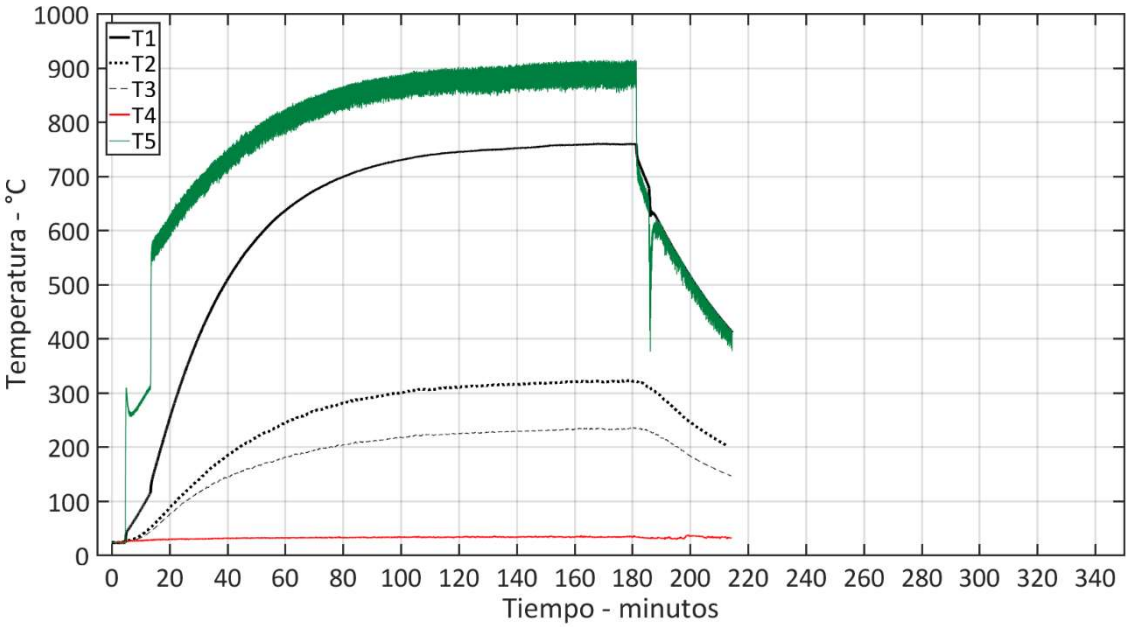


Fig. B.6. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 4.1 en el LaCoSA.

