

DISEÑO Y ANÁLISIS TÉRMICO DE UN SISTEMA RECEPTOR VOLUMÉTRICO PARA UN HORNO SOLAR DE ALTA TEMPERATURA



MARÍA ISABEL ROLDÁN SERRANO



GOBIERNO
DE ESPAÑA

MINISTERIO
DE ECONOMÍA
Y COMPETITIVIDAD

Ciemat

Centro de Investigaciones
Energéticas, Medioambientales
y Tecnológicas

DISEÑO Y ANÁLISIS TÉRMICO DE UN SISTEMA RECEPTOR VOLUMÉTRICO PARA UN HORNO SOLAR DE ALTA TEMPERATURA

MARÍA ISABEL ROLDÁN SERRANO



Es propiedad:

EDITORIAL CIEMAT
Avda. Complutense, 40
28040-MADRID
2013

Catálogo general de publicaciones oficiales
<http://www.060.es>

Depósito Legal: M-12827-2013
ISBN: 978-84-7834-696-7
NIPO: 721-13-022-4

El CIEMAT no comparte necesariamente las opiniones y juicios expuestos en este documento,
cuya responsabilidad corresponde únicamente a los autores.

A mi familia

ÍNDICE

Índice

RESUMEN.....	1
ABSTRACT.....	1
1 INTRODUCCIÓN.....	1-1
1.1 SITUACIÓN ENERGÉTICA ACTUAL.....	1-1
1.2 EL SOL COMO RECURSO ENERGÉTICO.....	1-3
1.2.1 Naturaleza y concentración de la radiación solar.....	1-3
1.2.2 Distribución del recurso solar.....	1-6
1.3 ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA.....	1-9
1.3.1 Sistemas de concentración solar.....	1-9
1.3.1.1 <i>Concentradores cilindroparabólicos</i>	1-12
1.3.1.2 <i>Fresnel lineal</i>	1-14
1.3.1.3 <i>Sistemas de torre o receptor central</i>	1-16
1.3.1.4 <i>Discos parabólicos</i>	1-18
1.3.1.5 <i>Hornos solares</i>	1-20
1.3.2 Receptor solar volumétrico.....	1-28
1.3.2.1 <i>Evolución del diseño</i>	1-29
1.3.2.2 <i>Proyectos desarrollados</i>	1-30
1.3.3 Conversión térmica de la radiación solar concentrada.....	1-33
1.4 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN APLICACIONES INDUSTRIALES.....	1-37
1.4.1 Aplicaciones industriales de baja y media temperatura.....	1-38
1.4.2 Aplicaciones industriales de alta y muy alta temperatura.....	1-42
1.4.3 Inconvenientes del sistema productivo actual.....	1-44
1.4.4 Integración de la energía solar térmica a los sistemas de producción.....	1-48
1.5 COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA EN EL DISEÑO DE INSTALACIONES SOLARES.....	1-50

1.5.1	Fundamentos de la CFD	1-52
1.5.1.1	<i>Pre-procesado</i>	1-53
1.5.1.2	<i>Solver</i>	1-53
1.5.1.3	<i>Post-procesado</i>	1-55
1.5.1.4	<i>Problemas asociados a la resolución con CFD</i>	1-55
1.5.2	Herramientas de simulación con CFD.....	1-57
1.5.2.1	<i>Códigos CFD libres</i>	1-57
1.5.2.2	<i>Códigos CFD comerciales</i>	1-58
1.5.3	Simulación CFD para aplicaciones solares de alta temperatura.....	1-60
2	OBJETIVOS Y PLAN EXPERIMENTAL.....	2-1
2.1	OBJETIVOS	2-1
2.2	PLAN EXPERIMENTAL	2-2
3	MATERIALES Y MÉTODOS	3-1
3.1	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	3-1
3.1.1	Helióstato	3-2
3.1.2	Concentrador.....	3-3
3.1.3	Atenuador	3-4
3.1.4	Sistema de control y adquisición de datos	3-5
3.1.5	Instrumentación meteorológica	3-6
3.1.6	Medida de la potencia solar radiante	3-8
3.1.7	Medida de temperatura	3-9
3.1.7.1	<i>Pirómetro</i>	3-9
3.1.7.2	<i>Cámara de infrarrojos</i>	3-10
3.1.7.3	<i>Termopares</i>	3-12
3.1.7.4	<i>Termorresistencias</i>	3-13
3.1.8	Sistema receptor volumétrico	3-13
3.1.8.1	<i>Receptor de la radiación</i>	3-13
3.1.8.2	<i>Cámara de proceso</i>	3-14
3.1.8.3	<i>Intercambiador de calor aire-agua</i>	3-14
3.1.8.4	<i>Módulo extractor</i>	3-15

3.2	PREDICCIÓN DE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL DEL MATERIAL RECEPTOR DE LA RADIACIÓN SOLAR.....	3-15
3.2.1	Predicción de la irradiancia solar suministrada por el Horno Solar en condiciones nominales	3-15
3.2.1.1	<i>Cálculo de la potencia solar radiante total proporcionada por el Horno Solar de la PSA</i>	3-16
3.2.1.2	<i>Obtención de la función tendencia de la irradiancia pico</i>	3-17
3.2.1.3	<i>Obtención de la función tendencia del grado de expansión de la gaussiana que define la distribución de irradiancia.....</i>	3-18
3.2.1.4	<i>Adecuación del modelo de campana de Gauss a la distribución de irradiancia</i>	3-19
3.2.2	Predicción de la irradiancia solar suministrada por el Horno Solar en condiciones reales.....	3-23
3.2.3	Modelo teórico de distribución de temperatura en la pared del material receptor de la radiación	3-24
3.2.4	Metodología para la comparación del modelo de distribución de temperatura en la superficie del material receptor de la radiación y los datos experimentales.....	3-25
3.3	METODOLOGÍA DE APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA	3-28
3.3.1	Consideraciones previas	3-28
3.3.1.1	<i>Propiedades del fluido</i>	3-28
3.3.1.2	<i>Propiedades de los materiales</i>	3-40
3.3.1.3	<i>Evaluación de la potencia térmica extraíble en el proceso con la planta del proyecto SolarPRO</i>	3-42
3.3.2	Diseño de la nueva cámara de proceso	3-45
3.3.2.1	<i>Procedimiento</i>	3-45
3.3.2.2	<i>Modelo numérico</i>	3-47
3.3.2.3	<i>Definición de la geometría y diseño del mallado</i>	3-49
3.3.2.4	<i>Condiciones de operación y propiedades físicas</i>	3-54
3.3.2.5	<i>Condiciones de contorno</i>	3-55
3.3.2.6	<i>Selección del método de cálculo</i>	3-56
3.3.2.7	<i>Metodología para determinar la fiabilidad de la simulación</i>	3-57
3.3.2.8	<i>Metodología para el análisis del diseño final</i>	3-58
3.3.3	Modelizado del absorbedor	3-60
3.3.3.1	<i>Caracterización del absorbedor.....</i>	3-61
3.3.3.2	<i>Simulación del módulo absorbedor</i>	3-61

3.4	DESCRIPCIÓN DE LA CÁMARA DE PROCESO EXPERIMENTAL	3-68
3.4.1	Diseño seleccionado	3-68
3.4.2	Modificaciones técnicas en el diseño inicial	3-69
3.4.2.1	<i>Modificación del material de aislamiento</i>	3-69
3.4.2.2	<i>Montaje del material refractario</i>	3-69
3.4.3	Requerimientos de la cámara de proceso experimental	3-70
3.4.3.1	<i>Complementos para el montaje</i>	3-70
3.4.3.2	<i>Acceso de los sensores de medida</i>	3-71
3.4.3.3	<i>Características del módulo absorbedor</i>	3-71
3.4.4	Curado y primer calentamiento del hormigón refractario	3-72
3.4.4.1	<i>Curado</i>	3-72
3.4.4.2	<i>Calentamiento</i>	3-72
3.4.4.3	<i>Instrumentación para el calentamiento del hormigón</i>	3-73
3.4.4.4	<i>Enfriamiento del hormigón precalentado</i>	3-75
3.5	EXPERIMENTACIÓN	3-76
3.5.1	Medida de la reflectividad.....	3-76
3.5.2	Posición del plano focal.....	3-77
3.5.3	Condiciones y propiedades del aire ambiental.....	3-77
3.5.4	Medición de la temperatura	3-78
3.5.5	Medición indirecta del caudal de aire	3-78
3.5.6	Inclinación de la lámina deflectora	3-80
3.5.7	Sistema de control y adquisición de datos	3-80
4	RESULTADOS Y DISCUSIÓN	4-1
4.1	APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA AL DISEÑO DE LA CÁMARA DE PROCESO	4-1
4.1.1	Selección del material refractario	4-1
4.1.2	Selección de la geometría	4-3
4.1.3	Selección del espesor del material.....	4-6
4.1.4	Fiabilidad de las simulaciones.....	4-9
4.1.5	Análisis del diseño final	4-11
4.1.5.1	<i>Simulación del diseño final</i>	4-11

4.1.5.2	<i>Comparativa de las simulaciones con los resultados experimentales</i>	4-14
4.2	EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CÁMARA DE PROCESO	4-25
4.2.1	Influencia de la posición focal sobre la potencia térmica extraíble	4-25
4.2.2	Influencia de la posición focal sobre la distribución de temperatura en el absorbedor	4-28
4.2.3	Influencia de la posición focal en la distribución de la temperatura en la cámara de proceso	4-30
4.2.4	Evaluación del aislamiento	4-33
4.2.5	Respuesta del sistema ante la variación de la posición focal durante el ensayo	4-34
4.3	MODIFICACIONES AL DISEÑO SELECCIONADO	4-36
4.3.1	Amortiguación de las zonas frías del absorbedor	4-36
4.3.1.1	<i>Homogeneización con cemento de alta temperatura</i>	4-37
4.3.1.2	<i>Homogeneización con ventana de cuarzo</i>	4-38
4.3.1.3	<i>Comparación entre los métodos</i>	4-38
4.3.2	Influencia del volumen de cámara considerado para el desarrollo del proceso	4-39
4.4	ANÁLISIS DE LA APLICABILIDAD DE LA TECNOLOGÍA DE CONCENTRACIÓN SOLAR A PROCESOS INDUSTRIALES DE ALTA TEMPERATURA	4-41
4.5	DISEÑO Y ANÁLISIS DEL ABSORBEDOR	4-43
4.5.1	Caracterización del absorbedor	4-43
4.5.1.1	<i>Porosidad</i>	4-43
4.5.1.2	<i>Absortividad y emisividad</i>	4-44
4.5.1.3	<i>Coefficiente inercial y permeabilidad</i>	4-45
4.5.1.4	<i>Factor de extinción</i>	4-45
4.5.2	Propuesta de mejora del diseño	4-46
4.5.3	Modelización del absorbedor	4-47
4.5.4	Evaluación del factor de extinción	4-53
4.5.5	Análisis de la configuración con porosidad constante	4-55
4.5.5.1	<i>Simulación de las configuraciones de porosidad constante</i>	4-55
4.5.5.2	<i>Distribución gaussiana de la irradiancia solar</i>	4-55

4.5.5.3	<i>Consideración de un valor medio para la irradiancia solar sobre el absorbedor</i>	4-59
4.5.6	Análisis de la configuración con porosidad gradual con la profundidad	4-60
4.5.6.1	<i>Simulación de las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad del absorbedor</i>	4-60
4.5.6.2	<i>Distribución gaussiana de la densidad de flujo de la radiación solar sobre el absorbedor</i>	4-61
4.5.6.3	<i>Consideración de un valor medio para la densidad de flujo de la radiación solar sobre el absorbedor</i>	4-63
4.5.7	Análisis de la configuración con porosidad gradual en la dirección radial	4-65
4.5.7.1	<i>Simulación de las configuraciones de porosidad gradual según la dirección radial del absorbedor</i>	4-65
4.5.7.2	<i>Consideración de un valor medio para la densidad de flujo de la radiación solar</i>	4-66
4.5.8	Evaluación de la eficiencia térmica de las configuraciones propuestas	4-69
4.5.9	Aplicación de la configuración óptima del absorbedor a la cámara de proceso	4-71
5	CONCLUSIONES	5-1
5.1	DISEÑO DE LA CÁMARA DE PROCESO	5-1
5.2	EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CONFIGURACIÓN SELECCIONADA	5-2
5.3	EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS MODIFICACIONES REALIZADAS AL SISTEMA RECEPTOR SOLAR	5-2
5.4	ANÁLISIS DEL ABSORBEDOR	5-3
6	NOMENCLATURA	6-1
6.1	ACRÓNIMOS	6-1
6.2	FORMULACIÓN	6-2
6.2.1	Simbología griega	6-6

7	REFERENCIAS	7-1
7.1	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	7-1
7.2	REFERENCIAS ELECTRÓNICAS	7-10
8	ANEXOS: PLANOS	8-1
8.1	DISTRIBUCIÓN DEL ACCESO DE LOS TERMOPARES	8-1
8.2	PLANO DEL RECEPTOR VOLUMÉTRICO.....	8-3
8.3	PLANO LOCALIZACIÓN DE TERMOPARES EN EL RECEPTOR VOLUMÉTRICO.....	8-5

Índice de figuras

1. Introducción

Figura 1.1.	<i>Atenuación de la radiación solar en la atmósfera</i>	1-5
Figura 1.2.	<i>Radiación global media anual a nivel europeo (kWh/m²) (Meteonorm, 2011)</i>	1-7
Figura 1.3.	<i>Radiación normal directa anual a nivel mundial (kWh/m²) (Meteonorm, 2008)</i>	1-8
Figura 1.4.	<i>Radiación normal directa anual en España (kWh/m²) (Meteonorm, 2008)</i> .	1-8
Figura 1.5.	<i>Esquema general de un sistema termosolar de concentración</i>	1-11
Figura 1.6.	<i>Esquema general de un concentrador cilindroparabólico</i>	1-12
Figura 1.7.	<i>Esquema general de un fresnel lineal</i>	1-14
Figura 1.8.	<i>Esquema general de un receptor central</i>	1-16
Figura 1.9.	<i>Esquema general de un disco parabólico</i>	1-18
Figura 1.10.	<i>Esquemas para distintos tipos de hornos</i>	1-22
Figura 1.11.	<i>Esquema general de un horno solar</i>	1-23
Figura 1.12.	<i>Instalación HS-60 de la Plataforma Solar de Almería</i>	1-27
Figura 1.13.	<i>Concentrador de la instalación HS-40 de la Plataforma Solar de Almería</i>	1-27
Figura 1.14.	<i>Instalación HS-5 de la Plataforma Solar de Almería</i>	1-28
Figura 1.15.	<i>Esquema general de receptor volumétrico</i>	1-29
Figura 1.16.	<i>Esquema del receptor con la matriz de cuarzo</i>	1-29
Figura 1.17.	<i>Concepto de absorbedor solar volumétrico "Porcupine"</i>	1-30
Figura 1.18.	<i>Esquema receptor TSA</i>	1-31
Figura 1.19.	<i>Vista frontal del receptor SIREC con esquema de localización de termopares</i>	1-32
Figura 1.20.	<i>Principio de funcionamiento de receptores tipo HITREC</i>	1-33

2. Objetivos y plan experimental

Figura 2.1.	<i>Geometrías de la cámara de proceso</i>	2-3
--------------------	---	-----

3. Materiales y métodos

Figura 3.1.	<i>Esquema general de la instalación</i>	3-1
Figura 3.2.	<i>Estructura del heliostato HT-120 (izquierda) y vista desde el área de ensayos (derecha)</i>	3-2
Figura 3.3.	<i>Concentrador del horno HS-60</i>	3-4
Figura 3.4.	<i>Atenuador en la posición "cerrado" (izquierda) y en la "totalmente abierto" (derecha)</i>	3-5
Figura 3.5.	<i>Pirheliómetro Eppley NIP</i>	3-7
Figura 3.6.	<i>Sensor Campbell 05103 L</i>	3-7

Figura 3.7.	<i>Radiómetro tipo Gardon.....</i>	<i>3-8</i>
Figura 3.8.	<i>Cámara CCD y controlador.....</i>	<i>3-9</i>
Figura 3.9.	<i>Pirómetro.....</i>	<i>3-10</i>
Figura 3.10.	<i>Cámara de IR "FLIR Systems".....</i>	<i>3-11</i>
Figura 3.11.	<i>Imagen del material absorbedor incandescente por la acción de la radiación solar.....</i>	<i>3-14</i>
Figura 3.12.	<i>Extractor centrífugo modelo CMA-325-2T/ATEX.....</i>	<i>3-15</i>
Figura 3.13.	<i>Representación gráfica de la gaussiana obtenida para las condiciones seleccionadas: a) Distribución de la irradiancia en 2D, b) Líneas de isoflujo de energía, c) Distribución de la irradiancia en 3D, d) Perfil de irradiancia a -10 cm.</i>	<i>3-22</i>
Figura 3.14.	<i>Localización de los pirómetros en el absorbedor</i>	<i>3-26</i>
Figura 3.15.	<i>Mapas de colores generados con Matlab® a partir de las imágenes IR....</i>	<i>3-27</i>
Figura 3.16.	<i>Comportamiento de la densidad del aire en función de la temperatura....</i>	<i>3-30</i>
Figura 3.17.	<i>Gráfica comparativa entre métodos de obtención de la viscosidad del aire</i>	<i>3-32</i>
Figura 3.18.	<i>Comportamiento del calor específico del fluido en función de la temperatura.....</i>	<i>3-34</i>
Figura 3.19.	<i>Comportamiento de la conductividad térmica del fluido en función de la temperatura dentro del rango de trabajo</i>	<i>3-36</i>
Figura 3.20.	<i>Diagrama psicrométrico</i>	<i>3-37</i>
Figura 3.21.	<i>Gráfica para el cálculo de la emisividad del agua (izquierda) y del dióxido de carbono (derecha) a la P=1 atm</i>	<i>3-39</i>
Figura 3.22.	<i>Evolución de las potencias extraídas en los ensayos con la cámara SolarPro</i>	<i>3-44</i>
Figura 3.23.	<i>Geometría de los dominios estudiados</i>	<i>3-50</i>
Figura 3.24.	<i>Localización de los nodos de cálculo para cada geometría</i>	<i>3-52</i>
Figura 3.25.	<i>Curva de ajuste de los perfiles de temperatura</i>	<i>3-56</i>
Figura 3.26.	<i>Localización de los termopares K que miden la temperatura del aire que entra a la cámara de proceso.</i>	<i>3-58</i>
Figura 3.27.	<i>Obtención de la distribución de temperatura experimental a la entrada de la cámara</i>	<i>3-59</i>
Figura 3.28.	<i>Evaluación de la influencia de la gravedad en la simulación</i>	<i>3-60</i>
Figura 3.29.	<i>Geometría, mallado y dominios</i>	<i>3-63</i>
Figura 3.30.	<i>Análisis de sensibilidad sobre la influencia del dominio de aire a la entrada</i>	<i>3-64</i>
Figura 3.31.	<i>Obtención del perfil de temperatura a la salida del absorbedor.....</i>	<i>3-68</i>
Figura 3.32.	<i>Montaje del refractario en el prototipo de la cámara de proceso</i>	<i>3-70</i>
Figura 3.33.	<i>Complementos para el montaje de la cámara de proceso</i>	<i>3-71</i>
Figura 3.34.	<i>Curva de calentamiento para el hormigón refractario (Thermal Ceramics España, 2009).....</i>	<i>3-73</i>
Figura 3.35.	<i>Configuración para dos resistencias de 920 W</i>	<i>3-74</i>
Figura 3.36.	<i>Configuración para dos resistencias de 1000 W y una de 1500 W.....</i>	<i>3-75</i>
Figura 3.37.	<i>Configuración para cuatro resistencias de 1500 W.....</i>	<i>3-75</i>

Figura 3.38. Reflectómetro portátil modelo 15R de la firma Devices&Services 3-76
Figura 3.39. Presentación en pantalla del sistema y de las variables de ensayo..... 3-80

4. Resultados y discusión

Figura 4.1. Perfiles térmicos obtenidos con los cinco materiales refractarios 4-2
Figura 4.2. Perfil térmico central del fluido a lo largo de la cámara de proceso para las tres geometrías 4-4
Figura 4.3. Perfiles térmicos para las geometrías tubular y de sección cuadrada 4-5
Figura 4.4. Perfiles térmicos de la geometría tubular con lámina deflectora 4-6
Figura 4.5. Perfiles térmicos para las configuraciones con los espesores seleccionados 4-8
Figura 4.6. Evaluación del perfil de temperatura a la entrada 4-10
Figura 4.7. Distribución de la velocidad del fluido para la configuración tubular 4-11
Figura 4.8. Obtención de la distribución de temperatura experimental a la entrada de la cámara 4-13
Figura 4.9. Distribución de temperatura de la cámara de proceso partiendo de las condiciones reales de ensayo 4-14
Figura 4.10. Perfil de temperatura longitudinal de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares..... 4-18
Figura 4.11. Perfil de temperatura transversal del centro de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares..... 4-21
Figura 4.12. Comparación de las medidas experimentales obtenidas en el eje z central con los resultados de las simulaciones (se incluyen las barras de error instrumental en la medición) 4-22
Figura 4.13. Comparación de las medidas experimentales obtenidas en el eje y de la sección central con los resultados de las simulaciones 4-23
Figura 4.14. Desviación de los resultados de las simulaciones respecto de los datos experimentales..... 4-24
Figura 4.15. Perfiles de temperatura en la superficie del absorbedor en función de la posición con respecto al plano focal 4-27
Figura 4.16. Distribución de temperatura a la salida del absorbedor para el material poroso y el aire en el instante considerado como estado cuasi-estacionario..... 4-29
Figura 4.17. Distribución de temperatura del aire a la salida del absorbedor y a la entrada del prototipo de la cámara de proceso en el instante considerado como estado cuasi-estacionario para cada ensayo 4-31
Figura 4.18. Distribución de temperatura del aire en el interior de la cámara de proceso en el instante considerado como estado cuasi-estacionario para cada ensayo..... 4-32
Figura 4.19. Distribución de temperatura del aire en el interior de la cámara durante cada ensayo..... 4-32
Figura 4.20. Perfiles de temperatura durante el tiempo de ensayo para cinco casos considerados..... 4-35

Figura 4.21.	<i>Métodos para amortiguar las zonas frías del absorbedor: homogeneización con cemento de alta temperatura (izquierda) y homogeneización con ventana de cuarzo (derecha).</i>	4-37
Figura 4.22.	<i>Distribución de temperatura del absorbedor en la parte posterior y del aire a la entrada del prototipo de la cámara para la homogeneización con cemento de alta temperatura.</i>	4-37
Figura 4.23.	<i>Distribución de temperatura del absorbedor en la parte posterior y del aire a la entrada de la cámara para la homogeneización con fragmentos de ventana de cuarzo.</i>	4-38
Figura 4.24.	<i>Métodos para modificar el volumen de la cámara de proceso: cambio de posición de la lámina deflectora (arriba), adición de una nueva capa de material refractario (abajo, a la izquierda) y adición de dos estrechamientos en la parte delantera (abajo, a la derecha).</i>	4-39
Figura 4.25.	<i>Relación entre el volumen de cavidad considerado en la cámara de proceso y la temperatura de proceso alcanzada en su interior</i>	4-41
Figura 4.26.	<i>Descripción de las dimensiones de la estructura porosa: Imagen del canal de paso del aire a través del material absorbedor obtenida mediante el SEM (Scanning Electron Microscope) (izquierda) y dimensiones de la estructura porosa y determinación de la unidad mínima de repetición (rojo) (derecha)</i>	4-43
Figura 4.27.	<i>Medida de la reflectividad del material que absorbe la radiación concentrada incidente (Meyen, 2011)</i>	4-44
Figura 4.28.	<i>Distribución de temperatura obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64</i>	4-49
Figura 4.29.	<i>Distribución de velocidad obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64</i>	4-51
Figura 4.30.	<i>Perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor para los cuatro experimentos seleccionados.</i>	4-52
Figura 4.31.	<i>Desviación de los datos obtenidos de la simulación respecto de los experimentales</i>	4-52
Figura 4.32.	<i>Subdominios considerados en la simulación de la porosidad constante</i> ...	4-55
Figura 4.33.	<i>Distribución de temperatura para el dominio seleccionado</i>	4-56
Figura 4.34.	<i>Desviación de los datos obtenidos de la simulación respecto de los experimentales</i>	4-57
Figura 4.35.	<i>Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar incidente</i>	4-58
Figura 4.36.	<i>Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar</i>	4-60
Figura 4.37.	<i>Subdominios considerados en la simulación de la porosidad gradual según la profundidad del absorbedor.</i>	4-61
Figura 4.38.	<i>Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la profundidad para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar</i>	4-62
Figura 4.39.	<i>Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar</i>	4-63

Figura 4.40.	<i>Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la profundidad para un valor medio de la densidad de flujo de la radiación solar</i>	<i>4-64</i>
Figura 4.41.	<i>Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar.....</i>	<i>4-65</i>
Figura 4.42.	<i>Subdominios considerados en la simulación de la porosidad gradual según la dirección radial del absorbedor.</i>	<i>4-66</i>
Figura 4.43.	<i>Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la dirección radial.....</i>	<i>4-67</i>
Figura 4.44.	<i>Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la dirección radial</i>	<i>4-68</i>
Figura 4.45.	<i>Distribución de temperatura en la superficie del absorbedor para el estado cuasi-estacionario del test 1.</i>	<i>4-71</i>
Figura 4.46.	<i>Comparación entre los perfiles de temperatura obtenidos a partir de la imagen de IR y del obtenido de la ecuación 3.10.....</i>	<i>4-72</i>
Figura 4.47.	<i>Perfil de temperatura del aire a la salida del absorbedor y ajuste a una triple gaussiana.....</i>	<i>4-74</i>
Figura 4.48.	<i>Comparación entre los perfiles de temperatura longitudinales del centro de la cámara obtenidos con las dos configuraciones de absorbedor consideradas: porosidad constante del 64% y porosidad gradual decreciente con la profundidad.....</i>	<i>4-75</i>
Figura 4.49.	<i>Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbedor experimental y la del absorbedor con porosidad gradual decreciente para un calentamiento de 10 minutos.....</i>	<i>4-76</i>
Figura 4.50.	<i>Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbedor experimental y la del absorbedor con porosidad gradual decreciente a los 18 minutos de sufrir una atenuación del 50% en la irradiancia incidente.....</i>	<i>4-77</i>
Figura 4.51.	<i>Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbedor experimental y la del absorbedor con porosidad gradual decreciente, en el instante de estabilidad alcanzado tras sufrir una atenuación del 70% en la irradiancia incidente.</i>	<i>4-78</i>
Figura 4.52.	<i>Energía total transferida para las configuraciones de porosidad constante y gradual decreciente ante atenuaciones del 70% y 50% en la irradiancia</i>	<i>4-79</i>

Índice de tablas

1. Introducción

Tabla 1.1.	<i>Rangos de temperatura para varios procesos industriales</i>	1-39
Tabla 1.2.	<i>Residuos generados para distintas actividades industriales</i>	1-47
Tabla 1.3.	<i>Referencias de trabajos en los que se aplica la CFD a procesos solares de alta temperatura</i>	1-61

3. Materiales y métodos

Tabla 3.1.	<i>Valores experimentales de la potencia solar radiante total en función de la posición con respecto al foco y datos de precisión de la medida</i>	3-17
Tabla 3.2.	<i>Características de la función tendencia</i>	3-17
Tabla 3.3.	<i>Valores de la irradiancia pico de radiación entre las posiciones 15 y -15 cm obtenidos de la función de tendencia</i>	3-18
Tabla 3.4.	<i>Características de la función tendencia</i>	3-19
Tabla 3.5.	<i>Valores de sigma entre las posiciones 15 y -15 cm obtenidos de la función de tendencia.</i>	3-19
Tabla 3.6.	<i>Descripción de la función gaussiana</i>	3-21
Tabla 3.7.	<i>Descripción de la función gaussiana en la posición -10 cm</i>	3-22
Tabla 3.8.	<i>Datos de la densidad del aire en función de la temperatura</i>	3-29
Tabla 3.9.	<i>Características de la función tendencia de la densidad del fluido</i>	3-30
Tabla 3.10.	<i>Viscosidad dinámica en función de la temperatura</i>	3-32
Tabla 3.11.	<i>Calor específico del fluido en función de la temperatura</i>	3-33
Tabla 3.12.	<i>Características de la función tendencia del calor específico del fluido</i>	3-34
Tabla 3.13.	<i>Conductividad térmica del fluido en función de la temperatura</i>	3-35
Tabla 3.14.	<i>Características de la función tendencia de la conductividad térmica del fluido</i>	3-36
Tabla 3.15.	<i>Datos experimentales extraídos de ensayos realizados con el dispositivo inicial en el momento en el que se alcanzan las temperaturas más altas en el tratamiento</i>	3-38
Tabla 3.16.	<i>Propiedades de los materiales de aislamiento considerados</i>	3-40
Tabla 3.17.	<i>Propiedades de los refractarios estudiados</i>	3-41
Tabla 3.18.	<i>Propiedades del material de la carcasa y de la lámina deflectora</i>	3-42
Tabla 3.19.	<i>Parámetros usados en el cálculo de la irradiancia pico</i>	3-43
Tabla 3.20.	<i>Evolución de la potencia extraída en el proceso en función de la radiación solar</i>	3-45
Tabla 3.21.	<i>Configuraciones propuestas para el análisis térmico de la cámara de proceso</i>	3-47
Tabla 3.22.	<i>Evaluación del número de Reynolds para el rango de temperatura considerado</i>	3-48
Tabla 3.23.	<i>Estudio de independencia de mallas</i>	3-51
Tabla 3.24.	<i>Evaluación de la calidad de la malla mediante el equiángulo de alargamiento (Q_{EAS})</i>	3-53

Tabla 3.25.	<i>Evaluación de la calidad de la malla mediante la razón de aspecto (Q_{AR})</i>	3-54
Tabla 3.26.	<i>Estudio de independencia de mallas</i>	3-64
Tabla 3.27.	<i>Evaluación de la calidad del mallado mediante la asimetría de las celdas</i>	3-65
Tabla 3.28.	<i>Propiedades de los refractarios incluidos en la simulación del absorbedor</i>	3-66

4. Resultados y discusión

Tabla 4.1.	<i>Configuraciones propuestas para la selección del material refractario considerando una geometría tubular</i>	4-1
Tabla 4.2.	<i>Resultados de la simulación para cada material refractario considerado</i>	4-3
Tabla 4.3.	<i>Resultados de la simulación para cada configuración para los espesores considerada</i>	4-8
Tabla 4.4.	<i>Condiciones en estado cuasi-estacionario</i>	4-12
Tabla 4.5.	<i>Condiciones en estado cuasi-estacionario para los ensayos</i>	4-15
Tabla 4.6.	<i>Distribución de temperatura a la entrada de la cámara para cada ensayo</i>	4-16
Tabla 4.7.	<i>Irradiancia pico de la distribución gaussiana en función de la posición y apertura del atenuador</i>	4-26
Tabla 4.8.	<i>Potencia térmica extraíble en la cámara de proceso en función de la posición focal</i>	4-28
Tabla 4.9.	<i>Temperaturas alcanzadas en el absorbedor y en el fluido portador del calor</i> ..	4-29
Tabla 4.10.	<i>Calor transferido al fluido portador del calor</i>	4-30
Tabla 4.11.	<i>Potencia térmica retenida en el material refractario según evaluación numérica</i>	4-33
Tabla 4.12.	<i>Evaluación experimental del aislamiento de la cámara de proceso</i>	4-34
Tabla 4.13.	<i>Comparación de la potencia solar radiante proyectada por el Horno Solar sobre el absorbedor con la potencia solar radiante obtenida por la simulación</i>	4-53
Tabla 4.14.	<i>Cálculo del factor de extinción para las porosidades consideradas</i>	4-54
Tabla 4.15.	<i>Eficiencia térmica de las configuraciones propuestas para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar</i>	4-70
Tabla 4.16.	<i>Comparación de las configuraciones consideradas usando las simulaciones desarrolladas para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar</i> .	4-70
Tabla 4.17.	<i>Comparación de la energía total transferida y la pérdida en las configuraciones de porosidad constante y gradual decreciente</i>	4-80

RESUMEN

RESUMEN

La necesidad de reducir la emisión de sustancias contaminantes en procesos industriales de alto consumo energético, justifica el estudio de la energía solar térmica asociada a dichas aplicaciones, dado que, investigaciones previas, han demostrado la posibilidad de emplear la radiación solar concentrada en procesos industriales de alta temperatura.

La investigación experimental implica un coste económico y temporal para la construcción de una instalación que reproduzca las condiciones del fenómeno físico a estudiar; para evitar dichos costes, se aplica la Fluidodinámica Computacional como herramienta de análisis para los distintos aspectos que se plantean en la investigación y estudio de un proceso.

Con este fin se ha empleado en este trabajo el programa de computación fluidodinámica FLUENT, el cual ha permitido realizar la simulación y el análisis térmico de los principales componentes de un sistema receptor volumétrico instalado en un horno solar de alta temperatura: cámara en la que se va a desarrollar el proceso y el receptor o absorbedor de la radiación solar.

Se han propuesto distintas configuraciones para el diseño de la cámara de proceso, con el objetivo de seleccionar la óptima que permita alcanzar, en su cavidad interior, el rango de temperatura requerido en procesos industriales de alta temperatura (a partir de 523 K). Se han considerado, para ello, distintas geometrías (tubular, tubular de sección cuadrada con vértices semicirculares, y tubular con una lámina deflectora situada a la salida del dispositivo), diferentes materiales refractarios (Fisa-cast 190, Fisa-cast 147, Firecrete 3X, Firecrete HT y Firecrete 95) y varios espesores para los materiales refractario y de aislamiento (3 cm, 10 cm, 15 cm y 20 cm). Para el desarrollo de estas simulaciones, se han definido las propiedades del fluido caloportador y la distribución de temperatura en la entrada de la cámara, la cual se ha implementado mediante la programación de una función definida por el usuario.

Como resultado de la aplicación de la Computación Fluidodinámica, se ha obtenido un conjunto de simulaciones, procedentes de las configuraciones planteadas, que muestran los perfiles térmicos necesarios para la evaluación y selección de la configuración óptima. En el caso de la cámara de proceso, la configuración seleccionada es de geometría tubular con una lámina deflectora situada a la salida. Esta configuración

logra, en el volumen interno, la distribución de temperatura más homogénea, así como una mayor temperatura.

Durante la construcción y puesta en marcha, se ha adaptado la cámara de proceso a los requerimientos de la instalación y del sistema de adquisición de datos. De forma que se le han instalado los sensores de medida de temperatura y se ha conectado con la estructura receptora de la radiación solar. El diseño experimental del absorbedor procede de ensayos realizados con prototipos anteriores, cuya eficiencia se propone comparar con nuevos diseños simulados.

La evaluación experimental de la instalación ha permitido validar los modelos de simulación empleados y estudiar distintos aspectos, tales como la influencia de la distancia focal (-10 cm, -8 cm, -6 cm y -3 cm), efecto de la lámina deflectora sobre la temperatura de proceso alcanzada e influencia de los materiales constituyentes de la cámara de proceso. Una vez analizado el diseño seleccionado, se han realizado modificaciones para evaluar el rendimiento y homogeneidad de la configuración experimental del absorbedor, el efecto de la variación de la distribución de flujo y la temperatura de proceso alcanzada según el volumen tratado.

Para la evaluación de la configuración experimental del absorbedor (porosidad constante del 64%), se han planteado alternativas de diseño, en función de la porosidad, para mejorar su rendimiento. Se han contemplado distintas configuraciones de porosidad constante (48%, 64% y 78%) y, otras, de porosidad gradual con variación, tanto en la dirección radial como con la profundidad. Para los casos de porosidad gradual, se ha tenido en cuenta la variación creciente y decreciente. Como parámetros de simulación y condiciones de contorno, se han definido los coeficientes de extinción para cada porosidad propuesta y se ha modelizado la distribución de irradiancia incidente sobre la superficie del absorbedor, con el fin de implementar el modelo mediante la programación de funciones definidas por el usuario.

En este análisis, se ha seleccionado como configuración óptima aquella que alcanza la mayor eficiencia térmica, cuyo comportamiento dinámico ha sido comparado con el presentado por la configuración experimental. Se ha obtenido que el diseño más adecuado es aquel que considera una porosidad decreciente en función de la profundidad, partiendo desde la superficie irradiada, el cual se propone como futura mejora para posteriores desarrollos.

La metodología empleada en la realización del presente estudio ha permitido demostrar la posibilidad de alcanzar, mediante energía solar concentrada, las temperaturas requeridas en diversos procesos industriales de alta temperatura y analizar el efecto de los parámetros que influyen en la consecución de dicho objetivo.

La estructura del presente documento, consta de cinco capítulos. En el Capítulo 1, se contextualiza el desarrollo del trabajo abordado, analizando la situación energética actual y la posibilidad de aplicación de la energía solar en procesos industriales, así como la descripción de la tecnología solar de concentración existente y el empleo de la Fluidodinámica Computacional en el diseño de instalaciones solares.

El objetivo principal del presente trabajo y los objetivos parciales se incluyen en el Capítulo 2, junto con la planificación experimental diseñada para su alcance. Posteriormente, se describe, en el Capítulo 3, los materiales y métodos empleados para llevar a cabo el plan experimental; englobando la metodología seguida para desarrollar tanto el análisis numérico como la experimentación. En este capítulo se incluye la descripción de la instalación, consideraciones previas del modelo numérico, metodología seguida en las simulaciones y en los ensayos.

La discusión y exposición de los resultados se presenta en el Capítulo 4, donde se procede a analizar los datos obtenidos por las simulaciones, tanto para el diseño de la cámara de proceso como para la mejora del diseño del absorbedor, y se comparan con los resultados experimentales. Además, se evalúan los datos experimentales obtenidos a partir de las modificaciones realizadas a la instalación de ensayos, dependiendo de las variables consideradas. Las conclusiones obtenidas del presente trabajo se recogen en el Capítulo 5. Además, el Capítulo 7 contiene la nomenclatura empleada y el Capítulo 8, las referencias bibliográficas. Como complemento, se han añadido los anexos (Capítulo 9), en los que se incluyen los planos descriptivos de la instalación.

ABSTRACT

ABSTRACT

The need to reduce pollution in intensive power-consuming industrial processes has led to studies of supplying thermal energy with solar-power systems. Previous research has demonstrated the feasibility of using solar thermal power in high-temperature industrial processes by means of high-temperature solar receivers.

Experimental research requires funding and time to build a facility that can reproduce the industrial process conditions. In order to optimize resources and to avoid the assembly of several different facilities, Computational Fluid Dynamics (CFD) is used as a method to analyse the parameters which determine the evaluation of a process.

For this purpose, the CFD code FLUENT has been used in the current study. This software has allowed carrying out the simulation and thermal analysis of the main components of a volumetric-receiver system installed in a high-temperature solar furnace: the process chamber and the solar-radiation receiver or absorber.

Different configurations have been proposed for the design of the process chamber, in order to select the best configuration to reach the temperature range, required in high-temperature industrial processes (> 523 K) inside the prototype cavity. The design configurations consisted of different geometries (tubular, square geometry, and tubular with a baffle plate located at the chamber outlet), refractory materials (Fisa-cast 190, Fisa-cast 147, Firecrete 3X, Firecrete HT y Firecrete 95) and different thicknesses for these materials (3 cm, 10 cm, 15 cm y 20 cm). The properties of the heat-transfer fluid and the thermal distribution at the chamber inlet have been defined for these simulations. The inlet thermal distribution has been implemented by an user defined function.

The CFD simulations of each configuration show the thermal profiles required in the evaluation and selection of the optimal configuration. The selected configuration for the solar prototype consists of a tubular geometry with a baffle plate located at the chamber outlet. This configuration reaches the most homogeneous thermal distribution and the highest temperature inside the cavity.

During the installation and start-up, the process chamber has been adapted to the facility requirements and the data acquisition system. The measurement sensors have been located and the chamber has been connected to the solar-receiver structure. The experimental receiver design comes from tests of previous prototypes, and its thermal efficiency was compared with the new design proposed.

The experimental results allowed validating the simulation models used and the study of several different aspects, such as the influence of the focal position (-10 cm, -8 cm, -6 cm y -3 cm), the effect of the baffle plate on the process temperature reached, and the one of the constituent materials. After the analysis of the selected design, different modifications of the experimental setup were made in order to evaluate the efficiency and homogeneity of the absorber, the effect of the flux-distribution variation, and the process temperature reached according to the volume treated.

For the evaluation of the experimental absorber configuration (constant porosity of 64%), other designs have been considered, according to the porosity, in order to improve its efficiency. Different configurations of constant porosity (48%, 64% y 78%) have been regarded, and others with gradual variation of the porosity in both radial direction and depth. In the cases of gradual porosity, increasing and decreasing variations have been taken into account. As simulation parameters and boundary conditions, the extinction coefficients have been defined for each porosity, and the flux distribution on the absorber surface has been modelled, in order to implement the model by user defined functions.

In this analysis, the optimal configuration is the one which reaches the greatest thermal efficiency, whose dynamic behaviour has been compared to the experimental configuration. It was obtained, that the most appropriate design is the case of the decreasing porosity according to depth, considering the reference position of the irradiated surface. This configuration is proposed as a future improvement for subsequent developments.

The methodology used in the development of this study has led to demonstrate the possibility of reaching the temperature required by several high-temperature industrial processes, using concentrated solar energy, and to analyse the effect of the parameters which influence the achievement of that objective.

The structure of the present document consists of five chapters. In chapter 1, the work developed is contextualised, analysing the current energy situation and the possibility of using solar power in industrial processes. Existing concentrating solar technology and the application of Computational Fluid Dynamics in the solar-facility design is described.

The main objectives of this work are included in chapter 2, together with the experimental plan proposed for their achievement. Subsequently, the chapter 3 describes

the materials and methods to carry out the experimental plan, containing the methodology used in the analysis both numerical and experimental. This chapter includes the facility description, the preliminary considerations of the numerical model, and the methodology followed in the simulations and in the tests.

The discussion and exposition of the results are presented in chapter 4, in which the simulation data are analysed for both the design of the process chamber and the improvement of the absorber design, making a comparison with the experimental results. Furthermore, the experimental data obtained from the test-facility modifications are evaluated, depending on the variables considered. The main conclusions from the analysis of the previous chapters are presented in chapter 5 and, finally, the chapters of nomenclature (chapter 7), references (chapter 8) and appendix (chapter 9), in which the facility plans are contained, are included.

INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

1.1 SITUACIÓN ENERGÉTICA ACTUAL

El sistema de producción actual y el creciente consumo energético, debido en parte al crecimiento de la población mundial, está generando una alteración climática global con grandes impactos en la Naturaleza y en los sistemas socioeconómicos; lo que ha obligado a los gobiernos de todos los países del mundo a plantear actuaciones que regulen la emisión y generación de las sustancias precursoras de dichos impactos. Una de las causas del cambio climático es el denominado “efecto invernadero”, consistente en la retención del calor del Sol en la atmósfera terrestre debido a la acumulación de una capa de gases, tales como el dióxido de carbono (CO_2), óxido nitroso (N_2O) y metano (CH_4), procedentes principalmente de la combustión de combustibles fósiles y de sectores como el industrial y el agrícola (Vidal, 2011). Estas emisiones para Europa en el año 2008 significaron un 31.1% en el sector de la producción de energía, un 19.6% en el transporte, un 14.5% en hogares y servicios, un 12.4% en la fabricación y construcción, un 9.6% en la agricultura, un 8.3% en procesos industriales, un 2.8% en residuos y un 1.7% debido a emisiones por fugas (AEMA, 2010).

La temperatura media atmosférica a nivel mundial en 2009 aumentó entre 0.7 y 0.8°C desde la época preindustrial. Este calentamiento global, producido desde mediados del siglo XX, es muy probable que se haya debido a la influencia humana, según el Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático (IPCC). De hecho, las mejores estimaciones de las previsiones actuales sugieren que la temperatura media mundial podría aumentar entre 1.8 y 4.0°C a lo largo de este siglo, si las medidas mundiales para limitar las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) no tienen éxito (AEMA, 2010).

El hecho de que el mundo industrializado haya favorecido el aumento de la concentración de estos gases en un 30% desde el siglo pasado, ha promovido la creación de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático (año 1994 y actualmente en vigor), donde 186 países crean el objetivo de estabilizar las concentraciones de gases de efecto invernadero y evitar así las perturbaciones del sistema climático, y el Protocolo de Kyoto (año 2005 y actualmente en vigor), anexo del tratado anterior adoptado en 1997, en el que se establecen objetivos de reducción de emisiones

netas de estos gases para los principales países desarrollados y con economías en transición (Vidal, 2011).

La política ambiental de la Unión Europea (UE) y sus países vecinos ha aportado mejoras sustanciales al estado del medio ambiente, con una reducción de sus emisiones de gases de efecto invernadero que les sitúa en vías de cumplir sus compromisos del Protocolo de Kyoto; ya que las emisiones internas de GEI en la UE disminuyeron aproximadamente un 11% entre 1990 (año base) y 2008. Sin embargo, la reducción europea y mundial de emisiones de GEI está lejos de ser suficiente para conseguir que el aumento de la temperatura media a nivel mundial esté por debajo de 2°C a finales del presente siglo (AEMA, 2010).