Ensayo 5.1

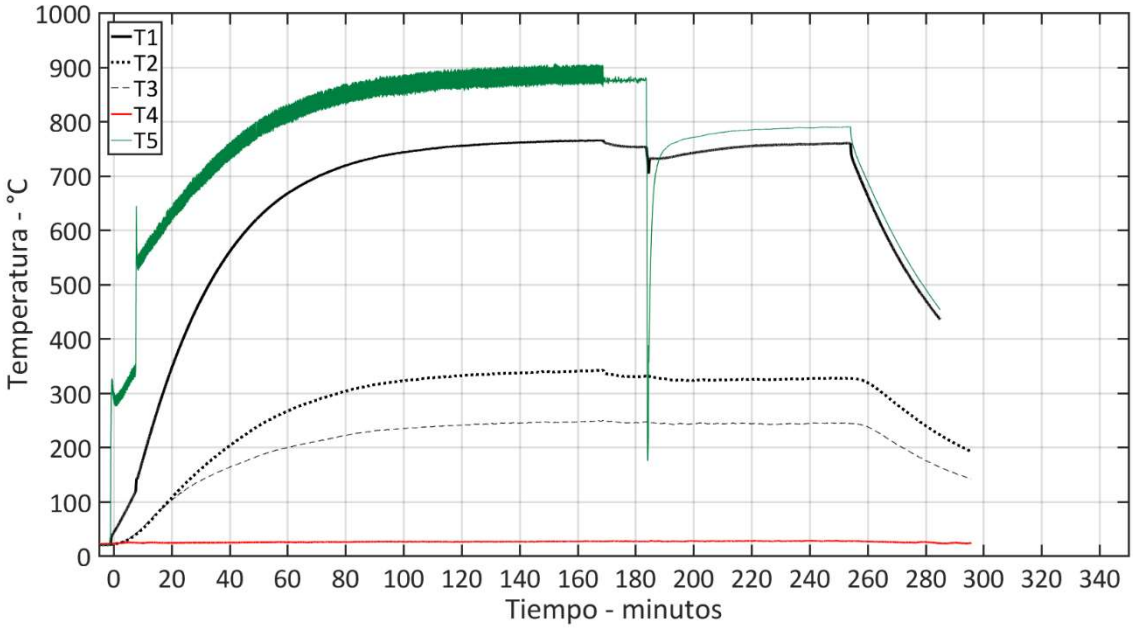


Fig. B.7. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 5.1 en el LaCoSA.

Ensayo 6.1

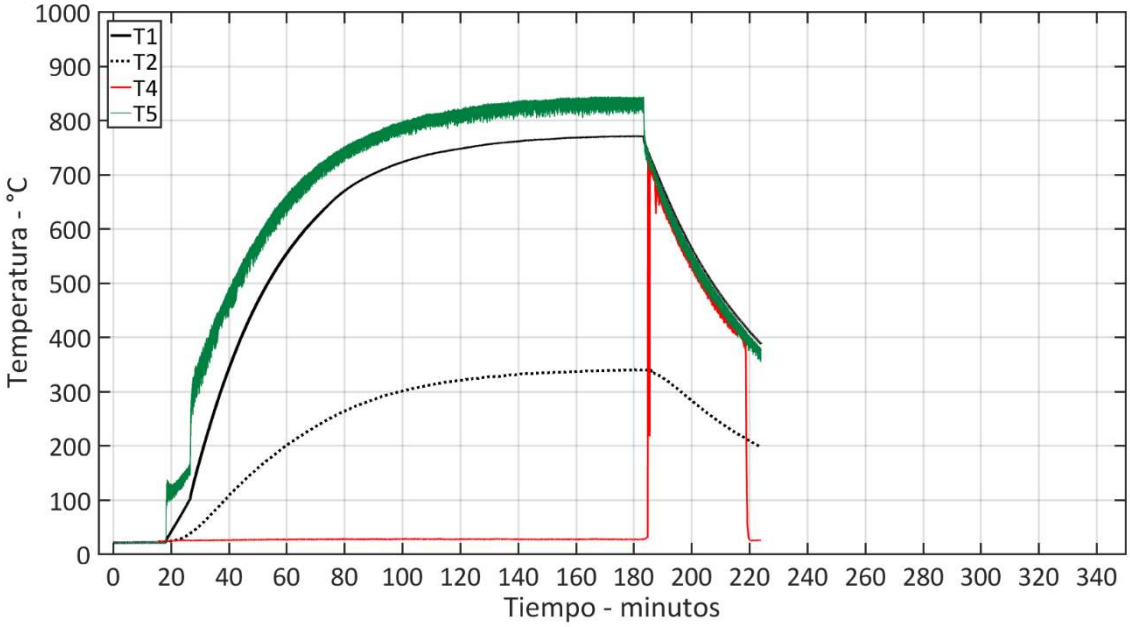


Fig. B.8. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 6.1 en el LaCoSA.