Para alcanzar ese objetivo, es probable que, para el año 2050, sea necesaria una reducción global de las emisiones de alrededor del 50% en comparación con los niveles de 1990. Para la UE y otros países industrializados esto se traduce en una reducción de las emisiones de entre el 25% y el 40% para 2020 y de entre el 80% y el 95% para 2050, siempre y cuando los países en vías de desarrollo también reduzcan sus emisiones de forma sustancial en comparación con sus respectivas emisiones (AEMA, 2010).

Por otro lado, se prevé que la demanda de energía a nivel mundial aumente un 1.7% por año hasta el 2030, siendo el crecimiento anual para el carbón de un 1.4%, para el petróleo de un 1.6% y para el gas de un 2.4%. Esto aumentará las emisiones de los gases de efecto invernadero un 70% entre el 2000 y el 2030, representando unos 38 billones de toneladas de emisiones de CO₂ en el mundo procedentes del sector energético en el 2030 (Comisión de las Comunidades Europeas, 2007).

En general, la limitación a largo plazo del aumento global de la temperatura media, por debajo de 2°C, y la reducción de las emisiones globales de GEI para el año 2050 en un 50% o más, en comparación con 1990, quedan fuera de lo que puede conseguirse con la reducción progresiva de las emisiones. Además, la Agencia Internacional de la Energía (AIE) prevé que la demanda mundial de energía aumente un 40% durante los próximos 20 años, si no se implementan importantes cambios políticos. También ha advertido sobre una inminente crisis energética mundial debido al aumento de la demanda a largo plazo; por lo que es necesario realizar enormes y continuas inversiones en eficiencia energética, energías renovables y nuevas infraestructuras para lograr la transición hacia un sistema

energético eficiente en el uso de los recursos y bajo en carbono que cumpla los objetivos ambientales a largo plazo (AEMA, 2010).

En este contexto, la UE ha puesto en marcha un Programa Europeo sobre el Cambio Climático donde el VI Programa Marco incluye unas medidas encaminadas a: la reducción de las emisiones de GEI y de contaminantes, la seguridad del abastecimiento de energía, el uso intensificado de las energías renovables y la mejora de la competitividad de la industria europea. Este Programa Marco recoge la investigación de fuentes de energía renovables y su integración en el sistema energético como una actividad prioritaria con efectos a corto y medio plazo y, con efectos a medio y largo plazo, propone la investigación de conceptos nuevos y avanzados en tecnologías de las energías renovables (Vidal, 2011). En este sentido, la aplicación de la energía solar concentrada a la generación de calor en procesos industriales y de electricidad se presenta como una alternativa para la reducción de las emisiones de GEI, la preservación de los recursos naturales y la autonomía de aquellos países en los que escasean las reservas de combustibles fósiles.

1.2 EL SOL COMO RECURSO ENERGÉTICO

1.2.1 Naturaleza y concentración de la radiación solar

La naturaleza de la energía emitida por el Sol al espacio viene determinada por su estructura y características térmicas. El Sol es una esfera de composición gaseosa a muy alta temperatura, de un diámetro de $1.39 \cdot 10^6$ km, que se encuentra a una distancia de la Tierra de $1.5 \cdot 10^8$ km. Su superficie está a una temperatura de cuerpo negro efectiva de 5777 K (temperatura de un cuerpo negro que irradia la misma cantidad de energía que el Sol) y su núcleo alcanza entre $8 \cdot 10^6$ y $40 \cdot 10^6$ K. La fuente de energía del Sol procede de las reacciones de fusión generadas en el interior de la esfera solar a temperaturas de varios millones de grados; dicha energía se transfiere a su superficie y posteriormente es radiada al espacio (Duffie y Beckman, 1980).

Las características del Sol y su relación espacial respecto de la Tierra dan como resultado una intensidad casi constante de radiación solar fuera de la atmósfera de la Tierra. De esta forma, se define la *constante solar* como la energía del Sol, por unidad de tiempo, recibida sobre la unidad de área de una superficie perpendicular a la radiación extraterrestre, en una distancia media anual tierra-sol, cuyo valor es de 1353 W/m^2 con un

error estimado de $\pm 1.5\%$ (Thekaekara y Drummond, 1971). Esta definición fue aceptada por la NASA (Nacional Aeronautics and Space Administration) en el año 1971.

La radiación solar es la radiación electromagnética del sol, de la cual, el 97% pertenece a la región del espectro comprendida entre 300 y 4000 nm, conocida como radiación de longitud de onda corta. Cuando dicha radiación entra a la atmósfera, sufre una atenuación debido a que es parcialmente absorbida y difundida por varios componentes atmosféricos, tales como moléculas de aire, aerosoles, gases, nubes y cristales de hielo. Las moléculas de aire dispersan la radiación (dispersión Rayleigh), mientras que los aerosoles no sólo dispersan, sino que también absorben la radiación solar que atraviesa la atmósfera. La cantidad de radiación dispersada y absorbida depende de la composición química de las partículas y de la humedad del entorno. El vapor de agua, el ozono, el dióxido de carbono y el oxígeno son los principales gases absorbentes del espectro de radiación solar. El ozono absorbe principalmente la radiación solar correspondiente a la región del espectro solar ultravioleta (300-400 nm) y visible (400-700 nm), mientras que las bandas de absorción del vapor de agua y del dióxido de carbono se encuentran desde el infrarrojo cercano hasta la zona del espectro del rojo (700-3000 nm). Además, el oxígeno absorbe en una pequeña banda de la zona del visible (CIRA, 2004).

De este modo, se define la *radiación solar directa* como aquella recibida desde el Sol sin cambio de dirección; la *radiación solar difusa*, como la recibida desde el Sol después de que la reflexión y la difusión por la atmósfera hayan cambiado su dirección, y la *radiación global* se define como la suma de ambas (Duffie y Beckman, 1980).

La influencia de los agentes atmosféricos puede observarse en la distribución espectral de la radiación solar directa y difusa. En la Figura 1.1, se muestra el modelo espectral de radiación solar directa y difusa para una altitud solar de 60° con cielo despejado, suponiendo una capa de ozono de 0.3 cm, una cantidad de agua precipitable de 2 cm y un espesor óptico (logaritmo neperiano entre el flujo luminoso antes y después de atravesar la capa atmosférica) de 0.15 debido a los aerosoles. La curva superior representa el espectro de la radiación que llega al exterior de la atmósfera. Le sigue la irradiancia espectral directa suponiendo que no existe atenuación por parte de moléculas, gases y aerosoles. Los picos hacia abajo en el espectro de irradiancia directa están causados principalmente por la absorción del vapor de agua y del dióxido de carbono. La absorción de radiación por parte del vapor de agua barre todo el espectro a partir de unos 690 nm y

existen también bandas de absorción del dióxido de carbono presentes desde unos 1500 nm. La distribución de la irradiancia espectral difusa se representa también en la Figura 1.1 (CIRA, 2004).

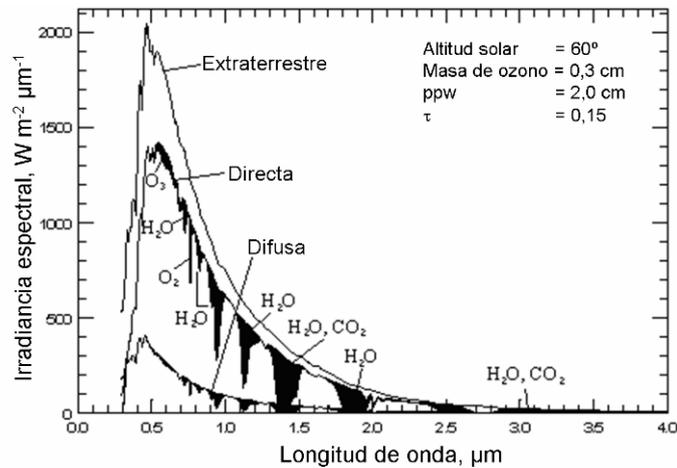


Figura 1.1. Atenuación de la radiación solar en la atmósfera

La radiación solar posee una elevada calidad termodinámica al ser el resultado de reacciones que liberan una gran cantidad de energía. En las aplicaciones solares que utilizan la potencia incidente de la radiación solar para su conversión a trabajo útil, es fundamental la medida de la calidad de esa energía incidente expresada en términos de exergía, magnitud que designa la parte de la energía que puede convertirse en trabajo mecánico en un proceso perfectamente reversible. Dicha exergía en origen es elevada, pero la utilización de la radiación solar en las condiciones del flujo energético que llega a la superficie terrestre, destruye prácticamente todo su potencial de convertirse en trabajo (Romero, 2002).

El Sol tiene la limitación de que no es una fuente luminosa puntual, sino que los rayos incidentes del Sol que iluminan la Tierra forman un ángulo sólido de 32 minutos (0.53 grados). Este ángulo sólido provoca la baja temperatura existente en la superficie terrestre, en torno a los 300 K, lo que hace necesario el uso de sistemas de desviación óptica (espejos y lentes) para superponer un cierto número de imágenes del Sol con objeto de conseguir mayores temperaturas. Estos sistemas producen la concentración óptica de la radiación solar y permiten lograr mayores irradiancias y, consecuentemente, temperaturas más elevadas.

El límite teórico de la concentración máxima de los rayos solares viene determinada por la segunda ley de la termodinámica por la que ningún dispositivo puede concentrar los rayos solares de forma que consiga una intensidad correspondiente a una temperatura

mayor a la existente en la superficie del Sol. La irradiancia solar incidente sobre la Tierra (G_T) se define como la irradiancia existente en la superficie del Sol (G_S) multiplicada por la relación entre la superficie solar ($4\pi R_S^2$) y la superficie de la esfera definida por la órbita terrestre ($4\pi D^2$).

$$G_T = G_S \cdot \frac{4\pi R_S^2}{4\pi D^2}, W / m^2 \quad (1.1)$$

Por lo que la irradiancia solar es mayor que en la Tierra en un factor $(D/R_S)^2$ que equivale a $1/\text{sen}^2\theta$, donde θ es el semiángulo sólido con que inciden los rayos solares en la Tierra (0,267 grados). Sustituyendo el valor del semiángulo en la expresión trigonométrica, se obtiene un valor de concentración máxima de 46000 (Winston, 1991).

$$\left(\frac{D}{R_S} \right)^2 = \frac{1}{\text{sen}^2\theta} = 46000 \quad (1.2)$$

Por otro lado, la concentración de la radiación solar rechaza incidentalmente la radiación solar difusa que no tiene una dirección preferente, lo cual, unido a otros factores como las imperfecciones de cualquier dispositivo concentrador, plantea unos límites prácticos a los máximos teóricos alcanzables (Romero, 2002).

1.2.2 Distribución del recurso solar

La tasa de energía solar incidente sobre una superficie depende en cada instante del ángulo que forman la normal a la superficie en el punto considerado y la dirección de incidencia de los rayos solares. Sin embargo, si se tiene en cuenta cada punto de la Tierra localmente, la inclinación de una superficie cualquiera, respecto de dichos rayos, depende de la posición de dicha superficie (horizontal, vertical, inclinada...), de la latitud y de la hora del día para una cierta localización en longitud. Dicha inclinación puede definirse a través del ángulo que forman el vector normal a la superficie en dicho punto y el vector paralelo a la dirección de incidencia de la radiación solar.

Tal y como se ha indicado en el apartado 1.2.1, no toda la irradiancia que llega al exterior de la atmósfera terrestre es la que finalmente alcanza el suelo, debido a la existencia de fenómenos tales como la reflexión, la absorción o la difusión. Así por ejemplo, la difusión debida al polvo y a la contaminación del aire depende en gran medida del lugar considerado, siendo mayor en los lugares industriales y en las ciudades.

Los efectos meteorológicos locales como nubosidad, lluvia o nieve, también afectan a la irradiancia que puede ser aprovechada en un lugar determinado. En un plano horizontal, un día claro al mediodía, la irradiancia alcanza un valor máximo de unos 1000 W/m^2 . Este valor depende del lugar, y sobre todo, de la nubosidad. Si se suma toda la radiación solar que incide sobre una zona determinada en un periodo de tiempo definido (hora, día, mes...) se obtiene la energía o irradiancia solar en kWh/m^2 o MJ/m^2 (AIDA, 2007).

En Europa existe mucha diferencia entre los niveles de radiación solar según la estación del año, dándose valores extremos en verano e invierno. Los países que disponen de un mayor recurso solar son principalmente España, Portugal, Italia y Grecia (Figura 1.2). Por otro lado, en España también existen diferencias regionales claras de irradiancia global media anual, teniendo la zona sur los mayores valores.

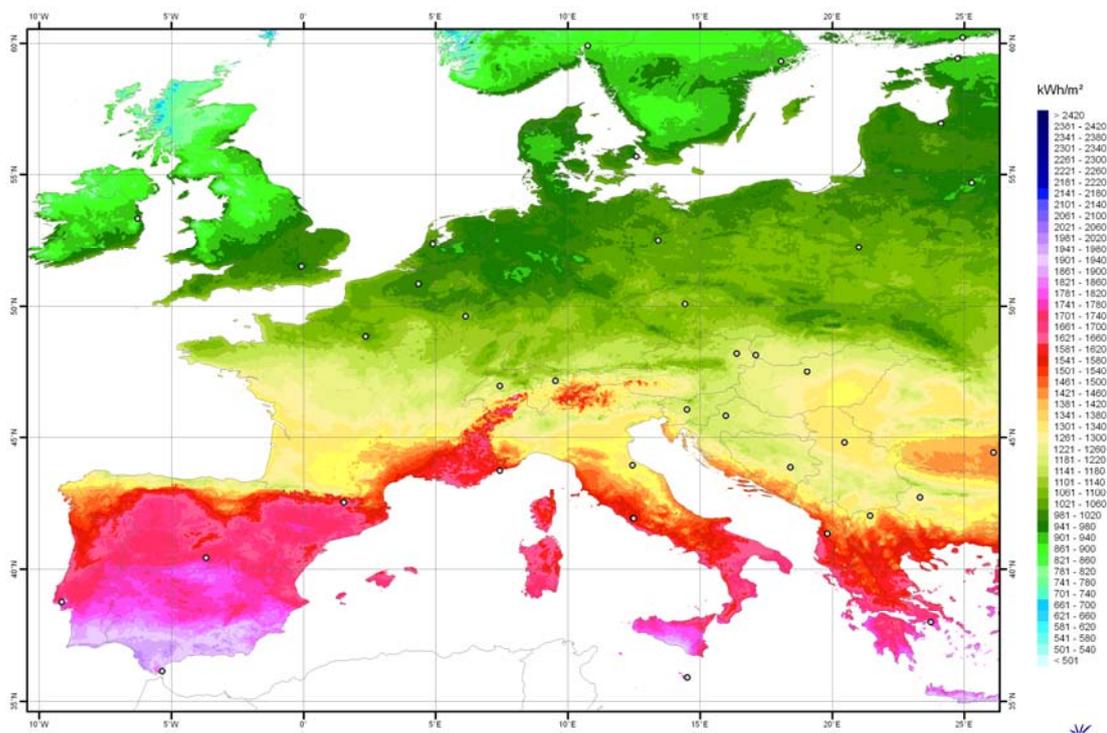


Figura 1.2. Radiación global media anual a nivel europeo (kWh/m^2) (Meteonorm, 2011)

Dado que los sistemas de concentración solar no captan la radiación difusa, para evaluar el recurso solar de un área en la que se va a emplazar un sistema termosolar de concentración se debe tener en cuenta la distribución de la radiación normal directa (DNI). Por tanto, si se analiza su distribución a nivel mundial (Figura 1.3) se observa que España, por su privilegiada situación y climatología, se ve particularmente favorecida respecto al resto de los países de Europa, ya que sobre cada metro cuadrado de su suelo

inciden al año una media de 1500 kWh (AIDA, 2007), cifra similar a la de muchas regiones de América Central y América del Sur.

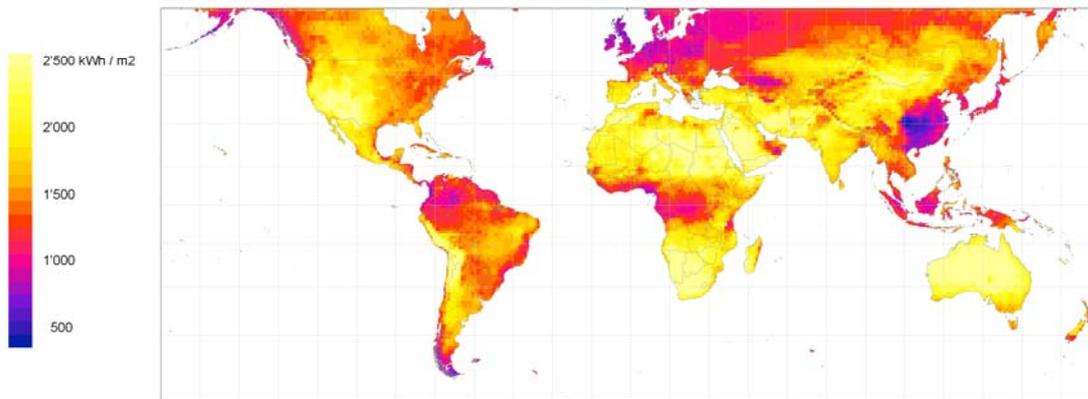


Figura 1.3. Radiación normal directa anual a nivel mundial (kWh/m²) (Meteonorm, 2008)

En general, los emplazamientos adecuados para tecnologías de concentración requieren una irradiación solar directa por encima de los 1800 kWh/m² anual, siendo la situación ideal aquella que alcanza anualmente valores de hasta 2800-3000 kWh/m² (Téllez, 2011). Concretamente, en España se alcanza un mínimo de 1400 kWh por metro cuadrado en la zona nórdica del país, llegando a un máximo de 2200 kWh por metro cuadrado en zonas como Extremadura, Andalucía, Canarias y parte de Castilla la Mancha (Figura 1.4).

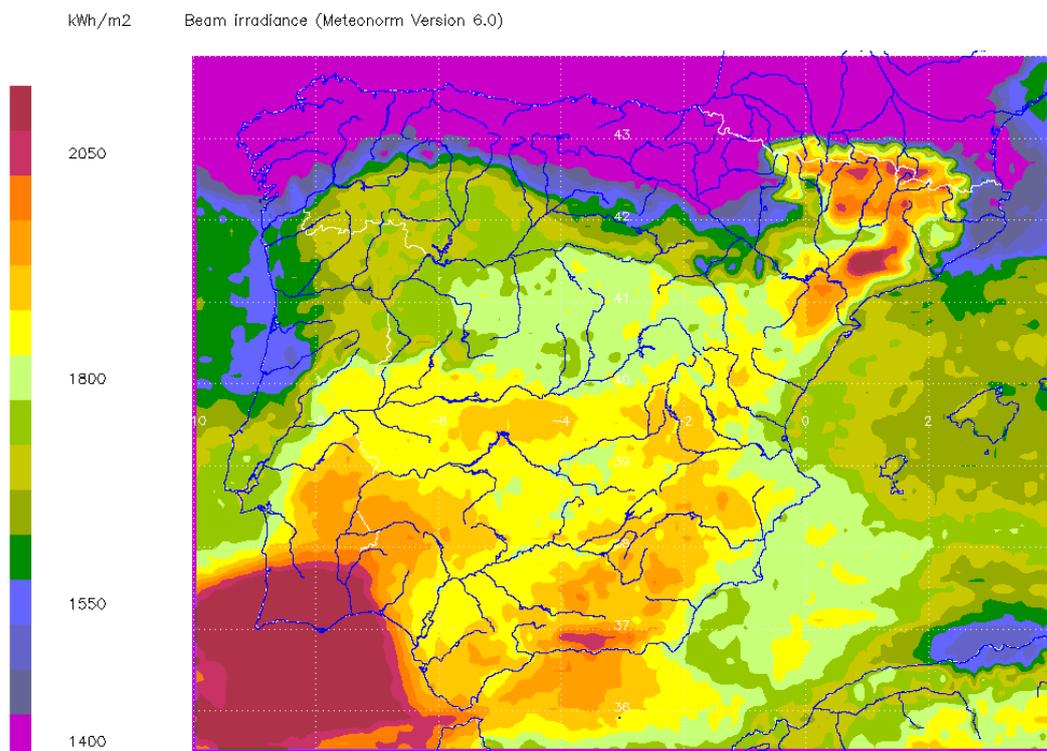


Figura 1.4. Radiación normal directa anual en España (kWh/m²) (Meteonorm, 2008)

Además, España presenta la ventaja de que la radiación solar se distribuye de una manera bastante homogénea dentro del territorio, exceptuando Galicia y la cornisa cantábrica, esto supone que se pueda distribuir la potencia en función de las necesidades de consumo e instalar las plantas solares en torno a éstas en lugar de adecuar dicha distribución a las características geográficas, tal y como ocurre en otros países.

Al ser útil únicamente la componente directa de la radiación solar en los sistemas de concentración, éstos suelen requerir dispositivos de seguimiento del movimiento solar, lo que permite modificar el valor total anual del recurso captado. Esta energía puede ser aprovechada bien directamente, o bien ser convertida en otras formas útiles como, por ejemplo, en electricidad o en calor.

1.3 ENERGÍA SOLAR CONCENTRADA

1.3.1 Sistemas de concentración solar

El Sol suministra el 99.97% del calor que se utiliza para todos los procesos naturales en la superficie terrestre. Las otras fuentes son la energía geotérmica, proveniente de la desintegración nuclear que se produce en el interior de la Tierra, y la luz de las estrellas que llega del espacio. Ambas son muy poco significativas en comparación con el calor del Sol, siendo esencialmente solar la energía que utiliza el hombre; puesto que el carbón, el petróleo y el gas natural contienen energía solar almacenada en tejidos vegetales debido a la fotosíntesis. Estos combustibles se queman a una tasa mundial menor de 10^{13} W, proporción pequeña en comparación con la potencia solar radiante que recibe la Tierra ($1.74 \cdot 10^{17}$ W) (Henry y Heinke, 1999).

La energía media anual recibida del Sol es de $5.5 \cdot 10^{24}$ J o $1.5 \cdot 10^{18}$ kWh y corresponde a 10000 veces el consumo mundial de energía durante ese período. Este hecho indica que la radiación solar constituye una inagotable fuente energética con un enorme potencial de utilización por medio de sistemas de captación y mediante la conversión en otras formas de energía a través de distintas tecnologías solares, tales como fotovoltaica, captadores solares térmicos y sistemas de concentración solar (SCS).

Los SCS utilizan lentes o espejos y dispositivos de seguimiento solar para concentrar la radiación solar que incide en una gran superficie sobre un receptor de menor área situado en la zona focal. Como resultado de dicha concentración, se obtienen altos flujos solares y/o altas temperaturas que generan altas eficiencias termodinámicas de

conversión en trabajo. Esta tecnología se puede emplear principalmente en tres grupos de aplicaciones (Téllez, 2011):

- ◇ Energéticas mediante la conversión foto-térmica, o fotovoltaica para la obtención de electricidad a partir de la conversión directa de la radiación solar.
- ◇ Químicas con objeto de producir la solarización de reacciones químicas endotérmicas que permitan la conversión de energía radiante en energía química.
- ◇ Aplicaciones de laboratorio que abarcan procesos que requieran muy altas intensidades energéticas o flujos radiativos en tiempos muy cortos, tales como el tratamiento o la síntesis de materiales.

Concretamente, la conversión foto-térmica de la energía solar puede aprovecharse para generar electricidad (tecnología termosolar) o calor de proceso. La *tecnología termosolar* consiste en el empleo de la radiación solar incidente sobre la superficie terrestre para alimentar térmicamente un ciclo termodinámico mediante el calentamiento de un fluido, bien directamente o a través de un fluido intermedio calentado mediante radiación solar concentrada. Tras la etapa compuesta por los equipos propiamente solares (concentrador óptico y receptor solar), continúa la fase de conversión mecánica del calor y, posteriormente, la generación eléctrica en un alternador a partir de un movimiento mecánico rotativo (Romero, 2002).

Un modelo simplificado de un sistema termosolar de concentración (Figura 1.5) está formado por un concentrador óptico, un receptor solar (recibe la radiación) y una máquina o motor térmico. El rendimiento del sistema viene definido por el balance de pérdidas radiativas y convectivas en el receptor solar, por el factor de concentración y la potencia radiante. Luego, para cada concentración existirá una temperatura óptima en el receptor y, a su vez, la temperatura óptima aumentará con la concentración (Romero, 2002).

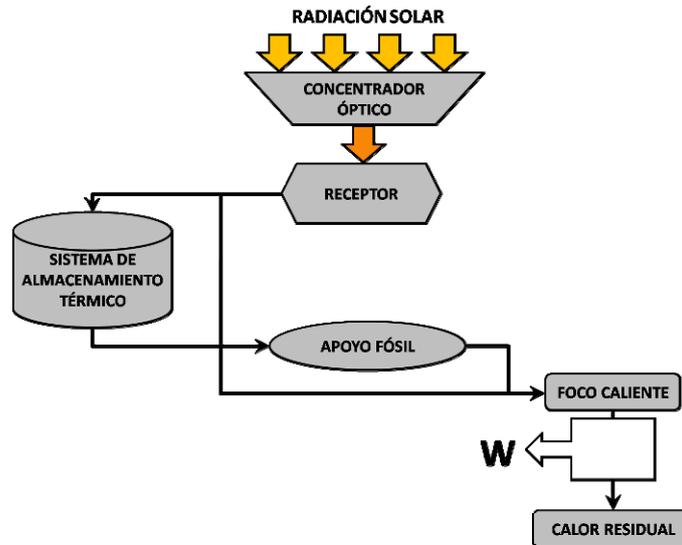


Figura 1.5. Esquema general de un sistema termosolar de concentración

Otra forma de aprovechar la energía solar térmica es generando *calor de proceso* para aplicaciones industriales. En este caso, el sistema de concentración no posee bloque de potencia (lugar donde la energía térmica es transformada en electricidad mediante un ciclo termodinámico), sino que está constituido básicamente por el concentrador, dotado de dispositivos de seguimiento solar, y de un receptor situado en la zona focal del concentrador en el que se transforma la radiación solar concentrada en calor, bien directamente o bien a través de un fluido portador de calor.

El elemento que caracteriza a este tipo de tecnologías es el concentrador y su relación óptica con el receptor, siendo el concentrador, en su mayoría, reflectores de forma parabólica continuos o facetados. El principio óptico de la parábola consiste en que todos los rayos que inciden paralelos a su eje son reflejados a un punto denominado foco. Estos reflectores requieren un mecanismo de seguimiento solar que puede ser en uno (Norte/Sur o Este/Oeste) o en dos ejes. Dependiendo de la necesidad de seguimiento existen dos tipos de sistemas (Téllez, 2011):

- ◇ Sistemas con seguimiento solar continuo en uno o dos ejes y concentración de la energía solar en un eje, donde normalmente la concentración se realiza en una línea focal. Con estos sistemas se logra una concentración media (con temperaturas del orden de 523-723 K) (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006).
- ◇ Sistemas con seguimiento en dos ejes y foco puntual, de alta concentración (alcanzan temperaturas mayores de 723 K) (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006).

La combinación de diferentes concentradores y receptores hace posible la generación de distintos tipos de instalaciones o SCS, tales como concentradores cilindroparábolicos, Fresnel lineal, sistemas de torre o receptor central, discos parabólicos y hornos solares.

1.3.1.1 Concentradores cilindroparábolicos

Un captador solar cilindroparábólico está compuesto por un canal cuya sección transversal tiene forma de parábola. Esta geometría permite que la radiación solar que incide paralela al eje focal de la parábola se concentre en el foco de la misma, el cual se extiende como una línea focal a lo largo de todo el canal. Normalmente los canales están diseñados para seguir el Sol en un eje, predominantemente Norte-Sur. Sobre la línea focal se coloca un tubo receptor que contiene un fluido de transferencia térmica el cual se calienta cuando el tubo absorbe la radiación solar (Figura 1.6). Este fluido se calienta mediante los rayos solares concentrados y se bombea por una serie de intercambiadores térmicos para producir un vapor sobrecalentado (Téllez, 2011; Richter, Teske y Short, 2009).

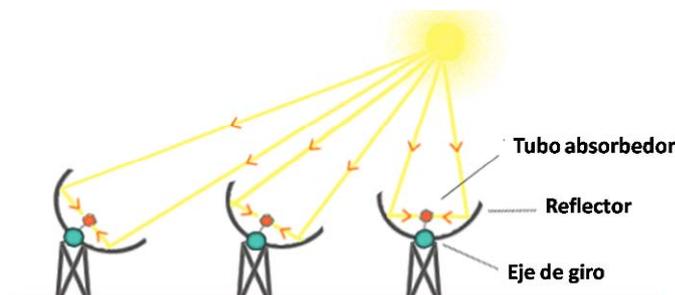


Figura 1.6. Esquema general de un concentrador cilindroparábólico

Estos sistemas suelen trabajar por encima de los 373 K, y pueden acoplarse a un ciclo Rankine de agua-vapor para producir electricidad. El sistema en su conjunto consta de tres componentes: sistema de concentración, generador de vapor y sistema de potencia.

Los rayos solares se concentran unas 70–100 veces en los tubos absorbedores de estos sistemas, donde se logran temperaturas operativas que oscilan entre 623 y 823 K. El fluido de transferencia térmica es bombeado a través del tubo absorbedor y transfiere la energía térmica a un ciclo convencional de turbina de vapor. Dicho fluido es, en la mayoría de las plantas, aceite térmico sintético, el cual se utiliza para producir vapor ligeramente sobrecalentado a alta presión, que pasa a una turbina de vapor conectada a un generador para producir electricidad (Téllez, 2011).

La eficiencia de la conversión del ciclo de turbina, está limitada por la temperatura máxima que puede alcanzar el aceite térmico (673 K); por lo que, tanto investigadores como industria están desarrollando nuevos fluidos avanzados. Ejemplos de ello son el uso de sales fundidas como fluidos de transferencia térmica y la generación directa de vapor en los tubos absorbedores. Con el uso directo de vapor se evita la necesidad de un fluido intermedio de transferencia térmica. Actualmente existen ya pequeñas plantas prototipo de 5 MW_e con ambos conceptos.

Los captadores cilindroparábolicos son la tecnología de energía solar térmica de concentración más madura, cuyo rendimiento ha sido probado en distintas instalaciones construidas en diversos puntos de la geografía mundial. Los primeros sistemas se instalaron en el año 1912 cerca de El Cairo (Egipto) con objeto de generar vapor para una bomba que suministraba agua para riego agrícola. En aquel momento esta planta era competitiva con respecto a instalaciones de carbón en regiones donde éste resultaba caro.

En los años 80 se desarrollaron en el sur de California nueve centrales termosolares y se conectaron a la red, con lo que se instalaron unos dos millones de metros cuadrados de espejos. Posteriormente, tras un freno industrial, se consiguió retomar la construcción comercial de centrales de cilindroparábolicos con el proyecto de 64 MW denominado “Nevada One”, propiedad de Acciona, cuya producción se ha definido en 130 GWh de electricidad (GWh_e) al año. Actualmente, el mayor complejo comercial que opera en el mundo se encuentra en el desierto de Mohave en Kramer Junction (California, USA). Y está constituido por nueve plantas de cilindroparábolicos, con una potencia total instalada de 354 MW_e (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

En España, a principios del año 2012, se encontraban en operación varias plantas, la mayoría de ellas de 50 MW_e de potencia nominal: “Andasol-1” en Aldeire (Granada), “Andasol-2” y “Andasol-3” en Aldeire y La Calahorra (Granada), “Ibersol” en Puertollano (Ciudad Real), “La Risca” en Alvarado (Badajoz), “Extresol-1” y 2 en Torre de Miguel Sesmero (Badajoz), “Solnova-1”, 3 y 4 en Sanlúcar la Mayor (Sevilla), “La Florida” en Badajoz, “Majadas” en Majadas de Tiétar (Cáceres), “La Dehesa” en La Garrovilla (Badajoz), “Palma del Río I” y II en Palma del Río (Córdoba), “Manchasol-1” y 2 en Alcázar de San Juan (Ciudad Real), “Lebrija 1” en Lebrija (Sevilla), “Helioenergy 1” en Écija (Sevilla), “Valle 1” y 2 en San José del Valle (Cádiz) y “Solarcor 1” en El Carpio (Córdoba). Además, se encontraban en construcción 22 plantas, una de ellas de

22,3 MW y, las demás, de 50 MW de capacidad. En proyecto había 10 plantas, y 10 más con almacenamiento de energía térmica (<http://www.protermosolar.com>).

Los sistemas cilindroparábolicos son idóneos para una operación híbrida, denominada Ciclo Combinado Solar Integrado donde se alimenta vapor generado por el Sol en una central eléctrica de ciclo combinado, que utiliza también vapor generado con gas natural. A principios del año 2012, se encontraban ya en operación tres plantas de este tipo en Argelia, Egipto y Marruecos (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

En todo el mundo, a principios del 2012, se encontraban en operación centrales termosolares de captadores cilindroparábolicos, de entre 14 y 80 MW, proporcionando una potencia eléctrica total de más de 1500 MW_e. Sin embargo, la electricidad obtenida de esta manera resulta poco competitiva frente a las centrales eléctricas convencionales; por lo que es necesario usar estrategias políticas (en forma de primas o incentivos fiscales) para crear un mercado que pueda abaratar el alto coste inicial de la instalación.

1.3.1.2 Fresnel lineal

Los concentradores lineales de Fresnel representan una aproximación de un canal cilindroparábólico mediante una división de un perfil parabólico, cuyos segmentos resultantes son colocados en una superficie plana. Este conjunto de reflectores casi planos concentran la radiación solar en receptores lineales invertidos elevados (Figura 1.7), de forma que la zona focal del concentrador se mantenga fija y que los delgados segmentos del concentrador sean los que redireccionan la radiación solar hacia la zona focal del sistema. El agua que fluye por los tubos receptores se convierte, de este modo, en vapor.

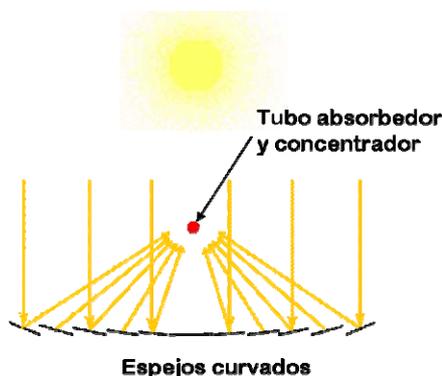


Figura 1.7. Esquema general de un fresnel lineal

Este sistema es de concentración lineal, similar a un cilindroparábólico, con la ventaja de su bajo coste en motores y sistema mecánico, soporte estructural y reflectores,

juntas fijas del circuito por el que circula el fluido, empleo de un receptor separado del sistema de reflectores y grandes longitudes focales que permiten utilizar espejos casi planos, lo que abarata aún más su fabricación. El diseño estructural es más económico, debido a que, al estar a nivel del suelo, se aprovecha más la superficie de construcción colocando un espejo muy cerca del otro, sin que exista sombreados entre ellos. Esta tecnología tiene un rendimiento óptico y térmico menor que los captadores cilindroparábolicos, pero está prácticamente compensado por una menor inversión y un coste menor en operación y mantenimiento. Por ello, estos sistemas de concentración se contemplan como una alternativa potencial de menor coste a la de captadores cilindroparábolicos para la producción de calor de proceso solar. Además, el sistema Fresnel ofrece también una superficie inferior en semisombra, algo especialmente útil en climas desérticos, pudiendo proteger del Sol cosechas, pastos y cuencas acuíferas para evitar una evaporación excesiva y proteger frente al frío de la noche, característico de este tipo de climas (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

Estos concentradores están siendo desarrollados principalmente por la empresa francesa AREVA (que adquirió la tecnología de la empresa AUSRA, anteriormente llamada “Solar Heat and Power”). El primer prototipo comercial de este tipo de sistema fue construido en 2003, acoplado a una central térmica de carbón, situada en el este de Australia, que producía vapor directamente para la central térmica. Esa planta dobló posteriormente su tamaño. AREVA tiene una planta de 5MW_e operando en Kimberlina (EEUU) y un proyecto de 177 MW_e en Estados Unidos, cuyos espejos se producen en una fábrica de Nevada con un sistema de soldado y montaje automático (Richter, Teske y Short, 2009).

En España, la planta “Puerto Errado-1” entró en operación en 2009, localizada en Calasparra (Murcia), con una capacidad de 1,4 MW. Otra planta comercial, de 10 MW_e, se está desarrollando en Gotarrendura, por la empresa alemana “Solar Power Group”. El diseño de esta última, se realizó en base al trabajo desarrollado con el prototipo Solarmundo, que fue probado exitosamente en Lieja, Bélgica (Richter, Teske y Short, 2009; <http://www.protermosolar.com>). A mediados del año 2012, la mayor planta de esta tecnología en funcionamiento, a nivel mundial, era la planta “Puerto Errado-2”, de 30 MW_e y situada, junto a “Puerto Errado-1”, en el municipio murciano de Calasparra.

1.3.1.3 Sistemas de torre o receptor central

Los sistemas de torre central, conocidos en inglés con las siglas CRS (Central Receiver System), están constituidos por un campo de helióstatos (grandes espejos con sistemas de seguimiento solar individual en dos ejes) distribuidos circularmente, que reflejan la radiación solar sobre un receptor situado en la región focal del campo de helióstatos. El receptor se sitúa sobre una torre, a una altura suficiente para evitar sombreadamientos entre helióstatos cercanos (Figura 1.8). La radiación solar es concentrada de 600 a 1000 veces en el receptor central montado sobre la torre, lo que permite operar a temperaturas entre los 523 K y 1273 K. Desde sus inicios, estos sistemas fueron concebidos para la generación de alta potencia.

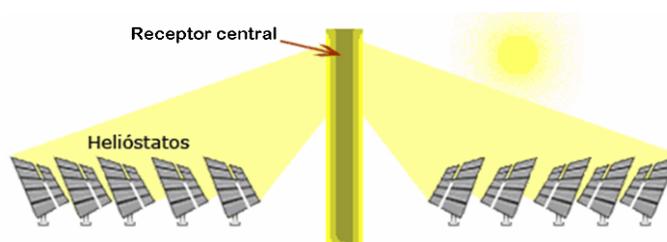


Figura 1.8. Esquema general de un receptor central

En el receptor central, un medio de transferencia térmica absorbe la radiación altamente concentrada, reflejada por los helióstatos, y la convierte en energía térmica, la cual se utiliza para generar el vapor sobrecalentado que acciona una turbina convencional. Hasta la fecha, los fluidos de transferencia térmica que se han desarrollado incluyen agua/vapor, sales fundidas y aire. Si se utiliza aire o gas a presión a temperaturas muy elevadas (alrededor de unos 1273 K o más) como medio de transferencia térmica, puede también emplearse para sustituir directamente al gas natural en una turbina de gas, llegando a obtener un 60% de eficiencia en los ciclos combinados modernos de gas y vapor.

En más de 15 años de experimentación en todo el mundo, las plantas de torre han probado su viabilidad, desde el punto de vista técnico, en proyectos que emplean diferentes medios de transferencia térmica (vapor, aire y sales fundidas) en el ciclo térmico y con diferentes diseños de helióstatos. Las altas temperaturas posibles en las torres solares pueden aplicarse, no sólo para accionar los ciclos de vapor, sino para las turbinas de gas y los sistemas de ciclo combinado. Estos sistemas pueden lograr hasta el 35% de eficiencia pico y el 25% de eficiencia eléctrica solar anual cuando acompañan a una central térmica de ciclo combinado.

Las primeras plantas experimentales se terminaron de construir a principios de los años ochenta en España (CRS), en Italia (Aurelios) y en Japón (Sunshine). Las potencias de estas plantas eran de 0.5, 0.75 y 1 MWe, respectivamente. La planta “Sunshine” operó durante 3 años, mostrando la viabilidad de la tecnología. En Estados Unidos se construyó “Solar-One” de 10 MWe que operó de 1982 a 1988 y, hacia 1985, se construyeron CESA-1 en Tabernas (España) y C3C-5 en Crimea (Rusia) (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

A partir de 1996, en Estados Unidos, se construyó y se puso en operación “Solar Two” (California), que funcionó de 1997 a 1999. Esta planta se construyó a partir de “Solar One”, pero el fluido de trabajo se cambió de agua/vapor a sales fundidas, el cual actuaba también como medio de almacenamiento térmico para funcionamiento nocturno. Otros proyectos fueron “SOLGATE”, que calentaba aire a presión, y el proyecto “GAST”, en España, que utilizaba paneles metálicos y cerámicos. El concepto de un receptor volumétrico fue desarrollado en los años 90 dentro del proyecto “PHOEBUS”, cuyo receptor alcanzaba una temperatura de 1073 K y se empleó para operar un ciclo de vapor de 1 MWe (Téllez, 2011; Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Téllez y Denk, 2011).

Por otro lado, el abaratamiento de los sistemas de control y equipo de cálculo ha permitido experimentar con plantas de menor capacidad. En Australia, se experimenta con sistemas de receptor central, donde la torre central tiene 25 metros y el tamaño de los helióstatos es de 5 a 10 m², a diferencia de los sistemas convencionales, en los que la torre tiene una altura superior a 50 m y los helióstatos pueden ser de 60 a 150 m².

Con la tecnología probada existen actualmente algunos proyectos operativos en España, especialmente en la Plataforma Solar de Sanlúcar (Sevilla), con la torre solar PS-10 de 11 MW y la PS-20 con una potencia de 20 MW. La planta solar PS-10 entró en operación en el año 2007 y fue construida por la compañía Abengoa con la participación de la Unión Europea. La planta cuenta con una torre de 100 m de altura y 624 helióstatos, con un área reflectiva de 120 m² cada uno. El fluido de trabajo que utiliza es vapor saturado y trabaja a una temperatura de 523 K. Adicionalmente, la central termosolar de torre “Gemasolar” de 19.9 MWe entró en operación en mayo del 2011 y está localizada en Fuentes de Andalucía (Sevilla) (<http://www.protermsolar.com>).

1.3.1.4 Discos parabólicos

El sistema de disco parabólico es una unidad individual, diseñada con espejos parabólicos de revolución, que concentran los rayos solares en un receptor situado en el punto focal del disco (Figura 1.9). La radiación de los rayos concentrados se absorbe en el receptor para calentar un fluido a unos 1023 K, el cual se utiliza para producir electricidad en un generador, montado en el punto focal del reflector. La unidad generadora suele incorporar un motor Stirling de combustión externa (de ahí el nombre de “Disco-Stirling”) o una turbina de gas de pequeño tamaño (Téllez, 2011; Richter, Teske y Short, 2009).

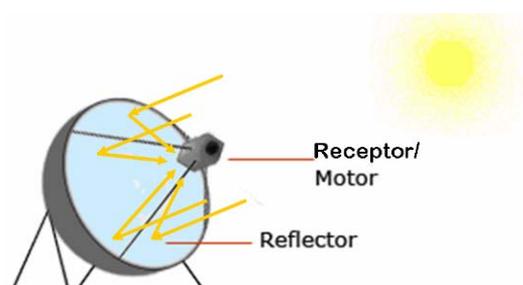


Figura 1.9. Esquema general de un disco parabólico

Los discos-Stirling, por su tamaño, independencia y modularidad, pueden suministrar energía descentralizada a instalaciones remotas e independientes para regiones donde la densidad de población es baja y dispersa, para las que llevar electricidad con sistemas convencionales resulta poco rentable. Al igual que todos los sistemas de concentración, puede alimentarse adicionalmente con combustible fósil o biomasa, con lo que ofrece un abastecimiento continuo de energía (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

Durante los últimos 10 años han estado operativos con éxito varios prototipos de disco/motor con una capacidad de 10 kW (diseño de “Schlaich, Bergermann & Partner”), 25 kW (SAIC) y hasta el “Gran Disco” (Big-Dish) de más de 100 kW de la Universidad Nacional de Australia. En el proyecto europeo “EURO-DISH”, se desarrolló un disco con motor Stirling de 10 kW muy económico para la generación de electricidad descentralizada; proyecto desarrollado por un consorcio europeo con socios de los sectores de la industria e investigación (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Richter, Teske y Short, 2009).

La tecnología promocionada por “Stirling Energy Systems” (SES), denominada “Solarcatcher”, consistía en un sistema de 25 kW formado por una estructura de disco de

11.58 m de diámetro, que soporta espejos curvados de vidrio formados por 82 facetas, cada uno con un área de 0.91x1.22 m. El generador es un motor Stirling recíproco de 4 cilindros que genera hasta 25 kW de electricidad por sistema. En 2008, la compañía SES afirmó haber alcanzado un récord en conversión de energía solar a la red de un 31.25% neto de eficiencia en Nuevo México.

La tecnología “Big-Dish” australiana ha sido comercializada por la compañía “Wizard Power” y cuenta con una superficie de 500 m² y una capacidad de 150 kW, diseñada para operar con un generador de vapor de 50 kW_e o para emplearse en la cogeneración mediante la producción de vapor solar. El modelo comercializado utiliza un sistema de almacenamiento de energía solar a base de amoníaco, para crear un proceso termoquímico capaz de almacenar energía solar concentrada hasta que se demande electricidad; con lo cual, la energía es capaz de generarse en continuo a carga base o a carga punta (según demanda) ante condiciones meteorológicas adversas y durante la noche.