Ensayo 6.2

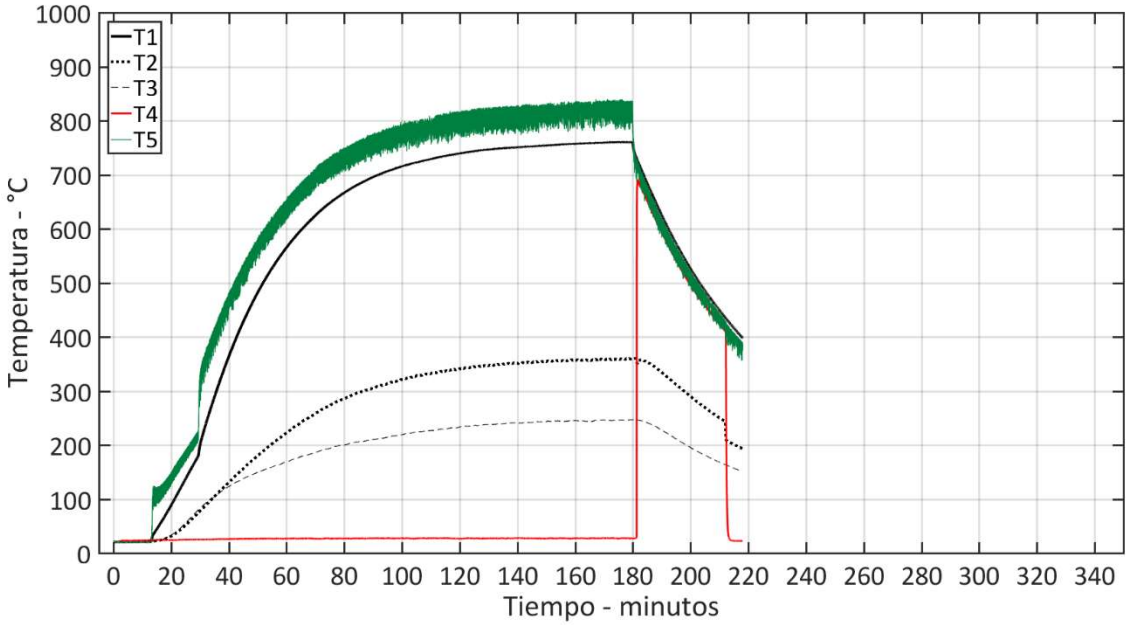


Fig. B.9. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 6.2 en el LaCoSA.

Ensayo 7.1

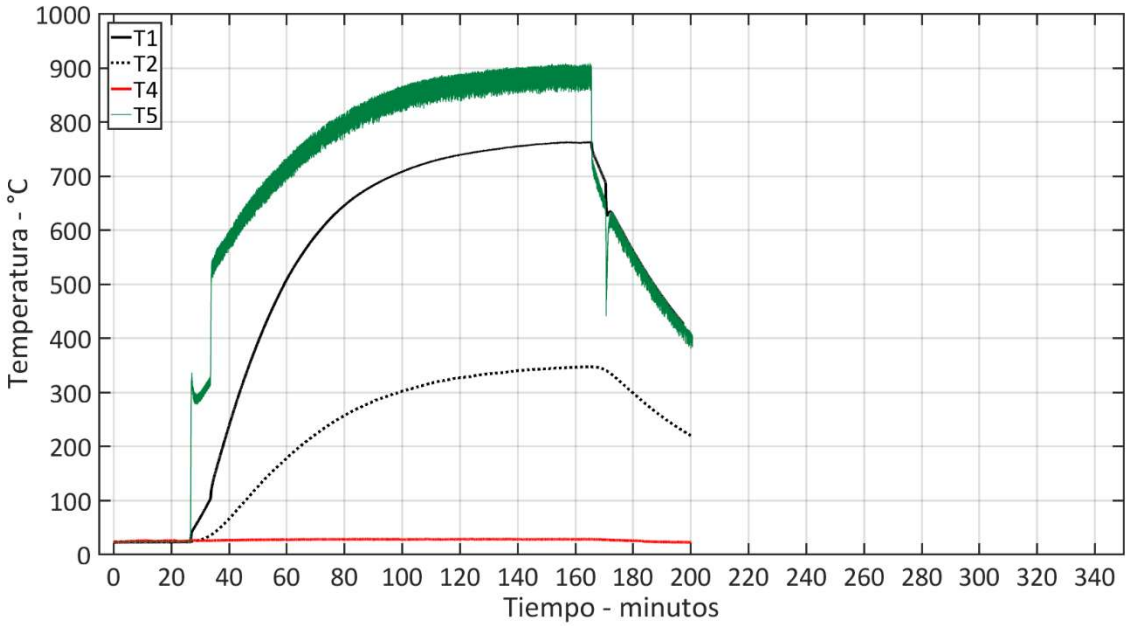


Fig. B.10. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 7.1 en el LaCoSA.