Los sistemas de discos parabólicos son modulares y capaces de crear enormes conjuntos. La compañía americana SES firmó un contrato de compraventa de energía para un conjunto de discos solares en California (EEUU) para el que se necesitarían más de 20000 unidades; pero, aunque esta propuesta fue presentada a mediados de los 90 del siglo pasado, SES y su socio, Tessera Solar, no fueron capaces de llevar a buen término dicho contrato, debido a la desaparición comercial de estas empresas. Se trataba de los proyectos “SES Solar One” y “SES Solar Two”. Para ello, se planteó el uso de los sistemas “McDonnell Douglas”, propiedad de la compañía SES, con una capacidad de 25 kW. La planta “SES Solar One”, contemplaba la instalación de 34000 sistemas, en dos etapas, para una capacidad de generación de 850 MW. Este proyecto estaría ubicado en San Bernardino County, en una zona sin desarrollo del desierto de Mojave (California). El proyecto “SES Solar Two”, se ubicaría en Imperial Valley (California), cuya planta contaría entre 12.000 y 36.000 sistemas. En España, la compañía INFINIA construyó en el año 2010 una planta de discos Stirling con unidades de 3 kW_e de potencia unitaria. No obstante, problemas en su funcionamiento provocaron su puesta en fuera de servicio, antes de poder completar su evaluación. Esta planta se ubicó en Casa de los Pinos (Cuenca) (<http://www.protermosolar.com>). A mediados del año 2012, no existía en el mundo ninguna central termosolar en funcionamiento con discos Stirling.

Actualmente, la investigación sobre estos sistemas se ha orientado al desarrollo de micro-turbinas de gas, en lugar de la opción del motor Stirling. Estas pequeñas turbinas se han desarrollado a partir de una tecnología madura y de mayor fiabilidad que la asociada a los motores Stirling. La eficiencia pico de conversión calor-electricidad es de, aproximadamente, el 30%, algo menor que la de los motores Stirling. También se está trabajando en la reducción de costes asociados a la eficiencia óptica del concentrador y de los sistemas de seguimiento.

1.3.1.5 Hornos solares

El desarrollo de las tecnologías de concentración requiere de ambientes de laboratorio adecuados para la realización de experimentación y pruebas de dispositivos. Sin embargo, los sistemas de concentración, generalmente, requieren del seguimiento continuo del Sol, lo que representa un problema para la realización de pruebas e instrumentación de los experimentos.

El horno solar es un sistema óptico que concentra la radiación solar en un área reducida donde se puede alcanzar muy altas temperaturas y flujos de radiación solar muy elevados, en comparación con los SCS anteriormente descritos. Este sistema logra los máximos niveles de concentración alcanzables en instalaciones solares de este tipo (del orden de decenas de miles), muy por encima de los conseguidos en cualquier otro sistema de concentración solar.

Las principales ventajas de los hornos solares son (Rodríguez, 2011):

- ◇ Alto flujo radiante, pudiéndose alcanzar temperaturas de cuerpo negro de 3500 K.
- ◇ Calentamiento sin contaminación, frente a otros equipos de alta temperatura como los hornos de inducción y arco o la antorcha de plasma que, ante aplicaciones de tratamiento de materiales, producen con relativa facilidad la contaminación de la muestras.
- ◇ Sistemas comparativamente simples, puesto que suelen ser instalaciones pequeñas (con una producción térmica menor a 100 kW) de gran facilidad de acceso, lo que permite realizar distintos tipos de experimentos, con modificaciones sencillas en el área de ensayos; característica que los hace ser una herramienta muy versátil.
- ◇ Permiten la observación continua de las muestras, lo que ayuda a tener un control preciso del desarrollo del ensayo.

Estos sistemas se pueden considerar como fuentes naturales de radiación solar concentrada que proporcionan una atmósfera y espacio de trabajo adecuados, en donde la radiación de energía para el calentamiento puede ser controlada con precisión y modificada con rapidez, convirtiéndose en un instrumento de investigación científica que permite la aplicación de la energía solar a procesos de alta temperatura. De esta forma, se pueden llevar a cabo ensayos de materiales y experimentos de química solar a escala de laboratorio y realizar ensayos preliminares a pequeña escala que ayuden a generar el escalado del proceso a nivel industrial.

Los hornos solares se pueden clasificar según su funcionamiento en (Rodríguez, 2011):

- ◇ *Hornos de incidencia directa*, en los que el concentrador hace el seguimiento solar y pueden ser de lente simple (Figura 1.10 a), lente múltiple y de reflector parabólico (Figura 1.10 b). Los concentradores parabólicos pueden ser de gran tamaño (faceteados), hechos de metal estirado, plástico o fibra de vidrio. En este tipo de hornos se obtienen los flujos de radiación más altos, pero deben seguir el movimiento aparente del Sol tanto el concentrador como la muestra, componiendo un sistema poco práctico y difícil de usar.
- ◇ *Hornos de incidencia indirecta o tipo helióstato*, que están formados por uno o varios helióstatos que hacen el seguimiento solar y reflejan los rayos solares en un concentrador parabólico que los une en un foco estático y accesible. Esta configuración es la que se conoce propiamente como horno solar, pero presentan algunas desventajas respecto a los hornos de incidencia directa: son más caros, presentan mayores pérdidas de radiación por las reflexiones múltiples y requieren un mantenimiento mayor.

Los hornos de tipo helióstato se pueden clasificar, a su vez, en hornos de eje óptico horizontal (Figura 1.10 c) y de eje óptico vertical (Figura 1.10 d). Este diseño varía en función de la aplicación que se va a llevar a cabo, siendo los de eje horizontal los más extendidos para mayores tamaños. Los de eje vertical cuentan con la ventaja de que pueden realizar experimentos de fusión superficial de muestras sin que sufran pérdidas de material (Rodríguez, 2011).

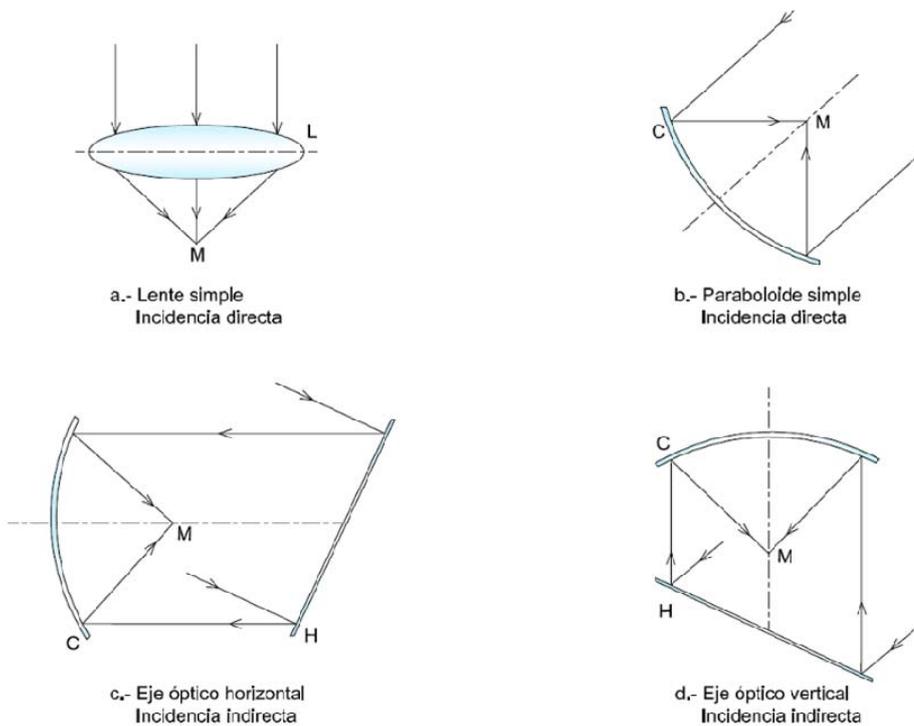


Figura 1.10. Esquemas para distintos tipos de hornos

Generalmente, los hornos solares se constituyen de un sistema óptico compuesto por uno o más helióstatos (espejos captadores planos) con seguimiento automático continuo del Sol que reflejan la radiación solar a un espejo concentrador, el cual puede ser un espejo paraboloides o un grupo de espejos esféricos. El nivel de potencia del horno es ajustado usando un atenuador, regulando la cantidad de radiación que llega al concentrador, y está localizado ente el helióstato y el concentrador. La zona de ensayos está situada en el foco concentrador y, debido a que la zona focal del espejo concentrador está fija, es sencillo instalar aparatos experimentales o de aplicación, tales como una mesa de ensayos que se utiliza para posicionar en el foco los materiales a ensayar con la máxima precisión (Figura 1.11).

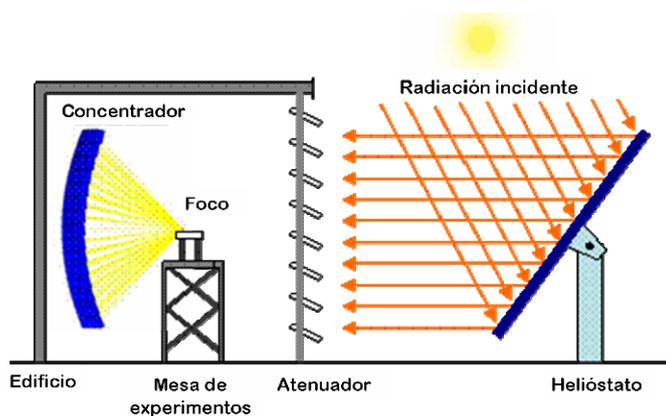


Figura 1.11. Esquema general de un horno solar

Los hornos solares cubren un amplio espectro de aplicaciones, por ejemplo:

- ◇ Procesamiento y manufactura de materiales avanzados: cerámicas metalizadas para componentes electrónicos, fulerenos y nanotubos.
- ◇ Determinación de propiedades ópticas, químicas, eléctricas o termodinámicas de materiales a alta temperatura, tales como estudios de fase y vaporización, los dedicados al fundido, purificación y estabilización de materiales cerámicos y refractarios, sobre el crecimiento de cristales y otros estudios de propiedades como: calor específico, expansión térmica, conductividad y difusividad térmicas, propiedades mecánicas y emisividad espectral.
- ◇ Determinación del funcionamiento y los límites de falla de materiales cerámicos y refractarios.
- ◇ Envejecimiento acelerado de materiales por radiación ultravioleta (UV).
- ◇ Desarrollo de receptores para la tecnología de centrales termosolares.
- ◇ Descomposición térmica y termoquímica del agua para la producción de hidrógeno.
- ◇ Simulación de efectos térmicos en presencia de flujo radiativo altamente concentrado.
- ◇ Destrucción de materiales tóxicos: industriales, orgánicos, desechos hospitalarios, etc.

Los primeros intentos del uso industrial de hornos solares comenzaron en 1935, pero, a pesar de sus ventajas, no han conseguido imponerse debido a que la inversión inicial requerida para la instalación es muy alta, tienen un funcionamiento intermitente,

debido a la propia naturaleza de la radiación solar y a que el gradiente de temperatura que consiguen en el foco es muy alto. No obstante, existen algunos hornos solares en el mundo, entre los cuales destacan los siguientes (Cabrera, Cuesta y Pérez, 2006; Rodríguez, 2011):

- ◇ *Hornos solares en Francia:* El horno solar más grande del mundo es de 1000 kW térmicos y está ubicado en el Centro Nacional de Investigación Científica (CNRS) en Odeillo, en los Pirineos franceses. Se construyó en la década de los 50 y está compuesto, básicamente, por un gran espejo parabólico de 1830 m², formado por 9130 espejos de 0.5 m de lado y con una distancia focal de 18 m, y 56 heliostatos planos, situados en la ladera de una colina, de forma que cada heliostato cubre una pequeña porción del paraboloides. Su concentración pico es de 10000 kW/m².

Además, Odeillo cuenta con 6 concentradores de 2 m de diámetro y 85 cm de distancia focal: 2 de eje horizontal y 4 de eje vertical con flujo pico de 15000 kW/m². También tienen 4 concentradores de 1,5 m de diámetro y 65 cm de distancia focal, todos de eje vertical. Estos hornos incluyen atenuador radial de cuchillas, atenuador neumático para cierre y apertura rápidos, equipos de templado rápido y varios reactores para elaboración y tratamiento de materiales en aire y atmósfera controlada. Este grupo de hornos son de tamaño de 1 y 2 kW.

A los anteriores hornos solares, se añade otro de eje vertical situado en la misma zona. El concentrador está formado por facetas de conformación esférica con una superficie total de 12.5 m² y distancia focal de 3.75 m; el atenuador es radial de cuchillas y se caracteriza por tener una potencia pico de 5.5 kW y un flujo pico de 4700 kW/m². Se emplea para el calentamiento de probetas en atmósfera controlada y en vacío dentro de los reactores disponibles para esta instalación.

- ◇ *Horno solar en Suiza:* Esta instalación pertenece al Instituto Paul Scherrer (PSI) en Villigen (Suiza). Está compuesto por un heliostato plano de 120 m² y un paraboloides de 8.5 m de diámetro que alcanza una potencia máxima de 40 kW y una concentración pico de 5000 kW/m². Sus aplicaciones principales son la investigación y desarrollo de procesos termoquímicos de combustibles solares a alta temperatura y la producción de metales (zinc, hierro, silicio, titanio, aluminio, magnesio y manganeso) mediante la reducción térmica y carbotérmica de sus

óxidos cuyas reacciones son muy endotérmicas, teniendo lugar a temperaturas entre 1200 y 2500 K).

- ◇ *Horno solar en Alemania:* Está ubicado en el Centro Aeroespacial Alemán (DLR) en Colonia y consiste en un heliostato plano de 57 m² y un concentrador con 159 facetas esféricas dispuestas en lente de Fresnel de 42 m² de superficie total. Esta instalación ofrece una potencia de 25 kW y una concentración pico de 5000 kW/m² que son empleadas en experimentos tanto de química solar, mediante el uso de receptores asociados a reactores (producción de hidrógeno), como de ensayo de materiales en vacío.
- ◇ *Hornos solares en EEUU:* Uno de ellos pertenece al Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL), en Colorado, con una potencia de 10 kW. Tiene un concentrador compuesto de 25 facetas hexagonales, que alcanzan un flujo pico de 2500 kW/m² con un reconcentrador secundario. Entre sus aplicaciones se encuentran: ensayos de materiales a alta temperatura, recubrimientos en materiales cerámicos y metálicos, y ensayos de prototipos de reactores químicos para la producción de electricidad y aplicaciones de química solar.

Existe otro horno solar en los laboratorios “Sandia”, en Nuevo México, que consiste en un heliostato de 95 m² y un concentrador de 6.7 m² de diámetro capaz de producir 16 kW y 5000 kW/m² de flujo pico. Sus aplicaciones más importantes son: simulación de los efectos térmicos de explosiones nucleares en materiales y componentes, investigación de propiedades termofísicas de materiales (expansión térmica, conductividad térmica y difusividad, calor específico, propiedades mecánicas, emisividad espectral y absorptividad) y determinación del rendimiento y umbral de fallo de materiales refractarios y cerámicas de alta temperatura.

- ◇ *Horno solar en México:* Recientemente se ha iniciado la operación del horno solar del Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar (LACYQS) de la Universidad Nacional Autónoma de México (Temixco). En su primera fase de construcción, el concentrador está formado por 211 espejos, logrando temperaturas de 3773 K, con una potencia de unos 30 kW. Posteriormente, se aumentará el número de espejos del concentrador hasta 409, lo que se prevé que permitirá alcanzar los 5273 K. Sus aplicaciones contemplan el análisis de nuevos materiales y evaluación de propiedades de diferentes fluidos de

trabajo y dispositivos aplicados a procesos termodinámicos, como receptores y reactores fotoquímicos (Ayala y Olvera, 2011).

- ◇ *Horno solar en Israel*: Es una instalación de 15 kW construida dentro del complejo de investigación solar “Rowland and Sylvia Schaefer”, en el año 1986. Está formada por un espejo de 100 m² que refleja la radiación solar en un concentrador de 7 m de diámetro, el cual focaliza la energía en un punto de 10 cm de diámetro, con una concentración de hasta 7000 veces la radiación solar (Barark, 2011).
- ◇ *Hornos solares en España*: El primer horno solar (HS-60) que se puso en operación en España pertenece al Centro de Investigaciones Energéticas Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT) y está ubicado en la Plataforma Solar de Almería (PSA), en el desierto de Tabernas (Figura 1.12). Es la instalación empleada en el desarrollo del presente estudio y consta básicamente de un heliostato de 120 m², un atenuador compuesto por 30 lamas y un concentrador de 98.5 m² (formado por 89 facetas esféricas), con una distancia focal de 7.45 m. El conjunto es capaz de obtener un flujo pico de 3000 kW/m² y una potencia de unos 60 kW sobre una superficie circular de aproximadamente 25 cm de diámetro (Neumann, 1994). La actividad de esta instalación se ha centrado principalmente en el tratamiento superficial de materiales, tanto metálicos como cerámicos (Cañadas, Martínez y Rodríguez, 2004). Algunos de los tratamientos que se realizan son: temple, sinterización (Almeida y cols., 2009; Román y cols., 2008), nitruración (Herranz, Rodríguez, Cañadas, 2008), recubrimientos, carburización y espumación (Cambroner y cols., 2010). También se han empleado fluidos de transferencia térmica (aire) para producir calor de proceso (cocción cerámica), para la eliminación de contaminantes (eliminación del mercurio en muestras de suelos procedentes de la industria minera (Navarro y cols., 2009)) y el ensayo de materiales absorbedores y células fotovoltaicas de concentración (Rodríguez, 2011).



Figura 1.12. Instalación HS-60 de la Plataforma Solar de Almería

Actualmente se está poniendo en marcha dos instalaciones más en la PSA: una corresponde a un horno solar de eje vertical de 5 kW de potencia y, la otra, es un horno solar de eje horizontal capaz de ofrecer 40 kW de potencia térmica.

El horno de 40 kW (HS-40) consta de un concentrador Eurodish (Figura 1.13) de 8.5 m de diámetro, con una distancia focal de 4.5 m. La superficie del concentrador se ha obtenido mediante la unión de 12 sectores de fibra de vidrio curvada, que van recubiertos con espejos adhesivos de vidrio fino de 0.8 mm de espesor. El paraboloide va fijado, en su parte posterior, a una estructura espacial en anillo que le da rigidez y lo mantiene en posición vertical. El helióstato plano tiene 100 m² de superficie y está en fase de construcción (PSA, 2010).

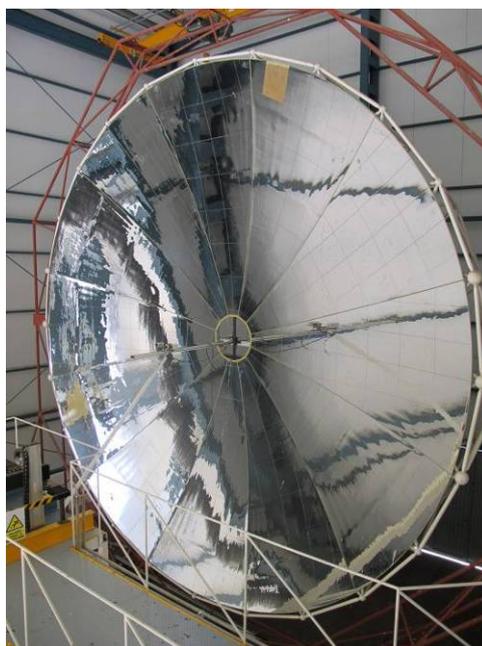


Figura 1.13. Concentrador de la instalación HS-40 de la Plataforma Solar de Almería

El horno solar de eje vertical (HS-5) ha sido diseñado y construido para la realización de ensayos que requieren altos flujos radiantes, fuertes gradientes y muy altas temperaturas de ensayo. Consiste básicamente en un concentrador invertido (Figura 1.14, derecha), con la superficie de reflexión orientada hacia el suelo, situado sobre una torre metálica de 18 m de altura; en el centro de la base de la torre se encuentra un helióstato plano (Figura 1.14, izquierda), cuyo centro de giro está alineado con el eje óptico del concentrador; en la parte alta de la torre del horno, dentro de la sala de ensayos y 2 m por debajo del vértice del concentrador, está la mesa de ensayos y, finalmente, un atenuador de lamas está situado, en posición horizontal, entre el helióstato y el concentrador. Esta instalación se encuentra en la fase final de puesta en marcha (PSA, 2010).



Figura 1.14. Instalación HS-5 de la Plataforma Solar de Almería

1.3.2 Receptor solar volumétrico

El concepto de receptor volumétrico consiste en instalar una pieza de estructura absorbente, con una porosidad específica, en un determinado volumen dentro del cuerpo receptor de la radiación solar concentrada. De esta forma, la estructura absorbente es capaz de absorber dicha radiación a diferentes profundidades a través de su espesor. La estructura absorbente es calentada por la radiación, y, cuando se conduce una corriente de un gas (usualmente aire) a través de ella, éste capta la energía cedida por el material absorbente; de modo que se enfría dicha estructura al mismo tiempo que se va calentando la corriente del gas. Luego, el calentamiento por radiación solar y la extracción del calor se producen simultáneamente sobre la misma superficie (Téllez y Denk, 2011).

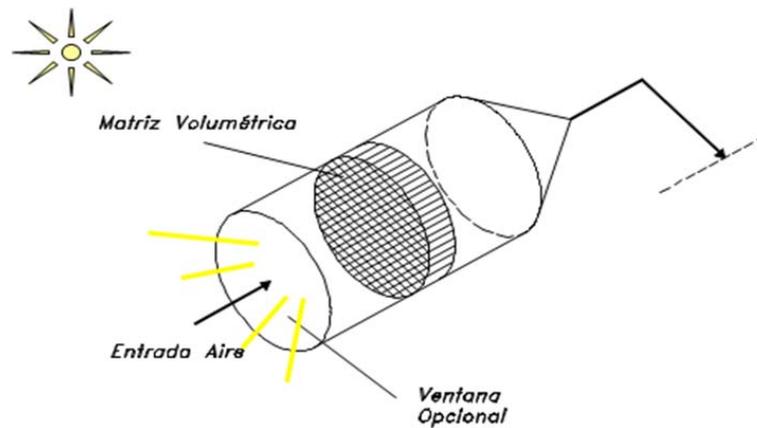


Figura 1.15. Esquema general de receptor volumétrico

1.3.2.1 Evolución del diseño

La caracterización y diseño del material poroso, usado en la estructura absorbente, han sido desarrolladas a través de diferentes estudios. Uno de ellos ensayó un absorbedor cerámico, constituido por una espuma de alúmina del 92%, logrando un calentamiento de la corriente de aire de hasta 1003 K con un flujo solar máximo de 824 W/m^2 (Chavez y Chaza, 1991).

Otra configuración consideró un receptor de láminas cerámicas cubierto por una matriz de canales de cuarzo, capaz de absorber la radiación térmica emitida por la parte cerámica del receptor (Figura 1.16). El aire de salida alcanzó temperaturas de hasta 1273 K, con una mejora en la eficiencia de hasta un 10% comparándolo con un receptor de las mismas características sin la estructura de cuarzo (Pitz-Paal, Morhenne y Fiebig, 1991).

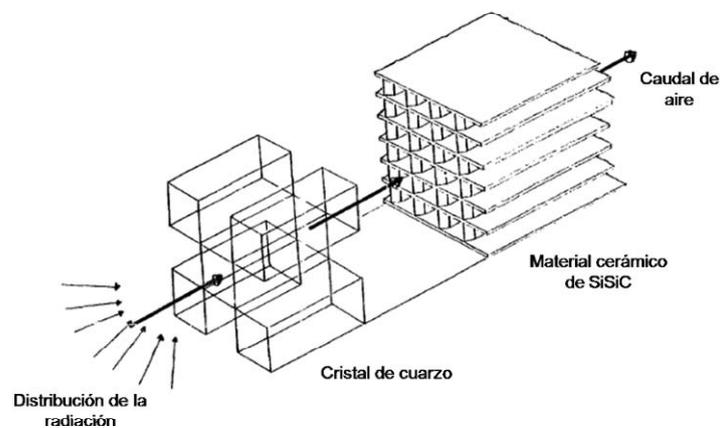


Figura 1.16. Esquema del receptor con la matriz de cuarzo

El diseño de receptor solar volumétrico en multi-cavidad se consideró por su alta eficiencia y economía. El absorbedor se basaba en un conjunto de pequeñas cavidades cerámicas que tenían la capacidad de absorber los altos flujos solares reflejados procedentes de los espejos (Carotenuto, Ruocco y Reale, 1991; Reale y cols., 1991).

Por otro lado, los receptores solares volumétricos han requerido el desarrollo de nuevos materiales y diseños altamente resistentes al estrés térmico. Un ejemplo de ello fue el receptor denominado “Porcupine”, capaz de soportar hasta 4 MW/m^2 de radiación solar concentrada, logrando temperaturas de hasta 1213 K en el aire (Kami y cols., 1998). El absorbedor consiste en unas varillas cerámicas dispuestas sobre una base plana de aislamiento cerámico, cuya orientación se corresponde con la dirección principal de la radiación incidente, y un espaciado entre ellas que depende de la cantidad de flujo que se pretenda captar (Figura 1.17).

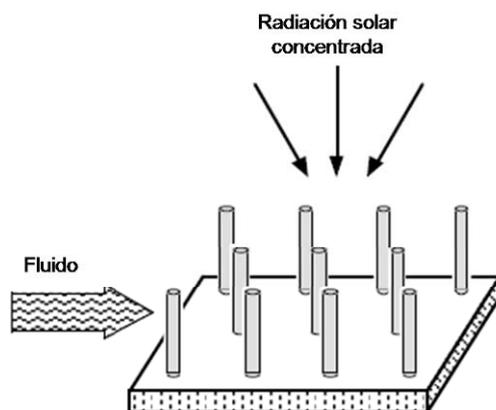


Figura 1.17. Concepto de absorbedor solar volumétrico “Porcupine”

Los absorbedores de alto rendimiento se deterioran por el sobrecalentamiento local que sufre el material, debido principalmente a distribuciones de flujo heterogéneas e inestabilidades del caudal del fluido. Por lo que, un material poroso adecuado debe tener una combinación adecuada de parámetros geométricos, de transferencia de calor y conductividad térmica, para poder lograr, tanto altas eficiencias como fiabilidad en la operación. Como consecuencia, se desarrollaron metodologías para la evaluación de las propiedades térmicas y el análisis del comportamiento de materiales porosos (Fend y cols., 2004; Becker y cols., 2006; Fend y cols., 2005).

1.3.2.2 Proyectos desarrollados

Desde la década de los 80 se han desarrollado proyectos de receptores volumétricos con aire como fluido caloportador. El uso de este fluido tiene ventajas tales como su

disponibilidad en el ambiente, no provoca impacto ambiental, no tiene problemas de cambio de fase, permite trabajar a altas temperaturas, facilidad de operación y en el mantenimiento de la tecnología asociada, requiere periodos cortos para su puesta en funcionamiento y posee una baja inercia térmica (Téllez y Denk, 2011). El sistema objeto de estudio consiste en un receptor solar volumétrico de aire, abierto a la atmósfera, cuyo concepto ha sido aplicado en el desarrollo de proyectos anteriores.

La referencia en la tecnología de los receptores volumétricos abiertos fue el PHOEBUS, el cual se desarrolló desde finales de los 80 hasta finales del año 1994. Se construyó un prototipo con un receptor de $2.5 \text{ MW}_{\text{th}}$ (denominado TSA) que consistía en una estructura de malla metálica de alambre, capaz de calentar el aire ambiental hasta temperaturas de unos 973 K (Figura 1.18), la cual alcanzó unas 700 horas de operación, demostrando un rendimiento medio en el receptor de un 68% (Buck y cols. 2001).

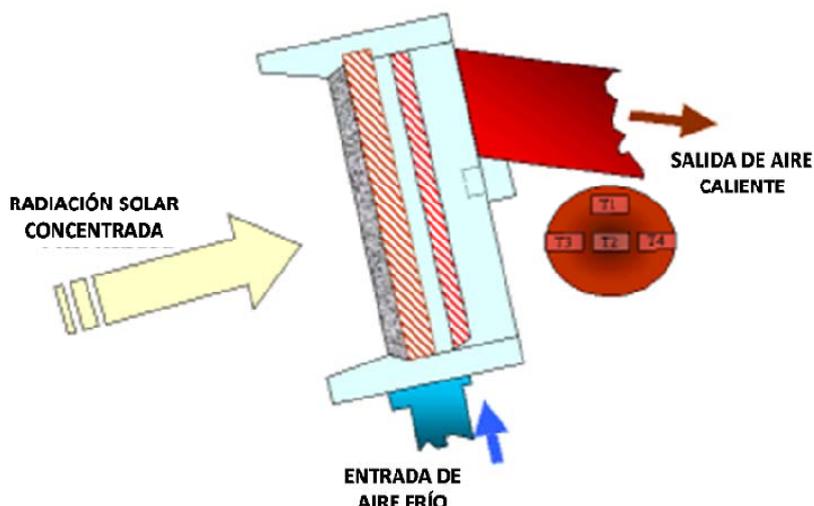


Figura 1.18. Esquema receptor TSA

Como alternativa al absorbente de malla de hilos metálicos (TSA), se han desarrollado prototipos de materiales metálicos de mayor resistencia al choque térmico, como el receptor SIREC, y receptores con absorbente cerámico, como el HITREC-SOLAIR.

El diseño, construcción, ensayo y evaluación del receptor SIREC (Figura 1.19) ha permitido mejorar la tecnología de receptor volumétrico que había hasta entonces y desarrollar modelos y códigos informáticos para el diseño y análisis detallado de receptores solares. El receptor consistía en un absorbente de malla de hilo metálico con el que se podía suministrar aire a 1123 K . Dicho absorbente estaba formado por una

superposición de mallas sujetadas por anillos circulares mediante tornillos, lo que facilitaba la reposición de las mismas (Téllez, Romero y Marcos, 2001).

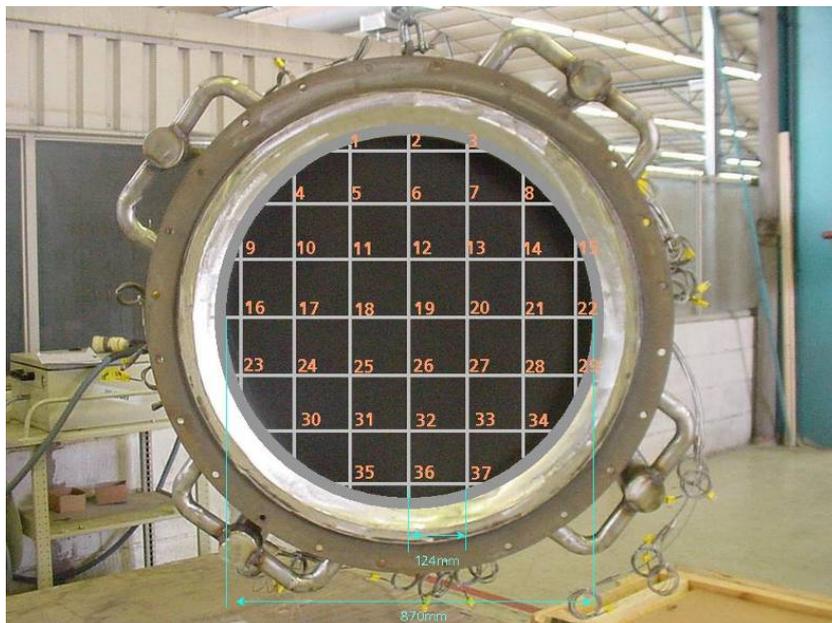


Figura 1.19. Vista frontal del receptor SIREC con esquema de localización de termopares

El receptor HITREC (Figura 1.20) está formado por una disposición modular de elementos absorbentes en forma de copa cerámica, sobre una estructura soporte metálica por donde se recirculaba el aire templado para el enfriamiento de las copas y del mismo soporte. El diseño se desarrolló para calentar a 973-1073 K aire a presión atmosférica. Se construyeron tres prototipos de unos 250 kW_{th} con este concepto: HITREC-I, para demostrar la viabilidad del absorbedor para producir aire caliente a 1273 K; HITREC-II, con el fin de solucionar problemas de deformación en la estructura soporte, y el prototipo SOLAIR-300, que incluye modificaciones en la geometría de las copas y donde se han probado distintos tamaños estructuras absorbentes (Téllez, 2003; Téllez y cols., 2002; Téllez y cols., 2005).

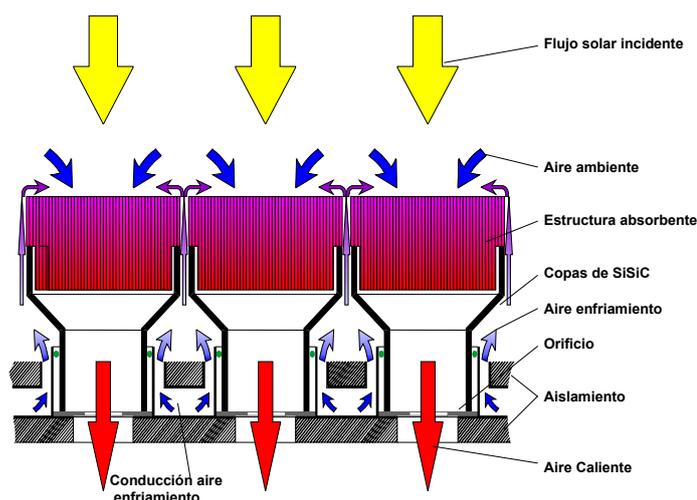


Figura 1.20. Principio de funcionamiento de receptores tipo HITREC

El receptor HITREC-II presentó fiabilidad ante flujos pico de hasta 900 kW/m^2 , alcanzado temperaturas en el fluido de hasta 1113 K y una eficiencia, en condiciones nominales, de $76 \pm 7\%$ para 973 K (Téllez y Denk, 2011).

1.3.3 Conversión térmica de la radiación solar concentrada

La concentración de la radiación solar permite obtener, además de mayores potencias por unidad de superficie y/o volumen, mayores temperaturas y mayor capacidad de trabajo. Según el Segundo Principio de la Termodinámica, un sistema sólo realizará trabajo cuando pase de un estado de equilibrio a otro y, si éste es cerrado, su energía y cantidad de materia se mantienen constantes, maximizándose la entropía (desorden interno del sistema) en la transición entre estados de equilibrio. Este aumento de la entropía es exponencial y cada vez se requerirá una mayor energía para conseguir la misma cantidad de trabajo. Asociado este concepto a máquinas térmicas, se tiene que el calor no puede ser transformado totalmente en trabajo; por lo que el rendimiento de una máquina térmica asociada a un sistema energético (como puede ser el termosolar), es mayor cuanto más alta sea la temperatura de operación, estando relacionada ésta, a su vez, con la temperatura del receptor o absorbedor de la energía (Téllez, 2011).

Por otro lado, la concentración de la radiación solar permite reducir el área receptora de la energía y minimizar las pérdidas por emisión infrarroja que, para una misma temperatura de trabajo, son proporcionales al área de emisión. Por lo que el desarrollo de diseños optimizados para el receptor, reduciría los costes de la instalación y mejoraría la eficiencia del sistema.

La radiación solar tiene el potencial de alcanzar temperaturas próximas a la temperatura aparente del Sol (5800 K), frente a la limitación de temperatura de otras fuentes de energía como los combustibles fósiles (temperatura máxima de 2300 K) y reactores de fisión (1200 K). Esto hace que la radiación solar sea una fuente energética adecuada para experimentos de alta temperatura.

Tal y como se ha indicado en apartados anteriores, los sistemas termosolares de concentración están formados por dispositivos que redireccionan la radiación solar incidente sobre una superficie de captación (A_C) y la concentran sobre otra absorbedora de menor tamaño (A_{Abs}). El cociente entre sus dos áreas define la razón de concentración geométrica (C_g):

$$C_g = A_C / A_{Abs} \quad (1.3)$$

Si se expresa esta relación en función de los flujos energéticos de incidencia (F_I) y concentrado (F_C), se obtiene la razón de concentración en flujo de energía (C_f):

$$C_f = F_C / F_I \quad (1.4)$$

Idealmente, ambas definiciones serían equivalentes pero, experimentalmente, siempre se da que la razón de concentración geométrica es mayor que la de concentración en flujo energético (Téllez, 2011).

Cuando la superficie receptora de la radiación solar aumenta su temperatura, simultáneamente, aumentan las pérdidas por radiación infrarroja hacia el ambiente. En el equilibrio (estado estacionario), la ganancia de radiación solar se iguala a la suma de la energía útil extraída del receptor mediante un fluido portador del calor (refrigera el absorbedor) y de las pérdidas por radiación, conducción y convección, siendo normalmente más importantes las pérdidas por radiación. Si se consideran despreciables las pérdidas de calor por conducción y convección, lo cual es aceptable cuando la razón de concentración y la temperatura del absorbedor son elevadas, el balance energético para el absorbedor puede expresarse mediante la siguiente expresión (Téllez, 2011; Téllez y Denk, 2011):

$$\frac{\dot{Q}_{gain}}{A} = \alpha \cdot C \cdot G_b - \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_{abs}^4 - T_{amb}^4) \quad (1.5)$$

donde \dot{Q}_{gain} es la potencia ganada o la utilizable a la salida del receptor (W); A es el área de apertura del receptor o absorbedor (m^2); α , la absorptividad hemisférica del material

absorbedor (engloba todo el rango de longitud de onda considerado); C , el factor de concentración solar (soles $\approx W/m^2$); σ , constante de Stefan-Boltzmann ($5.67 \cdot 10^{-08} W/m^2 \cdot K^4$); ε , emisividad hemisférica del material absorbedor (engloba todo el rango de longitud de onda considerado); G_b , irradiancia solar directa normal (W/m^2); T_{abs} , temperatura homogénea del absorbedor (K) y T_{amb} , temperatura efectiva de la atmósfera que rodea al absorbedor (K).

Por tanto, la eficiencia de absorción del absorbedor (η_{rec}) se define como el cociente entre la potencia ganada y el irradiancia solar concentrada que incide sobre el receptor o absorbedor (Téllez, 2011; Téllez y Denk, 2011):

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{Q}_{gain}/A}{C \cdot G_b} \quad (1.6)$$

La modelización realizada para un absorbedor plano lleva a observar que para unas mismas condiciones:

- ◇ Siempre que $T_{abs} > T_{amb}$, la eficiencia óptica es siempre menor que la absorptividad efectiva (α) del receptor.
- ◇ Cuanto mayor sea la irradiancia incidente ($C \cdot G_b$), mayor será la eficiencia óptica.
- ◇ Habrá una menor eficiencia óptica cuanto mayores sean la T_{abs} (mayores son las pérdidas radiativas) y la emisividad efectiva (ε).

El absorbedor alcanza la máxima temperatura posible o temperatura de estancamiento (T_{abs_max}) cuando no se extrae potencia térmica de él; es decir, cuando \dot{Q}_{gain} es nula. La temperatura de estancamiento se define mediante la siguiente expresión (Téllez, 2011; Téllez y Denk, 2011):

$$T_{abs_max} = \left(\frac{\alpha \cdot C \cdot G_b}{\varepsilon \cdot \sigma} + T_{amb}^4 \right)^{\frac{1}{4}} \quad (1.7)$$

Esto determina que cuando el absorbedor no es selectivo ($\alpha = \varepsilon = 1$) la temperatura de estancamiento alcanzada es menor que cuando lo es; de forma que, para un mismo factor de concentración, cuanto menor es ε , la temperatura de estancamiento del absorbedor es mayor.

Para determinar la temperatura óptima de un sistema que integre el receptor anteriormente modelizado, ésta se considera como aquella temperatura a la que la eficiencia total del receptor (η_{tot_rec}) es máxima,

$$\frac{d\eta_{tot_rec}}{dT} = 0 \quad (1.8)$$

En los ciclos reales el rendimiento no es ideal y las pérdidas de calor existentes requieren alcanzar temperaturas de salida en el receptor mayores para producir el mismo trabajo que un ciclo ideal (ciclo de Carnot). Por tanto, hay que definir una eficiencia para los ciclos reales, llamada *eficiencia técnica* (η_{tec}) (Téllez y Denk, 2011):

$$\eta_{tec} = \frac{\bar{T} - T_{amb}}{\bar{T}} \quad (1.9)$$

siendo \bar{T} una temperatura técnica definida, para una temperatura inicial (T_1) y final (T_2) del fluido portador de calor que circula por el ciclo técnico, como:

$$\bar{T} = \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (1.10)$$

La máxima eficiencia alcanzable en la conversión de la radiación solar concentrada en trabajo viene determinada por la eficiencia óptica del absorbedor y la eficiencia técnica, por lo que:

$$\eta_{tot_rec} = \eta_{rec} \cdot \eta_{tec} \quad (1.11)$$

La temperatura técnica (menor que la temperatura del absorbedor) tiene en cuenta las heterogeneidades térmicas en el receptor y las pérdidas de calor. Para cada valor de concentración solar, la temperatura óptima técnica será aquella T_{abs} que verifique:

$$0 = \frac{d\eta_{tot_rec}}{dT_{abs}} = \frac{d}{dT_{abs}} \left[\frac{\dot{Q}_{gain}/A \cdot \frac{\bar{T} - T_{amb}}{\bar{T}}}{C \cdot G_b} \right] \quad (1.12)$$

Sustituyendo la temperatura técnica con $T_2=T_{abs}$ y desarrollando la derivada, se obtiene una función cuya solución da la temperatura óptima del receptor acoplado al ciclo técnico (real):

$$0 = \left[-4\sigma\epsilon T_{abs}^3 \right] \left[\frac{T_{abs} - T_1 - T_{amb} \cdot \ln\left(\frac{T_{abs}}{T_1}\right)}{T_{abs} - T_1} \right] + \left[\alpha \cdot C \cdot I - \sigma \cdot \epsilon \cdot (T_{abs}^4 - T_{amb}^4) \right] \left[\frac{T_{amb} \left(\ln\left(\frac{T_{abs}}{T_1}\right) + \frac{T_1 - T_{abs}}{T_{abs}} \right)}{(T_{abs} - T_1)^2} \right] \quad (1.13)$$

Si se considera que $T_1 = T_{amb}$, para una concentración dada, cuanto más alta es la selectividad del absorbedor (mayor α/ϵ), mayor es la temperatura óptima del absorbedor acoplado a un ciclo real; de forma que, para un cierto valor de α/ϵ , la temperatura del fluido que maximiza la eficiencia combinada es prácticamente igual a la máxima alcanzable por un absorbedor sin tratamiento selectivo (Téllez y Denk, 2011).

1.4 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA EN APLICACIONES INDUSTRIALES

El sector industrial muestra un gran potencial en la aplicación de la energía solar térmica; el cual requiere alrededor de un 28% del consumo total de energía primaria dentro de la Unión Europea y, de ese consumo, una gran parte corresponde a calor de proceso en rangos de media y baja temperatura. Sin embargo, la capacidad de los sistemas solares térmicos instalados para la industria, representa un 0.02% de la totalidad de dichos sistemas instalados a nivel mundial (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008).

Se han realizado estudios que indican que el 30% del calor industrial demandado corresponde a temperaturas por debajo de 373 K, el 27% a temperaturas entre los 373 y 673 K y un 43% por encima de los 673 K. En sectores industriales tales como el alimentario y bebidas, transporte y maquinaria, caucho y materias plásticas, químico, textil y papel, el 60% del calor demandado es de media y baja temperatura (temperatura inferior a 523 K). Sin embargo, a pesar de que en estos casos la implementación teórica de sistemas solares térmicos tiene un alto potencial, ante la existencia de sistemas primarios de recuperación de calor, dicha implementación no es rentable para la mayoría de los casos (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008).

En los últimos años se ha promovido la implantación de sistemas solares térmicos debido a las políticas medioambientales desarrolladas en el marco del cumplimiento del Protocolo de Kyoto. El hecho de que Europa tenga como objetivo disminuir sus emisiones de GEI entre un 25% y el 40% para el año 2020, ha llevado consigo la meta de aumentar el uso de las energías renovables desde el 6.5% actual al 20% para el mismo año. En este contexto, la Federación Europea de la Energía Solar Térmica (ESTIF) se ha propuesto, para el 2020, que la capacidad instalada de energía solar térmica sea de

320 GW_{th}; por lo que si se asume que, para ese año, se instalaría el 10% del potencial de calor solar calculado para aplicaciones industriales, éste correspondería a una capacidad de entre 10 y 12 GW_{th}, contribuyendo un 3-4% al objetivo global de 320 GW_{th}. Esta situación abre un amplio mercado para esta aplicación de la energía solar térmica y, si se tiene en cuenta que la estimación máxima del potencial de suministro solar para calor de proceso industrial se contempla para España, Italia y Portugal frente al resto de los países europeos, nuestro país se encuentra en una posición privilegiada para el desarrollo y aplicación de la energía solar térmica a procesos industriales (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008).

1.4.1 Aplicaciones industriales de baja y media temperatura

Los sistemas de energía solar de baja y media temperatura pueden llegar a suministrar una parte importante de la demanda industrial de calor. La gran escala de las instalaciones industriales lleva a sistemas de bajo coste, siendo las aplicaciones más interesantes aquellas donde existe una demanda de calor continua a lo largo de todo el año (AVEN, 2008).

En este grupo se van a tratar las aplicaciones a procesos industriales cuya temperatura de trabajo sea inferior a los 523 K que abarcan el 60% del calor demandado en la industria (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008), siendo los sectores industriales con mayores requerimientos: alimentación, bebidas y tabaco, textil y cuero, industria química y el sector del caucho y materias plásticas. Dentro de estos sectores, los procesos industriales más importantes que utilizan el calor a un nivel de temperatura baja/media son: la esterilización, la pasteurización, el secado, la hidrólisis, la destilación y evaporación, lavado y limpieza, y la polimerización. Algunos de los procesos más importantes y el rango de las temperaturas requerido para cada uno se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1. Rangos de temperatura para varios procesos industriales

Industria	Proceso	Temperatura, K
Láctea	Pasteurización	333-353
	Esterilización	373-393
	Secado	393-453
	Obtención de concentrados	333-353
	Agua de alimentación	333-363
Comida enlatada	Esterilización	383-393
	Pasteurización	333-353
	Cocción	333-363
	Blanqueo	333-363
Textil	Blanqueo, tintura	333-363
	Secado, desengrasado	373-403
	Tintura	343-363
	Fijado	433-453
	Planchado	353-373
Papel	Cocción, secado	333-353
	Agua de alimentación	333-363
	Blanqueo	403-423
Química	Jabones	473-533
	Caucho sintético	423-473
	Calor de proceso	393-453
	Pre-calentamiento de agua	333-363
Carne	Lavado, esterilización	333-363
	Cocción	363-373
Bebidas	Lavado, esterilización	333-353
	Pasteurización	333-343
Harinas y subproductos	Esterilización	333-353
Subproductos de la madera	Termodifusión	353-373
	Secado	333-373
	Pre-calentamiento de agua	333-363
	Preparación de pulpa	393-443
Ladrillos y bloques	Curado	333-413
Plásticos	Preparación	393-413
	Destilación	413-423
	Separación	473-493
	Extensión	413-433
	Secado	453-473
	Mezclado	393-413

Fuente: (Textos científicos, 2009)

Ejemplos de estas aplicaciones pueden ser (AVEN, 2008):

- ◇ Precalentamiento de la salmuera utilizada en procesos de destilación de agua.
- ◇ Lavandería y suministro de agua caliente sanitaria en sectores industriales donde exista gran carga de recursos humanos y altas necesidades de higiene, como en el caso del sector alimentario.
- ◇ Calentamiento de aire para la industria cervecera de malta: el consumo de calor principal en la fabricación de la malta es para el secado de la malta germinada que

requiere aire precalentado hasta 353 K. El consumo de calor a bajas temperaturas es muy elevado, por lo que la contribución solar que se puede conseguir es alta calentando el aire de entrada mediante su paso por una serie de tubos precalentados con energía solar térmica. El sistema debe contar con bombas de circulación y válvulas que dirijan el caudal. Con este calor solar el aire de entrada se precalienta hasta 298–323 K antes de llegar al intercambiador convencional, consiguiendo un importante nivel de ahorro de energía. Esta aplicación es también factible en sectores como el del moldeo del plástico, el lácteo, en el cárnico para el secado de las piezas o en el de la cerámica estructural.

- ◇ Precalentamiento de agua para procesos industriales: la energía térmica requerida en los procesos se genera habitualmente en calderas de vapor saturado que queman fuel o gas natural. Si un porcentaje de estas necesidades de calor se abastece por medio de energías renovables se logra una reducción de costes así como una reducción de emisiones nocivas a la atmósfera.
- ◇ Calentamiento del agua para limpieza de instalaciones a una temperatura de 343 K.
- ◇ Calentamiento del agua para el cuajado dentro del sector lácteo a unos 308 K.
- ◇ Mantenimiento de temperatura del agua en piscifactorías en torno a los 293 y 299 K, temperaturas que favorecen el aprovechamiento máximo del calor producido por captadores planos.
- ◇ La producción de frío mediante máquinas de absorción de simple (353-373 K) o de doble efecto (413-433 K) es otra aplicación interesante de la energía solar en la industria, en las que una fuente de calor actúa como motor del ciclo termodinámico de absorción. El nivel térmico requerido por las máquinas de absorción puede conseguirse eficazmente con plantas de captadores cilindroparábolicos.

En general, los sistemas de energía solar más adecuados por su tamaño para la mayoría de estas aplicaciones (temperaturas dentro del rango 398 K-523 K) son las plantas de captadores cilindroparábolicos, cuya energía térmica puede aprovecharse para (Rojas, 2011):

- ◇ Producción de vapor de agua en unas condiciones de presión y temperatura (temperaturas por encima de los 373 K).

Existen dos alternativas para producir vapor de agua con los captadores cilindroparábolicos: *procedimiento indirecto* el cual consiste en calentar un fluido en fase líquida mediante los captadores y producción de vapor de agua en un dispositivo adicional (intercambiador de calor), y *procedimiento directo* siendo obtenido el vapor de agua directamente en los captadores. El primero es el único que ha sido aplicado comercialmente mediante evaporación súbita (flashing) o mediante evaporador con intercambiador de calor.

La *evaporación súbita* consiste en hacer circular agua líquida por los captadores solares, a la presión necesaria para evitar su ebullición, produciéndose posteriormente el vapor por la expansión del agua al atravesar una válvula de estrangulamiento o mano-reductora hacia un separador. En este caso, el calor sensible se transforma en calor latente (entalpía constante) y se produce una masa de vapor en relación al flujo másico total inferior al 10%. El vapor producido se introduce en el proceso y el agua líquida condensada se recircula al campo de captadores. Este método utiliza el mismo fluido, tanto en los captadores solares como en el proceso, lo que evita tener que acoplar un intercambiador intermedio. Sin embargo, el agua puede tener problemas de congelación cuando la temperatura ambiente es muy baja, con lo que habría que emplear un sistema auxiliar de bajo consumo, que evite la congelación del fluido. Por otro lado, en este sistema, la temperatura de trabajo de los captadores debe ser muy superior a la del vapor que se obtiene; esto favorece las pérdidas térmicas de los captadores que, junto con el alto nivel de recirculación de agua necesario para obtener mayor cantidad de vapor, reduce el rendimiento global del sistema. También hay que tener en cuenta que la presión de salida de la válvula de evaporación súbita debe trabajar para producir el vapor a una presión de 20 bares como máximo, de forma que el consumo eléctrico del bombeo no sea excesivo y penalice la viabilidad económica del sistema en su conjunto.

Cuando se emplea un *evaporador con intercambiador*, el vapor se genera en dicho intercambiador alimentado con el fluido de trabajo que circula por el campo de captadores. Este fluido de trabajo puede ser: agua, agua con anticongelante, aceites térmicos naturales (hidrocarburos de baja presión de vapor y punto de congelación) o aceites sintéticos de baja presión de vapor para evitar problemas de congelación y ebullición. Normalmente se emplean aceites, pero tienen los

siguientes inconvenientes: su fuga puede producir un incendio, degradan el entorno sobre el que se vierten, son más caros y producen mayores pérdidas de carga, fundamentalmente a bajas temperaturas, debido a su alta viscosidad.

- ◇ Calentamiento de agua a niveles térmicos inferiores a 373 K para procesos con un alto volumen de consumo.

En este caso, el uso de captadores cilindroparabólicos consigue mayores eficiencias que otro tipo de sistemas (captadores planos, de vacío o parabólicos compuestos), lo que disminuye el área necesaria para la instalación del campo de captadores. Además, es posible simultanear el aprovechamiento de una misma planta de este tipo de captadores en diferentes partes del proceso.

1.4.2 Aplicaciones industriales de alta y muy alta temperatura

El suministro de los sistemas de energía solar de alta y muy alta temperatura puede llegar a significar un 40% de la demanda de calor industrial y requiere rangos de temperatura mayores de 523 K (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008). Para estos procesos se necesita maximizar la concentración de la radiación solar, siendo los sistemas más adecuados aquellos de foco puntual (sistemas de receptor central, discos parabólicos, hornos solares) descritos en el apartado 1.3.1. En estos sistemas, la transferencia térmica al proceso industrial puede realizarse mediante un *elemento receptor*, que transforma la radiación solar concentrada en energía térmica, transferida a su vez a un fluido de trabajo, o bien, aplicando la radiación concentrada *directamente al proceso*, sin el empleo de un fluido caloportador (Rojas y Cañadas, 2005).

Los sectores industriales que pueden integrar un sistema de energía solar de alta temperatura desarrollan procesos de obtención y tratamiento de materiales, residuos o productos químicos de alta temperatura; como la industria cerámica, metalúrgica, del vidrio, química y la de producción de cemento y cal. Procesos en los que puede integrarse la energía solar pueden ser:

- ◇ Tratamientos térmicos de materiales: Los más importantes son el *temple*, para aumentar la resistencia y dureza (1173-1223 K); *revenido*, que disminuye ligeramente los efectos del temple pero confiere tenacidad (revenido medio entre 623 y 723 K y revenido alto entre 773 y 923 K); *recocido*, para aumentar la elasticidad del material, aunque disminuya en cierto grado la tenacidad (recocido completo entre 1073 y 1198 K, recocido de recristalización a 873 K y recocido de

homogeneización entre 1273 y 1373 K); *normalizado*, previo al temple y al revenido para eliminar las tensiones internas del material (1073 y 1198 K); *nitruración*, que aumenta la dureza superficial del material incorporando en su composición nitrógeno (673-798 K) y *carbonitruración*, para aumentar también la dureza superficial introduciendo en la composición carbono y nitrógeno en una capa superficial (923-1123 K) (Torres, 2004).

- ◇ Tratamiento de residuos a alta temperatura: El tratamiento a elevada temperatura de residuos industriales tales como lodos de la hidrometalurgia del zinc, cenizas volantes de centrales térmicas, cenizas y escorias de plantas de incineración de residuos sólidos urbanos, para obtener materiales vítreos y vitrocerámicos, se conoce con el nombre de *vitrificación*. Este proceso consiste en fundir estos materiales a temperaturas de 1723 K para su posterior conformación en moldes y recocido a temperaturas de 773 K (Rincón, Hernández-Crespo y Romero, 2008).
- ◇ Fabricación de las baldosas cerámicas: En este proceso la etapa de cocción requiere temperaturas entre 1373 y 1473 K, dependiendo del producto fabricado. La cocción puede ser de tres tipos: *monococción*, en la que se cuecen simultáneamente el soporte y el esmalte (1373-1473 K); *bicocción*, en la que, una vez cocido el soporte, el esmalte se cuece mediante un segundo ciclo térmico (1373-1473 K), y *tercer fuego*, referida a la cocción que sufren las aplicaciones decorativas crudas o tintas cerámicas añadidas al esmalte y soporte que han sido curados con anterioridad (973-1173 K). Si como tintas cerámicas se emplean esmaltes vitrificables, requieren temperaturas entre 1023-1073 K y, si se emplean lustres (capa de colorante), entre 773 y 973 K (Monfort y cols., 2011).
- ◇ Producción de vidrio: En este caso es necesario alcanzar entre 1473 y 1873 K para lograr la fusión de las materias primas del proceso (arena silícea mezclada con sosa o potasa). Una vez que se le ha dado forma al vidrio, éste se somete a una etapa de recocido para eliminar las tensiones internas del material (Ministerio de Medio Ambiente, 2007).
- ◇ Producción de cemento y cal: Para el *cemento*, el proceso de fabricación se puede hacer mediante vía seca o húmeda, dependiendo de si se usan corrientes de aire o agua para mezclar los materiales. La vía seca realiza un precalentamiento entre 1173 y 1273 K que aprovecha el calor emanado por los hornos y la vía húmeda

requiere un tratamiento de secado posterior; pero, en ambos casos, es necesario lograr temperaturas mayores de 1723 K para que se produzca el clínker (IECA, 2012). Sin embargo, en la *producción de la cal* es necesaria una etapa de cocción a menor temperatura, entre 1073 y 1173 K (Villarino, 2011).

- ◇ Procesos químicos: Cualquier reacción que requiera un aporte de energía puede ser, en principio, llevada a cabo mediante energía solar a través de dos tipos distintos de procesos: *termoquímicos*, en los que la radiación solar es convertida en energía térmica de alta temperatura para llevar a cabo una reacción química (sistemas de almacenamiento químico) y *fotoquímicos*, donde los fotones llevan a cabo la reacción al ser absorbidos por un catalizador o reactivo, dando lugar a la reacción que puede ser utilizada para eliminar compuestos tóxicos en agua o aire o para sintetizar compuestos orgánicos de alto valor añadido.

Los procesos de almacenado de la energía solar para la producción de combustibles son los que requieren un elevado aporte energético, ya que sus ciclos termoquímicos se desarrollan a altas temperaturas. Dentro de este grupo, los ciclos termoquímicos más prometedores para la aplicación de la energía solar térmica son: producción solar de hidrógeno, reducción carbotérmica de óxidos metálicos, reformado solar de gas natural, conversión termoquímica de compuestos de carbono, disociación de amoníaco en ciclos cerrados de producción y utilización de energía (Blanco, 2003).

La tecnología necesaria para abordar los procesos anteriormente descritos existe y es comercial para aplicaciones de generación de electricidad. Sin embargo, para la aplicación de calor solar a procesos industriales, es necesario desarrollar dispositivos e instalaciones adaptados a cada caso según sus requerimientos técnicos y productivos con el fin de demostrar la viabilidad de la tecnología para cada aplicación (Rojas y Cañadas, 2005). Éste es el marco de desarrollo del presente estudio.

1.4.3 Inconvenientes del sistema productivo actual

Desde el inicio de la era industrial, la actuación negativa sobre el medio ambiente que ha caracterizado a los sistemas productivos, se ha ejercido desde diferentes niveles: sobreutilización de recursos naturales no renovables, emisión de residuos contaminantes al ambiente y destrucción de espacios naturales, con la consecuente aniquilación acelerada de especies animales y vegetales. Los principales problemas que aquejan al

medio ambiente tienen su origen en los procesos productivos mal planificados y gestionados, por lo que, la forma de acceder a una mejora integral de la situación medioambiental es transformando tales sistemas.

Las sustancias contaminantes más importantes, por su mayor volumen o por su mayor toxicidad, son:

- ◇ Contaminantes clásicos: dióxido de carbono, óxidos de nitrógeno, cloruro de hidrógeno, dióxido de azufre y partículas sólidas, responsables en su mayoría del efecto invernadero.
- ◇ Metales pesados: Los más peligrosos son el mercurio, que produce daños en el sistema neurológico; el cadmio, que perjudica los riñones, y el plomo, que daña el desarrollo mental.
- ◇ Compuestos orgánicos de síntesis: Destacan por su elevada toxicidad, volatilidad, persistencia en el medio, carácter bioacumulativo y movilidad en los vertederos. A este grupo pertenecen las dioxinas y los furanos que son los contaminantes más peligrosos generados por la actividad industrial y que pertenecen a la familia química de los organoclorados (cloruro de vinilo necesario para la fabricación del PVC, tricloroetileno usado en pinturas y gomas, y hexaclorobenceno empleado en fungicidas, entre otros).

El 90% de la producción mundial de residuos peligrosos corresponde a los países industrializados. Existen muchas actividades que generan residuos peligrosos, pero el sector industrial es su productor más destacado, suponiendo un 20-25% del total de residuos generados por la industria (Centro de Información y Comunicación Ambiental de Norte América, 2007).

Las fuentes de residuos pueden agruparse en tres bloques principales, según las causas que determinan su aparición, a lo largo de la cadena de producción y consumo:

- ◇ Residuos generados en los *procesos de transformación*, como consecuencia de ineficiencias en el uso de las materias primas y de la energía, así como de la propia complejidad de gran parte de las materias primas en cuanto a su constitución. La industria química y de procesos ofrecen numerosos ejemplos de esta causa de generación de residuos. Subsectores como los de fabricación de polímeros, pesticidas, productos farmacéuticos, pigmentos, etc. producen una gama diversa de residuos peligrosos en cantidades importantes.

- ◇ Una vez cumplido el ciclo de vida útil, los *productos* son *desechados* o destinados al abandono. Dentro de este grupo, hay productos que, por su naturaleza y constitución, son considerados como residuos peligrosos. Ejemplos de ellos son agentes de limpieza, baterías y aceites lubricantes usados.
- ◇ Residuos originados en operaciones de tratamientos de residuos; ya que en numerosos procesos de descontaminación los componentes peligrosos no se destruyen, sino que experimentan transformaciones parciales o se transfieren de una fase a otra, con lo que se originan nuevos residuos que requieren a su vez algún tipo de gestión. Ejemplos de residuos peligrosos generados por esta vía son los lodos resultantes de la depuración de aguas residuales industriales contaminadas por metales pesados o los producidos en los lavadores utilizados para la limpieza de los gases en plantas de incineración de residuos.

Los sectores industriales que contribuyen con cerca de un 60% al total de la producción mundial de residuos peligrosos son el químico y el siderometalúrgico. De ellos, la industria química aporta los mayores niveles de peligrosidad, con una participación muy destacada de residuos de alta toxicidad. En la Tabla 1.2 se presentan algunos ejemplos de los principales residuos generados en función del tipo de actividad:

Tabla 1.2. Residuos generados para distintas actividades industriales

Industria	Residuos
Alimentaria	Soluciones ácidas o alcalinas de limpieza Disolventes Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Alcohol y ácido acético
Papelería	Soluciones alcalinas Sulfuros Peróxido Disolventes Tintes Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Lodos de plantas de tratamientos de aguas residuales
Química y Petroquímica	Catalizadores agotados Disolventes Carbón activado saturado Soluciones cáusticas y ácidas Materiales con metales pesados Tolueno y grasas Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Formaldehído
Metalúrgica	Lodos de lavaderos de efluentes gaseosos Licor de tratamiento de acero inoxidable Aceites de corte Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Disolventes y materiales con PVC
Cerámica	Soluciones ácidas o alcalinas de limpieza Soluciones con metales pesados Polvo y partículas Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Dióxido de carbono (proceso de cocción)
Vidrio	Compuestos orgánicos e inorgánicos Metales pesados Polvo y partículas Óxidos de azufre Sustancias de la combustión fósil (CO ₂ , SO ₂ , NO _x) Hidruro de flúor y de cloro Monóxido de carbono

Fuentes: (Monfort, 2011; Ministerio de Medio Ambiente, 2007; Centro de Información y Comunicación Ambiental de Norte América, 2007)

La gestión de este tipo de residuos constituye un tema de atención prioritaria en los países industrializados. La situación del problema actual exige un enfoque desde una doble perspectiva: por una parte, se trata de controlar el impacto de estos residuos sobre el medio, mediante una adecuada gestión de los mismos; pero, además, se deben restaurar los daños producidos hasta ahora. Para ello, la estrategia más eficaz es la adopción de medidas de tipo preventivo, encaminadas a reducir la generación de residuos en su origen y a procurar la recuperación de recursos a partir de los mismos (Centro de Información y Comunicación Ambiental de Norte América, 2007). Éste es el objetivo que se ha venido marcando la Unión Europea desde los años 90 hasta la actualidad mediante las siguientes medidas (AEMA, 2010):

- ◇ Reducción de las emisiones de gases de efecto invernadero procedentes de la industria, el transporte y la agricultura, y aumentar el porcentaje de energías renovables.
- ◇ Mejora del tratamiento de residuos para controlar las sustancias peligrosas en los residuos, de forma que se reduzca el impacto de la gestión de los residuos y de los vertederos y vertidos.
- ◇ Mejora de la eficiencia en el uso y el consumo de recursos (como materiales, alimentos, energía y agua) frente a la creciente demanda, la disminución de los recursos y la competencia, y logro de una producción más limpia.

Estas actuaciones obligan a dirigir todos los recursos tecnológicos y de innovación en el camino de la integración de fuentes energéticas renovables, tales como la energía solar térmica, en los sistemas de producción industrial.

1.4.4 Integración de la energía solar térmica a los sistemas de producción

En la integración de un sistema solar térmico dentro de un proceso, hay que tener en cuenta, principalmente, la temperatura y eficacia del proceso, el medio de transferencia de calor y el perfil de consumo. Por otro lado, debido a las necesidades energéticas continuas de la industria, en el sistema general de suministro, se considera tanto el sistema solar como una fuente de energía convencional, la cual aporta energía térmica en forma de vapor o agua caliente, cuando el sistema solar térmico no puede hacerlo, a temperaturas usualmente mayores que las requeridas por el proceso (Rojas, 2011).

Por lo tanto, para evaluar correctamente la viabilidad de la implementación de la energía solar térmica en un proceso industrial, es necesario tener en cuenta la temperatura real que requiere el proceso, por él mismo, y no la temperatura necesaria para el fluido caloportador. Esta aproximación también ayuda a disminuir el consumo energético del proceso (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008). La optimización tanto de los procesos industriales como de cualquier consumo energético, se ha fomentado en España mediante la “Estrategia de Ahorro y Eficiencia Energética, 2004-2012” que ayuda a aumentar la viabilidad de la integración de los sistemas solares térmicos en procesos industriales (Rojas, 2011).

Una vez que se han determinado los niveles de temperatura del proceso, se debe optimizar los flujos de energía involucrados en el sistema de suministro energético del proceso industrial. Para ello, se debe tener en cuenta la posible sinergia entre los medios de transferencia de calor usados en el proceso y el empleado en el sistema solar; siendo lo más adecuado utilizar en ambos casos el mismo fluido caloportador. El diseño del receptor de la radiación solar viene determinado por el medio de transferencia; de forma que, cuando se emplean gases o aire, se usan matrices volumétricas y, cuando se trabajan con líquidos, la configuración del receptor suele ser tubular (Rojas, 2011). Este principio se ha empleado en el diseño del receptor del presente estudio en el que se ha contemplado un receptor volumétrico con una matriz cerámica, capaz de alcanzar altas temperaturas, y aire como fluido caloportador. Sin embargo, en la práctica, si existen limitaciones económicas y de diseño, hay casos en los que los medios de transferencia de calor, en el proceso industrial y en el sistema solar, son completamente diferentes.

En la mayoría de los sectores industriales en los que la energía solar térmica puede ser acoplada, debe existir una demanda de calor considerable y lo más continua posible. Además, el nivel de temperatura requerido por alguno de los procesos que se van a llevar a cabo debe ser compatible con la operación eficiente de los captadores solares. Éste es el caso de sectores industriales como el alimentario, textil, equipos de transporte, tratamiento metálico y plástico, y el sector químico. La relevancia de cada sector depende del desarrollo del mercado solar térmico y del perfil industrial local (Vannoni, Battisti y Drigo, 2008).

Para optimizar la integración de un sistema solar térmico, es necesario tener en cuenta el perfil de consumo y la coincidencia de los consumos más elevados con niveles altos de irradiancia solar. Un ejemplo de buena integración termosolar serían aquellos procesos industriales con altos consumos energéticos térmicos durante las horas de sol en verano. Un ejemplo de media y baja temperatura serían las industrias de conservas vegetales y las industrias de fabricación y envasado de zumos (Rojas, 2011).

Por otro lado, las aplicaciones solares a gran escala para calor de proceso se benefician de unos costes de inversión relativamente bajos, a pesar de los elevados costes para el captador; siendo el empleo de sistemas de energía solar sin almacenamiento de calor una forma de garantizar la economía de la inversión. En este caso, el calor solar alimenta directamente a un proceso, en el que la tasa máxima a la que el sistema de energía solar proporciona el suministro energético no debe ser muy superior a la

velocidad a la que el proceso utiliza la energía. Este sistema, sin embargo, no puede ser rentable en los casos en que el calor se necesita en las primeras o últimas horas del día o, durante noche, cuando la industria opera en un régimen de doble turno; en estos casos habría que considerar un sistema híbrido (Textos Científicos, 2009).

1.5 COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA EN EL DISEÑO DE INSTALACIONES SOLARES

El análisis y control de sistemas y procesos técnicos o científicos es imprescindible para conseguir el funcionamiento adecuado de una instalación y la optimización del proceso que se va a llevar a cabo. Este fin requiere un trabajo previo de investigación que puede ser abordado de forma experimental y/o mediante simulación teórica. En la experimentación, la información se obtiene examinando los fenómenos por sí mismos y, en la simulación, el análisis de dichos fenómenos se lleva a cabo mediante programas de ordenador basados en modelos matemáticos. Dichos modelos, a su vez, proceden de teorías científicas que explican fenómenos reales; por lo que la selección de la estrategia a emplear para analizar el proceso debe basarse en la precisión obtenida, coste que implique y viabilidad del método (Ueberhuber, 1997).

A diferencia de la experimentación, la predicción teórica de un fenómeno viene dada por un modelo matemático procedente de un modelo físico y, para la resolución de dicho modelo matemático, se emplean métodos numéricos capaces de resolver las ecuaciones diferenciales del modelo. Las principales ventajas que los cálculos teóricos presentan frente a la investigación experimental son (Patankar, 1980):

- ◇ El bajo coste que implica, puesto que en la mayoría de las aplicaciones el coste de computación es de varios órdenes de magnitud inferior al coste de las investigaciones experimentales.
- ◇ Mayor rapidez en la obtención del diseño, debido a la disponibilidad de ordenadores potentes.
- ◇ Suministro de información completa y detallada, ya que la solución computacional de un problema puede proporcionar los valores de las variables relevantes en, prácticamente, todo el dominio de interés.
- ◇ Capacidad de simular condiciones reales muy distintas, puesto que en un análisis computacional se puede trabajar tanto a pequeña como a gran escala, con temperaturas muy altas o muy bajas, manejar sustancias tóxicas y peligrosas, o

seguir procesos muy rápidos o muy lentos sin que implique una transformación completa de la instalación.

- ◇ Capacidad de simular condiciones ideales, de forma que en el estudio de un fenómeno puedan evaluarse únicamente los parámetros que se consideren esenciales y descartar las características irrelevantes, pudiendo realizar una idealización del proceso, algo imposible de obtener en el análisis experimental.
- ◇ Capacidad de simular condiciones extremas, ya que en ciertos sistemas puede ser muy útil realizar simulaciones computacionales para predecir cuál será el comportamiento del mismo en casos extremos y emergencias, debido a que la realización de dichos experimentos puede implicar riesgos de seguridad.

Con respecto a las desventajas del análisis computacional, es necesario destacar que la utilidad de dicho análisis depende de la validez de los modelos matemáticos en los que se sustenta, de la pericia del usuario a la hora de definir los parámetros y características del proceso a simular, y de los métodos numéricos de resolución que utiliza. Por lo que, en los casos en los que el estudio del comportamiento de un sistema implique la construcción de varios prototipos para abarcar los objetivos de la investigación y, en consecuencia, sea costoso tanto en tiempo como económicamente, la mejor opción es emplear para la investigación la simulación teórica computacional, usando métodos numéricos (Solano y cols., 2006).

El tipo de método numérico más empleado es el método de elementos finitos por su mayor facilidad para introducir dominios de cálculo complejos. Además, es fácilmente adaptable a problemas de mecánica de fluidos para calcular campos de velocidades y presiones, así como a problemas de transferencia de calor o de campo electromagnético; por lo que, usando un programa de computación fluidodinámica, se puede construir un modelo que resuelva este tipo de problemas y obtener una predicción de la dinámica del fluido y de los fenómenos físicos asociados (Chung, 2003; Wesseling, 2000).

De esta forma, la Fluidodinámica Computacional (CFD) es uno de los métodos más apropiados para estudiar diferentes procesos tales como la transferencia de calor (Zhang y Haghghat, 2009; Zhai y Chen, 2004) y el flujo de fluidos (Haghghat y cols., 1992; Hsieh y Lien, 2004). En este sentido, la simulación CFD es aplicable en el análisis térmico tanto de un dispositivo solar de alta concentración, destinado a aplicaciones industriales de alta temperatura, como de tubos receptores de media concentración. Estos trabajos actualmente se desarrollan con el objeto de emplear la versatilidad de este tipo de

simulación en el diseño de instalaciones más seguras y mejor adaptadas a los requerimientos concretos de cada aplicación.

La utilidad de esta herramienta de simulación, dentro del campo solar, ha sido comprobada en estudios de producción de hidrógeno a partir del craqueo de metano mediante reactores solares, en los que se analiza la distribución, tanto de temperatura como de concentración de sustancias, en el interior del reactor (Abanades y Flamant, 2007). También se ha empleado la simulación CFD para el diseño de captadores solares poliméricos, en los que se ha analizado la distribución de temperatura y velocidad del fluido, con objeto de evaluar y mejorar la eficiencia del captador (Martinopoulos y cols., 2010). Otra área de aplicación es la optimización de la geometría y dimensión de nuevos tipos de cavidades receptoras para el captador lineal Fresnel mediante la evaluación de la transferencia de calor que experimenta la instalación (Facão y Oliveira, 2011).

Los ejemplos anteriormente citados muestran la amplia versatilidad y aplicabilidad de la Fluidodinámica Computacional en el desarrollo de instalaciones solares, puesto que permite un análisis pormenorizado del conjunto de variables implicadas en el proceso.

1.5.1 Fundamentos de la CFD

La CFD es la parte de la Mecánica de Fluidos que analiza sistemas donde interviene la circulación de fluidos, transferencia de calor y otros fenómenos asociados, como las reacciones químicas, basándose en la simulación por ordenador. Los últimos desarrollos en el campo de la CFD la han provisto de una capacidad comparable con otras herramientas CAE (Computer-Aided Engineering), tales como códigos para análisis del estrés mecánico. El desarrollo de la CFD ha sido más lento, debido a la complejidad de los modelos en los que se basa la CFD; ya que no permite obtener, al mismo tiempo, una resolución económica y exhaustiva del problema. Sin embargo, la disponibilidad actual de herramientas computacionales de alta resolución y la introducción de entornos de trabajo más intuitivos para el usuario ha ayudado a aumentar significativamente el interés en el uso de la CFD (Versteeg y Malalasequera, 1995).

Los códigos de CFD se basan en algoritmos numéricos capaces de abordar problemas de circulación de fluidos. Para facilitar el planteamiento y resolución del problema a analizar, todos los códigos comerciales ofrecen al usuario sofisticados entornos de trabajo que permiten introducir los parámetros del problema y examinar los

resultados obtenidos. Por ello, todos los códigos contienen tres elementos principales: pre-procesador, solver y post-procesador.

1.5.1.1 Pre-procesado

El pre-procesado consiste en la implementación de un problema de dinámica de fluidos en el programa de CFD, mediante un entorno de trabajo sencillo para el usuario, para transformarlo en un formato que pueda ser procesado por el solver. En esta etapa, el usuario debe desarrollar las siguientes actividades (Versteeg y Malalasequera, 1995):

- ◇ Definición de la geometría de la región de interés (dominio).
- ◇ Generación del mallado, mediante la subdivisión del dominio en un número de subdominios más pequeños y no solapados (celdas).
- ◇ Selección de los fenómenos físicos y químicos necesarios para el modelo.
- ◇ Definición de las propiedades del fluido.
- ◇ Definición de las condiciones de contorno, tanto para el dominio como para cada grupo de celdas.

La resolución del problema se define en los nodos internos de cada celda, de ahí que la exactitud de la solución encontrada mediante el cálculo de CFD dependa del número de celdas que componen la malla. En general, un número elevado de celdas ofrece una exactitud mayor en los resultados, pero hay que considerar que tanto la precisión de los resultados como el coste computacional dependen de la densidad del mallado. Por tanto, la malla óptima suele ser no uniforme, presentando el tamaño menor en las zonas donde se producen las variaciones del proceso más significativas y uno mayor en las áreas con ligeros cambios.

1.5.1.2 Solver

Para la resolución del problema planteado, existen tres tipos de técnicas numéricas: método de diferencias finitas, de elementos finitos y de elementos espectrales. Estos métodos resuelven el problema mediante los siguientes pasos generales (Versteeg y Malalasequera, 1995):

- ◇ Aproximación de las variables del fluido desconocidas mediante funciones simples.
- ◇ Discretización y sustitución de las aproximaciones realizadas en las ecuaciones generales del proceso y en las adaptaciones matemáticas derivadas.

- ◇ Solución de las ecuaciones algebraicas.

La diferencia entre estos métodos se encuentra en la manera en la que realizan la aproximación de las variables del fluido y en el proceso de discretización.

El *método de diferencias finitas* define las variables desconocidas del problema como muestras puntuales en los nodos del mallado referenciados en los ejes coordinados. Las series de Taylor se usan para crear aproximaciones de diferencias finitas para las derivadas de la propiedad del fluido en cada nodo. Las derivadas que aparecen en las ecuaciones de conservación se sustituyen por las diferencias finitas, construyendo una ecuación algebraica para los valores de la variable del fluido en cada nodo del mallado (Versteeg y Malalasequera, 1995).

El *método de elementos finitos* utiliza sencillas funciones por partes válidas sólo en los elementos del mallado, para describir las variaciones locales de la variable del fluido que se desconoce. Las ecuaciones de conservación se cumplen con el valor exacto de dicha variable; por lo que, cuando su valor se sustituye por las funciones de aproximación por partes, existe una desviación que se mide mediante un valor residual. Estas funciones se integran usando técnicas numéricas establecidas (como el método de Euler), obteniéndose un grupo de ecuaciones algebraicas para los coeficientes de las funciones de aproximación (Versteeg y Malalasequera, 1995).

El *método de elementos espectrales* realiza la aproximación de la variable desconocida empleando las series de Fourier o de Chebyshev que se sustituyen en las ecuaciones de conservación. Se obtienen ecuaciones algebraicas para los coeficientes de la serie de aproximación empleada, usando el valor residual para obtener la solución exacta en el nodo, al igual que en el método anterior (Versteeg y Malalasequera, 1995).

El *método de volúmenes finitos* es un caso especial del método de diferencias finitas, el cual es empleado por la mayoría de los códigos comerciales de CFD. En el presente estudio, el código empleado emplea este método de resolución, cuyo algoritmo numérico sigue estos pasos (Versteeg y Malalasequera, 1995):

- ◇ Integración de las ecuaciones de conservación del fluido sobre todos los volúmenes del dominio considerado.
- ◇ La discretización implica la sustitución de una variedad de aproximaciones del tipo de diferencias finitas para los términos de la ecuación integrada que representen procesos del fluido, tales como convección, difusión y fuentes, bien

sean de energía o de masa. De esta forma se obtiene un sistema de ecuaciones algebraicas.

- ◇ Resolución de las ecuaciones algebraicas mediante un método iterativo, cuya aproximación viene determinada principalmente por el algoritmo *simple* para asegurar la correcta correspondencia entre presión y velocidad.

1.5.1.3 Post-procesado

El post-procesado ha tenido un gran desarrollo en los últimos años, habiéndose creado herramientas de visualización de datos con una gran versatilidad. Dichas herramientas incluyen (Versteeg y Malalasequera, 1995):

- ◇ Pantalla para mostrar la geometría y el mallado del dominio.
- ◇ Gráfico de vectores.
- ◇ Gráfico de líneas y contorno sombreado.
- ◇ Gráficos de superficies en dos y tres dimensiones.
- ◇ Seguimiento de partículas.
- ◇ Control de la vista del gráfico (traslación, rotación, escalado...)
- ◇ Mapas de colores.

Los códigos más recientes incluyen, además, herramientas de animación para resultados dinámicos, además de informes y archivos de datos para poderlos tratar externamente al código de CFD.

1.5.1.4 Problemas asociados a la resolución con CFD

La resolución de problemas de fluidos requiere hacer simplificaciones para reducir la complejidad del modelo, con el fin de conseguir un nivel de dificultad apropiado para poder desarrollar el cálculo. La adecuación de las simplificaciones realizadas en el modelo define la calidad de la información generada mediante CFD.

Por otra parte, se debe emplear un buen algoritmo de cálculo, para lo que se tiene en cuenta criterios de convergencia, consistencia y estabilidad. La *convergencia* es la propiedad del método numérico para generar un resultado que se aproxime a la solución exacta, cuando el espaciado de la malla, el tamaño del volumen de control o celda se reduce a cero. Un esquema numérico es *consistente* cuando genera sistemas de ecuaciones algebraicas que demuestran su equivalencia con las ecuaciones de conservación originales, si el espaciado de la malla tiende a cero. La *estabilidad* está

asociada a la amortiguación de errores conforme el método numérico avanza en el cálculo; de forma que, si el algoritmo no es estable, se puede obtener divergencia (Versteeg y Malalasequera, 1995).

No obstante, para ecuaciones no lineales, los criterios de consistencia y estabilidad no son suficientes para garantizar la convergencia. La generación de un espaciado de malla próximo a cero no es factible con las herramientas de computación, ya que emplean una representación finita de los números. Por tanto, los errores de redondeo, en ocasiones, impiden lograr la convergencia.

La aproximación de volúmenes finitos garantiza la conservación local de las propiedades del fluido en cada celda de la malla. Esquemas numéricos *conservativos* aseguran una conservación global de la propiedad del fluido en todo el dominio, empleando expresiones consistentes que definen el flujo de la variable a través de las caras de las celdas entre volúmenes de control adyacentes. La *acotación* del cálculo requiere limitar la solución mediante la definición de un valor máximo y mínimo para la variable del fluido. Para ello se aplican restricciones sobre las ecuaciones algebraicas del modelo (Versteeg y Malalasequera, 1995).

Además, hay que considerar que un proceso donde interviene un fluido sufre efectos debidos a la convección y difusión. En *procesos de difusión*, tales como la conducción de calor, el cambio de temperatura en un punto tiene un efecto prácticamente homogéneo en todas las direcciones de su entorno. Sin embargo, los *fenómenos convectivos* tienen influencia sobre la dirección del fluido. Por tanto, los métodos de volúmenes finitos con propiedades de transporte deben tener en cuenta la influencia de la direccionalidad, dependiendo de la importancia del efecto de la difusión sobre el de convección y viceversa (Versteeg y Malalasequera, 1995).

Los conceptos de conservación, acotación y la consideración de los efectos de los fenómenos de transporte se han tomado como principios a seguir en el código CFD para lograr la convergencia, consistencia y estabilidad requeridas en el algoritmo de cálculo. El éxito en el cálculo se obtiene mediante la convergencia del proceso de cálculo iterativo con un valor residual próximo a cero; puesto que dichos valores miden el nivel de conservación de las propiedades del fluido en el proceso.

Hay que tener en cuenta que no existe método de detección de los errores introducidos con un mallado inadecuado. Sin embargo, para eliminar los errores debido al

tamaño de malla, se puede desarrollar un estudio de *dependencia del mallado*. Este estudio consiste en realizar refinamientos de malla sucesivos, partiendo de un tamaño inicial, hasta que se logre que los resultados no varíen. El mallado que cumple esta condición es independiente. Por lo que, resultados obtenidos con un mallado independiente son indicativos de la buena calidad del análisis CFD (Versteeg y Malalasequera, 1995).

No obstante, para *validar el modelo* desarrollado en el código CFD y evaluar la precisión de los resultados finales es necesario hacer una comparación con un trabajo experimental. Para validar un código CFD se requiere información muy detallada sobre las condiciones de contorno del problema a abordar y una gran cantidad de resultados, para lo que son necesarios trabajos experimentales de referencia. En muchos casos, los estudios realizados con CFD no se corresponden con una instalación experimental, por lo que dependen de: experiencias previas, de comparaciones con resultados analíticos de casos similares, aunque más sencillos, y de comparaciones con datos de otros casos parecidos, descritos en la literatura (Versteeg y Malalasequera, 1995).

1.5.2 Herramientas de simulación con CFD

1.5.2.1 Códigos CFD libres

Como *solver* se encuentran, entre otros, los siguientes programas:

- ◇ *ADFC*: Solver que permite llevar a cabo la simulación de un túnel del viento, resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes para flujo viscoso incompresible en dos y tres dimensiones. La definición de la geometría, el mallado y procesamiento de los datos debe realizarse con otros programas complementarios. En este caso, está preparado para trabajar con el pre/post-procesador mallador GiD del Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería, dependiente de la Universidad Politécnica de Cataluña (ADFC, <http://adfc.sourceforge.net>).
- ◇ *CalculiX*: Permite desarrollar análisis de transferencia de calor y el estudio, entre otros, del comportamiento de fluidos compresibles e incompresibles. Incluye tanto el pre-procesador como el post-procesador y es compatible, además, con formatos desarrollados en Abaqus FEM, Ansys FEM y OpenFOAM (CalculiX, <http://www.dhondt.de>).
- ◇ *Code_Saturne*: Resuelve las ecuaciones de Navier-Stokes para flujos en dos y tres dimensiones, en estado estacionario y en transitorio, laminares o turbulentos,

incompresibles o compresibles y con transferencia de calor. Incluye además modelos físicos específicos para simular: combustiones, transferencia de calor por radiación a través de medios semi-transparentes, movimiento de partículas, efecto Joule, arcos eléctricos, flujos atmosféricos e interacciones entre los componentes de las máquinas hidráulicas. Es compatible con generadores de malla como Gambit (Fluent), GMSH y Star-CCM⁺ (Code Saturne, <http://code-saturne.org>).

- ◇ *OpenFOAM*: Es capaz de resolver complejos flujos de fluidos, incluyendo desde reacciones químicas, turbulencia y transferencia de calor, hasta dinámica de sólidos y electromagnética. Incluye tanto el pre- como el post-procesador (OpenFOAM, <http://www.openfoam.com>).

Dentro de los generadores de mallado libres se encuentran:

- ◇ *Gmsh*: Es un generador de malla para elementos finitos tridimensionales con herramientas, tanto para el pre-proceso como para el post-proceso. Genera archivos de extensión .msh (GMSH, <http://www.geuz.org/gmsh/>).
- ◇ *NETGEN*: Construye un mallado tetraédrico tridimensional que contiene módulos para la optimización de la malla y su refinamiento. La extensión de los archivos que genera es .iges y .step (NETGEN, <http://www.hpfem.jku.at/netgen/>).
- ◇ *TetGen*: Es un programa que genera mallados tetraédricos de cualquier dominio poliédrico tridimensional, adaptándolo a su geometría y pudiendo realizar particiones al volumen de celda seleccionado (particiones de Voronoi). Genera archivos .off, .mesh, .smesh y .ele (TETGEN, <http://tetgen.berlios.de>).

Para la visualización de los resultados existen varios programas libres, como: DISLIN, GMV, OpenDX, VAPOR y VTK, entre otros.

1.5.2.2 Códigos CFD comerciales

Dentro de los códigos CFD comerciales, los más extendidos tanto en el campo industrial como científico son:

- ◇ *CFX (Ansys)*: Este código resuelve casos de turbulencia de fluidos, máquinas rotativas, fluidos multifásicos, conducción térmica en sólidos (además del transporte convectivo de energía en el fluido), problemas de combustión, interacción fluido-estructura y el movimiento de sólidos inmersos en el fluido. Incluye el pre- y post-procesador y puede ser utilizado en la interfaz Ansys[®]

WorkbenchTM, que permite enlazar los programas de diseño asistido por ordenador (CAD, computer-aided design) con el código CFD (Ansys CFX, <http://www.ansys.com>).

- ◇ *COMSOL Multiphysics CFD Module*: Es capaz de simular problemas de flujos compresibles e incompresibles, combinándolos con modelos avanzados de turbulencia y convección natural. Además, conjuga fenómenos de transferencia de calor con flujo no isotérmico, interacciones fluido-estructura, flujo no newtoniano con calentamiento viscoso y fluidos con viscosidad dependiente de la concentración. También permite definir medios isotrópicos y anisotrópicos en flujos a través de medios porosos, así como la combinación entre flujos libres y medios porosos. Este módulo CFD se incluye en el programa COMSOL que consta de las herramientas de pre- y post-procesado (CAE, computer-aided engineering) necesarias para desarrollar el modelo de simulación y visualización de resultados (COMSOL Multiphysics CFD Module, <http://www.comsol.com>).
- ◇ *STAR-CCM+*: Puede resolver problemas acoplados de flujo y energía, en estado estacionario o transitorio. Simula también el movimiento de cuerpos rígidos y registra los cambios en la malla debido al fenómeno estudiado, trata fluidos multifásicos y aquellos compuestos por varias sustancias, considerando régimen laminar, turbulento y de transición. Además, incorpora modelos de combustión y reacciones químicas, análisis aeroacústico, de transferencia de calor por conducción, convección y radiación e integra el enlace con los programas CAE (STAR-CCM⁺, http://www.cd-adapco.com/products/star_ccm_plus/).
- ◇ *Fluent (Ansys)*: Este software contiene una extensa gama de modelos físicos necesarios para la simulación de fluidos, turbulencia, transferencia de calor y reacciones para aplicaciones industriales, incluyendo desde el flujo de aire sobre el ala de un avión hasta la combustión en un horno. Modelos específicos permiten modelar la combustión en un cilindro, fenómenos de aeroacústica, turbomáquinas y sistemas multifásicos. La avanzada tecnología de este software permite lograr resultados rápidos y precisos, flexibilidad en el movimiento y deformación del mallado, y procesado en paralelo. Adicionalmente, permite introducir funciones creadas por el usuario para añadir modelos particularizados para cada caso y modificar parámetros durante la realización del cálculo, mediante su pausa y reanudación. Al igual que el código CFX, se puede integrar en el entorno

Workbench para generar la conexión con los sistemas CAD, donde se construye la geometría (Ansys Fluent, <http://www.ansys.com>). En el presente estudio ha sido empleado este código comercial, junto con el pre-procesador Gambit, para obtener, tanto las simulaciones tridimensionales para el diseño de la cámara de proceso como los resultados del modelo bidimensional para la mejora del diseño del absorbedor (apartado 3.3).