Ensayo 7.2

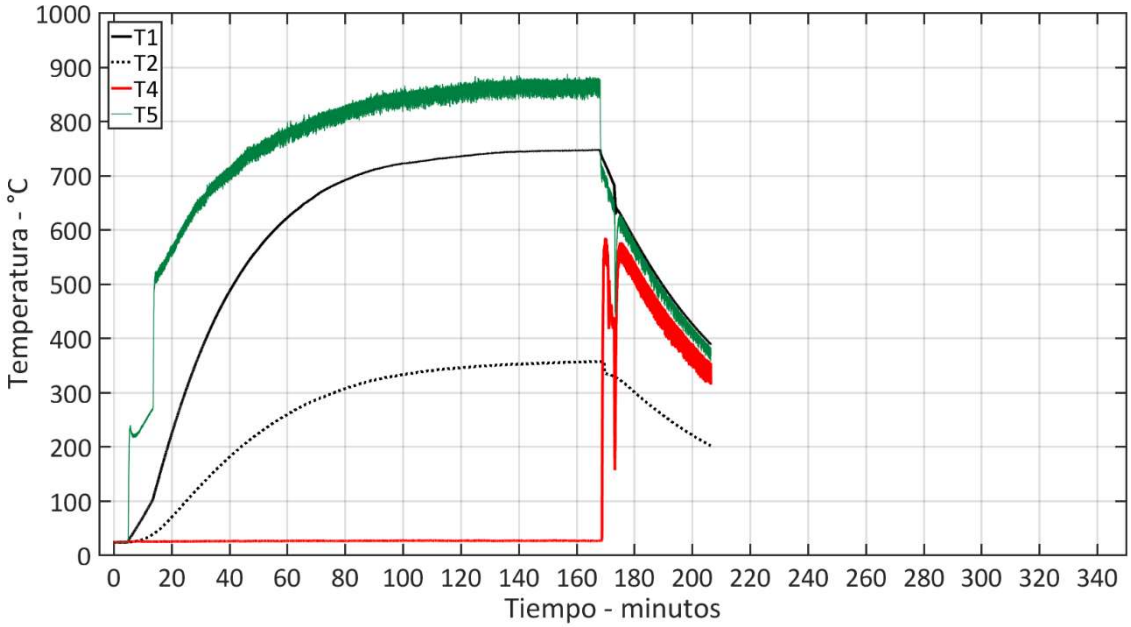


Fig. B.11. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 7.2 en el LaCoSA.