1.5.3 Simulación CFD para aplicaciones solares de alta temperatura

El hecho de que investigaciones previas muestren la posibilidad de aplicar la energía solar térmica a procesos industriales de alta temperatura, tales como la producción de hidrógeno (Z'Graggen y cols., 2007; Rodat, Abanades y Flamant, 2009), sinterizado de materiales (Cañadas y cols., 2005; Román y cols., 2008), obtención de fullerenos (Flamant y cols., 2004) y determinación de propiedades de materiales (Hernández y Olalde, 2006), ha llevado a desarrollar instalaciones y dispositivos específicos orientados a demostrar la viabilidad tecnológica del proceso estudiado en cada caso (Cañadas y cols., 2006; Cañadas y cols., 2008).

La simulación y modelización de distintas configuraciones para el diseño de un receptor solar es esencial para optimizar dicho diseño y mejorar la eficiencia del proceso que se va a llevar a cabo. Algunos autores han analizado la transferencia de calor en procesos de alta temperatura con objeto de evaluar las pérdidas térmicas y mejorar la fiabilidad del receptor solar. En la Tabla 1.3, se recogen algunas referencias actuales de trabajos en los que se ha empleado la Fluidodinámica Computacional para el estudio de procesos solares de alta temperatura.

Tabla 1.3. Referencias de trabajos en los que se aplica la CFD a procesos solares de alta temperatura

Objetivo del estudio	Referencia
Modelado de un reactor químico para la gasificación de compuestos de carbono	“Heat and mass transfer analysis of suspension of reacting particles subjected to concentrated solar radiation-Application to the steam-gasification of carbonaceous materials”, Z’Graggen y Steinfeld (2009)
Estudio de la distribución de temperatura y de especies en un reactor químico solar de alta temperatura para la producción de hidrógeno mediante el craqueo de metano	“Experimental study and modeling of a high-temperature solar chemical reactor for hydrogen production from methane cracking”, Abanades y Flamant (2007) “Lagrangian characterization of multi-phase turbulent flow in a solar reactor for particle deposition prediction”, Ozalp y Kanjirakat (2010)
Caracterización de la influencia del comportamiento del flujo sobre la transferencia de calor y el proceso del craqueo solar térmico del gas natural	“CFD analysis on the influence of helical carving in a vortex flow solar reactor”, Ozalp y JayaKrishna (2010) “A Computational Fluid Dynamics study on the effect of carbon particle seeding for the improvement of solar reactor performance”, Ozalp y Kanjirakat (2010)
Mejora del diseño de reactores solares de alta temperatura	“A pilot-scale solar reactor for the production of hydrogen and carbon black from methane splitting”, Rodat y cols. (2010) “Constructal method to optimize solar thermochemical reactor design”, Tescari, Mazet y Neveu (2010) “HYTHEC: An EC funded search for a long term massive hydrogen production route using solar and nuclear technologies”, Le Duigou y cols. (2007)
Estudio de la transferencia de calor producida en un reactor termoquímico solar consistente en un receptor volumétrico	“Heat transfer simulation in a thermochemical solar reactor based on a volumetric porous receiver”, Villafán-Vidales y cols. (2011)

Fuente: Elaboración propia

Uno de estos estudios ha consistido en modelar un reactor químico, instalado en un horno solar de alta temperatura, para la gasificación de compuestos de carbono usando el método de Monte-Carlo y el de elementos finitos. El modelo acopla la transferencia de calor producida por radiación, convección y conducción a la cinética química para suspensiones dispersas de las partículas reactivas. Dicho modelo detectó la gran influencia que tiene la distribución del tamaño de partícula sobre el coeficiente de absorción y la cinética de la reacción, lo que afecta directamente a la transferencia de calor y de materia (Z’Graggen y Steinfeld, 2009).

La producción de hidrógeno, a partir del craqueo del metano, ha sido analizada mediante CFD para el modelado de un reactor químico solar de alta temperatura. En este caso, además del estudio experimental, se ha elaborado un modelo numérico en dos dimensiones, para acoplar los fenómenos de transporte que se presentan en el proceso; de forma que se pueda predecir la distribución de la temperatura y de la concentración de las especies en el reactor. Los resultados de las simulaciones mostraron la distribución de la temperatura en el interior del reactor y los lugares preferentes en los que se produce la reacción (Abanades y Flamant, 2007).

Otro estudio consistió en evaluar diferentes geometrías para un reactor termoquímico irradiado directamente por energía solar destinado para desarrollar un proceso de craqueo del carbón para obtener hidrógeno, con el fin de caracterizar la influencia del comportamiento del caudal de alimentación en la transferencia de calor. La transferencia de calor por radiación de las partículas de carbón fue considerada introduciendo en el dominio de cálculo los coeficientes globales de absorción y de dispersión. Para mejorar la eficiencia del cálculo de los flujos con torbellinos se empleó un modelo específico para estos casos. Los resultados numéricos obtenidos mostraron que el mecanismo de transferencia de calor por radiación es el más importante en comparación con los efectos de la conducción y convección y que la geometría del reactor tiene gran influencia sobre el comportamiento del flujo (Ozalp y Jayakrishna, 2010).

La simulación numérica de un reactor termoquímico solar, consistente en una estructura de material poroso cerámico, ha sido desarrollada para predecir la transferencia térmica del receptor solar volumétrico. Se consideró un modelo térmico local de no-equilibrio para obtener la distribución de temperatura y validar los resultados experimentales. Las simulaciones mostraron que el fenómeno de no-equilibrio térmico es importante de forma local y que el tamaño principal de las celdas tiene un efecto dominante sobre la temperatura (Villafán-Vidales y cols., 2011).

Estos ejemplos muestran que la Fluidodinámica Computacional se puede considerar como una herramienta versátil y de utilidad para simular y estudiar diferentes procesos solares de alta temperatura. En este contexto se enmarca el presente trabajo, basado en el uso de esta metodología (CFD) para analizar las propiedades fluido-dinámicas y de transferencia de calor en el diseño y caracterización térmica de un sistema receptor solar capaz de alcanzar las altas temperaturas requeridas en las aplicaciones industriales. Con este fin ha sido diseñada una cámara de proceso que recibe energía solar concentrada para

suministrar calor a altas temperaturas. El modelo, desarrollado en tres dimensiones, es capaz de analizar los perfiles térmicos de diferentes configuraciones, permitiendo seleccionar el diseño más adecuado que forme parte de un receptor solar volumétrico abierto, instalado en el Horno Solar de la Plataforma Solar de Almería (PSA) (Rodríguez y cols., 2006). Una vez evaluado experimentalmente el sistema solar volumétrico, se ha aplicado el análisis CFD para optimizar el diseño del material receptor de la radiación solar.

OBJETIVOS Y PLAN EXPERIMENTAL

2 OBJETIVOS Y PLAN EXPERIMENTAL

2.1 OBJETIVOS

El objetivo general del presente estudio es desarrollar una metodología basada en la aplicación de la Fluidodinámica Computacional al diseño y análisis térmico de un receptor volumétrico para un horno solar de alta temperatura.

La consecución del objetivo general mencionado implicará alcanzar los siguientes objetivos específicos:

2.1.1. Diseñar una nueva cámara destinada a la aplicación en procesos de alta temperatura. Para conseguir este propósito, se han considerado las siguientes metas:

2.1.1.1. Analizar las propiedades del fluido caloportador empleado en el sistema de concentración solar.

2.1.1.2. Evaluar la distribución de temperatura a la entrada de la cámara de proceso.

2.1.1.3. Seleccionar la geometría que mejor se adapte a las condiciones de operación deseadas.

2.1.1.4. Seleccionar los materiales de construcción que mejor se comporten ante las condiciones de trabajo consideradas.

2.1.1.5. Dimensionar la cámara de proceso mediante la elección del espesor óptimo para cada material.

2.1.2. Construir, instalar y poner en marcha la nueva cámara de proceso dentro del banco de ensayos creado para un proyecto anterior (SolarPRO I, 2003; SolarPRO II, 2006) y ubicado en la instalación del Horno Solar de la PSA.

2.1.3. Validar las simulaciones y evaluar experimentalmente el diseño seleccionado y la respuesta de la instalación ante modificaciones en las condiciones de operación.

2.1.4. Estudiar el comportamiento del material receptor de la radiación solar y analizar nuevas configuraciones para mejorar el rendimiento térmico del sistema. En este sentido, se ha tenido en cuenta la influencia de la porosidad del absorbedor, así como diferentes distribuciones de la misma, en la eficiencia térmica.

2.2 PLAN EXPERIMENTAL

La consecución de los objetivos previamente definidos requiere llevar a cabo el plan de trabajo que a continuación se detalla:

2.2.1. Para el diseño de la cámara de proceso se han considerado los perfiles térmicos y fluido-dinámicos obtenidos a partir de un conjunto de simulaciones realizadas a través de la aplicación de CFD. El desarrollo de dichas simulaciones implica el estudio y predicción de determinadas condiciones de contorno tales como, la potencia solar radiante proporcionado por la instalación del Horno Solar, el perfil de temperatura a la entrada de la cámara y las propiedades de los materiales y del fluido de trabajo.

2.2.1.1. La determinación de las propiedades físicas del fluido caloportador se ha realizado mediante el análisis de las condiciones ambientales medias de humedad y temperatura.

2.2.1.2. Con objeto de definir la distribución de temperatura a la entrada de la cámara, se han tenido en cuenta los perfiles de temperatura obtenidos en ensayos anteriores, los cuales fueron realizados con la planta de proceso desarrollada en el proyecto SolarPRO. La función de distribución resultante se ha implementado en la simulación mediante el uso de una función definida por el usuario.

2.2.1.3. Todas las configuraciones consideradas en las simulaciones constan de tres tipos de materiales: refractario (capa de material en contacto con el fluido caliente para mejorar la homogeneidad térmica), aislamiento (capa de material en contacto con el refractario y la carcasa para disminuir las pérdidas térmicas al exterior) y el material de la carcasa (cubierta exterior de la cámara de proceso). Se han estudiado cinco tipos de materiales refractarios con el fin de seleccionar el más adecuado para las condiciones de operación seleccionadas, siendo éstos:

- ◊ Fisa-cast 190, Fisa-cast 147, Firecrete 3X, Firecrete HT, Firecrete 95.

Un primer grupo de simulaciones se plantea para la selección del refractario más adecuado en las condiciones del proceso a desarrollar,

considerando un espesor de 3 cm, tanto para la capa de material refractario como para la del aislamiento, y una carcasa constituida por un acero inoxidable de 5 mm de espesor. Los parámetros que se han considerado para la selección del material han sido: temperatura máxima del fluido y temperaturas de las paredes de cada capa, en la sección central de la cámara, y gradiente térmico total del fluido.

2.2.1.4. Para la selección de la geometría de la cámara se han planteado diferentes alternativas de diseño a partir de los resultados obtenidos de la planta de proceso del proyecto SolarPRO (SolarPRO I, 2003; SolarPRO II, 2006), los cuales se han empleado para determinar el aprovechamiento energético de dicho dispositivo mediante una rutina basada en un sistema de cálculo matricial que evalúa la potencia extraída en el proceso. Las configuraciones propuestas para desarrollar las simulaciones han sido (Figura 2.1):

- ◇ Tubular.
- ◇ Tubular con lámina deflectora a la salida de 15° de inclinación con respecto a la vertical.
- ◇ Tubular de sección cuadrada con vértices semicirculares para evitar volúmenes muertos.

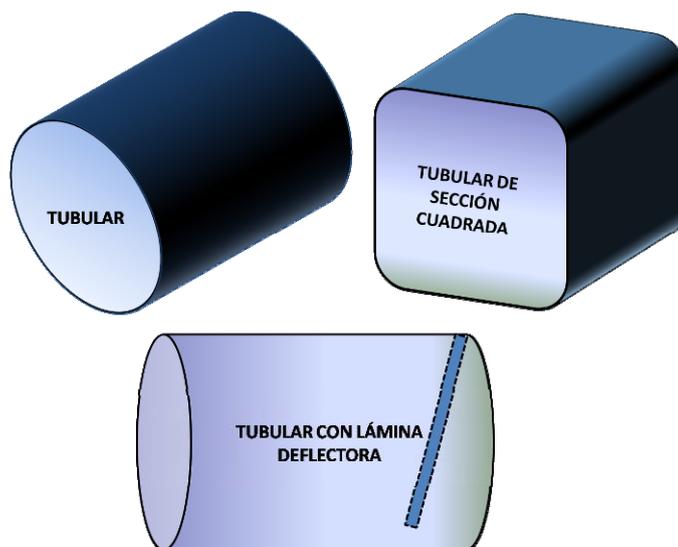


Figura 2.1. Geometrías de la cámara de proceso

Este segundo grupo de simulaciones consideran el material refractario seleccionado mediante las simulaciones anteriores y un espesor fijado

para cada uno de los materiales. Para la selección de la geometría se han considerado los perfiles de temperatura de la sección longitudinal central en cada caso.

2.2.1.5. Con objeto de definir las dimensiones del equipo, se han desarrollado también distintas simulaciones con diferentes espesores tanto para el refractario como para el material de aislamiento, distribuidos de la siguiente forma:

- ◇ Aislamiento de 3 cm y refractario de 3 cm
- ◇ Aislamiento de 3 cm y refractario de 10 cm
- ◇ Aislamiento de 15 cm y refractario de 15 cm
- ◇ Aislamiento de 15 cm y refractario de 20 cm

En este tercer grupo se ha considerado la geometría y el refractario seleccionados en las simulaciones anteriores. Los parámetros considerados para la evaluación de los distintos espesores han sido: la media del gradiente térmico del fluido para cada línea de flujo y la temperatura media obtenida para toda la pared de cada material.

2.2.2. Para la construcción de la cámara de proceso se tienen en cuenta las tensiones que va a sufrir el material refractario debido a los choques térmicos experimentados durante el desarrollo del proceso, lo que implica la realización de modificaciones en los materiales del diseño seleccionado. Esto hace que se deba incluir en el modelo de simulación las modificaciones realizadas durante la construcción de la cámara. Por otro lado, en la puesta en marcha, se prepara el material refractario realizando un primer calentamiento, se analizan todos los componentes de la instalación del Horno Solar de la PSA, se seleccionan las variables de medida para definir el sistema de control y adquisición de datos (DAS) y se determina la localización de la instrumentación de medida, asegurándose el buen funcionamiento de toda la instalación.

2.2.3. Con el fin de validar las simulaciones y evaluar experimentalmente el diseño seleccionado, se plantea una campaña de ensayos en la que se analiza:

- ◇ la influencia de la distancia focal, considerándose las posiciones fijas durante el ensayo de -10 cm, -8 cm, -6 cm y -3 cm. Estas posiciones

se encuentran detrás de la posición del plano focal (0 cm), en la zona más alejada del concentrador (dirección Norte).

- ◇ el efecto de la lámina deflectora sobre la temperatura de proceso alcanzada
- ◇ la influencia de los materiales que forman parte del aislamiento de la cámara de proceso
- ◇ el efecto de la variación de la distancia focal durante el ensayo que produce la alteración de la distribución de la irradiancia solar incidente. Se han realizado ensayos modificando la distancia focal en un intervalo de -10 a 8 cm.
- ◇ influencia de la amortiguación de las zonas frías en el rendimiento y homogeneidad de la configuración experimental del absorbedor.

Para amortiguar dichas zonas se han empleado dos métodos: recubrimiento con cemento de alta temperatura y apantallamiento usando fragmentos de ventana de cuarzo.

- ◇ efecto del volumen de la cámara de proceso en la temperatura alcanzada.

Se han contemplado seis volúmenes diferentes, resultado de las modificaciones realizadas en la cámara, partiendo del volumen original (0.113 m^3). Dichas modificaciones han consistido en: adelantar la lámina deflectora a dos posiciones diferentes (0.0697 m^3 y 0.0628 m^3), añadir un cilindro de material refractario con un diámetro interno de 19 cm (0.0255 m^3) e introducir dos conos de estrechamiento en la parte delantera del dispositivo (0.01 m^3 y 0.004 m^3).

Para realizar la evaluación de los aspectos anteriores se han tenido en cuenta variables como: posición focal, perfil de temperatura obtenido de las imágenes de IR, potencia térmica extraíble en la cámara, potencia solar radiante ofrecida por el Horno Solar, temperatura media de la superficie irradiada y de salida del absorbedor, temperatura media del aire a la salida del absorbedor, calor transferido al aire, distribución de temperatura del aire a la salida del

absorbedor, evolución de la temperatura media de proceso durante el ensayo, distribución de temperatura del aire en la entrada de la cámara y la temperatura de proceso obtenida en el estado cuasi-estacionario para cada volumen considerado.

2.2.4. El estudio del comportamiento del material absorbedor de la radiación requiere del uso de la Computación Fluidodinámica, con el fin de predecir los perfiles de temperatura del fluido a la salida del absorbedor para cada configuración propuesta. La simulación con CFD implica el desarrollo de las siguientes tareas:

2.2.4.1. Con objeto de definir la distribución de irradiancia incidente en la superficie del absorbedor, se ha modelizado su distribución según la posición del plano focal. La función de distribución resultante, se ha incluido en la simulación mediante una función definida por el usuario.

2.2.4.2. Validación de la simulación con los resultados experimentales obtenidos en la configuración experimental con porosidad constante del 64%.

2.2.4.3. Evaluación de los coeficientes de extinción para cada porosidad considerada, partiendo de la configuración experimental de referencia. Las porosidades consideradas han sido: 48%, 64% y 78%.

2.2.4.4. Análisis y comparación del rendimiento térmico de cada configuración empleada:

- ◇ Estructura de porosidad constante con valores del 48%, 64% y 78%.
- ◇ Diseño de porosidad gradual con la profundidad del absorbedor, usando las tres porosidades anteriores, tanto en sentido creciente como decreciente desde la superficie de incidencia de la radiación.
- ◇ Configuración de porosidad gradual en la dirección radial desde el centro del absorbedor, considerando el sentido creciente y decreciente.

MATERIALES Y MÉTODOS

3 MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

La cámara de proceso y receptor están destinados a formar parte de un sistema modular diseñado e instalado para el Horno Solar de la PSA (SolarPRO I, 2003; SolarPRO II, 2006). Dicha instalación está formada por un heliostato plano que realiza seguimiento solar continuo, un espejo parabólico concentrador, un atenuador o persiana y la zona de ensayos situada en el foco del concentrador.

El espejo captador plano (heliostato) refleja los rayos solares paralelos y horizontales sobre el disco parabólico, el cual los vuelve a reflejar concentrándolos en su foco (área de ensayos). La irradiancia se regula mediante el atenuador, situado entre el concentrador y el heliostato. El área de ensayos consta de un receptor o absorbedor de la radiación solar concentrada, un módulo donde se realiza el proceso (cámara de proceso), un intercambiador de calor aire-agua y un módulo extractor que, mediante una soplante, genera una corriente de aire, mediante la cual se transporta la energía solar concentrada a través del sistema (Cañadas y cols., 2008; Cañadas y cols., 2006). Además, el conjunto está conectado a un sistema de adquisición de datos encargado de la recogida, monitorización y almacenamiento de las variables de ensayos (Rodríguez, 2008). En la Figura 3.1 se representa un esquema general de la instalación:

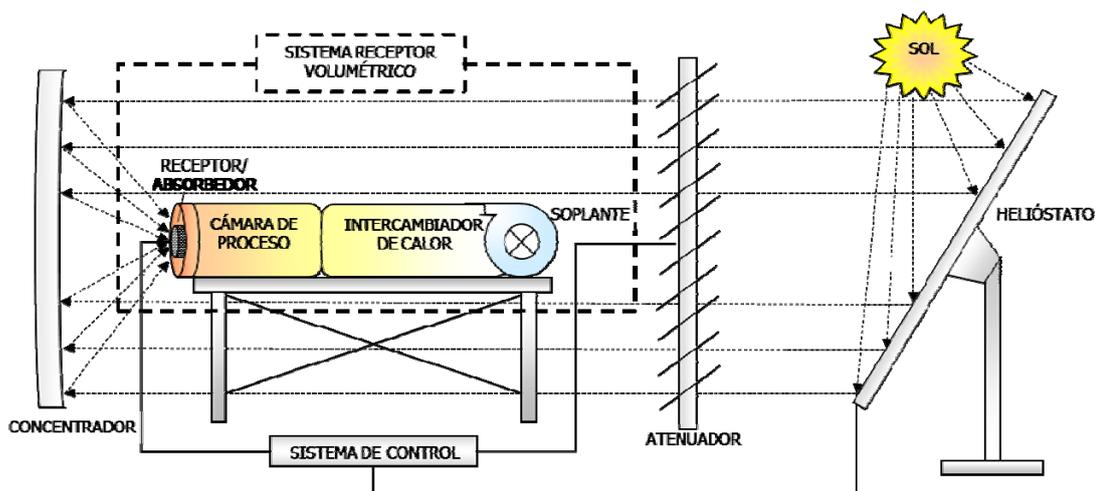


Figura 3.1. Esquema general de la instalación

3.1.1 Helióstato

Los hornos solares pueden estar compuestos de un concentrador con un heliostato de gran tamaño o con varios heliostatos pequeños, de forma que cubran toda la superficie del concentrador durante el periodo operativo. Por tanto, su tamaño depende de la apertura del concentrador, latitud del lugar, declinación y del ángulo de incidencia de los rayos reflejados por el heliostato (Rodríguez, 2011).

En este caso, está constituido por un único heliostato con una superficie de reflexión de 120 m² (HT-120) compuesta de múltiples facetas planas, sin pérdidas de reflexión entre ellas. Hace un seguimiento continuo del disco solar, controlado por ordenador; por lo que, al ser plano, los rayos reflejados son horizontales y paralelos al eje óptico de la parábola. Para ello, la superficie de reflexión puede girar de 0° (horizontal) a 90° en elevación y de -90° a +90° en azimut (donde 0° es la orientación Sur) para hacer el seguimiento del disco solar (Rodríguez, 2008).

Para conseguir el paralelismo de los rayos reflejados, las facetas son niveladas en una superficie plana, donde las ventosas que fijan la superficie de reflexión de cada faceta a su marco, se ajustaron para conformar una superficie plana. La desviación típica angular que presenta la superficie de reflexión del heliostato, una vez hecho este ajuste, es de 1.9±0.4 mrad.

En condiciones estándar de operación, el heliostato funciona a velocidades de viento hasta 35 km/h, con rachas ocasionales más fuertes. Para velocidades mayores, se envía a posición de abatimiento (horizontal) en la que puede soportar velocidades de hasta 120 km/h (Rodríguez, 2008).



Figura 3.2. Estructura del heliostato HT-120 (izquierda) y vista desde el área de ensayos (derecha)

3.1.2 Concentrador

El concentrador del Horno HS-60 de la PSA ocupa una posición fija; con su eje óptico alineado con el centro de giro del heliostato, conformando un horno solar de tipo “on axis”. Esta configuración se caracteriza por la alineación del concentrador, el punto focal y el heliostato en el eje óptico del paraboloide (Rodríguez, 2011).

Este elemento es el componente principal del horno solar que, al concentrar la radiación solar proveniente del heliostato, produce una alta densidad de energía radiante por unidad de superficie en el área focal. Sus propiedades ópticas afectan a la distribución de irradiancia en el foco. El concentrador existente consiste en una superficie de reflexión parabólica facetada de 99.8 m², en cuyo foco la radiación solar es concentrada y tiene un error óptico de unos 6.5 mrad (Rodríguez, 2008).

Cada faceta del concentrador puede ser ajustada independientemente, con objeto de reflejar la radiación solar en un punto específico del foco de la parábola, mediante tres tornillos de cabeza esférica y tuerca loca que actúan, a su vez, de unión con la estructura. Dicha estructura consiste en un conjunto de cerchas verticales, curvadas en arco, unidas entre sí mediante vigas horizontales, también curvadas, de forma que pueda configurarse la superficie de reflexión. El radio de curvatura, para cerchas y vigas, es de unos 15 m; el doble de la distancia focal debido a la geometría y óptica de un paraboloide de revolución. Para aproximar la forma del concentrador a la de dicho paraboloide, las facetas están agrupadas, por su radio de curvatura, en cinco grupos de 15.22 m, 15.65 m, 16.26 m, 16.94 m y 17.73 m, respectivamente, dispuestas en círculos de radio de menor a mayor alrededor del vértice del concentrador (Rodríguez, 2011; Rodríguez, 2008).

Las dimensiones del concentrador son 7.45 m de distancia focal, 6.12 m de altura de foco, 11.01 m de anchura y 10.24 m de altura; estando compuesto de 89 facetas de vidrio plateado, con unas dimensiones de 1.22 x 0.91 m y 0.7 mm de espesor y reflectividad del 92%, pegadas a un marco portante metálico. Además, cinco pilares metálicos de más de 10 m de altura soportan todo el conjunto facetas-estructura (Rodríguez, 2008).



Figura 3.3. Concentrador del horno HS-60

3.1.3 Atenuador

El atenuador regula la potencia solar radiante que llega al concentrador y, por ende, la potencia radiante en el foco, mediante el movimiento angular de sus lamas. También se emplea en el comienzo y término de los ensayos y en la finalización automática de la operación, por motivos de seguridad. Su precisión depende del tamaño de las lamas y de las características de los mecanismos de accionamiento (Rodríguez, 2008).

El atenuador del Horno Solar de la PSA está situado entre el heliostato y el concentrador y está formado por un conjunto de 30 lamas metálicas horizontales (5.560 m de longitud, 0.925 m de anchura y 0.028 m de espesor), dispuestas en dos columnas de 15 lamas, que ofrecen una apertura total de 11.44x12.20 m. El giro de las lamas regula la potencia solar radiante que llega al concentrador, consiguiendo, en unos segundos, una variación entre el 0 y el 100% de la potencia solar radiante aportada a la muestra (Rodríguez, 2011; Rodríguez, 2008).

La potencia solar radiante que incide en el concentrador se reduce en un factor del 4.4% con el atenuador completamente abierto. Al ser constante el área del foco, la potencia radiante en él es proporcional a la irradiancia que pasa a través del atenuador y la precisión en su regulación es proporcional a la precisión del movimiento de las lamas. En posición “cerrado”, las lamas forman un ángulo de 55° con la horizontal y, en posición “totalmente abierto”, el ángulo es de 0°. Las lamas están unidas, por ambos extremos y

centro, a tres tirantes que les transmiten la rotación de un motor paso a paso (Rodríguez, 2011).

El mecanismo de accionamiento consiste en un motor paso a paso de hasta 300 rpm y 1000 pasos/vuelta, un reductor planetario de relación 1:289 y un par máximo de 4500 Nm. El atenuador es capaz de tener 44000 posiciones entre 0° y 55°, lo que da una precisión cercana a la milésima de grado. Adicionalmente, por motivos de seguridad, el atenuador va provisto de un contrapeso que, ante un fallo de corriente, cierra el sistema por acción de la gravedad (Rodríguez, 2008).

El atenuador está diseñado para sombrear el concentrador, de forma que se regule la irradiancia focal; pero el área de sombra producida por el atenuador cuando está completamente abierto, reduce la potencia y la irradiancia pico de la instalación. El área sombreada total es de 4.492 m²; pero, considerando el área de la superposición de sombras del atenuador y el espacio entre facetas del concentrador (0.076 m²), queda un área sombreada de 4.416 m², lo que supone el 4.4% del área total del concentrador (Rodríguez, 2008).



Figura 3.4. Atenuador en la posición “cerrado” (izquierda) y en la “totalmente abierto” (derecha)

3.1.4 Sistema de control y adquisición de datos

El sistema de control y adquisición de datos es el encargado de la recogida, monitorización y almacenamiento tanto de las variables de los ensayos como del control de equipos básicos para el funcionamiento del Horno Solar (atenuador y bomba del agua de refrigeración de alta presión) (Rodríguez, 2011).

Está compuesto por varias tarjetas de adquisición de la firma “Slumberger” con 78 canales analógicos y 2 digitales, un sistema de adquisición y control de “National Instruments” que integra cinco tarjetas con entradas y salidas, analógicas y digitales, de

adquisición de datos a gran velocidad y un armario “Elstep 800” de control, tanto para el atenuador como para la mesa de ensayos; todos ellos conectados a un ordenador que recibe la información de los sensores instalados en muestras y sistemas auxiliares de la instalación (Rodríguez, 2011).

3.1.5 Instrumentación meteorológica

La instrumentación meteorológica proporciona datos relativos a la irradiancia directa y global, velocidad y dirección del viento, presión, temperatura ambiente y humedad relativa.

Para la *medición de la irradiancia solar directa* se emplea un pirheliómetro (Figura 3.5); instrumento que utiliza un detector colimado para medir la irradiancia directa con incidencia normal. En este caso, se trata de un modelo “Eppley NIP” (Figura 3.5) que está incorporado a un sistema de seguimiento con montura polar, la cual rota alrededor de un eje paralelo al de rotación de la Tierra a una velocidad constante de 15° por hora, siendo el movimiento respecto al eje de declinación de $\pm 23.5^\circ$ a lo largo de un año (0.016° por hora). El ángulo de visión que presenta este pirheliómetro es de $5^\circ 43' 30''$ y utiliza como sensor una termopila que mide la diferencia de temperatura entre una superficie ennegrecida, expuesta a la radiación solar, y otra superficie protegida de la radiación (sensor termoeléctrico), teniendo una sensibilidad de $8 \mu\text{V}/\text{Wm}^{-2}$ (Valenzuela, 2011). Se han comparado las medidas de la irradiancia normal directa obtenidas en el Horno para varios días de ensayos, con los valores medidos para esos mismos días por la estación meteorológica del Centro Aeroespacial Alemán (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, DLR) en la PSA, puesto que ambas presentan una localización del punto de medición similar. Los resultados de esa comparación mostraron que, considerando el mismo error de medición para ambos instrumentos, hacia el mediodía solar el pirheliómetro del Horno Solar presenta una desviación en la medida, siempre por defecto, del - 2 % (Wilbert, 2011). Este hecho indica que hay que realizar un mantenimiento del pirheliómetro durante el día, debido a la desviación experimentada por el seguimiento automático del Sol.



Figura 3.5. Pirheliómetro Eppley NIP

En el tejado del edificio del Horno Solar HS-60, se encuentra instalado, junto con el pirheliómetro, un sensor de velocidad y dirección del viento “Campbell”, modelo 05103 L (Figura 3.6). La *medida de la velocidad del viento* se realiza mediante la rotación de una hélice de 4 palas que produce una señal eléctrica en corriente alterna, cuya frecuencia es proporcional a la velocidad del viento. Esta señal es inducida a una bobina estacionaria por el giro de un imán permanente de 6 polos, solidario al eje de las hélices, que, por cada revolución, provoca tres ciclos completos de una señal sinusoidal. La precisión de la medida de velocidad en un rango entre 1 y 60 m/s es de ± 0.3 m/s y en el rango de 60 a 100 m/s de ± 1.0 m/s. La *medición de la dirección del viento* se obtiene por la conversión de la posición de la veleta mediante un potenciómetro cuyo cursor es solidario al eje de la veleta. La precisión de esta medición es de $\pm 3^\circ$, dentro del rango de medida entre 0 y 360° (Campbell Scientific, 2010).



Figura 3.6. Sensor Campbell 05103 L

Los datos de irradiancia global, temperatura ambiente, presión y humedad relativa son suministrados por la estación meteorológica de la PSA (Rodríguez, 2011).

Adicionalmente, dentro de la nave en la que se encuentra ubicada la instalación de ensayos, se dispone de un medidor de temperatura ambiente y humedad relativa para registrar, durante el desarrollo del ensayo, las condiciones del aire ambiental.

3.1.6 Medida de la potencia solar radiante

La técnica de medida empleada para medir la potencia solar radiante es la medida indirecta, que está basada en tres componentes fundamentales: un blanco lambertiano, una cámara CCD “Hamamatsu C4880” y un radiómetro. Estos componentes van unidos a un ordenador para procesar las imágenes obtenidas por la cámara (Rodríguez, 2011).

El radiómetro utilizado es de tipo “Gardon”, cuya medición está basada en un transductor tipo termopar diferencial cobre-constantan, siendo la potencia solar radiante que incide sobre el sensor proporcional al voltaje generado (10 milivoltios corresponden al valor máximo del rango de medida, unos 3500 kW/m^2). Este tipo de sensores están refrigerados por agua para minimizar las pérdidas por rerradiación, de manera que éstas puedan considerarse despreciables. Los bordes de cobre del radiómetro están bien refrigerados para generar una transferencia radial de energía, desde el centro (constantan) hacia los extremos, donde existe una temperatura menor (Figura 3.7). El tiempo de respuesta del sensor es de unos 0.5 segundos y la superficie del radiómetro es pintada con una fina capa (2-4 micras) de un recubrimiento negro (Zynolite o grafito coloidal) de alta absorptividad, de modo que se alcance un nivel de señal adecuado (Ballestrín, 2011). Además, se ha determinado que la influencia de los mecanismos de convección y conducción en la medición de la potencia transmitida por radiación es inferior al $\pm 1 \%$ (Marcos y Ballestrín, 2004).

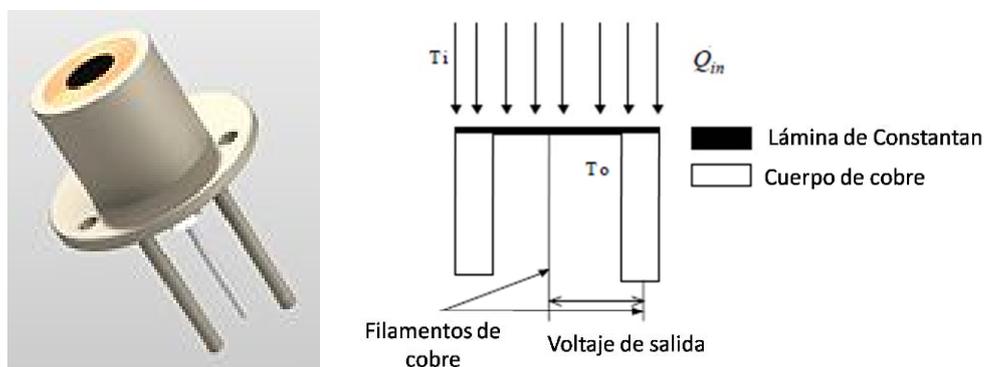


Figura 3.7. Radiómetro tipo Gardon

El método de medida indirecta de la potencia solar radiante consiste en que, cuando el blanco lambertiano cubre la apertura del receptor durante un instante, interceptando

transversalmente el haz de la radiación solar incidente y reflejado de forma difusa, la cámara CCD (Figura 3.8) toma una imagen digital de niveles de gris correspondientes a la apertura del receptor. La transformación de la matriz de niveles de gris en unidades físicas se lleva a cabo mediante la calibración del conjunto CCD-blanco, para lo que se sitúa el radiómetro en las proximidades de la apertura del receptor. El blanco lambertiano cubre sistemáticamente al radiómetro, permitiendo relacionar el nivel de brillo de la zona del blanco que cubre al radiómetro, con la medida de la densidad de potencia que da el sensor un instante inmediatamente anterior o posterior. La repetición de este procedimiento para diferentes niveles de potencia solar radiante permite obtener una función de calibración, pudiéndose transformar las matrices de niveles de brillo en matrices de densidad de potencia solar radiante (Ballestrín, 2011; Monterreal, 2008).



Figura 3.8. Cámara CCD y controlador

3.1.7 Medida de temperatura

La medida de temperatura puede realizarse por contacto, mediante termopares y termorresistencias, o sin contacto, a través de pirómetros y cámaras de infrarrojos.

3.1.7.1 Pirómetro

La instalación del Horno Solar de la PSA dispone de dos pirómetros que se emplean como elementos de medición de temperatura en la superficie del material receptor de la radiación solar concentrada. Ambos pirómetros están calibrados, usando la emisividad del material de la superficie de medida, para evitar que la medición se vea afectada por cambios en la radiación de dicha superficie y en las características de transmisión del medio existente entre ésta y el pirómetro.

El principio de funcionamiento de un pirómetro (Figura 3.9) está basado en la medida de la radiación electromagnética emitida por un cuerpo negro (ley de Stefan Boltzmann):

$$E = \sigma \cdot T^4 \quad (3.1)$$

donde E es la potencia de la radiación por unidad de superficie (W/m^2), σ es la constante de Stefan-Boltzmann con un valor de $5.67 \cdot 10^{-08} \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}^4)$ y T , la temperatura del cuerpo negro (K). En este caso, el sensor de radiación es térmico, de banda ancha, que detecta la radiación sobre una amplia banda de frecuencias. La salida del detector es la suma de la potencia emitida en cada longitud de onda, calculándose mediante la ecuación (3.1) la temperatura de la superficie. La exactitud de un pirómetro de radiación es, por lo general, del orden de $\pm 0.5 \%$ para medidas entre 0 y 2000°C aproximadamente. Los rangos de longitudes de onda de $2\text{-}5 \mu\text{m}$ y $8\text{-}13 \mu\text{m}$ se usan para medidas de temperaturas en el IR (hasta un máximo de 1000°C), para los que la atmósfera tiene una absorción muy pequeña o nula. Para altas temperaturas (por encima de los 1000°C), se mide en el rango del visible, entre $0,4 \mu\text{m}$ y $0,8 \mu\text{m}$ (Valenzuela, 2011).



Figura 3.9. Pirómetro

3.1.7.2 Cámara de infrarrojos

Además, la instalación posee un sistema de termografía infrarroja (IR) de la compañía “FLIR Systems”, compuesto por una cámara de IR de tipo radiométrico (modelo ThermCAM SC 500) que incorpora un microbolómetro no refrigerado de última generación, para medida y registro digital de imágenes, y un paquete de software asociado de ThermCAM Researcher RT, para análisis y tratamiento de imágenes termográficas en tiempo real o análisis posterior; incluyendo, además, un control remoto de todas las funciones de la cámara desde un ordenador (Rodríguez, 2011).



Figura 3.10. Cámara de IR “FLIR Systems”

La cámara de IR tiene un principio de funcionamiento parecido al del pirómetro de radiación, aunque, en este caso, consta de una matriz de detectores fotónicos que permite registrar imágenes completas de la radiación emitida por la superficie del receptor, dando la posibilidad de medir gradientes espaciales de temperatura. En los detectores fotónicos intervienen procesos atómicos, lo que aumenta la velocidad de respuesta respecto de los detectores térmicos. Además presentan un detector de banda estrecha, al que se le puede añadir un filtro para reducir aún más dicha banda. La salida de dichos detectores es proporcional a la expresión (Valenzuela, 2011):

$$\frac{\Delta\lambda}{\lambda^5} \cdot e^{-K/\lambda T} \quad (3.2)$$

donde λ es el valor central de la longitud de onda de la banda de paso; $\Delta\lambda$, el ancho de banda, K , una constante y T es la temperatura en Kelvin.

La temperatura que devuelve el sistema está afectada por errores definidos mediante parámetros como: irradiancia emitida por el receptor, definido por su emisividad; absorción atmosférica y scattering; radiación reflejada por los objetos circundantes; geometría del receptor; campo de visión del detector de IR; precisión de la conversión irradiancia-temperatura y el error de digitalización de la señal procesada, relacionada con el número de bits de la cámara (Valenzuela, 2011).

El campo de visión queda definido por la superficie de la cabeza del detector y el factor de amplificación óptica. La medición de un punto de temperatura es el resultado de la integración del irradiancia procedente del campo de visión que alcanza el detector, realizando la conversión de irradiancia a temperatura mediante un circuito electrónico que tiene incorporado la cámara. Cuando la fuente de radiación térmica es más pequeña que el campo instantáneo de visión, la indicación de temperatura es demasiado baja como para obtener una medición fiable.

Esta técnica de medida se aplica para la medición instantánea tanto de la temperatura como de los gradientes espaciales térmicos del área del receptor, de manera

que permita detectar temperaturas mayores que las obtenidas por contacto. La desviación de esta medida depende de la exactitud de la conversión, puesto que depende de la cuarta potencia de la temperatura y de la corrección adecuada de la emisividad de la superficie de medida.

3.1.7.3 Termopares

El termopar es un dispositivo, para la medida de temperatura por contacto, basado en el efecto termoeléctrico. Consiste en un circuito formado por la unión de los extremos de dos conductores metálicos diferentes, cuya diferencia de temperatura, entre la unión de referencia y la de medida, origina una fuerza electromotriz (tensión Seebeck) proporcional a la temperatura de la unión de medida:

$$\varepsilon_{AB} = a_1 \cdot T + a_2 \cdot T^2 + \dots \quad (3.3)$$

siendo $a_1, a_2 \dots$ coeficientes dependientes del tipo de termopar y ε_{AB} , la fuerza electromotriz generada (Valenzuela, 2011).

La magnitud de esta fuerza electromotriz depende del tipo de materiales conductores empleados y de sus condiciones metalúrgicas; puesto que los cambios en la composición del material alteran la fuerza electromotriz que generan. Hay diferentes tipos de termopares con características físicas diferentes, encontrándose dos clases de precisión en la medida: Clase 1, de precisión limitada, y Clase 2, de precisión estándar. Para los ensayos realizados en el presente estudio, se han empleado dos tipos de termopares: tipo B, de metal noble, y tipo K, de metal base.

Los termopares *tipo B* se han empleado para medir altas temperaturas (temperatura a la salida del material absorbedor de la radiación solar concentrada) y están constituidos por platino y 30% de rodio, para una conexión, y platino y 6% de rodio, para la otra; llegando a soportar temperaturas de 1973 K. La incertidumbre de la Clase 2 es del $\pm 0.5\%$ de la medida sobre los 1073 K (Sistemas de Regulación y Control, <http://www.srcsl.com>; norma IEC 584.2, 1982).

Los termopares *tipo K* están formados por níquel y cromo, para un conductor, y por níquel, para el otro. El rango de temperatura de funcionamiento abarca de 123 K a 1373 K y son termopares de Clase 1 con una incertidumbre del $\pm 0.3\%$ de la medida (Suministro de Instrumentos y Elementos de Montaje, 2008; norma IEC 584.2, 1982).

3.1.7.4 Termorresistencias

Este tipo de instrumentación se emplea cuando se requiere una alta precisión a temperaturas inferiores a los 673 K y no se requiere un tiempo de respuesta rápido. Las termorresistencias tienen elementos sensitivos basados en conductores metálicos que varían su resistencia eléctrica en función de la temperatura:

$$R_T = R_o(1 + re \cdot T) \quad (3.4)$$

donde R_T (Ω/m) es la resistencia de una longitud de cable a la temperatura T (medida en $^{\circ}C$); R_o , la resistencia a $0^{\circ}C$ (Ω/m) y re , es el coeficiente de resistencia a la temperatura ($^{\circ}C^{-1}$), que depende del metal utilizado (Valenzuela, 2011).

Uno de los materiales más empleados en las termorresistencias es el platino, puesto que tiene una relación resistencia-temperatura muy lineal, un buen grado de repetibilidad y se puede emplear para un amplio rango de temperaturas en una gran variedad de entornos, sin deterioro. Dentro de este tipo, la más extendida es la Pt 100, con una resistencia de 100Ω a $0^{\circ}C$ e incertidumbre de $\pm 0.2^{\circ}C$ (norma IEC 584.2, 1982). Éste es el tipo de termorresistencia empleada en la instalación del Horno Solar para determinar la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración del intercambiador de calor que enfría el aire procedente del proceso de alta temperatura.

3.1.8 Sistema receptor volumétrico

El área de ensayos objeto de estudio, consta de varios módulos conectados que constituyen el llamado sistema receptor solar volumétrico, a través del cual se capta la energía solar radiante concentrada para abastecer al proceso. Este sistema receptor es lo que se ha denominado anteriormente como *planta de proceso* del proyecto SolarPRO y consta de los siguientes módulos:

3.1.8.1 Receptor de la radiación

La estructura absorbente de la radiación solar es de tipo “honeycomb” (panal de abeja) y está constituida por un hexágono central y, alrededor de éste, seis mitades de hexágono que cubren un perímetro circular de 21 cm de diámetro (Figura 3.11). El hexágono central está desplazado 1 cm hacia atrás, respecto del resto de piezas, para suavizar el máximo de la irradiancia que recibe. El receptor es de carburo de silicio, material cerámico capaz de soportar altas temperaturas (hasta 1773 K) y de color negro, para favorecer la absorción de la radiación solar. En este caso, el material no está

sometido a un tratamiento selectivo (lo que le permitiría tener una alta absorptividad en el espectro solar y una baja emisividad en el IR), puesto que también requiere ceder con facilidad la energía térmica hacia el fluido caloportador.

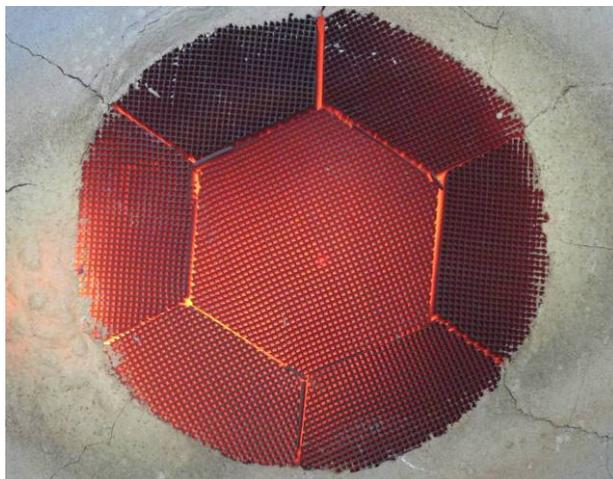


Figura 3.11. Imagen del material absorbedor incandescente por la acción de la radiación solar

La porosidad viene determinada por unos canales longitudinales, de forma cuadrangular, que se encuentran distribuidos homogéneamente por toda la estructura. A través de estos canales circula el aire a temperatura ambiente, que se calentará gracias al calor cedido por las paredes del canal de paso. La optimización del diseño de este módulo se ha propuesto como uno de los objetivos del presente estudio, partiendo de la configuración experimental considerada.

3.1.8.2 Cámara de proceso

Este módulo recibe la energía térmica que le llega de la corriente de aire calentada al atravesar el receptor de la radiación o absorbedor. Dicha energía se invierte en calentar la cámara, en la que se va a desarrollar el proceso, de forma que se consiga alcanzar la temperatura necesaria para llevarlo a cabo. El diseño de este módulo, se ha propuesto como uno de los objetivos del presente estudio.

3.1.8.3 Intercambiador de calor aire-agua

Este equipo se emplea para refrigerar el aire a la salida del reactor (≈ 1173 K), logrando disminuir su temperatura hasta unos 423 K. Además, aplicándole el balance térmico a toda la unidad, se puede medir indirectamente el caudal de aire que pasa por el sistema y, en consecuencia, evaluar la potencia térmica extraíble en la cámara de proceso y la potencia térmica extraída en el intercambiador.

3.1.8.4 Módulo extractor

Incluye una bomba soplante, de velocidad variable, conectada a una cámara donde se mezcla el aire caliente con el que está a temperatura ambiente; esto se regula mediante una válvula. El extractor es necesario para la circulación del aire, cuya velocidad se controla a través del sistema de medida, de adquisición y control. Se trata de un extractor centrífugo (Figura 3.12) de media presión y simple aspiración, con envolvente y turbina en fundición de aluminio, para trabajar en atmósferas explosivas, y está diseñado para extraer un caudal máximo de 600 m³/h (modelo CMA-325-2T/ATEX) (Rodríguez, 2011).



Figura 3.12. Extractor centrífugo modelo CMA-325-2T/ATEX

3.2 PREDICCIÓN DE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL DEL MATERIAL RECEPTOR DE LA RADIACIÓN SOLAR

Para poder evaluar la cantidad de radiación solar que es capaz de absorber el material receptor para, posteriormente, cederla en forma de calor al fluido portador, es necesario predecir la distribución de irradiancia proporcionada por la instalación del Horno Solar, dependiendo de las condiciones del ensayo en cada instante. El perfil de temperatura en la superficie del material absorbedor de la radiación depende de la irradiancia incidente, empleándose la distribución de ambas variables (irradiancia y temperatura) como condiciones de contorno del sistema objeto de estudio.

3.2.1 Predicción de la irradiancia solar suministrada por el Horno Solar en condiciones nominales

La aportación energética del sistema objeto de estudio es el calor transferido desde el material receptor de la radiación solar a la corriente de aire que lo atraviesa. Dicho flujo energético procede de la concentración de radiación solar realizada por la instalación

del Horno Solar de la PSA (HS-60), cuyo máximo está localizado en el plano focal, siendo dicha posición la considerada como de referencia (0 cm).

Con objeto de reducir el pico de la distribución tipo gaussiano que presenta la irradiancia, la posición a la que se va a situar el punto focal del sistema va a contemplar un rango de hasta -10 cm (más alejados del plano focal, en la dirección Norte). Por tanto, para predecir la distribución de irradiancia según la posición del receptor con respecto al foco en el Horno Solar, se han usado las medidas experimentales obtenidas con un blanco lambertiano entre las posiciones 6 y -6 cm (Monterreal, 2008); considerando que, para cada distribución, la irradiancia solar directa es de 1000 W/m^2 , la reflectividad de los espejos (helióstato y concentrador) es la unidad, la apertura del sistema de atenuación de la radiación es del 100% (condiciones nominales) y la potencia solar radiante total obtenida es igual en cada posición, puesto que la instalación va a ser capaz de proporcionar la misma potencia integrada en todas las posiciones. Las variables a determinar son, por un lado, el valor de la irradiancia pico en cada caso, según se esté más cerca o alejado del plano focal, y, por el otro, la variación de la elipticidad de la gaussiana que representa al foco en cada posición.

Para comprobar que el modelo de campana de Gauss es aceptable en la predicción de la distribución de irradiancia solar, entre las posiciones -15 y 15 cm respecto del plano focal de la instalación, se va a evaluar, para dicho rango, la potencia total, irradiancia pico y grado de expansión de la función gaussiana, mediante funciones de tendencia.

3.2.1.1 Cálculo de la potencia solar radiante total proporcionada por el Horno Solar de la PSA

Para calcular la potencia solar radiante total de la instalación, se ha obtenido la media y el error total de medida, partiendo de los datos experimentales tomados para las posiciones 6 y -6 cm (Tabla 3.1) y considerando una superficie de recepción plana. El valor obtenido es de $69 \pm 2 \text{ kW}$; por tanto, el Horno Solar es capaz de aportar una potencia solar radiante total de 69 kW para las condiciones nominales consideradas.

Tabla 3.1. Valores experimentales de la potencia solar radiante total en función de la posición con respecto al foco y datos de precisión de la medida

Posición, cm	Potencia total, kW
-6	68.65
-3	68.32
-2	68.93
-1	69.08
-0,5	69.01
0	69.06
0,5	69.23
1	69.29
2	69.42
3	69.78
6	72.21
Media	69 kW
Desviación estándar	1 kW
Incertidumbre	0.3 kW
3% error	2.08 kW
Error Total	2.1 kW

Fuente: Imágenes experimentales obtenidas con el blanco lambertiano

3.2.1.2 Obtención de la función tendencia de la irradiancia pico

Teniendo en cuenta los datos experimentales en condiciones nominales de la irradiancia pico para las mismas posiciones indicadas en la Tabla 3.1, obtenidos a partir de la medición con un blanco lambertiano, se ha representado la evolución de una variable con respecto a la otra, a partir de lo que se ha determinado una función de tendencia, cuya descripción se resume en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Características de la función tendencia de la irradiancia pico para diferentes distancias focales

Modelo de función	Ajuste
<p align="center"><i>Gaussiana</i></p> $G_{pico} = 2699 \cdot e^{-\left(\left(\frac{x+0.2758}{17.56}\right)^2\right)}$	$R^2 = 0.980$

Fuente: Matlab

A partir de la función de tendencia se han obtenido los valores de la irradiancia pico (G_{pico}) definidos entre las posiciones 15 y -15 cm (x) con respecto al foco, reflejados en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Valores de la irradiancia pico de radiación entre las posiciones 15 y -15 cm obtenidos de la función de tendencia

Posición en dirección N, cm	Irradiancia pico, kW/m ²	Posición en dirección S, cm	Irradiancia pico, kW/m ²
-15	1336.15	0	2698.62
-14	1465.31	1	2685.08
-13	1596.56	2	2654.32
-12	1728.32	3	2606.96
-11	1858.85	4	2543.88
-10	1986.32	5	2466.28
-9	2108.80	6	2375.58
-8	2224.36	7	2273.43
-7	2331.08	8	2161.60
-6	2427.13	9	2041.98
-5	2510.79	10	1916.51
-4	2580.55	11	1787.12
-3	2635.09	12	1655.68
-2	2673.38	13	1524.00
-1	2694.70	14	1393.72
0	2698.62	15	1266.33

Fuente: Matlab

Esta tabla nos indica que la posición a la que se va a situar el punto focal del sistema, unos centímetros por detrás (dirección Norte) del plano focal, permite favorecer una distribución más homogénea de irradiancia, puesto que, para la misma potencia total (69 kW), el máximo de irradiancia va a ser menos pronunciado que el obtenido en las posiciones más cercanas al plano focal. Estas distribuciones de menor irradiancia pico favorecen un calentamiento más homogéneo del aire y evita así el deterioro del material que recibe la radiación.

3.2.1.3 Obtención de la función tendencia del grado de expansión de la gaussiana que define la distribución de irradiancia

Los datos experimentales del grado de expansión de la gaussiana (*sigma*, m) en un sistema de referencia general (x,y), entre la posición de -6 a 6 cm respecto del foco, proceden del análisis de la elipticidad de cada imagen experimental, tomada con el blanco lambertiano, sobre los ejes que definen en cada caso la expansión de la gaussiana (u,v) (Monterreal, 2008). Los valores asociados al sistema de referencia x-y se han representado y, de su ajuste, se ha obtenido la función de tendencia descrita en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Características de la función tendencia del grado de expansión de la gaussiana para diferentes posiciones focales

Modelo de función	Ajuste
<p align="center"><i>Polinómica de 3^{er} grado</i></p> $\sigma_{xy} = -4.389 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 8.012 \cdot 10^{-5} \cdot x^2 - 8.982 \cdot 10^{-5} \cdot x + 0.063$	$R^2 = 0.964$

Fuente: Matlab

A partir de la función de tendencia dada en la Tabla 3.4 se han obtenido los valores de *sigma* (σ_{xy}) definidos entre las posiciones 15 y -15 cm (*x*) con respecto al foco (Tabla 3.5). Se observa que, cuanto más lejos del plano focal se esté, la gaussiana experimenta una expansión mayor.

Tabla 3.5. Valores de *sigma* entre las posiciones 15 y -15 cm obtenidos de la función de tendencia.

Posición en dirección N, cm	Sigma, m	Posición en dirección S, cm	Sigma, m
-15	0.0839	0	0.0631
-14	0.0812	1	0.0631
-13	0.0787	2	0.0632
-12	0.0764	3	0.0635
-11	0.0743	4	0.0640
-10	0.0724	5	0.0646
-9	0.0707	6	0.0653
-8	0.0691	7	0.0662
-7	0.0678	8	0.0673
-6	0.0666	9	0.0684
-5	0.0656	10	0.0697
-4	0.0647	11	0.0712
-3	0.0641	12	0.0728
-2	0.0636	13	0.0745
-1	0.0632	14	0.0763
0	0.0631	15	0.0783

Fuente: Matlab

3.2.1.4 Adecuación del modelo de campana de Gauss a la distribución de irradiancia

Partiendo de las condiciones de irradiancia normalizada (1000 W/m²), 100% de apertura del atenuador; reflectividad del 100% tanto para el heliostato como para el concentrador y considerando una distribución gaussiana para el flujo de radiación solar, se ha empleado un programa, desarrollado en Matlab[®] (Monterreal, 2010), para obtener la distribución de irradiancia según la posición con respecto al foco. Las variables de entrada de la función implementada en el programa son:

- ◇ Potencia total incidente en el plano de medida (kW)
- ◇ Dimensiones verticales y horizontales del blanco de medida (m)

- ◇ Grados de expansión de la gaussiana según los ejes x-y del blanco (m)
- ◇ Coordenadas del máximo de la gaussiana en el sistema de referencia del blanco (m)
- ◇ Porcentaje de potencia incidente contenida en un círculo cuyo centro es el centroide de la distribución de irradiancia (%)
- ◇ Número de filas y columnas de la matriz imagen (píxeles)
- ◇ Cadena de caracteres con el acrónimo de la función

Con los datos de la potencia total proporcionada por la instalación (69 kW), las dimensiones del blanco de medida (cuadrado de lado 0.379 m), las coordenadas del máximo de la gaussiana en el sistema de referencia del blanco (0,0), el porcentaje de potencia incidente centrada en la distribución de irradiancia (90%), las dimensiones de la matriz imagen (318x318 píxeles) y el valor de sigma en función de la posición respecto al foco, se obtiene la gaussiana correspondiente y los descriptores de su imagen a través de la función programada.

Si se considera la posición de -10 cm, la sigma a considerar para los dos ejes es de 0.0724 m, según la Tabla 3.5. Por lo que sustituyendo las variables por sus valores en la función programada se tiene que:

- ◇ Irradiancia pico = 2132.5 kW/m^2
- ◇ Radio donde se encuentra el 90% de la energía = 0.151 m
- ◇ $\sigma_x = \sigma_y = 0.070 \text{ m}$ (grados de expansión de la gaussiana según los ejes x e y)
- ◇ $\sigma_u = \sigma_v = 0.070 \text{ m}$ (grados de expansión de la gaussiana según los ejes u e v, procedentes de la imagen obtenida de la medición con el blanco lambertiano)
- ◇ Elipticidad de la gaussiana = 1
- ◇ Dirección de la elipticidad = 90°

Como la irradiancia pico obtenida en la gaussiana teórica es sobreestimado, se han probado distintos valores de grados de expansión para dicha gaussiana hasta conseguir una distribución con la misma irradiancia pico que el obtenido por aproximación de los datos experimentales en la posición considerada (1986.32 kW/m^2 según la Tabla 3.3).

Al sustituir en la función programada el valor de sigma con el que se consigue el mejor ajuste a la irradiancia pico requerida, se obtiene la información resumida en la Tabla 3.6 y las gráficas representadas en la Figura 3.13, que describen la distribución de la radiación solar concentrada en la posición focal de -10 cm.

Tabla 3.6. Descripción de la función gaussiana

Descriptores de la imagen	Valor
Potencia total	69 kW
Pico de irradiancia	1986.3 kW/m ²
Posición del centroide de la distribución en coordenadas de los ejes x e y	(0.000,0.000) m
Posición del pico de irradiancia en coordenadas de los ejes x e y	(0.001,0.001) m
Radio del 90% de la energía	0.155 m
Radio de la gaussiana en el eje x	0.072 m
Radio de la gaussiana en el eje y	0.072 m
Radio de la gaussiana en el eje de máxima elipticidad (u)	0.072 m
Radio de la gaussiana en el eje de elipticidad mínima (v)	0.072 m
Coeficiente de elipticidad	0
Dirección de elipticidad	0°

Fuente: (Monterreal, 2010)

En la Tabla 3.7 se pueden comparar los valores obtenidos a partir de las funciones tendencia de las tablas 3.2 y 3.4 con los de la gaussiana calculada por el programa. Según esta tabla, la diferencia entre los valores de ambos casos es prácticamente inapreciable; por lo que se comprueba que es aceptable la aproximación a una función gaussiana perfecta para la distribución del flujo en el Horno Solar de la PSA (HS-60). En el caso de que se requiera predecir la distribución de irradiancia en cualquier otra posición con respecto al foco, se procede de forma análoga al caso seleccionado (-10 cm).

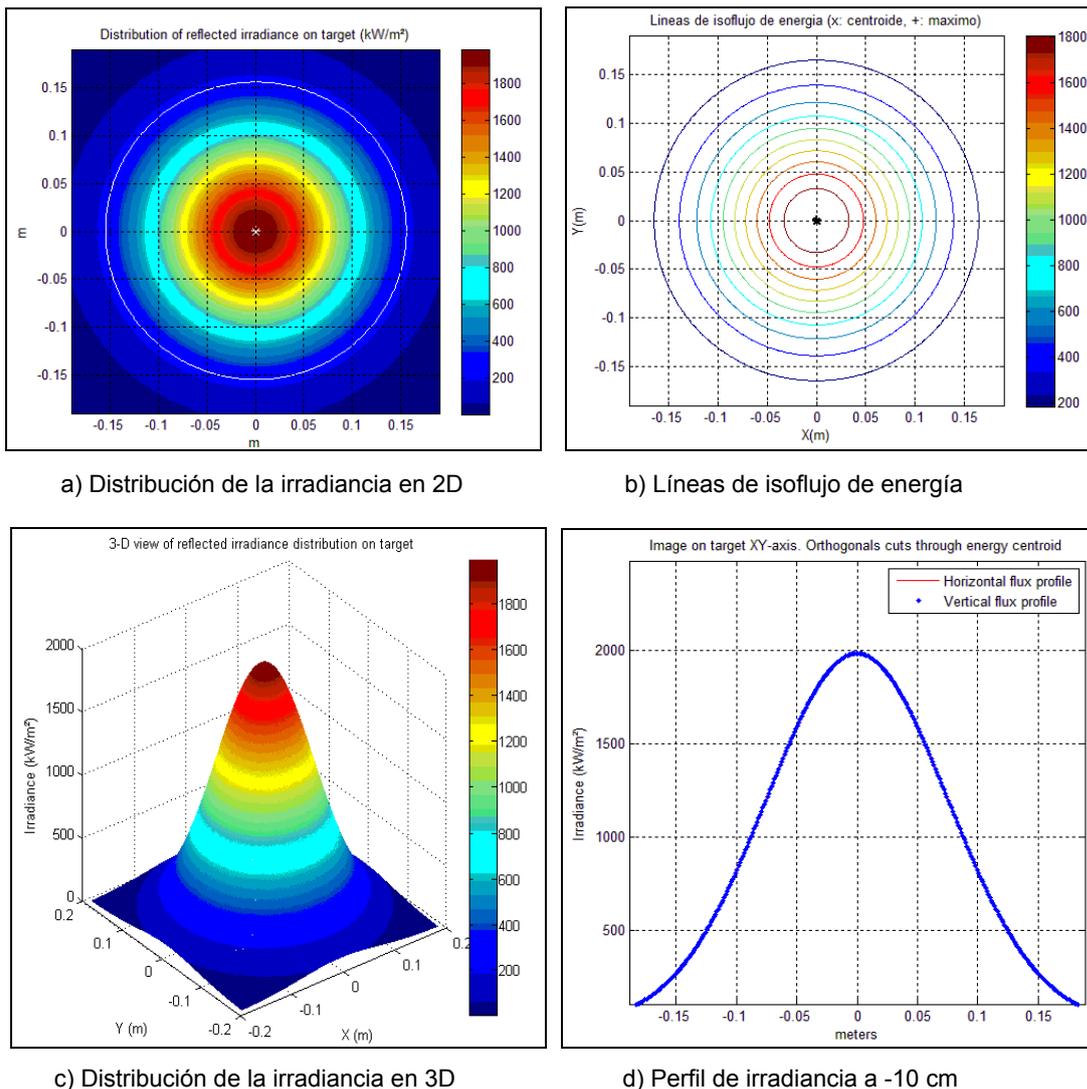


Figura 3.13. Representación gráfica de la gaussiana obtenida para las condiciones seleccionadas: a) Distribución de la irradiancia en 2D, b) Líneas de isoflujo de energía, c) Distribución de la irradiancia en 3D, d) Perfil de irradiancia a -10 cm.

Tabla 3.7. Descripción de la función gaussiana en la posición -10 cm

	Valores de la función de tendencia	Valores de la función gaussiana
Potencia total, kW	69	69
Irradiancia pico, kW/m ²	1986.32	1986.30
σ_{xy} , m	0.0724	0.0720

Fuente: Elaboración propia

3.2.2 Predicción de la irradiancia solar suministrada por el Horno Solar en condiciones reales

Cuando la irradiancia directa es distinta de 1000 W/m^2 (con y sin atenuación) y la reflectividad considerada es menor del 100%, tanto la irradiancia pico como la potencia total incidente en el material que recibe la radiación, varían. Por tanto, hay que tener en cuenta dichos factores para su cálculo (Monterreal, 2008; Del Arco, Müller y García, 1991).

La ecuación que va a estimar la irradiancia pico (G_{pico}) en condiciones no nominales es:

$$G_{pico} = Ap \cdot G_b \cdot \rho_H \cdot \rho_C \cdot fpico_{ajuste}(posición) + (Ap \cdot G_b \cdot \rho_H \cdot \rho_C \cdot fpico_{ajuste}(posición)) \cdot Coef_{Ap}, \text{W/m}^2 \quad (3.5)$$

donde Ap es el porcentaje de apertura del atenuador de la radiación (%); G_b es la irradiancia solar directa (W/m^2); ρ_H , la reflectividad de la superficie del heliostato que capta la radiación solar primaria; ρ_C , la reflectividad de la superficie que concentra la radiación (concentrador); $fpico_{ajuste}(posición)$ es la función de ajuste obtenida para la irradiancia pico según la posición respecto del plano focal en condiciones nominales, partiendo de los datos experimentales obtenidos entre las posiciones de -6 cm y 6 cm, y $Coef_{Ap}$ es el coeficiente de corrección de apertura del atenuador para la irradiancia pico necesario por la diferencia existente entre el valor de consigna del sistema de control y el valor real de atenuación de la radiación (Monterreal, 2008).

Por otro lado, aunque la potencia radiante total estimada no depende de la posición con respecto al plano focal, hay que tener en cuenta también el coeficiente de corrección de apertura del atenuador; por lo que la ecuación que predice la potencia total de incidencia sobre la superficie del material receptor, es análoga a la anterior:

$$P_{total} = Ap \cdot \frac{G_b}{G_{b,nom}} \cdot \rho_H \cdot \rho_C \cdot P_{media} + (Ap \cdot \frac{G_b}{G_{b,nom}} \cdot \rho_H \cdot \rho_C \cdot P_{media}) \cdot CoefPot_{Ap}, \text{W} \quad (3.6)$$

donde P_{media} es la potencia solar radiante media calculada para las condiciones nominales (69000 W), $G_{b,nom}$ es la irradiancia nominal (1000 W/m^2) y $CoefPot_{Ap}$ es el coeficiente de corrección de apertura del atenuador calculado para la estimación de la potencia radiante total (Monterreal, 2008).

3.2.3 Modelo teórico de distribución de temperatura en la pared del material receptor de la radiación

Las predicciones en la distribución de irradiancia que se han desarrollado para la instalación del Horno Solar se aproximan, tal y como se ha definido anteriormente, a una función gaussiana cuya expresión es (Del Arco, Müller y García, 1991):

$$Irradiancia(x, y) = G_{Pico} \cdot \exp\left(\frac{-1}{2} \cdot \left(\frac{x^2}{\sigma_x^2} + \frac{y^2}{\sigma_y^2}\right)\right), W/m^2 \quad (3.7)$$

donde x e y son las posiciones en el eje x e y (m), respectivamente; $Irradiancia(x, y)$ es la irradiancia en función de la posición con respecto a los ejes x e y (W/m^2); σ_x y σ_y son grados de expansión de la gaussiana para cada eje (m) y G_{Pico} es la irradiancia pico en el centro de la distribución (W/m^2) obtenido según se ha indicado en el apartado 3.2.1.2. En este caso, se aproxima la distribución de la irradiancia en cada posición a una gaussiana representada por una imagen con elipticidad 1, por lo tanto, $\sigma_x = \sigma_y$.

La irradiancia expresada mediante la ecuación anterior incide (Q_i) en el material receptor, el cual absorbe una parte de ella. En este caso, al proceder de una fuente de radiación de alta temperatura, la radiación térmica se considera de onda corta, cuyo campo comprende parte del ultravioleta ($\lambda < 0.4$ mm), todo el espectro visible ($0.4 < \lambda < 0.7$ mm) y el infrarrojo cercano ($0.7 < \lambda < 3$ mm), en cuyo margen el Sol emite el 98% de potencia radiante. Por lo que, la potencia absorbida por la superficie del material (Q_a) viene dada por (Goswami, Kreith y Kreider, 2000; Martín, 2004):

$$Q_a = \alpha \cdot Q_i \rightarrow Q_a = \alpha \cdot Irradiancia(x, y), W/m^2 \quad (3.8)$$

donde α es la absorptividad del material en el espectro solar.

Si se considera que la superficie del material receptor de la radiación conserva constantes sus propiedades cromáticas en todo el espectro, dicho material se comporta como una superficie gris, para la cual puede hallarse con suficiente exactitud la irradiancia que emite (Q_e) mediante la Ley de Stefan-Boltzmann y su coeficiente de emisividad en el espectro infrarrojo (Martín, 2004; Holman, 1998):

$$Q_e = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4, W/m^2 \quad (3.9)$$

donde el valor de la constante de Stefan-Boltzmann (σ) es de $5.67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 \cdot K^4)$ y ε , el de la emisividad del material del absorbedor (SiC), al considerar equilibrio térmico local, se iguala a su absorptividad (Ballestrín, Cañadas y Rodríguez, 2008).

Por tanto, aplicando la Ley de Kirchoff (Holman, 1998), lo que se emite es igual a lo absorbido, la distribución de temperatura en la superficie del material receptor puede expresarse mediante la siguiente ecuación:

$$T = \left(\frac{Q_a}{\varepsilon \cdot \sigma} \right)^{1/4} \rightarrow T = \left(\frac{\alpha \cdot \text{Irradiancia}(x, y)}{\varepsilon \cdot \sigma} \right)^{1/4}, \text{K} \quad (3.10)$$

Esta ecuación considera la distribución de temperatura en la superficie del absorbedor cuando no existe circulación de fluido a través de él. Para tener en cuenta el efecto de la transferencia de calor por convección hacia el aire ambiental y de la conducción del material, se va a introducir un factor corrector evaluado mediante la comparación del perfil de temperatura anterior con el obtenido experimentalmente a partir de imágenes de infrarrojos.

3.2.4 Metodología para la comparación del modelo de distribución de temperatura en la superficie del material receptor de la radiación y los datos experimentales

Una vez definida la ecuación teórica de distribución de temperatura en el material receptor (3.10), se compara este modelo con los datos experimentales obtenidos mediante las imágenes de la superficie del material receptor, tomadas con una cámara de infrarrojos, para unos ensayos seleccionados. Dichas imágenes se han procesado con Matlab[®] usando las variaciones de intensidad entre los píxeles de dicha imagen, fundamento usado para otro tipo de estudios (Sutter y cols., 2010), con el objeto de obtener un perfil de distribución de temperaturas, en el instante del ensayo en el que se consigue la temperatura máxima dentro de lo que se ha considerado como periodo “cuasi-estacionario”, y compararlo con el obtenido mediante el modelo teórico. En este tipo de sistemas no se puede conseguir el estado estacionario ideal debido al continuo cambio que experimenta la radiación normal directa y a las limitaciones del sistema de control (Téllez, 2003).

En cada ensayo se ha obtenido una secuencia de imágenes IR, tomadas en intervalos de 5 minutos, cuya medida ha sido comparada con la obtenida por dos pirómetros, cuya área de medición está situada en dos puntos distintos del absorbedor: uno en el centro y otro en el fragmento de la parte superior derecha (Figura 3.14).

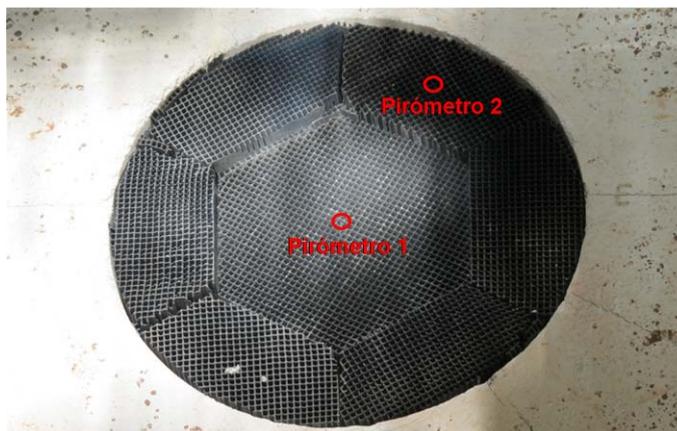


Figura 3.14. Localización de los pirómetros en el absorbedor

Una vez que se ha comprobado que el rango de desviación entre ambas mediciones es menor del 10%, las imágenes son procesadas en Matlab[®] mediante un programa creado específicamente para tal fin. Dicho programa es capaz de:

- ◇ Leer toda la secuencia de imágenes IR.
- ◇ Calibrar las imágenes IR mediante la asociación de la temperatura más alta de la escala obtenida por la cámara de IR con el píxel de mayor intensidad.
- ◇ Detectar la imagen que alcanza la temperatura máxima.
- ◇ Generar los gráficos en dos y tres dimensiones de dicha imagen con la escala de colores asociada a la temperatura (Figura 3.15).
- ◇ Obtener los perfiles de corte correspondientes a los ejes x e y representados en gráficos.
- ◇ Comparar los perfiles obtenidos de las imágenes IR con el perfil del modelo teórico, representándolos en el mismo gráfico.

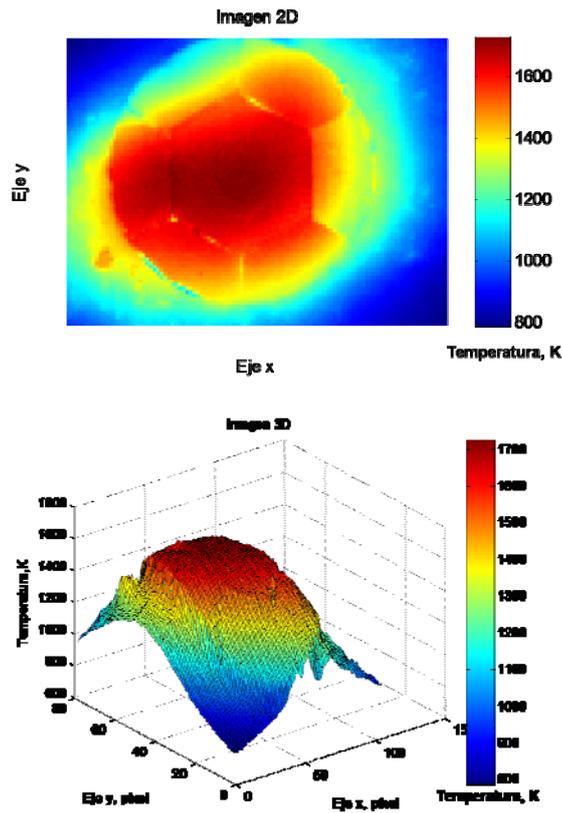


Figura 3.15. Mapas de colores generados con Matlab[®] a partir de las imágenes IR

El modelo teórico se obtiene para el instante del ensayo en el que se alcanza la temperatura máxima dentro del periodo considerado como cuasi-estacionario; es decir, el periodo en el que se cumple que la variación de temperatura entre las imágenes tomadas en un intervalo de tiempo mínimo de 15 minutos es menor del 5%. Además, para evitar que pueda influir en la comparación de perfiles el efecto del aislamiento, en lugar de considerar el perfil correspondiente a la totalidad del diámetro del receptor (21 cm), se ha considerado un diámetro de 16 cm.

La tasa de desviación existente entre ambos perfiles se ha tenido en cuenta como un factor corrector en el modelado del material absorbedor, debido a que el modelo teórico no tiene en cuenta el efecto de la conducción del material y el de transferencia de calor por convección hacia el ambiente; ésta es la causa de que los valores de temperatura obtenidos con el modelo presenten siempre una desviación por exceso respecto de los valores experimentales extraídos de las imágenes IR.

3.3 METODOLOGÍA DE APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA

3.3.1 Consideraciones previas

3.3.1.1 Propiedades del fluido

Para el cálculo inicial de estas propiedades se han considerado las condiciones medias del aire para los ensayos realizados con la planta de proceso del proyecto SolarPRO, considerado en el apartado 3.3.1.3, el cual presenta una humedad relativa media del 34% a una temperatura media de 295 K.

3.3.1.1.1 Densidad

El rango de temperaturas en el proceso abarca desde temperatura ambiente hasta los 1373 K, por lo que la densidad del fluido no puede considerarse constante. Para determinar el comportamiento de esta propiedad con respecto a la temperatura para el aire húmedo, se ha empleado la siguiente ecuación (Becerra y Guardado, 2001):

$$\rho = \frac{p \cdot M_a}{Z \cdot R \cdot T} \cdot \left[1 - x_v \cdot \left(1 - \frac{M_v}{M_a} \right) \right] \quad (3.11)$$

donde ρ es la densidad del aire en kg/m^3 , p es la presión en Pa, M_a es la masa molar del aire seco (0.029 kg/mol), Z es el factor de compresibilidad adimensional, R es la constante molar de los gases (8.31451 J/(K·mol)), T es la temperatura en K, x_v es la fracción molar de vapor de agua, M_v es la masa molar del vapor de agua (0.0180154 kg/mol). El cálculo de x_v se realiza con la ecuación (Becerra y Guardado, 2001):

$$x_v = \frac{h}{100} \cdot (\alpha + \beta \cdot p + \gamma \cdot t^2) \cdot \frac{e^{\left(AT^2 + B \cdot T + C + \frac{D}{T} \right)}}{p} \quad (3.12)$$

Siendo h la humedad relativa del aire en %, t la temperatura ambiente y el resto constantes cuyo valor viene dado por: $\alpha = 1.0062$; $\beta = 3.14 \cdot 10^{-8}$; $\gamma = 5.6 \cdot 10^{-7}$; $A = 1.24 \cdot 10^{-5}$; $B = -1.91 \cdot 10^{-2}$; $C = 33.937$; $D = -6.34 \cdot 10^{-3}$.

Además, el factor de compresión Z se calcula mediante (Becerra y Guardado, 2001):

$$Z = 1 - \frac{p}{T \cdot [a_0 + a_1 \cdot t + a_2 \cdot t^2 + (b_0 + b_1 \cdot t) \cdot x_v + (c_0 + c_1 \cdot t) \cdot x_v^2]} + \frac{p^2}{T^2 \cdot (d + E \cdot x_v^2)} \quad (3.13)$$

cuyos coeficientes tienen los siguientes valores: $a_0 = 1.58123 \cdot 10^{-6}$; $a_1 = -2.9331 \cdot 10^{-8}$; $a_2 = 1.1043 \cdot 10^{-10}$; $b_0 = 5.7070 \cdot 10^{-6}$; $b_1 = -2.05 \cdot 10^{-8}$; $c_0 = 1.9898 \cdot 10^{-4}$; $c_1 = -2.3760 \cdot 10^{-6}$; $d = 1.83 \cdot 10^{-11}$; $E = 7.65 \cdot 10^{-9}$.

Considerando que el aire está a una temperatura ambiental de 295 K y que contiene una humedad relativa media del 34%, conforme aumenta la temperatura del aire la humedad relativa varía, puesto que se define como la relación entre la presión de vapor de agua contenida en el aire (p_{vapor}) y la presión de saturación del vapor a la misma temperatura (p^*_{vapor}). En este caso, la presión total a la que va a estar sometido el aire es constante (1,01 bar); por tanto, la presión parcial de vapor se mantiene invariable.

A partir de las ecuaciones anteriores, se ha elaborado una tabla de valores (Tabla 3.8) de la densidad del aire para distintas temperaturas dentro del rango de trabajo; calculando, para cada caso, la humedad relativa del aire mediante las tablas termodinámicas de vapor saturado con la entrada por temperaturas.

Tabla 3.8. Datos de la densidad del aire en función de la temperatura

T_{aire}, K	P*_{vapor}, bar	Humedad relativa, %	Densidad, kg/m³
295	0.0267	34	1.1923
323	0.1235	7.36	1.0887
373	1.014	0.896	0.9427
423	4.762	0.191	0.8312
473	15.55	0.058	0.7435
523	39.78	0.023	0.6725
573	85.94	0.011	0.6138
623	165.4	0.005	0.5650
673	---	0	0.5250
773	---	0	0.4574
873	---	0	0.4054
973	---	0	0.3641
1073	---	0	0.3304
1123	---	0	0.3159
1173	---	0	0.3026
1223	---	0	0.2903
1273	---	0	0.2791
1323	---	0	0.2687
1373	---	0	0.2590
1423	---	0	0.2501
1473	---	0	0.2417

Fuente: Elaboración propia

Se ha obtenido la ecuación de la curva de tendencia mediante un ajuste realizado en Matlab®. Las características de la función de tendencia vienen resumidas en la Tabla 3.9, luego la función de ajuste se define como la ecuación (3.14), donde T se incluye en K.

Tabla 3.9. Características de la función tendencia de la densidad del fluido

Modelo de función	Ajuste
<p align="center"><i>Exponencial doble</i></p> $f(x) = 2.9574 \cdot e^{(-0.005532 \cdot x)} + 0.7733 \cdot e^{(-0.0008058 \cdot x)}$	$R^2 = 0.9999$

Fuente: Matlab

$$\rho = 2.9574 \cdot e^{(-0.005532 \cdot T)} + 0.7733 \cdot e^{(-0.0008058 \cdot T)}, \text{ kg/m}^3 \quad (3.14)$$

La representación de la tabla de valores, junto con la curva de tendencia, aparece en la Figura 3.16.

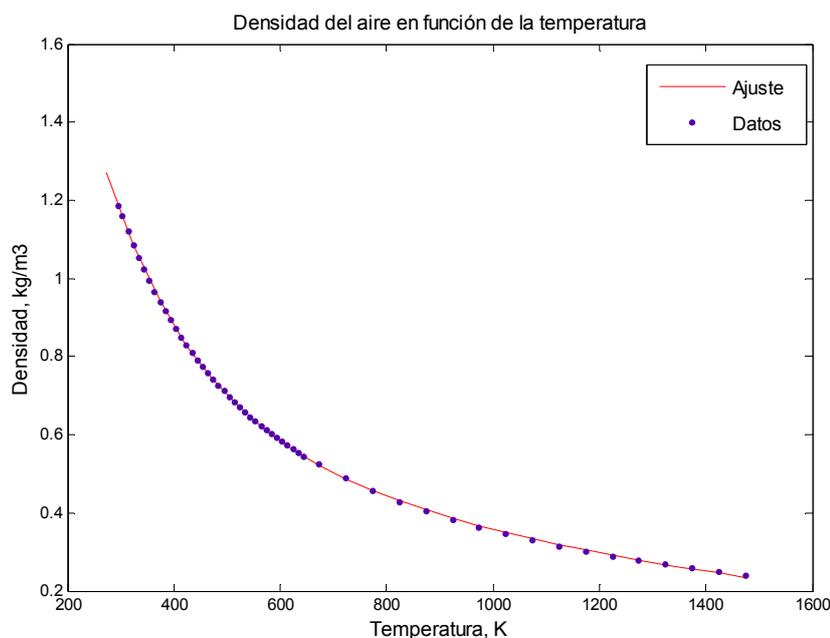


Figura 3.16. Comportamiento de la densidad del aire en función de la temperatura

3.3.1.1.2 Viscosidad

Para definir el modelo de viscosidad que explique el comportamiento del aire a las temperaturas de trabajo, se ha tenido en cuenta que, hasta una temperatura de 100°C, la viscosidad va a estar influenciada por la humedad (Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine, 2009); pero, a partir de esta temperatura, se emplea, para el cálculo de esta propiedad, la ecuación de Sutherland (Crane Company, 1988; LMNO Engineering, 2003):

$$\mu = \mu_0 \cdot \left(\frac{a}{b}\right) \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2}, \text{ cP} \quad (3.15)$$

donde T es la temperatura del fluido en grados Rankine, T_0 es la temperatura de referencia del fluido (°R), μ es la viscosidad dinámica a la temperatura T en centiPoise, μ_0 es la viscosidad dinámica de referencia a T_0 (cP), siendo:

$$a = 0.555 \cdot T_0 + c$$

$$b = 0.555 \cdot T + c$$

En este caso, la constante de Sutherland (c) para el aire es 120 (Crane Company, 1988), considerando $T_0 = 524.07$ °R y $\mu_0 = 0.01827$ cP (Chemical Rubber Company, 1984).

El programa de Fluidodinámica Computacional con el que se van a abordar las simulaciones en el diseño (Fluent[®]), presenta el modelo de Sutherland con las constantes para el aire $c_1 = 1.458 \cdot 10^{-6}$ kg/(m·s·K^{1/2}) y $c_2 = 110.4$ K (Fluent-Inc Chapter 8, 2005) y temperatura del fluido (T) en K:

$$\mu = \frac{c_1 \cdot T^{3/2}}{T + c_2}, \text{ kg/(m·s)} \quad (3.16)$$

Para determinar si es aceptable usar el modelo de viscosidad del programa, se ha elaborado la Tabla 3.10, en la que se presentan los valores de la viscosidad dinámica obtenidos en función de la temperatura dentro del rango de trabajo y una gráfica comparativa.

Tabla 3.10. Viscosidad dinámica en función de la temperatura

$T_{\text{aire}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{aire}}, \text{K}$	Viscosidad dinámica $\cdot 10^{-5*}$, $\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$ <i>*datos referenciados</i>	Viscosidad dinámica $\cdot 10^{-5**}$, $(\text{kg}/\text{m}\cdot\text{s})$ <i>**modelo en Fluent</i>	Desviación entre los modelos, %
22	295	1.82200	1.,82225	0.01
50	323	1.95500	1.95287	0.11
100	373	2.20954	2.17277	1.66
200	473	2.62325	2.57089	2.00
300	573	2.99305	2.92627	2.23
400	673	3.32946	3.24935	2.41
500	773	3.63957	3.54707	2.54
600	873	3.92835	3.82427	2.65
700	973	4.19944	4.08449	2.74
800	1073	4.45560	4.33038	2.81
900	1173	4.69893	4.56397	2.87
1000	1273	4.93111	4.78688	2.92
1100	1373	5.15349	5.00040	2.97
1200	1473	5.,36718	5.20560	3.01

Fuentes: Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine, 2009; LMNO Engineering, 2003; Fluent-Inc. Chapter 8, 2005.

En la Figura 3.17 se muestra que es aceptable la selección del modelo de Sutherland de dos constantes en Fluent[®], puesto que la desviación máxima que presentan es de un 3%.

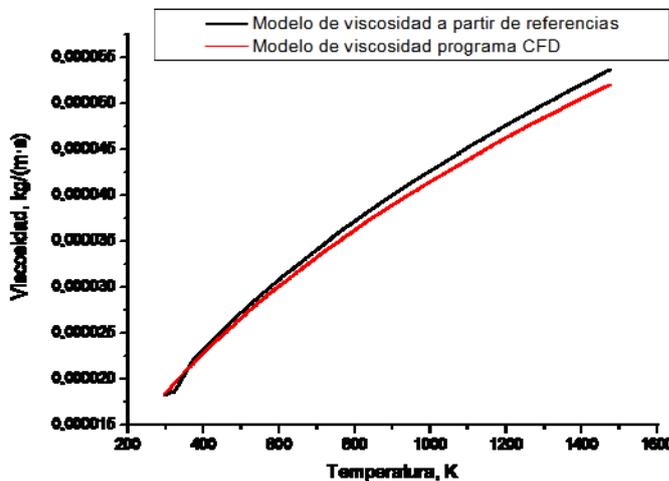


Figura 3.17. Gráfica comparativa entre métodos de obtención de la viscosidad del aire

3.3.1.1.3 Calor específico

Dado que el proceso se realiza a presión constante, el calor específico para el aire húmedo (c_{Ph}) se relaciona con el del aire seco mediante la expresión (Hayas, 2007):

$$c_{ph} = c_p \cdot (1 + 0.8 \cdot Ra), \text{ J/(kg}\cdot\text{K)} \quad (3.17)$$

donde c_p es el calor específico del aire seco a presión constante (1004.78 J/(kg·K)) y Ra es la razón de mezcla definida por la siguiente expresión:

$$Ra = M \cdot \left(\frac{p_{vapor}}{p_{total} - p_{vapor}} \right) \quad (3.18)$$

siendo p_{total} la presión total de la mezcla (1.01 bar), M la relación entre el peso molecular del agua y del aire ($M=0.622$) (Hayas, 2007; Calera y Barbero, 2008) y p_{vapor} es la presión parcial del vapor de agua en la mezcla para el aire de 34% de humedad relativa a una temperatura de 22°C ($p_{vapor}=0.00901$ bar).

Por tanto, sabiendo que la razón de mezcla en este caso es de 0.0056, el valor del calor específico del aire húmedo, para una temperatura de 22°C y una humedad relativa del 34%, viene dado por: $c_{ph}= 1009.31$ J/(kg·K). Calculando, de forma análoga, el calor específico para cada temperatura, se elabora la Tabla 3.11.

Tabla 3.11. Calor específico del fluido en función de la temperatura

$T_{aire}, \text{ K}$	$T_{aire}, \text{ }^\circ\text{C}$	c_p aire seco*, J/(kg·K) <i>*datos referenciados</i>	c_p aire húmedo**, (J/kg·K) <i>**ecuaciones</i>
295	22	1004.8	1009.3
325	52	1006.3	1010.8
350	77	1008.2	1012.8
400	127	1013.5	1018.1
450	177	1020.6	1025.2
500	227	1029.5	1034.1
600	327	1051.1	1055.8
700	427	1075.0	1079.9
800	527	1098.7	1103.7
900	627	1120.9	1126.0
950	677	1131.3	1136.4
1000	727	1141.1	1146.2
1100	827	1158.9	1164.1
1200	927	1174.6	1179.9
1250	977	1181.7	1187.0
1300	1027	1188.4	1193.8
1350	1077	1194.6	1200.0
1400	1127	1200.5	1205.9
1500	1227	1211.2	1216.7

Fuente: The Engineering Toolbox, 2005.