Ensayo 8.1

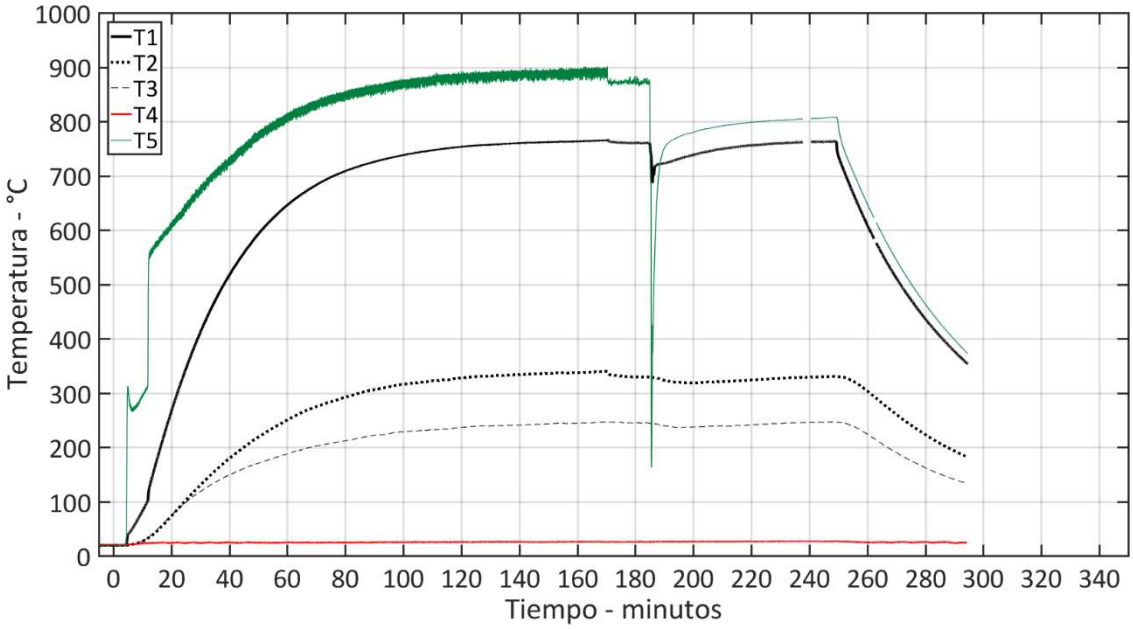


Fig. B.12. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 8.1 en el LaCoSA.

Ensayo 8.2

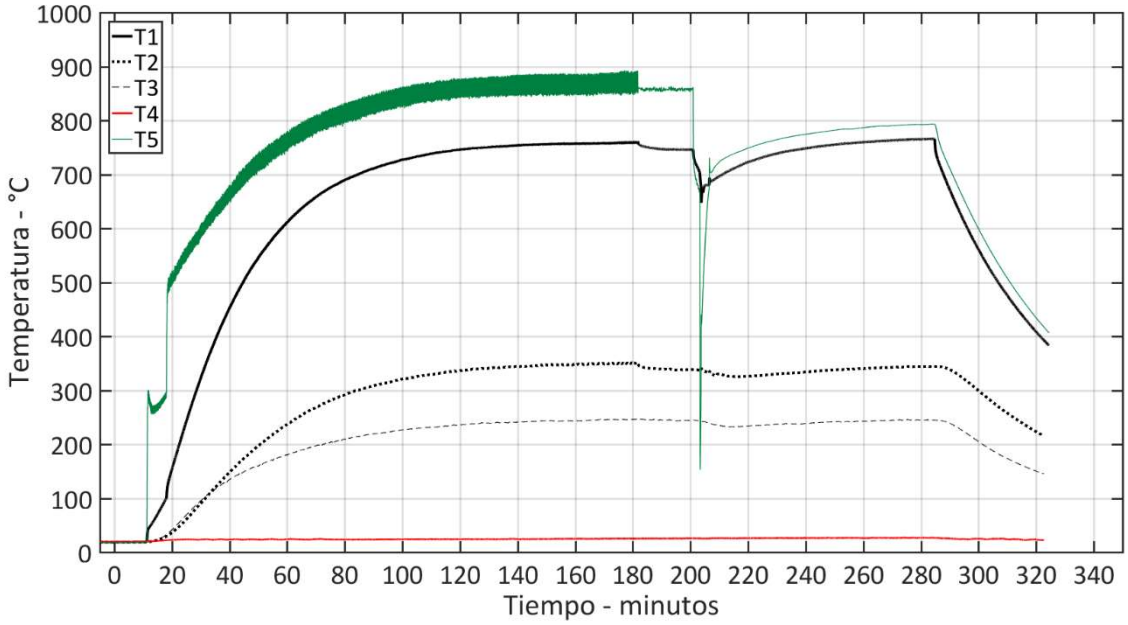


Fig. B.13. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 8.2 en el LaCoSA.