Se ha obtenido la ecuación de la curva de tendencia mediante un ajuste realizado en Matlab®. Las características de la función de tendencia vienen resumidas en la Tabla 3.12, viniendo definida la función de ajuste mediante la ecuación (3.19).

Tabla 3.12. Características de la función tendencia del calor específico del fluido

Modelo de función	Ajuste
<p><i>Polinómica de 4º grado</i></p> $f(x) = 1.973 \cdot 10^{-10} \cdot x^4 - 8.349 \cdot 10^{-7} \cdot x^3 + 0.001189 \cdot x^2 - 0.4692 \cdot x + 1064$	$R^2 = 1$

Fuente: Matlab

$$C_{ph} = 1.973 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 8.349 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 0.001189 \cdot T^2 - 0.4692 \cdot T + 1064, \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (3.19)$$

La representación de la tabla de valores junto con la curva de tendencia aparece en la Figura 3.18.

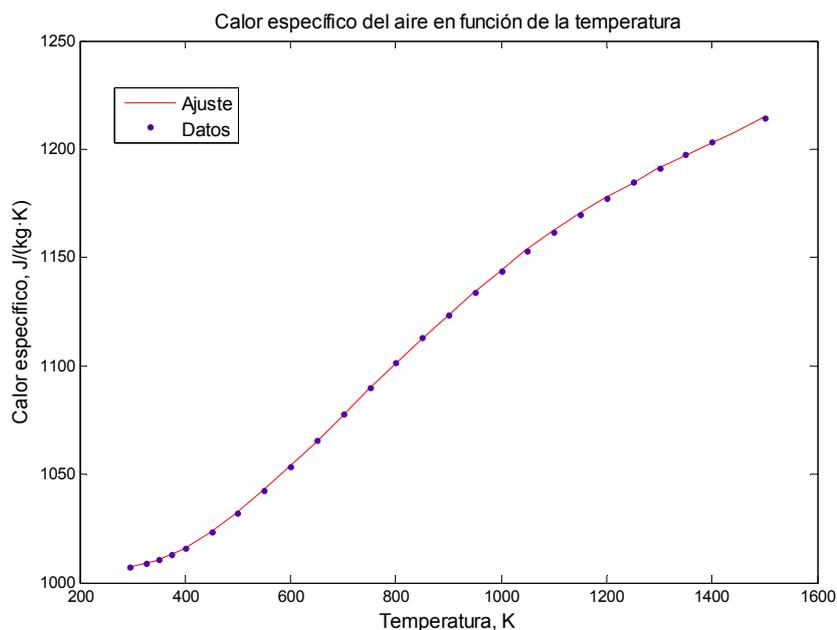


Figura 3.18. Comportamiento del calor específico del fluido en función de la temperatura

3.3.1.1.4 Conductividad térmica

Para definir la conductividad térmica del fluido en el rango de temperatura de trabajo, se considera la humedad relativa del aire hasta los 373 K (Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine, 2009) y, a partir de esta temperatura, el fluido se caracteriza como aire seco, dado que su humedad relativa es inferior al 0.9% (The Engineering Toolbox, 2005).

Tabla 3.13. Conductividad térmica del fluido en función de la temperatura

$T_{\text{aire, K}}$	$T_{\text{aire, }^\circ\text{C}}$	Conductividad térmica, $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
295	22	0.0260
303	30	0.0265
313	40	0.0273
323	50	0.0280
333	60	0.0287
343	70	0.0295
353	80	0.0302
363	90	0.0309
375	102	0.0319
400	127	0.0337
450	177	0.0371
500	227	0.0404
550	277	0.0436
600	327	0.0466
650	377	0.0495
700	427	0.0524
750	477	0.0551
800	527	0.0577
850	577	0.0603
900	627	0.0628
950	677	0.0652
1000	727	0.0675
1050	777	0.0699
1100	827	0.0721
1150	877	0.0743
1200	927	0.0764
1250	977	0.0785
1300	1027	0.0805
1350	1077	0.0825
1400	1127	0.0845
1500	1227	0.0883

Fuentes: (The Engineering Toolbox, 2005; Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine, 2009)

Estos datos se han representado para obtener su curva de tendencia mediante Matlab[®], cuyas características vienen resumidas en la siguiente tabla, siendo x la temperatura en K:

Tabla 3.14. Características de la función tendencia de la conductividad térmica del fluido

Modelo de función	Ajuste
<p align="center"><i>Polinómica de 3^{er} grado:</i></p> $f(x) = 7.668 \cdot 10^{-12} \cdot x^3 - 3.594 \cdot 10^{-8} \cdot x^2 + 9.502 \cdot 10^{-5} \cdot x + 0.000847$	$R^2 = 1$

Fuente: Matlab

$$k = 7.668 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 - 3.594 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 + 9.502 \cdot 10^{-5} \cdot T + 0.000847, \text{ W/(m}\cdot\text{K)} \quad (3.20)$$

La representación de la tabla de valores junto con la curva de tendencia aparece en la Figura 3.19.

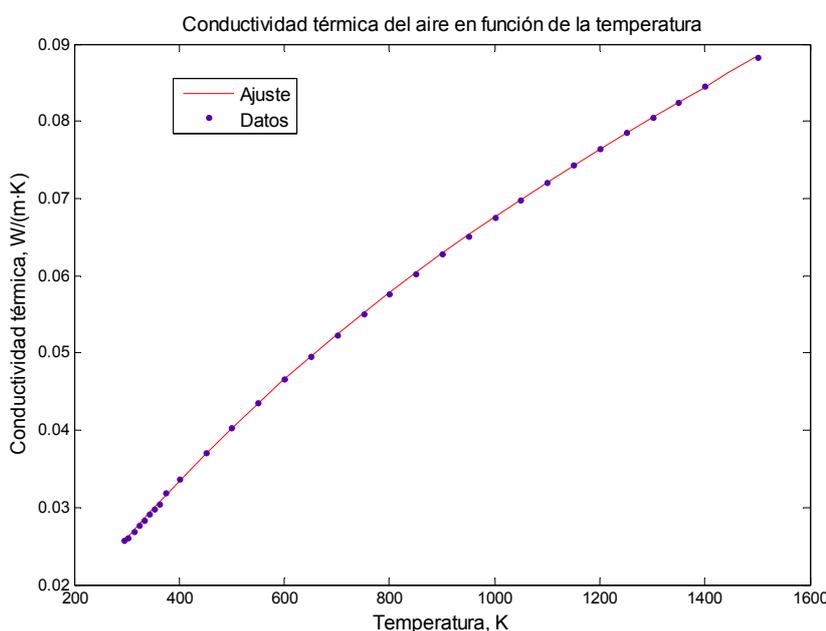


Figura 3.19. Comportamiento de la conductividad térmica del fluido en función de la temperatura dentro del rango de trabajo

3.3.1.1.5 Absortividad

Esta propiedad es necesaria para evaluar la participación del fluido en la transferencia de calor por radiación en el interior de la cámara de proceso. Los gases formados por átomos del mismo tipo, no tienen cargas libres y son transparentes a la radiación térmica por debajo de los 2000 K (1700 °C); pero, otros gases poseen bandas de absorción de una anchura tal que sus efectos sobre la radiación deben tenerse en cuenta; entre ellos el vapor de agua y el dióxido de carbono (CO₂) (Muñiz, 2008). El aire que actúa como fluido portador del calor posee un 0.03 % vol. de CO₂ (Peral, 2004) y una humedad relativa media considerada del 34%, a una temperatura ambiental de 22°C.

Con estos datos, se calculan las presiones parciales de vapor de agua y de CO₂ que hay en el aire que entra:

- ◇ Cálculo de la presión parcial de vapor de agua (P_{H_2O}): Con el diagrama psicrométrico (Figura 3.20) se obtiene la presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de la mezcla de aire (26.5 hPa); luego, como la humedad relativa del aire es del 34%, la presión parcial del vapor de agua en la mezcla es 9.01 hPa. En el caso de que se genere vapor de agua como consecuencia del tratamiento térmico que se desarrolle en la cámara de proceso, dicho vapor deberá tenerse en cuenta para el cálculo de la absorptividad del medio.
- ◇ Cálculo de la presión parcial de CO₂ (P_{CO_2}): Si restamos la fracción de vapor de agua a la fracción total, se obtiene la fracción de aire seco que entra (0.9911). Este aire posee un 0.03 % vol. de CO₂, cantidad que puede considerarse despreciable. Al igual que en el apartado anterior, si, debido al tratamiento térmico que se desarrolle, se genera CO₂ de forma apreciable, se tendrá que tener en cuenta.

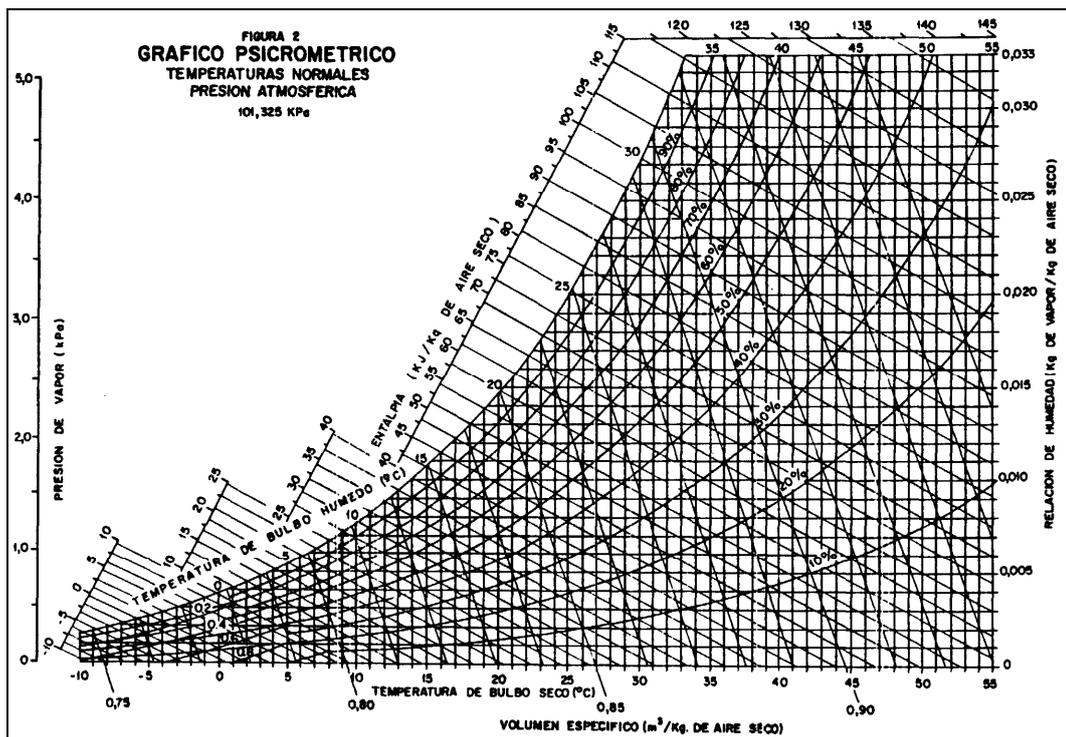


Figura 3.20. Diagrama psicrométrico

Para las mezclas de vapor de agua y dióxido de carbono, la absorptancia (α_g) se calcula mediante:

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha \quad (3.21)$$

siendo:

$$\alpha_{CO_2} \text{ (absortancia del } CO_2) = C_{CO_2} \cdot \varepsilon'_{CO_2} \left(\frac{T_g}{T_p} \right)^{0.65} \quad (3.22)$$

$$\alpha_{H_2O} \text{ (absortancia del vapor de agua)} = C_{H_2O} \cdot \varepsilon'_{H_2O} \left(\frac{T_g}{T_p} \right)^{0.45} \quad (3.23)$$

donde T_g es la temperatura del gas; T_p , la temperatura de la pared del recinto, ε'_{CO_2} y ε'_{H_2O} , la emisividad del dióxido de carbono y del vapor de agua, respectivamente; y C_{H_2O} y C_{CO_2} son factores de corrección para ambos gases cuando la presión es diferente a 1 atm. En este caso, no hay que tenerlos en cuenta, puesto que el receptor volumétrico se trata de un sistema abierto y la presión de trabajo puede considerarse de 1 atm. $\Delta\alpha$ es una corrección adicional que, para la temperatura de la pared del recinto (T_p), es igual a la corrección aplicada en el cálculo de la emisividad de la mezcla de gases ($\Delta\alpha = \Delta\varepsilon$) (Holman, 1998). Por otro lado se va a considerar que $\left(\frac{T_g}{T_p} \right) \approx 1$ (se han tomado como referencia los datos obtenidos en los ensayos del dispositivo inicial considerado en el apartado 3.3.1.3 para hacer la aproximación, Tabla 3.15) y que $T_p = 1100^\circ\text{C}$ (temperatura media a la que se desarrolla el proceso).

Tabla 3.15. Datos experimentales extraídos de ensayos realizados con el dispositivo inicial en el momento en el que se alcanzan las temperaturas más altas en el tratamiento

Nº Ensayo	T _{Aire Recinto} , °C	T _{Pared Recinto} , °C	T _{Aire Recinto} /T _{Pared Recinto}
1	1108.40	1048.70	1.06
2	1126.06	1065.89	1.06
3	1129.38	1085.85	1.04
4	1174.29	1123.72	1.05
5	1147.37	1082.70	1.06
6	1230.77	1137.45	1.08

Fuente: Campañas de ensayos realizados con un dispositivo inicial

Los valores de ε'_{CO_2} y ε'_{H_2O} se obtienen a partir de las gráficas para evaluar la emisividad del dióxido de carbono y del vapor de agua, a una presión total de 1 atm y a la temperatura de la pared (Hottel y Egbert, 1942).

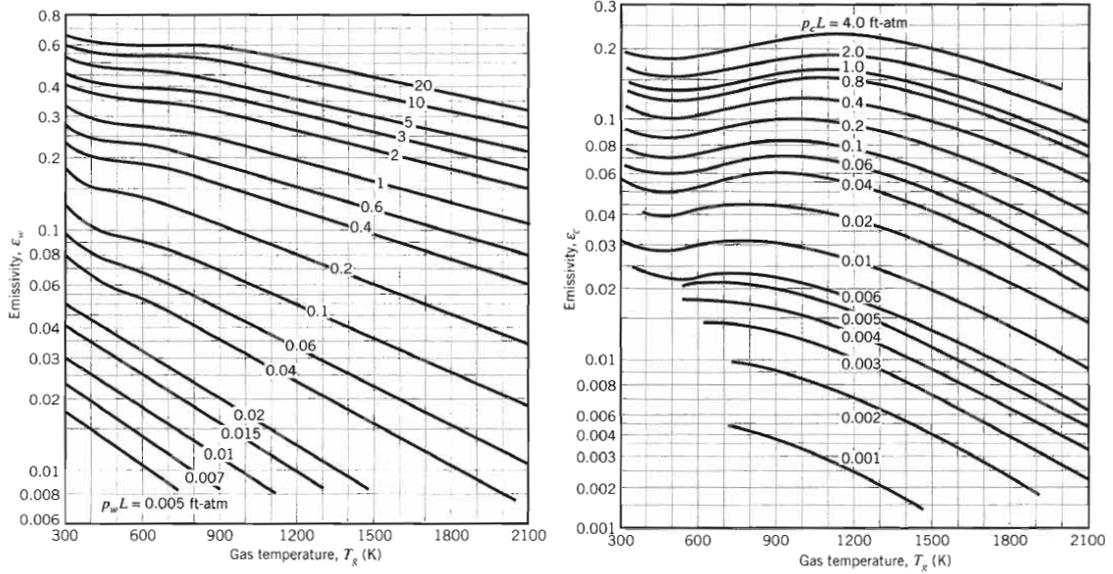


Figura 3.21. Gráfica para el cálculo de la emisividad del agua (izquierda) y del dióxido de carbono (derecha) a la P=1 atm

En la Figura 3.21 aparece un parámetro (L), que corresponde con L_e , el cual tiene en cuenta la longitud media del rayo, cuyo valor depende de la geometría y de la dimensión característica considerada (D , diámetro y L , longitud de la arista). De forma que, para una geometría de un cilindro con altura semiinfinita y, por otro lado, para un cubo (geometrías estudiadas) se tiene que (Holman, 1998; Hottel, 1967; Eckert y Drake, 1972):

$$(L_e)_{cilindro} = 0.65 \cdot D \quad (3.24)$$

$$(L_e)_{cubo} = 0.60 \cdot L \quad (3.25)$$

La selección de la dimensión característica ha tenido en cuenta el procesado de un elemento de las mismas dimensiones que el tratado en un dispositivo anterior, 20x20 cm, y se ha duplicado su dimensión para permitir el trabajo dentro de la cámara; de forma que se evite situar una puerta lateral que facilite las pérdidas térmicas hacia el exterior. Por tanto, la dimensión característica considerada, para ambas geometrías, es de 0,4 m, siendo $(L_e)_{cilindro} = 0.26$ m y $(L_e)_{cubo} = 0.24$ m, los cuales, expresados en unidades empleadas en los gráficos de Hottel (Hottel, 1967), corresponden a 0.853 ft y 0.787 ft, respectivamente. Los parámetros de presión para la longitud del rayo contemplados en la gráfica ($p_w \cdot L$ y $p_c \cdot L$ en la Figura 3.21) se deben reemplazar por: $P_{CO_2} \cdot L_e \cdot \left(\frac{T_g}{T_p}\right)$ para el CO₂ y

$P_{H_2O} \cdot L_e \cdot \left(\frac{T_g}{T_p}\right)$ para el vapor de agua. Dado que se ha realizado la aproximación de igualar

la temperatura de la pared a la temperatura media del fluido, los valores de los parámetros de presión son en la geometría cilíndrica 0.0793 atm·ft para el CO₂ y 0.0076 atm·ft para el vapor de agua y, en la geometría cúbica, 0.0732 atm·ft para el CO₂ y 0.007 atm·ft para el vapor de agua. La similitud entre los valores de dichos parámetros en ambas geometrías, permite emplear el mismo valor de absorptancia en los dos casos.

Por tanto, para 1373 K (T_p) y teniendo en cuenta los parámetros de la geometría cilíndrica, se tiene una ϵ'_{H_2O} de 0.018 (la cantidad de CO₂ del aire se ha considerado despreciable). También se ha obtenido su factor de corrección para una presión total de 1 atm a partir de gráficos experimentales (Hottel y Egbert, 1942), siendo éste de 1.01. Sustituyendo los valores en la ecuación (3.23) se tiene que α_{H_2O} y, por aproximación, la absorptancia del medio participativo, es de 0.018 m⁻¹, cuando no se considera la emisión de ningún gas producido en el tratamiento térmico.

3.3.1.2 Propiedades de los materiales

A continuación se va a realizar un resumen de las propiedades de todos los materiales considerados, tanto en las simulaciones como en el prototipo solar desarrollado.

3.3.1.2.1 Material de aislamiento

En las simulaciones desarrolladas se han empleado distintos materiales de aislamiento: uno para el diseño previo, otro en la fabricación (de características similares al anterior, pero de menor densidad) y una manta cerámica como protección exterior. Sus propiedades vienen recogidas en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16. Propiedades de los materiales de aislamiento considerados

Nombre	Descripción	Temperatura máxima de trabajo, °C	Densidad, kg/m ³	Calor específico, J/(kg·K)	Conductividad térmica, W/(m·K)
Firelite 20XL	Hormigón ligero	1230°C	1310	1100	K _{200°C} = 0.15 K _{400°C} = 0.17 K _{600°C} = 0.20 K _{800°C} = 0.22
Cerachem blanket	Manta de alúmina	1425°C	160	1130	K _{400°C} = 0.09 K _{600°C} = 0.13 K _{800°C} = 0.18 K _{1000°C} = 0.25
Pyro-Log	Manta de alta densidad	1260°C	240	1130	K _{400°C} = 0.09 K _{600°C} = 0.14 K _{800°C} = 0.20 K _{1000°C} = 0.28

Fuente: Fichas técnicas empresas Thermal Ceramics y Fleischman

3.3.1.2.2 Material refractario

Se han empleado varias simulaciones para evaluar cinco materiales refractarios, cuyas propiedades se presentan en la Tabla 3.17, y seleccionar para la construcción del prototipo el que mejor se comporte.

Tabla 3.17. Propiedades de los refractarios estudiados

Nombre	Descripción	Temperatura máxima de trabajo, °C	Densidad, kg/m ³	Calor específico, J/(kg·K)	Conductividad térmica, W/(m·K)
Fisa-cast 147	40% Al ₂ O ₃ 48.5% SiO ₂ 1.5% Fe ₂ O ₃	1400°C	2100	1050	K _{400°C} = 1.42 K _{800°C} = 1.18 K _{1200°C} = 1.39
Fisa-cast 190	95% Al ₂ O ₃ 0.1% SiO ₂ 0.1% Fe ₂ O ₃	1800°C	2700	1130	K _{400°C} = 2.2 K _{800°C} = 1.83 K _{1200°C} = 1.83
Firecrete 3X	53.4% Al ₂ O ₃ 39.6% SiO ₂ 1.1% Fe ₂ O ₃ 1.6% TiO ₂ 3.3% CaO	1650°C	2150	1100	K _{400°C} = 0.97 K _{600°C} = 1.02 K _{800°C} = 1.09 K _{1000°C} = 1.22 K _{1200°C} = 1.50
Firecrete 95	94.1% Al ₂ O ₃ <0.1% SiO ₂ 0.1% Fe ₂ O ₃ 4.9% CaO	1540°C	2550	1120	K _{600°C} = 1.60 K _{800°C} = 1.45 K _{1000°C} = 1.35 K _{1200°C} = 1.3
Firecrete HT	47.1% Al ₂ O ₃ 45.3% SiO ₂ 1.5% Fe ₂ O ₃ 1.4% TiO ₂ 4.0% CaO	1540°C	1900	1070	K _{400°C} = 0.64 K _{600°C} = 0.73 K _{800°C} = 0.81 K _{1000°C} = 0.92 K _{1200°C} = 1.01

Fuente: Fichas técnicas empresas Thermal Ceramics y Fleischman

3.3.1.2.3 Material para la carcasa y elementos auxiliares

Las propiedades del material empleado en la carcasa y en el elemento auxiliar de la cámara de proceso (lámina de defletores), se resumen en la Tabla 3.18. En ella, se ha considerado la conductividad térmica del acero AISI 304L constante, puesto que en el rango de temperatura que alcanza la carcasa de la cámara de proceso (298 K-423 K) dicha propiedad puede considerarse prácticamente constante.

Tabla 3.18. Propiedades del material de la carcasa y de la lámina deflectora

Nombre	Descripción	Temperatura máxima de trabajo, °C	Densidad, kg/m ³	Calor específico, J/(kg·K)	Conductividad térmica, W/(m·K)
CARCASA					
AISI 304 L	Acero inoxidable austenítico (Fe/Cr19/Ni11)	Fusión a 1400-1455°C	7900	500	15
LÁMINA DEFLECTORA					
Kaowool Board 1600	Bloque de fibra cerámica	1500°C	240	1130	K _{400°C} = 0.07 K _{600°C} = 0.09 K _{800°C} = 0.12 K _{1000°C} = 0.16 K _{1200°C} = 0.22

Fuente: Ficha técnica empresa Thyssen Thyssenkrupp.

3.3.1.3 Evaluación de la potencia térmica extraíble en el proceso con la planta del proyecto SolarPRO

Para desarrollar el diseño de la cámara de proceso, se han tenido en cuenta los ensayos realizados con la planta de proceso del proyecto SolarPRO. Con los resultados de dichos ensayos, se ha evaluado la capacidad de dicho sistema para aprovechar la radiación solar concentrada que recibe y, con ello, determinar la adecuación de su diseño.

Para ello, se ha evaluado previamente el caudal de aire que atraviesa el sistema teniendo en cuenta el caudal de agua de refrigeración del cambiador de calor y la variación de entalpía del aire y del agua en el mismo módulo. Posteriormente, multiplicando el caudal de aire por la variación de entalpía que experimenta dicho fluido en cada módulo, se obtiene la potencia extraíble de la cámara de proceso y la extraída en el cambiador de calor.

Esta evaluación se ha realizado programando en Matlab[®] diferentes rutinas (Téllez, 2006) con el fin de calcular la potencia extraída en el dispositivo y en el cambiador de calor. De esta manera, se obtiene, para cada ensayo, una gráfica comparativa entre la energía aprovechada en el proceso y la que llega al intercambiador, además de una gráfica indicativa de la evolución del caudal de aire que atraviesa el sistema.

La planta de proceso SolarPRO inicialmente tenía un bajo aprovechamiento energético, puesto que no se lograba llegar al rango de temperatura requerido en el proceso térmico que se tenía que realizar (cocción cerámica a 1100-1200°C). Por ello, se

llevaron a cabo una serie de modificaciones en su diseño y en el aislamiento, que permitieron obtener una mejora en el rendimiento del equipo.

En la Figura 3.22 se representa la evolución de la potencia extraída por el dispositivo en función de las modificaciones realizadas, siendo el ensayo n°3 el que extrae una potencia mayor, debido a que posee, entre otras modificaciones, una mayor cantidad de aislamiento.

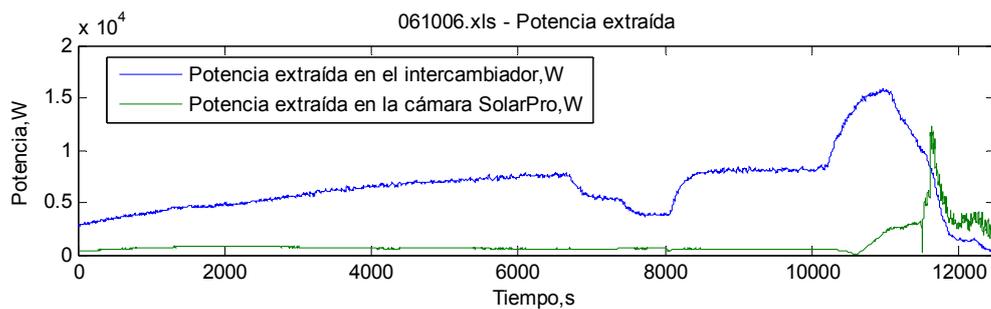
La cantidad de potencia extraída en el dispositivo depende de la irradiancia que llega al área focal durante el proceso. Dicha potencia se calcula considerando la irradiancia solar directa recibida durante el ensayo, la irradiancia pico de la instalación (apartado 3.2.2) y conociendo el diámetro del foco, 21 cm.

Los datos para calcular la irradiancia pico en función de la radiación solar directa para estos casos, vienen detallados en la Tabla 3.19:

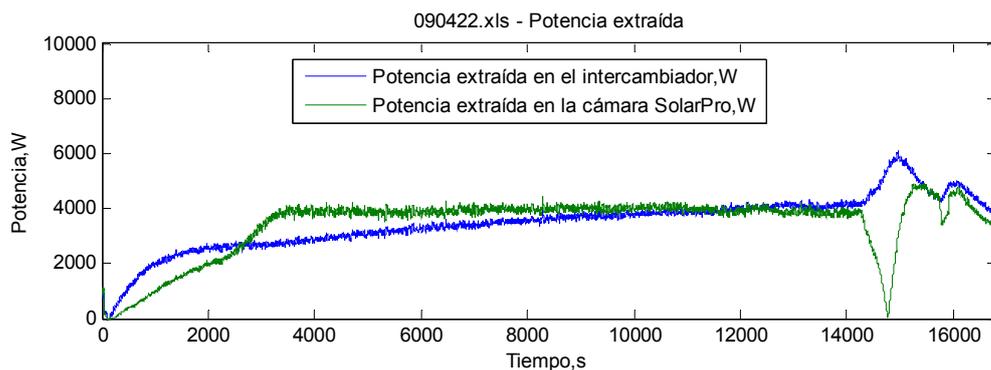
Tabla 3.19. Parámetros usados en el cálculo de la irradiancia pico

PARÁMETROS CÁLCULO IRRADIANCIA PICO DE RADIACIÓN	VALOR
Reflectividad de los espejos del helióstato, ρ_H	90%
Reflectividad de los espejos del concentrador, ρ_C	92%
Distancia al plano focal considerada	-10 cm
Apertura del atenuador considerada	100%
Área del foco de 21 cm de diámetro	0.0346 m ²

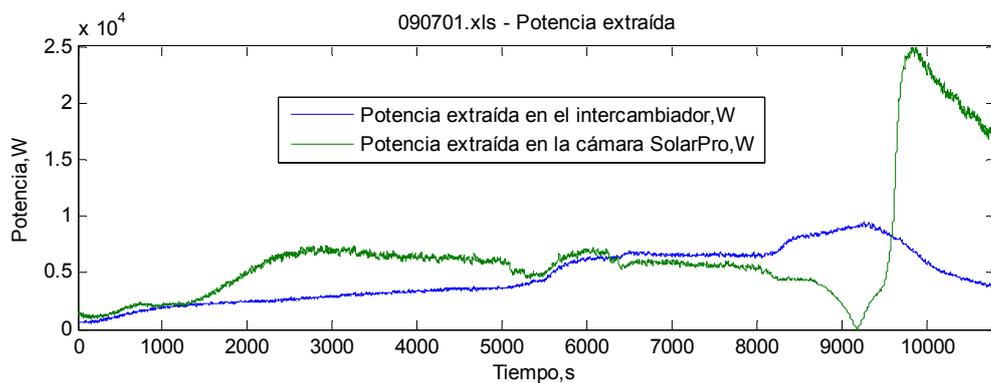
Fuente: Rodríguez, 2008.



a) Ensayo nº1



b) Ensayo nº2



c) Ensayo nº3

Figura 3.22. Evolución de las potencias extraídas en los ensayos con la cámara SolarPro

Por tanto, la energía aprovechada para cada uno de los casos considerados, se resume en la Tabla 3.20, en función de la radiación solar directa media recibida en el ensayo. No se ha considerado en la evaluación la etapa final de enfriamiento.

Tabla 3.20. Evolución de la potencia extraída en el proceso en función de la radiación solar

Ensayos	Irradiancia solar directa media	Irradiancia pico	Potencia solar radiante total	Potencia media extraída en el proceso
Nº 1	956 W/m ²	1572.2 kW/ m ²	54.9 kW	2 kW
Nº 2	948 W/m ²	1559.1 kW/ m ²	54.4 kW	3.44 kW
Nº 3	834 W/m ²	1371.6 kW/ m ²	47.9 kW	6.68 kW

Fuente: Elaboración propia

Según la tabla anterior, la irradiancia no es lo que condiciona el rendimiento del dispositivo, sino las modificaciones realizadas en el mismo. Así, el dispositivo del ensayo nº3, extrae mayor potencia en el proceso, habiendo recibido una irradiancia menor. Por tanto, en el diseño de la cámara de proceso que se va a simular, hay que tener en cuenta, principalmente, el espesor y el tipo de aislamiento a emplear; puesto que deben tener una buena resistencia a la abrasión por las altas temperaturas a las que se va a someter y una baja conductividad para evitar las pérdidas energéticas hacia el exterior.

3.3.2 Diseño de la nueva cámara de proceso

3.3.2.1 Procedimiento

Para llevar a cabo el diseño y la caracterización térmica del nuevo módulo para la cámara de proceso que se va a emplear en el sistema receptor volumétrico abierto, se ha desarrollado un estudio numérico mediante una herramienta de computación fluidodinámica (Fluent 6.2.16); la misma que ha sido empleada para el análisis del absorbedor, para desarrollar la simulación tridimensional de la cámara objeto del diseño.

La finalidad de la simulación es analizar el comportamiento térmico de distintas configuraciones propuestas para la cámara de proceso, de forma que se seleccione aquella con la que se pueda conseguir un calentamiento homogéneo en la cavidad interior, a altas y muy altas temperaturas (se ha considerado el rango de 700-1373 K). La energía de calentamiento es introducida en la cámara mediante un fluido caloportador (aire), que se calienta al pasar por el material receptor de la radiación solar concentrada. La temperatura de entrada es implementada en la simulación mediante la programación de una función definida por el usuario (UDF), que representa la distribución de temperatura del aire de entrada. El caudal de aire se controla a través de una soplante, que fuerza su paso a través

del sistema receptor, por lo que habrá que considerar una convección forzada, además de la conducción y radiación.

Para el análisis térmico de la cámara, se han considerado diferentes geometrías y materiales con distintos espesores, de forma que se pueda seleccionar la configuración óptima que proporcione las condiciones de operación deseadas. En dicho análisis, se han empleado las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, en las que se han considerado las propiedades físicas, tanto del fluido como de los materiales, en un proceso no-isotermo. En todos los casos propuestos, se han tenido en cuenta tres tipos de materiales (refractario, aislamiento y material de la carcasa), y se han comparado tres tipos de geometrías (tubular, tubular de sección cuadrada con vértices semicirculares y tubular con lámina deflectora). Todas las configuraciones consideradas vienen resumidas en la Tabla 3.21, donde las simulaciones aparecen divididas en tres grupos:

- ◇ Grupo de simulaciones para seleccionar el material refractario más apropiado.
- ◇ Aquellas simulaciones empleadas para la selección de la mejor geometría entre las tres propuestas: tubular, tubular de sección cuadrada con vértices semicirculares, y tubular con lámina deflectora.
- ◇ Por último, se ha desarrollado otro grupo de simulaciones para determinar del espesor óptimo de las capas de materiales empleadas en la construcción de la cámara (refractario y aislamiento).

El perfil térmico de cada configuración ha sido desarrollado en tres dimensiones para poder describirlos y analizarlos en detalle. La geometría de cada configuración ha sido creada en un pre-procesador con el que se ha establecido la mejor malla para poder realizar el cálculo nodo por nodo. Los resultados del conjunto de simulaciones han proporcionado la selección de la configuración óptima para su construcción, instalación y ensayo en el Horno Solar de la PSA (HS-60).

Tabla 3.21. Configuraciones propuestas para el análisis térmico de la cámara de proceso

Geometría de la cámara	Espesor del material de aislamiento	Espesor del material refractario		Espesor del material de la carcasa
Tubular	3 cm	Fisa-cast 147 Fisa-cast 190 Firecrete 3X Firecrete 95 Firecrete HT	3 cm 3 cm 3 cm 3 cm 3 cm	5 mm
Tubular Tubular de sección cuadrada Tubular con lámina deflectora	3 cm	Refractario seleccionado	10 cm	5 mm
Tubular	3 cm	Refractario seleccionado	3 cm 10 cm	5 mm
	15 cm	Refractario seleccionado	15 cm 20 cm	

Fuente: Elaboración propia

3.3.2.2 Modelo numérico

El comportamiento dinámico del fluido es determinado por las leyes de conservación de la masa, momento y energía (Blazek, 2005). Por ello, el modelo de CFD implica resolver las ecuaciones de continuidad (3.26), momento (3.27) (Batchelor, 1967) y energía (3.28) (Fluent-Inc. Chapter 12, 2005), descritas por las siguientes expresiones:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = S_m \quad (3.26)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \cdot \vec{g} + \vec{F} \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \cdot \vec{J}_j + (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \right) + S_h \quad (3.28)$$

donde t es el tiempo transcurrido en segundos; ρ , la densidad en kg/m^3 ; \vec{v} , el vector velocidad respecto al sistema de coordenadas en tres dimensiones (3D); S_m , la fuente de masa, $\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$; p , presión estática, Pa; $\vec{\tau}$, tensor de estrés, N/m^2 ; $\rho \cdot \vec{g}$, fuerza gravitacional del cuerpo, N/m^3 ; \vec{F} , engloba las fuerzas externas y fuentes de cantidad de movimiento, N/m^3 ; k_{eff} , la conductividad efectiva, que incluye la conductividad térmica

turbulenta, $W/(m \cdot K)$; h_j , la entalpía de las j especies, J/kg ; \vec{J}_j , es el flujo de difusión de las j especies, $kg/(s \cdot m^2)$; S_h , fuente de calor volumétrica, W/m^3 y E , es la energía transferida, definida por la siguiente ecuación:

$$E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (3.29)$$

siendo h , la entalpía; p , la presión; ρ , la densidad y v , la velocidad del fluido.

En este análisis se ha considerado que el fluido está bajo una condición de flujo en estado estacionario, ya que se asume que la soplante genera un flujo constante de 0.02 kg/s. Además, no se ha tenido en cuenta ninguna fuente de materia y se ha despreciado la fuerza gravitacional, debido a la baja densidad del fluido y a la posición horizontal de la cámara de proceso.

Para definir el régimen de flujo, ha sido evaluado el número de Reynolds en un rango de temperatura entre 295 y 1373 K, alcanzando unos valores entre 3500 y 1200 (Tabla 3.22). Dichos valores muestran que el régimen laminar y de transición están presentes; por tanto, se ha seleccionado el modelo de viscosidad “RNG κ - ϵ model”, el cual incluye una fórmula diferencial derivada analíticamente para la viscosidad efectiva, que contempla los efectos de los casos con número de Reynolds bajo (Fluent-Inc. Chapter 11, 2005). La aproximación de “función de pared” ha sido seleccionada para modelar regiones de fluido cercanas a la pared del dominio en las que las fórmulas semi-empíricas se emplean para evaluar la viscosidad entre la pared y la región turbulenta (Duran, Taghipour y Mohseni, 2009; Launder y Spalding; 1974).

Tabla 3.22. Evaluación del número de Reynolds para el rango de temperatura considerado

T, K	ρ , kg/m ³	D_i (D_h^a), m	v, m/s	$\mu \cdot 10^{-5}$, kg/(m·s)	Re
295	1.19	0.4	0.133	1.82	3493
473	0.74	0.4	0.214	2.62	2426
673	0.53	0.4	0.303	3.33	1912
873	0.41	0.4	0.393	3.93	1620
1073	0.33	0.4	0.482	4.46	1428
1273	0.28	0.4	0.570	4.93	1291
1473	0.24	0.4	0.658	5.37	1186

Fuente: Elaboración propia

^a D_h = diámetro hidráulico para la geometría de sección cuadrada

Las ecuaciones de transporte de este modelo para calcular la energía cinética turbulenta (κ) y su tasa de disipación turbulenta (ϵ) son las siguientes (Fluent-Inc. Chapter 11, 2005):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \kappa \cdot v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\kappa \cdot \mu_{eff} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j} \right) + G_\kappa + G_f - \rho \cdot \epsilon - Y_M \quad (3.30)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \epsilon \cdot v_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \cdot \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \cdot \frac{\epsilon}{\kappa} \cdot (G_\kappa + C_{3\epsilon} \cdot G_f) - C_{2\epsilon} \cdot \rho \cdot \frac{\epsilon^2}{\kappa} \quad (3.31)$$

donde G_κ es la generación de energía cinética turbulenta debida a los gradientes de velocidad medios; G_f , la generación de energía cinética turbulenta debida a la flotabilidad; Y_M , la contribución de la compresibilidad en la turbulencia; α_κ y α_ϵ representan el inverso de los números de Prandtl efectivos para κ y ϵ , respectivamente; y $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$ y $C_{3\epsilon}$, son constantes del modelo integradas en el programa.

Ha sido seleccionado, además, el modelo de radiación DTRM (Discrete Transfer Radiation Model) para considerar el coeficiente de absorción del gas. Con el empleo de este modelo se pretende comparar la transferencia de calor por radiación del fluido, dentro del recinto estudiado, y la transferencia de calor por radiación que existirá cuando el medio esté sometido a la influencia de los gases generados durante el desarrollo del proceso de alta temperatura (producción de vapor de agua y dióxido de carbono debida al tratamiento térmico). En este caso, se ha empleado el coeficiente de absorción calculado en el apartado 3.3.1.1.5., para lo que se ha contemplado el método simplificado desarrollado por Hottel (Hottel, 1967; Incropera y cols., 2006).

3.3.2.3 Definición de la geometría y diseño del mallado

El esquema del dominio de cálculo para cada configuración se muestra en la Figura 3.23, donde cada una tiene 0.9 m de largo y 0.4 de diámetro interno (dimensión del lado para la geometría de sección cuadrada). Estas dimensiones se han seleccionado según el tamaño de los elementos tratados en el dispositivo anterior. En este caso, se pretende dimensionar la cámara para que se puedan procesar de uno a tres elementos, de un tamaño 20x20 cm, y dejar unos 10 cm a cada lado de la cámara para poder introducirlos y sacarlos sin dificultad; puesto que, en este caso, el acceso se propone que sea por el lado del absorbedor, de forma que se eviten las pérdidas térmicas que supondría el añadir una puerta lateral.

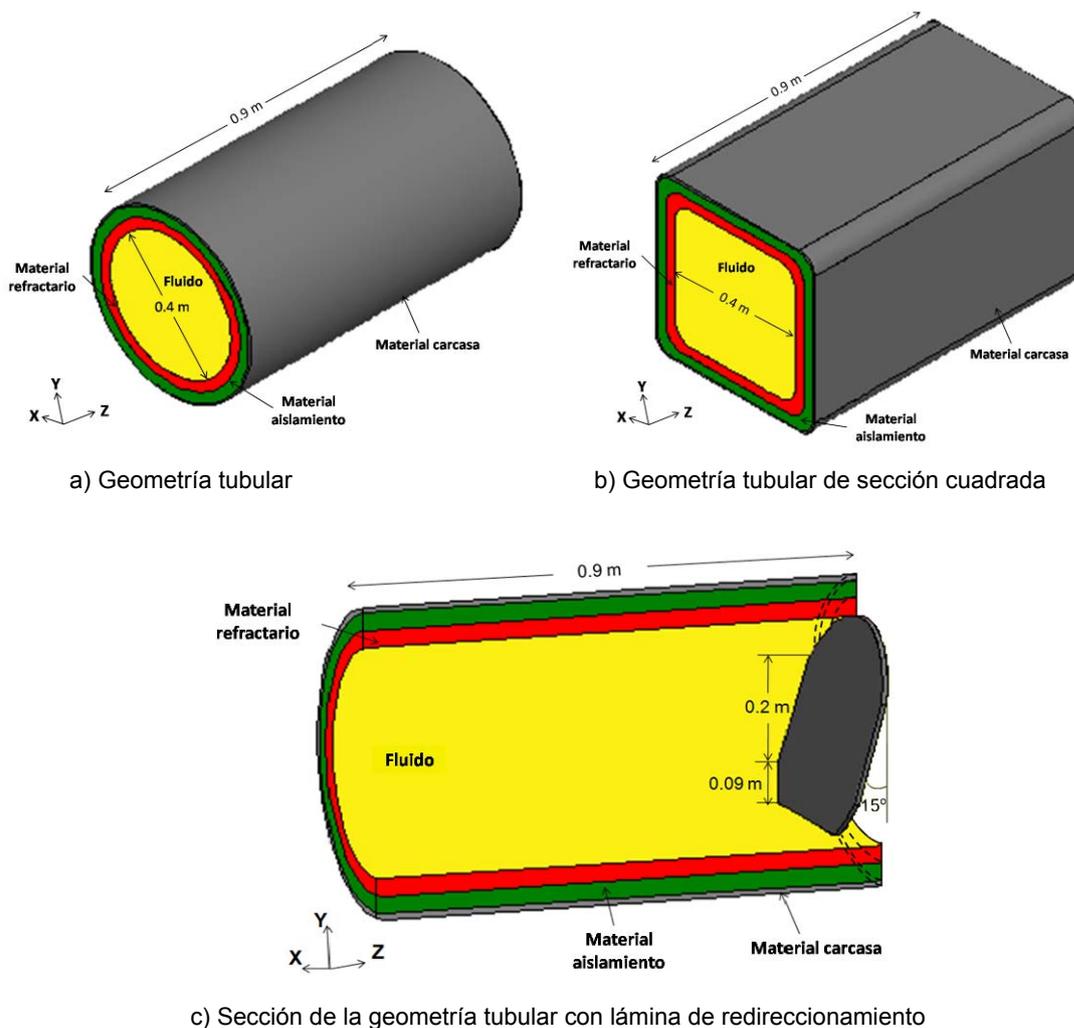


Figura 3.23. Geometría de los dominios estudiados

El mallado de cada configuración ha sido creado mediante un programa comercial específico (Gambit[®] 2.2.30). Cada uno de los subdominios se han discretizado mediante una malla tridimensional de elementos hexaédricos y tetraédricos (Figura 3.24). Los primeros fueron usados en las geometrías más sencillas (tubular y de sección cuadrada) para disminuir el coste computacional y, los tetraédricos, se emplearon en la configuración con la lámina deflectora por su mayor complejidad, con un coste computacional relativamente bajo (Wang, Nelson y Rauch, 2004).

Con el fin de verificar la exactitud en el cálculo, se ha desarrollado un estudio de independencia de mallas para determinar que los resultados obtenidos de la simulación no dependen del tamaño del mallado. Para cada geometría considerada, se han realizado tres simulaciones con distinto tamaño de malla, empleando las mismas condiciones de contorno, y se ha evaluado, para cada caso, la velocidad media en la sección de salida y el parámetro del modelo de turbulencia y^+ . Este parámetro comprueba la calidad del

mallado en las zonas próximas a las paredes, cuyo valor es preferible que esté en el rango entre 5 y 30 (Fluent-Inc. Chapter 11, 2005).