Ensayo 9.1

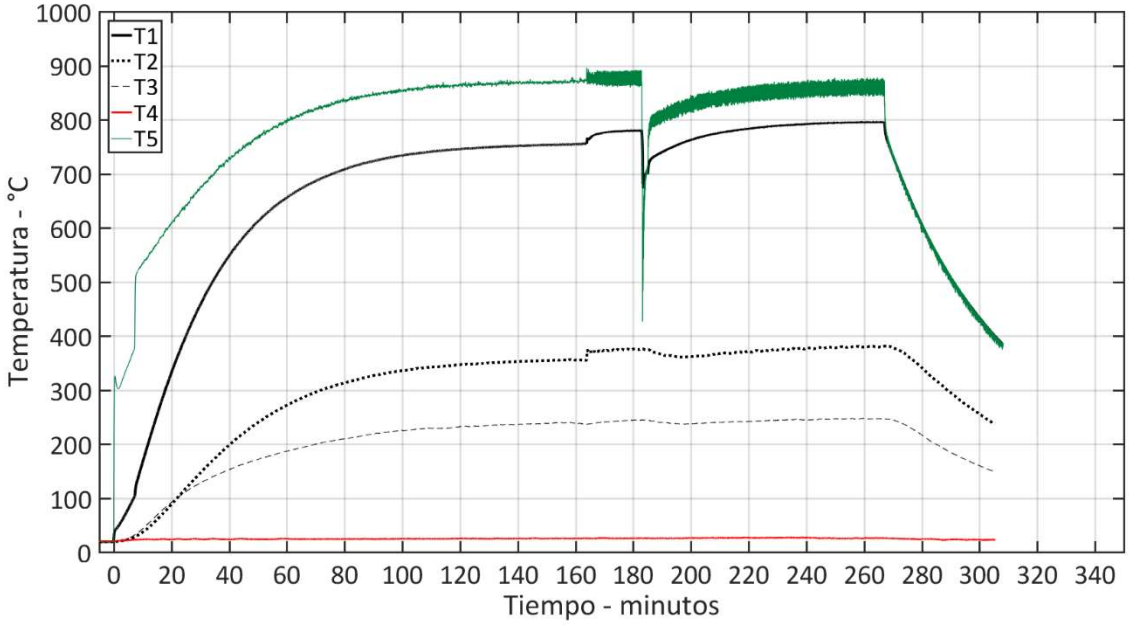


Fig. B.14. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 9.1 en el LaCoSA.

Ensayo 9.2

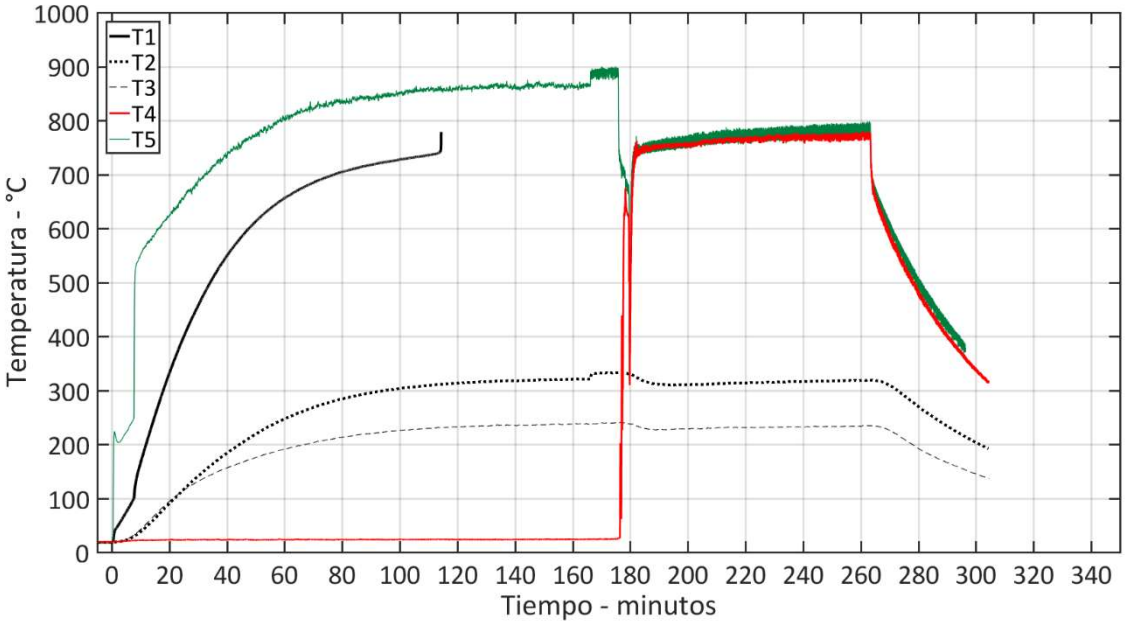


Fig. B.15. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 9.2 en el LaCoSA.

Ensayo 9.3

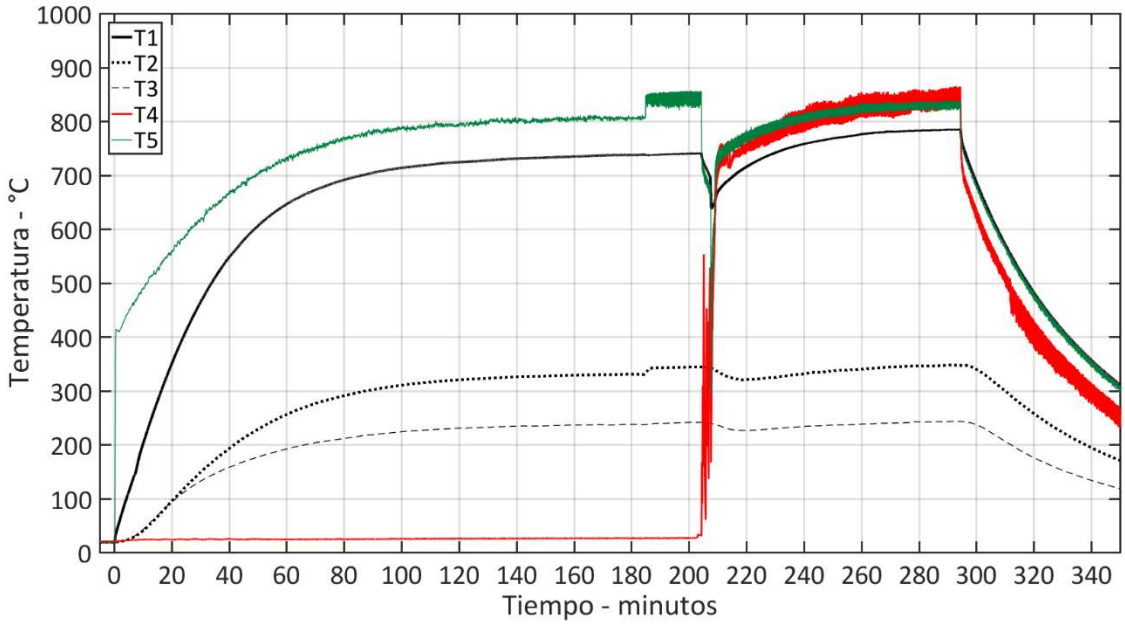


Fig. B.16. Valores de temperaturas registrados durante el ensayo 9.3 en el LaCoSA.

Anexo C

En este anexo se insertan los trabajos que se han publicado en revistas científicas.

1. E. Alonso, **A. Gallo**, M.I. Roldán, C.A. Pérez-Rábago, E. Fuentealba, *Use of rotary kilns for solar thermal applications: Review of developed studies and analysis of their potential*, in Solar Energy. 144 (2017) 90–104.
2. **A. Gallo**, A. Marzo, E. Fuentealba, E. Alonso, *High flux solar simulators for concentrated solar thermal research: A review*, in Renewable and Sustainable Energy Reviews. 77 (2017) 1385–1402.
3. **A. Gallo**, E. Alonso, C. Pérez-Rábago, E. Fuentealba and M. I. Roldán, *A lab-scale rotary kiln for thermal treatment of particulate materials under high concentrated solar radiation: experimental assessment and transient numerical modeling*, in Solar Energy. 188 (2019) 1013–1030.

También se adjuntan las publicaciones en actas de congresos.

1. **A. Gallo**, M.I. Roldán, E. Alonso, E. Fuentealba, *Considerations for using a rotary kiln for high temperature industrial processes with and without thermal storage*, Palma de Mallorca (Spain), EuroSun 2016, in ISES Conference Proceedings Database.
2. **A. Gallo**, H. González-Camarillo, M.I. Roldán, E. Alonso, C. Pérez-Rábago, *Thermal Behavior and Heat-Flux Distribution in a Solar Rotary Kiln*, Santiago de Chile (Chile), SolarPaces 2017, in AIP Conference Proceedings 2033 (2018), 150004-1–15004-8.