Tabla 3.23. Estudio de independencia de mallas

Geometría	Nº Simulación	Nº de celdas	Velocidad media en la superficie de salida, m/s	Máxima y^+
Tubular	1	42810	0.455	14.89
	2	189900	0.508	7.65
	3	266840	0.505	5.51
Tubular de sección cuadrada	1	413190	0.362	8.09
	2	571100	0.365	6.89
	3	815295	0.355	6.49
Tubular con lámina deflectora	1	101965	0.780	19.66
	2	301157	0.820	18.21
	3	609668	0.817	16.89

Fuente: Elaboración propia

En todos los casos considerados, y^+ está dentro del rango deseado, por lo que el valor de la velocidad media a la salida, es el parámetro que va a indicar la independencia del cálculo respecto de la malla. En la geometría tubular, se ha seleccionado la malla de la simulación 2, ya que el valor de la velocidad es prácticamente constante con respecto al obtenido con el mallado de mayor tamaño. De esta forma se obtiene el mismo resultado disminuyendo el coste computacional.

Para la geometría tubular de sección cuadrada, se selecciona la malla de la segunda simulación, puesto que se consigue un valor menor de y^+ con un coste computacional bajo y un valor de la velocidad del mismo orden que en los otros casos planteados. Con el mismo criterio, se selecciona el mallado empleado en el tercer caso, para la geometría tubular con lámina deflectora, ya que presenta el menor y^+ y permite obtener la convergencia en un tiempo de cálculo relativamente bajo.

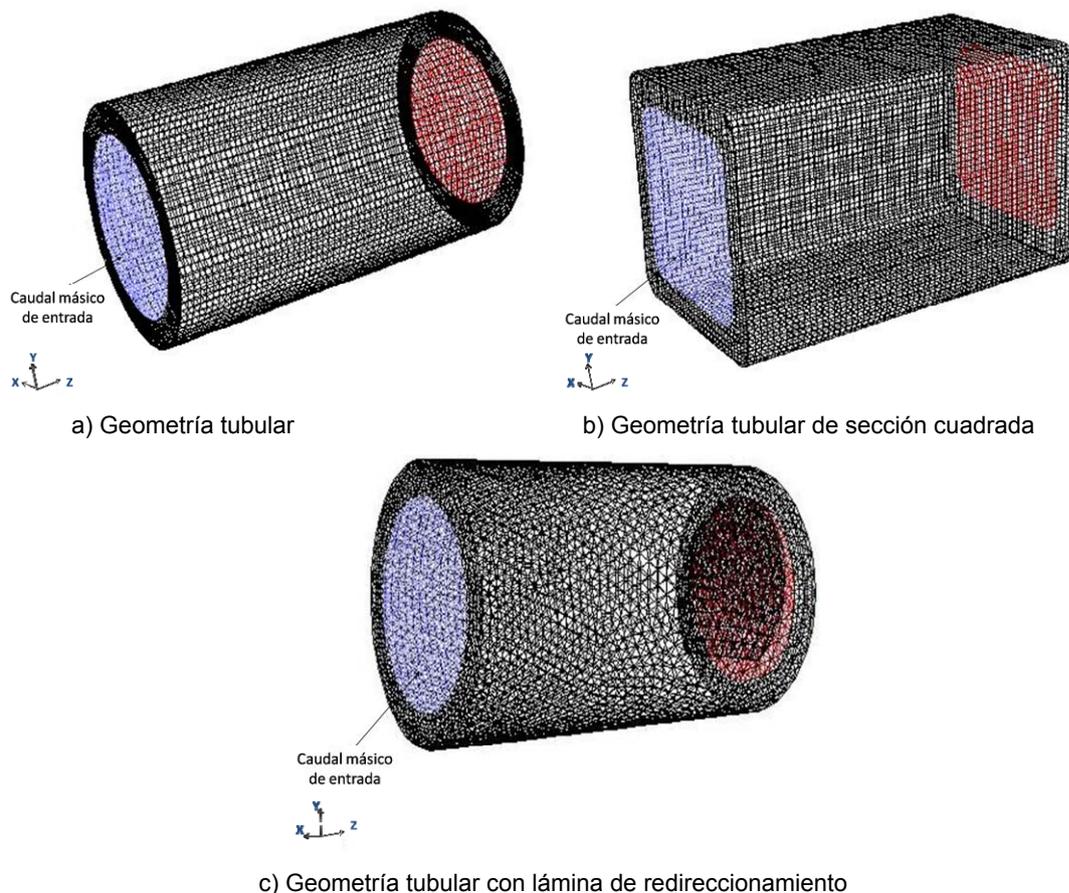


Figura 3.24. Localización de los nodos de cálculo para cada geometría

Adicionalmente, se ha evaluado la calidad de cada malla seleccionada con un parámetro que mide la deformación de la celda: el equiángulo de alargamiento (Q_{EAS}). Este parámetro es una medida normalizada del alargamiento de la celda, cuyo rango de valores es: $0 \leq Q_{EAS} \leq 1$. El elemento de la malla es equilátero, sin deformación, cuando $Q_{EA}=0$; valiendo 1 cuando el elemento está completamente deformado, algo no deseado para el buen desarrollo del cálculo. Esta característica ha sido analizada para cada configuración (Tabla 3.24), estando entre los valores de 0 y 0.5 de Q_{EAS} , el 100 % de las celdas de la geometría tubular, el 99.67 % de las celdas para la configuración de sección cuadrada y el 80.57 % para la geometría con lámina deflectora. En general, se considera que una malla tridimensional es de alta calidad, cuando los elementos que la componen tienen un valor de 0.4 para el equiángulo de alargamiento (Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005).

Tabla 3.24. Evaluación de la calidad de la malla mediante el equiángulo de alargamiento (Q_{EAS})

Calidad de la malla ^a	Rango de Q_{EAS}	Tubular		Tubular de sección cuadrada		Tubular con lámina deflectora	
		Nº celdas	%	Nº celdas	%	Nº celdas	%
Excelente	0-0.25	184080	96.94	513906	89.99	74625	12.25
Buena	0.25-0.50	5820	3.06	55294	9.68	416586	68.33
Regular	0.50-0.75	0	0	1900	0.33	118153	19.38
Mala	0.75-0.8	0	0	0	0	244	0.04

Fuente: Elaboración propia

^a Evaluación realizada por: Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005.

La configuración de sección cuadrada y la tubular con lámina deflectora presentan un bajo porcentaje de elementos de mala calidad; pero, para determinar la adecuación de la malla, también ha sido evaluado otro parámetro llamado razón de aspecto (Q_{AR}). Este parámetro se define para elementos tetraédricos como $Q_{AR} = f \cdot (R_m/r_m)$, donde f es un factor de escala ($f=1/3$), y, r_m y R_m , representan los radios de las esferas que inscriben y circunscriben, respectivamente, el elemento de la malla. Para elementos hexaédricos, Q_{AR} se define como $Q_{AR} = \max [e_1, e_2, \dots, e_n] / \min [e_1, e_2, \dots, e_n]$, donde e_i es la longitud media de los lados en una dirección del eje de coordenadas local del elemento y n es el número total de direcciones del eje de coordenadas asociadas al elemento de la malla (en este caso $n = 3$). Por definición, el valor de este parámetro es: $Q_{AR} \geq 1$, y, cuando su valor es 1, describe un elemento equilátero (Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005).

La evaluación de la calidad de la malla mediante la razón de aspecto, se resume en la Tabla 3.25, donde el 98.90 % de las celdas en la geometría de sección cuadrada y el 83.41 %, en la configuración con lámina deflectora, están dentro del rango de 1-1.5, muy cercano al valor de un elemento equilátero. Esto demuestra la adecuación de la malla creada para cada geometría.

Tabla 3.25. Evaluación de la calidad de la malla mediante la razón de aspecto (Q_{AR})

Límite inferior de Q_{AR}	Límite superior de Q_{AR}	Tubular de sección cuadrada		Tubular con lámina deflectora	
		Nº celdas	%	Nº celdas	%
1.0	1.1	293700	51.43	87977	14.43
1.1	1.2	139397	24.41	116446	19.10
1.2	1.3	83513	14.62	190521	31.25
1.3	1.4	39890	6.98	77245	12.67
1.4	1.5	8300	1.45	36275	5.95
1.5	2.0	5500	0.96	96693	15.86
2.0	3.0	800	0.14	4328	0.71
3.0	3.5	0	0	183	0.03

Fuente: Elaboración propia

Como se ha comentado anteriormente, el valor máximo de y^+ alcanzado en la geometría tubular es de 7.65; para la tubular de sección cuadrada de 6.89 y, para la geometría con lámina deflectora de 16.89. Para ecuaciones de pared estándar, los valores óptimos del centroide del elemento de la malla en la pared adyacente, preferiblemente deben estar localizados en el rango de 5-30 (Fluent-Inc. Chapter 11, 2005). En todos los casos, el valor máximo de y^+ está dentro, por lo que el mallado empleado en cada caso se considera adecuado para desarrollar el cálculo.

3.3.2.4 Condiciones de operación y propiedades físicas

La presión de operación definida en el modelo es la atmosférica (101325 Pa), puesto que se trata de un receptor volumétrico abierto y, además, se ha despreciado la acción de la gravedad, debido a que la cámara de proceso está dispuesta en una posición horizontal y a que la circulación del aire está forzada mediante una soplante. El caudal másico de aire se ha fijado en 0.02 kg/s, cuyas propiedades termo-físicas han sido determinadas en el apartado 3.3.1.1, para un rango entre 295 K y 1373 K y unas condiciones ambientales medias de 34 % para la humedad relativa y 295 K de temperatura.

Las propiedades termo-físicas de los materiales han sido descritas en el apartado 3.3.1.2, las cuales proceden de las fichas técnicas de cada material. La conductividad térmica ha sido considerada constante, ya que cada subdominio de material es considerado por Fluent® como una pared delgada y, en este caso, sólo admite una conductividad constante.

Para el material de aislamiento (Firelite 20 XL) la densidad es de 1310 kg/m³, el calor específico de 1100 J/(kg·K) y la conductividad térmica de 0.20 W/(m·K), considerada para una temperatura media (873 K). Se asume también que el rango de temperatura de trabajo de la carcasa es el de las condiciones ambientales, por lo que se toma 7900 kg/m³ de densidad, 500 J/(kg·K) de calor específico y 15 W/(m·K) de conductividad térmica, considerada constante debido a que la temperatura que alcanza está dentro del rango de 298 K- 450 K (apartado 3.3.1.2). Las propiedades de los materiales refractarios considerados, vienen resumidos en la Tabla 3.17. Todas estas propiedades han sido implementadas mediante la definición de nuevos materiales, debido a que no estaban disponibles en la librería propia del programa.

3.3.2.5 Condiciones de contorno

Para todas las configuraciones, han sido definidos cuatro subdominios en el esquema global de cálculo: fluido, material refractario, material de aislamiento y zona de la carcasa. El caudal másico y el perfil de temperatura de entrada han sido descritos a la entrada del subdominio del fluido (Figura 3.24).

La distribución de la temperatura del aire a la entrada ha sido implementada mediante una función definida por el usuario que simula un comportamiento gaussiano, según el análisis experimental previo que se ha realizado con un dispositivo anterior (Cañadas y cols., 2008). Este perfil de temperatura se ha obtenido de la evaluación de una secuencia de imágenes IR, procedentes de un sistema receptor de la radiación semejante al empleado en el sistema objeto de estudio, mediante el programa desarrollado en Matlab[®], descrito en el apartado 3.2.4.

El perfil térmico analizado de cada ensayo corresponde a aquel que alcanza la temperatura máxima, en las condiciones de estado cuasi-estacionario anteriormente señaladas (apartado 3.2.4), y se ha realizado un ajuste de todos los perfiles (Figura 3.25), obteniendo una curva tipo gaussiana expresada mediante la siguiente ecuación:

$$T = 1710 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.008537}{0.2261}\right)^2\right), \text{ K} \quad (3.32)$$

donde x , es la posición en el eje (m). Esta función es implementada en el programa en tres dimensiones, tomando perfiles iguales para los ejes x e y .

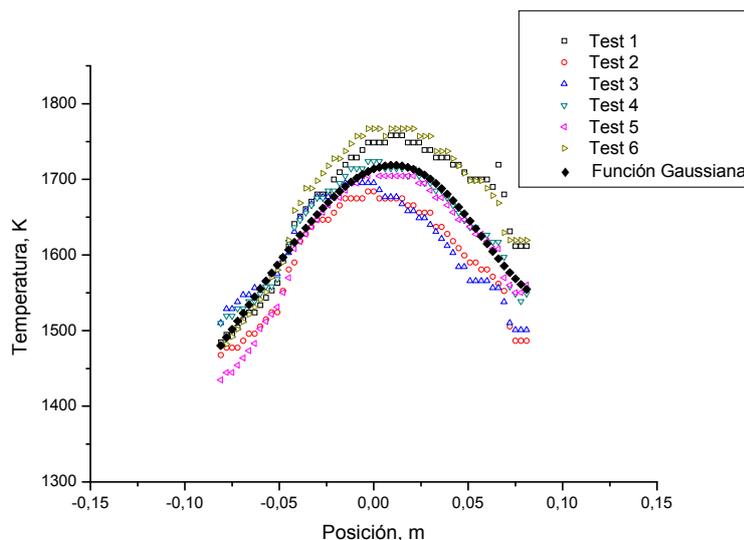


Figura 3.25. Curva de ajuste de los perfiles de temperatura

La dirección del flujo másico ha sido definida mediante las componentes del vector (0,0,1) en el sistema de coordenadas cartesianas procedente del generador del mallado. La energía cinética turbulenta fijada a la entrada corresponde a $1 \text{ m}^2/\text{s}^2$ y la tasa de disipación turbulenta en $5 \text{ m}^2/\text{s}^3$. Además, se ha definido una condición de convección natural en las paredes externas que están en contacto con el aire ambiental, considerando un coeficiente de transferencia de calor de $13.25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ (Dantzig y Tucker, 2001). La pared interna de cada subdominio ha sido acoplada con la zona de contorno anexa.

3.3.2.6 Selección del método de cálculo

Tal y como se ha descrito anteriormente, para generar el modelo de simulación en el programa de CFD, hay que definir las ecuaciones que gobiernan el fenómeno, las condiciones de operación, las propiedades de los materiales y del fluido y las condiciones de contorno.

En este caso, los valores considerados de las constantes necesarias para realizar el cálculo, con el modelo de turbulencia seleccionado (RNG κ - ϵ), son los que trae por defecto el programa y, para resolver las ecuaciones, se ha empleado el método segregado en estado estacionario.

Como opción de discretización del momento, energía cinética turbulenta, razón de disipación turbulenta y de energía, ha sido seleccionado el modelo de primer orden. Este modelo considera que el valor central de la celda, para cualquier variable, representa su valor medio para ese volumen, considerando que los valores en las caras son iguales al valor de la variable en el centro de la celda. Este modelo es simple y de fácil aplicación

en modelos multi-dimensionales; aunque puede dar errores de falsa difusión cuando el flujo no está alineado con las líneas de la malla. Esto suele ocurrir cuando se tienen Reynolds altos y una malla poco refinada (Versteeg y Malalasequera, 1995). Sin embargo, en el caso considerado, el rango del número de Reynolds es bajo y se ha realizado un análisis detallado de la malla para asegurar su adecuación.

Para la discretización de la presión se ha seleccionado el modelo estándar y el algoritmo contemplado para acoplar la presión con la velocidad, ha sido el *SIMPLE*. Este método es iterativo y, cuando otros escalares están acoplados a las ecuaciones de momento, el cálculo requiere ser secuencial. Esta secuencia consiste en resolver las ecuaciones de momento discretizadas con los valores iniciales supuestos para la presión, velocidad y el resto de variables consideradas. Posteriormente, se resuelve la ecuación de corrección para la presión, con el fin de obtener los valores corregidos de presión y velocidad. Después se resuelven el resto de ecuaciones de transporte para tener el valor de las demás variables. Los valores finales de todos los parámetros se comparan con los iniciales, de forma que, si son distintos, se continúa con el proceso iterativo, tomado como valores iniciales los últimos calculados. Si los valores comparados, son iguales, el proceso se para, ya que se ha logrado la convergencia (Versteeg y Malalasequera, 1995).

Las variables residuales han sido monitorizadas para asegurar que se cumple el criterio de convergencia, con un valor de 10^{-6} para la energía y de 10^{-3} como límite inferior para las variables de momento y continuidad.

3.3.2.7 Metodología para determinar la fiabilidad de la simulación

La fiabilidad de la simulación se puede evaluar usando parámetros o conceptos que son conocidos teóricamente. Por esta razón, se ha analizado la corrección realizada por el algoritmo de cálculo a las velocidades obtenidas a partir de la ecuación de cantidad de movimiento, de esta forma se puede verificar la conservación de la masa en cada volumen de control. Cada corrección tiene en cuenta la variación de la velocidad entre la iteración actual y la anterior que, al ser dividida por el tiempo transcurrido, proporciona el valor residual. En este caso, al ser empleado el método de resolución segregado, ha sido necesario activar la opción de guardar los valores residuales previamente a la iteración.

También se va a proceder a evaluar la correspondencia de los valores de la temperatura de entrada, con la distribución de temperatura implementada mediante la

función de usuario, respecto de los ejes cartesianos. De esta forma, se comprueba la adecuación de la programación empleada para definir la función de usuario.

Otro parámetro que se va a comparar con los valores estimados previamente a la simulación, es la velocidad. Si la velocidad obtenida por la simulación está dentro del rango de 0.13-0.61 m/s, los datos obtenidos se pueden considerar fiables.

3.3.2.8 Metodología para el análisis del diseño final

El análisis de las simulaciones de la cámara de proceso y su comparación con los datos experimentales se ha llevado a cabo mediante la implementación de la condición real de distribución de temperatura a la entrada de la cámara. Dicho dato experimental se ha obtenido a partir de la lectura de cinco termopares tipo K, distribuidos en un plano transversal a la entrada de la cámara de proceso (Figura 3.26); considerando siempre los valores del instante en el que se alcanza la temperatura máxima, dentro del estado cuasi-estacionario.

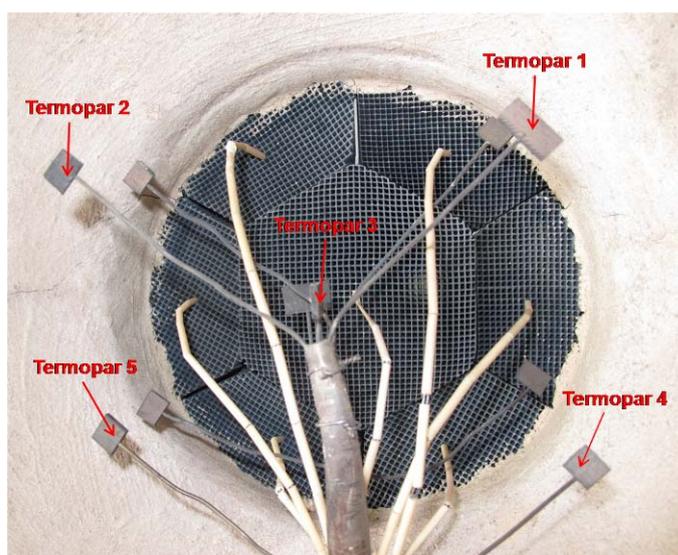
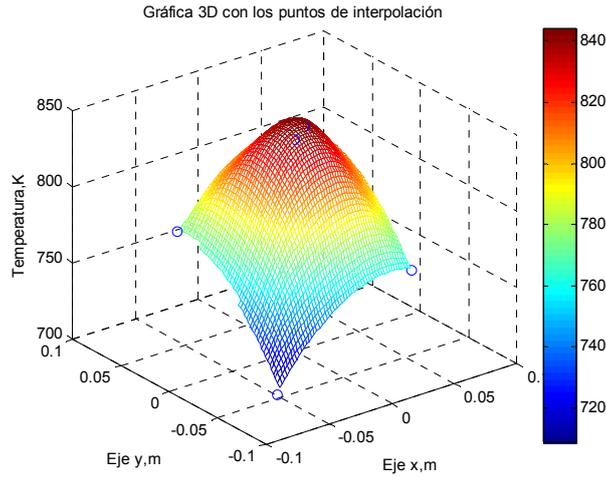
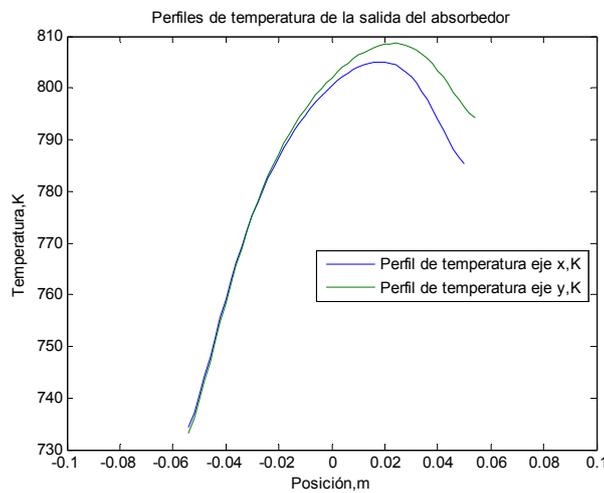


Figura 3.26. Localización de los termopares K que miden la temperatura del aire que entra a la cámara de proceso.

Con estos datos, al igual que en el caso del absorbedor, se ha generado un mapa de temperaturas, mediante un programa desarrollado en Matlab[®], basado en una interpolación espacial, dependiendo de la localización de las medidas experimentales disponibles (Figura 3.27 a). A partir del mapa térmico creado, se extraen los perfiles de temperatura correspondientes a los ejes x e y (Figura 3.27 b) y se obtiene un perfil de temperatura promedio. El ajuste de este perfil mediante una función gaussiana es lo que se va a implementar en la simulación como UDF.



a) Superficie de interpolación a partir de la medida de los termopares

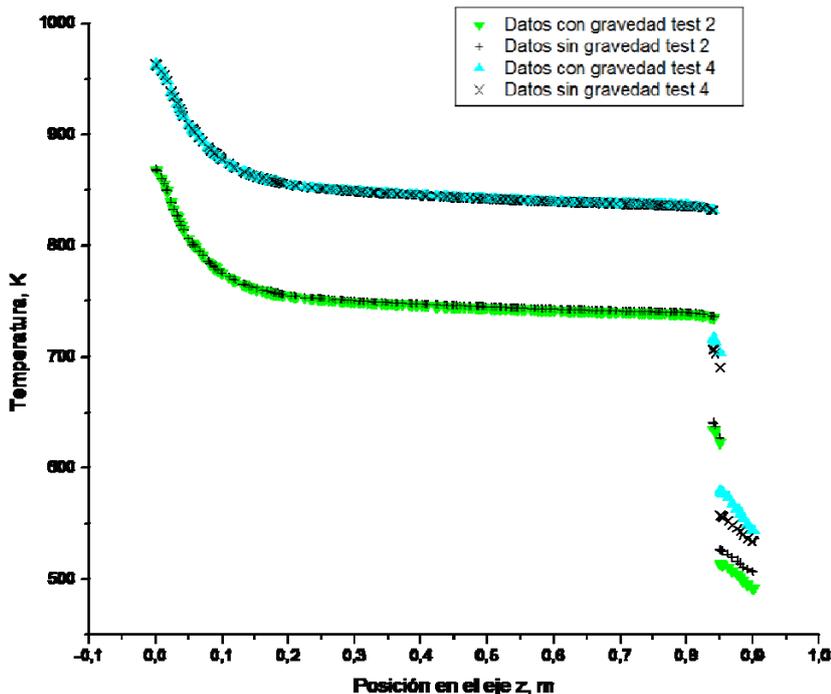


b) Perfiles de temperatura

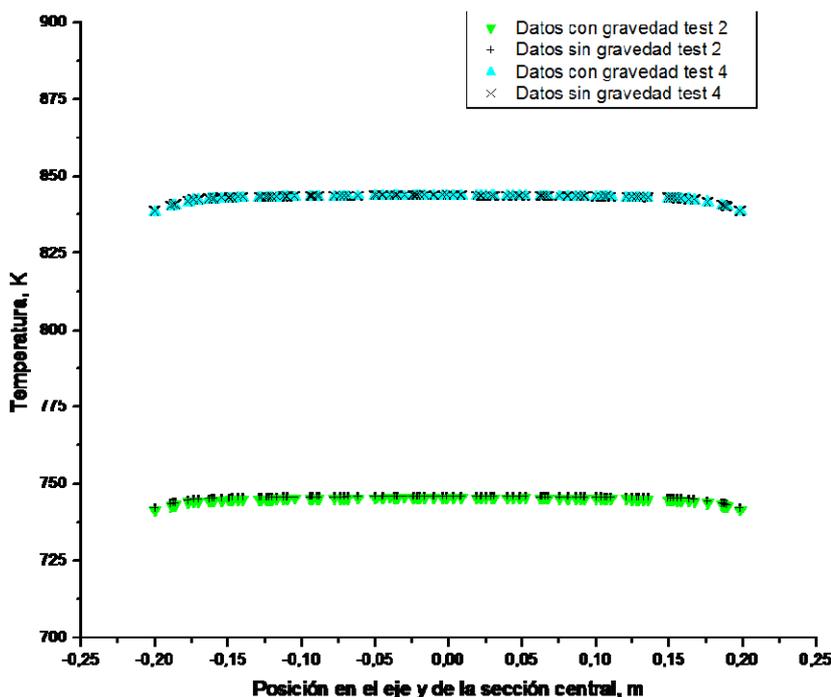
Figura 3.27. Obtención de la distribución de temperatura experimental a la entrada de la cámara

Los datos obtenidos de la simulación, se van a comparar con los valores de temperatura registrados por los termopares, situados a lo largo de la cámara de proceso para medir la temperatura del aire que atraviesa su cavidad interior.

Adicionalmente, para comprobar que la consideración de la gravedad en la simulación no influye en la obtención de resultados, se ha desarrollado la simulación del prototipo seleccionado para dos de los experimentos realizados, teniendo en cuenta la gravedad. Estos resultados se han comparado con los obtenidos de las simulaciones que no consideran dicha fuerza mediante la Figura 3.28, donde se puede observar que la variación es mínima y más significativa en el aire que sale a través de la lámina deflectora.



a) Comparación de resultados en el eje longitudinal central



b) Comparación de resultados en el eje vertical central

Figura 3.28. Evaluación de la influencia de la gravedad en la simulación

3.3.3 Modelizado del absorbedor

Para estudiar en detalle el comportamiento del material receptor de la radiación solar concentrada, se ha separado su análisis del realizado para la cámara de proceso, con

el fin de tener un mayor control de las variables seleccionadas para el estudio de cada módulo. La evaluación del absorbedor ha sido llevada a cabo en colaboración con el Departamento de Materiales Solares del Instituto Aeroespacial Alemán (DLR) en Colonia.

3.3.3.1 Caracterización del absorbedor

Tal y como se expuso en el apartado 3.1.8.1, el material que absorbe la radiación es el carburo de silicio (SiC), cuyas propiedades se definen como (Palero, 2008):

- ◇ Conductividad térmica = 11 W/(m·K)
- ◇ Densidad = 2100,9 kg/m³
- ◇ Calor específico = 872 J/(kg·K)

Además de estas propiedades, se han evaluado aquellas que han sido necesarias para llevar a cabo el modelo de simulación: porosidad, absorptividad y emisividad, permeabilidad, coeficiente inercial y coeficiente de extinción. Los valores obtenidos de la medición y evaluación de estas propiedades se han incluido en el apartado 4.5.1.

3.3.3.2 Simulación del módulo absorbedor

Para el análisis del comportamiento del absorbedor, se ha desarrollado su simulación en dos dimensiones, mediante un programa de computación fluidodinámica (Fluent[®]), de forma que se pueda predecir su comportamiento y proponer sus mejoras para futuros desarrollos.

3.3.3.2.1 Modelo numérico para materiales porosos

En el desarrollo de la simulación del absorbedor, se ha considerado un medio poroso cuya ecuación de transferencia de calor viene determinada por (Fluent-Inc. Chapter 7, 2005):

$$\frac{\partial}{\partial t}(Po\rho_f E_f + (1-Po)\rho_s E_s) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho_f E_f + p)) = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \cdot \vec{J}_j + (\vec{\tau} \cdot \vec{v}) \right) + S^h_f \quad (3.33)$$

donde Po es la porosidad del medio; E_f , la energía total del fluido (J/kg); E_s , la energía total del medio sólido (J/kg); S^h_f , fuente de energía (W/m³) y k_{eff} , es la conductividad efectiva, definida por la siguiente ecuación:

$$k_{eff} = Po \cdot k_f + (1 - Po) \cdot k_s \quad (3.34)$$

donde k_f es la conductividad del fluido que incluye la contribución del régimen turbulento y k_s , la conductividad del sólido (W/(m·K)).

Para estudiar el flujo de aire a través de un material poroso, se toma como referencia la ley de Darcy, empleada en velocidades de flujo muy bajas, que establece una relación lineal entre la velocidad y la caída de presión que experimenta el flujo a su paso por el material poroso. En el caso de estudio, las fuerzas inerciales y viscosas no son del mismo orden de magnitud, luego es necesario tener en cuenta una relación no lineal dada por la ley de Forchheimer, cuyos coeficientes son determinados experimentalmente según se describe en el apartado 4.5.1.3. , con el fin de obtener la permeabilidad y el valor del coeficiente inercial.

En el dominio de cálculo, se va a considerar un modelo de viscosidad k- ϵ RNG (renormalization group) para tener en cuenta las pequeñas turbulencias que puedan producirse a números de Reynolds bajos; pero se ha definido, adicionalmente, un régimen laminar para el dominio del medio poroso.

3.3.3.2.2 Definición de la geometría y diseño del mallado

El esquema de los subdominios considerados en la simulación se representa en la Figura 3.29, en la que se muestra la zona del aire ambiental de entrada, el dominio del material absorbedor, los dominios de los materiales refractarios y la zona del dominio fluido del prototipo. Además se han señalado las paredes donde se han determinado las condiciones de contorno apropiadas para cada caso. El dominio seleccionado considera una geometría simétrica y se desprecia la influencia del material de aislamiento y carcasa para disminuir el coste computacional de la simulación. Las dimensiones del dominio considerado se presentan en la Figura 4.32.

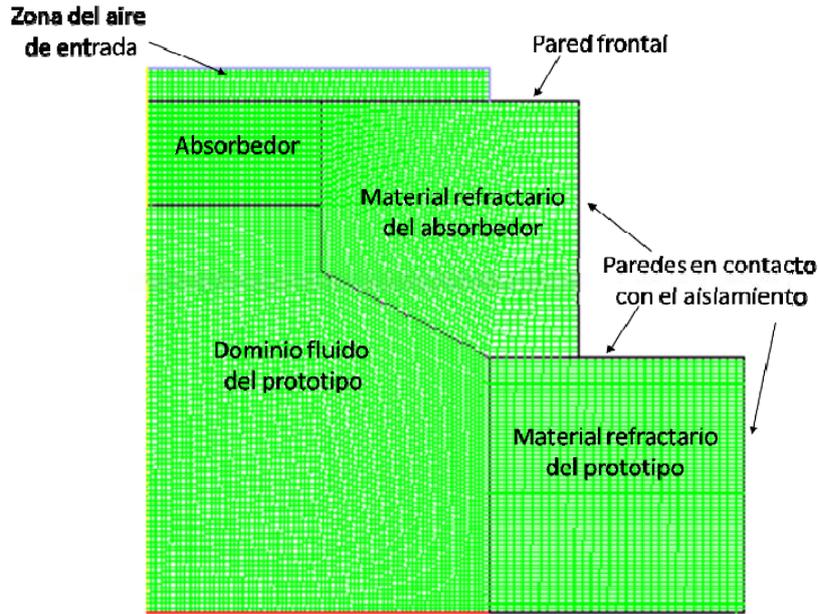


Figura 3.29. Geometría, mallado y dominios

En ocasiones, el programa CFD proporciona una densidad de caudal másico constante a lo largo de la entrada del dominio. Para evaluar las modificaciones que puede experimentar la distribución de velocidades según el dominio del aire de entrada considerado, se ha desarrollado un análisis de sensibilidad sobre la influencia de esta zona, teniendo en cuenta tres tipos de dominios: el presentado en la Figura 3.29, otro dominio análogo al anterior con el doble de grosor y, el último, que considera el tamaño del absorbedor y del mismo grosor que el primero.

El perfil de velocidad resultante a la entrada del absorbedor se presenta en la Figura 3.30, donde no se ha tenido en cuenta la zona próxima a la pared del absorbedor, en la que se anula la velocidad. La velocidad media obtenida en cada caso corresponde a 1.05 m/s, 1.08 m/s y 0.55 m/s, respectivamente. El perfil obtenido en el segundo y tercer caso son prácticamente constantes, lo que limita la precisión de la simulación. Por tanto, para el estudio se ha considerado el dominio de aire a la entrada presentado en la Figura 3.29.

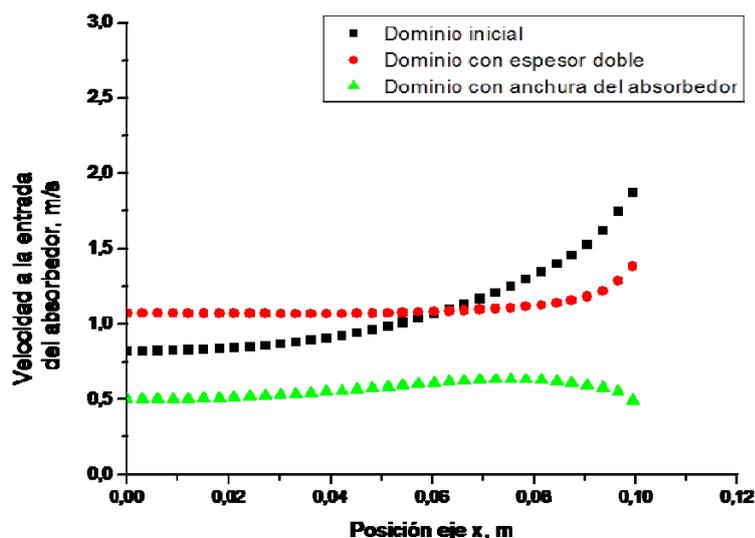


Figura 3.30. Análisis de sensibilidad sobre la influencia del dominio de aire a la entrada

Se ha realizado un estudio de independencia de mallas para seleccionar aquélla que consigue obtener resultados estables e independientes del tamaño de malla, con el menor coste computacional. En este caso, se han evaluado tres tamaños de malla y se han tomado como parámetros de referencia la velocidad media en la superficie de salida del dominio, la temperatura media en esa misma superficie y el parámetro y^+ , que determina la adecuación de la malla cercana a las paredes para modelos de turbulencia.

Tabla 3.26. Estudio de independencia de mallas

Nº Simulación	Nº de celdas	Velocidad media en la superficie de salida, m/s	Temperatura media en la superficie de salida, K	Máxima y^+
1	6122	1.143	960.64	36.18
2	10868	1.124	945.64	25.88
3	18593	1.122	941.71	20.41

Fuente: Elaboración propia

Se ha seleccionado la malla del segundo caso, puesto que presenta unos resultados prácticamente invariables con los obtenidos mediante la malla de mayor tamaño. Además, se ha comprobado la adecuación del mallado a las paredes, mediante el parámetro y^+ que adquiere un valor máximo de 25.88, localizado cerca de las paredes del refractario conectado a la superficie de entrada. Para ecuaciones de pared estándar, el centroide de la celda, en la pared adyacente, es preferible que esté localizado entre los valores de 5 y 30 (Fluent-Inc. Chapter 11, 2005), como ocurre en este caso.

El mallado bidimensional empleado en el dominio a resolver es cuadrado, con una deformación o asimetría de celdas (equiangle skew) entre 0 y 0.302, considerándose el rango entre 0 y 0.5 como el óptimo para tener una buena calidad del mallado (Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005). Dicho mallado consta de 10868 elementos distribuidos según la Tabla 3.27, teniendo una deformación media de 0.13. Este valor indica que el mallado es bueno, puesto que un mallado bidimensional de alta calidad se consigue para valores de 0.1 (Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005).

Tabla 3.27. Evaluación de la calidad del mallado mediante la asimetría de las celdas

Rango de deformación	Calidad del mallado	Nº celdas	% celdas
0-0.1	Excelente	8309	76.45
0.1-0.2	Excelente	1384	12.73
0.2-0.25	Excelente	720	6.62
0.25-0.302	Bueno	455	4.19

Fuente: Fluent-Inc. Gambit Chapter 3, 2005

3.3.3.2.3 Condiciones de operación y propiedades físicas

La presión de operación considerada ha sido de 101325 Pa y se ha despreciado la influencia de la fuerza gravitatoria porque la circulación del flujo es forzado por una soplante. El caudal de flujo depende del porcentaje de apertura de dicha soplante; el cual se ha evaluado, en el instante seleccionado como cuasi-estacionario, mediante la medición indirecta descrita en el apartado 3.5.5.

En este caso se han tenido en cuenta las propiedades del aire evaluadas para los ensayos desarrollados para este estudio, las propiedades del SiC descritas en el apartado 3.3.3.1 y se han empleado las propiedades de los materiales refractarios del diseño final construido (Tabla 3.28).

Tabla 3.28. Propiedades de los refractarios incluidos en la simulación del absorbedor

Nombre	Descripción	Temperatura máxima de trabajo, °C	Densidad, kg/m ³	Calor específico, J/(kg·K)	Conductividad térmica, W/(m·K)
Firecrete 3X	53.4% Al ₂ O ₃ 39.6% SiO ₂ 1.1% Fe ₂ O ₃ 1.6% TiO ₂ 3.3% CaO	1650°C	2150	1100	K _{400°C} = 0.97 K _{600°C} = 1.02 K _{800°C} = 1.09 K _{1000°C} = 1.22 K _{1200°C} = 1.50
Firecrete 95	94.1% Al ₂ O ₃ <0.1% SiO ₂ 0.1% Fe ₂ O ₃ 4.9% CaO	1540°C	2550	1120	K _{600°C} = 1.60 K _{800°C} = 1.45 K _{1000°C} = 1.35 K _{1200°C} = 1.3

Fuente: Fichas técnicas empresas Thermal Ceramics

3.3.3.2.4 Condiciones de contorno

Para el dominio considerado han sido definidas cinco zonas de continuidad (Figura 3.29): aire ambiental o de entrada, absorbedor, fluido del prototipo, refractario del absorbedor y refractario del prototipo. Las paredes que están en el eje de corte del sistema se definen como paredes de simetría y la entrada del fluido está definida en las caras que componen el dominio del aire ambiental, donde se ha definido una velocidad media para una dirección del vector (0,-1), partiendo de la conversión del caudal másico a velocidad en condiciones del aire de entrada. La condición de salida se ha definido en la cara posterior del dominio fluido del prototipo de la cámara de proceso.

En el dominio del absorbedor, se ha considerado una fuente de energía volumétrica dada por la siguiente expresión (ver apartado 4.5.1.4):

$$Q_v = \left(G_{Pico} \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{\sigma_x^2} \right) \right)} \right) \cdot C_{corrector} \cdot \xi \cdot e^{-\xi \cdot y}, W/m^3 \quad (3.35)$$

donde $C_{corrector}$ procede de la comparación entre las imágenes de IR y el modelo teórico de distribución de irradiancia generada por la instalación del Horno Solar (apartado 3.2.3). Para implementar esta fuente de energía ha sido necesario programar una función definida por el usuario (UDF). Además, en el mismo dominio se ha activado la opción de flujo laminar y de material poroso. Como dirección principal en el poroso se ha tomado el vector (0,-1) y se ha sustituido en dicha dirección los valores inversos de la permeabilidad ($1.6 \cdot 10^7 \text{ m}^{-2}$) y del coeficiente inercial (52.63 m^{-1}), puesto que Fluent[®] emplea sus

resistencias. Los valores introducidos para la otra dirección son: 10^{10} m^{-2} y 1000 m^{-1} con objeto de que la principal resistencia que encuentra el fluido sea en la dirección (0,-1).

Por otro lado, las paredes de entrada y salida del material poroso se han considerado como paredes donde existe un salto de presión, en las que se ha introducido el valor de la permeabilidad del material ($6.11 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2$) y un coeficiente de salto de presión (C_2), obtenido a partir del segundo coeficiente procedente del ajuste de la forma no lineal de la ley de Darcy (ley de Forchheimer):

$$\frac{\Delta P}{l} = 297.14 \cdot v + 63.15 \cdot v^2 \longrightarrow 63.15 = C_2 \frac{1}{2} \rho \longrightarrow C_2 = 104.73 \text{ m}^{-1} \quad (3.36)$$

En la pared frontal del refractario correspondiente al absorbedor se ha definido un coeficiente para la convección natural de $13.25 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ (Holman, 1998) y una temperatura del aire libre de 296 K . Las paredes que tienen conexión con el material de aislamiento se definen como adiabáticas. El resto de las paredes, que son interfases entre dominios, se acoplan al cálculo.

3.3.3.2.5 Selección del método de cálculo

Una vez que se ha seleccionado el modelo de simulación, se han incluido las condiciones de operación, las propiedades de los materiales y del fluido y las condiciones de contorno, se procede a seleccionar el método de cálculo. En este caso, el modelo de turbulencia seleccionado toma los valores por defecto de las constantes y se emplea el modo de estado estacionario segregado para resolver las ecuaciones del sistema.

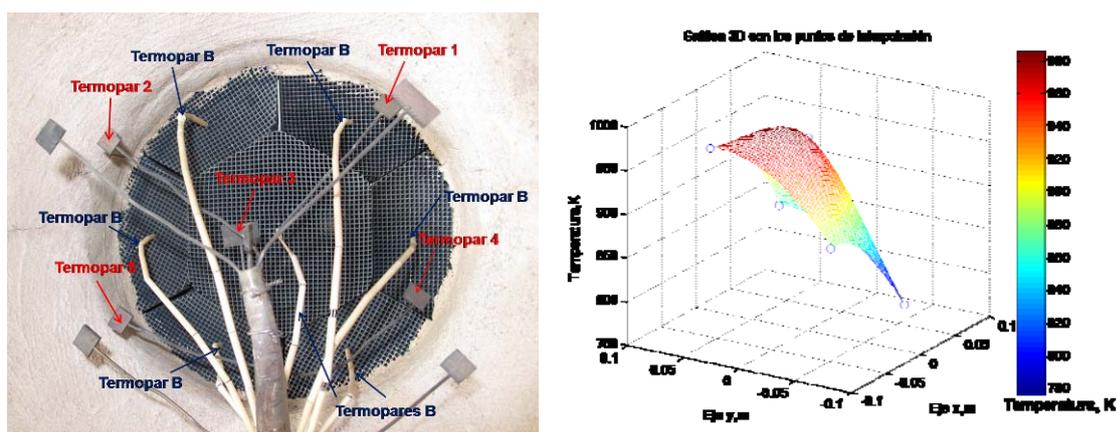
El método de cálculo de primer orden ha sido seleccionado para discretizar el esquema del momento, energía cinética turbulenta, la razón de disipación turbulenta y la energía. Este modelo asume, tal y como se ha descrito en el apartado 3.3.2.6, que los valores centrales de cada celda, para cada campo de variable, representan el valor medio de la celda, considerando que los valores de las caras son iguales a los valores centrales de las celdas (Fluent-Inc. Chapter 26, 2005).

El esquema de discretización de la presión usado es el estándar y el algoritmo para el acoplamiento entre la velocidad y la presión fue el *SIMPLE*, como está indicado en la sección 3.3.2.6. Los residuos de las variables han sido monitorizados con el fin de asegurar el criterio de convergencia, el cual fue definido como 10^{-6} para la energía y como 10^{-3} para las variables de continuidad y momento.

3.3.3.2.6 Metodología de validación

Los resultados obtenidos de la simulación se han comparado con los resultados experimentales, considerando el perfil de temperatura del aire a la salida del absorbedor. Los datos experimentales de temperatura proceden de cinco termopares situados a la salida del absorbedor, tal y como se indica en la Figura 3.31 a. Dichos valores se procesan mediante un programa creado en Matlab® para generar un mapa de temperaturas mediante la interpolación espacial de esas medidas en el estado seleccionado como cuasi-estacionario (apartado 3.2.4). De ese mapa (Figura 3.31 b), se obtiene un perfil de temperaturas, que es lo que se compara con el perfil de temperaturas obtenido en la simulación.

Además, se ha comparado el calor que recibe el absorbedor a la entrada, según la simulación, con la potencia que es capaz de aportar la instalación en las condiciones de cada ensayo definida por la ecuación 3.6 del apartado 3.2.2.



a) Localización de los termopares tipo B y tipo K que miden la temperatura del material absorbedor y del aire a la salida

b) Mapa de temperatura del aire, a la salida del absorbedor, obtenido a través de la interpolación espacial de las medidas experimentales

Figura 3.31. Obtención del perfil de temperatura a la salida del absorbedor

3.4 DESCRIPCIÓN DE LA CÁMARA DE PROCESO EXPERIMENTAL

3.4.1 Diseño seleccionado

A partir de los resultados obtenidos en las simulaciones desarrolladas para definir el diseño de la cámara de proceso (apartado 4.1), se ha considerado que la configuración óptima es aquella que presenta una configuración tubular con lámina deflectora situada a la salida, una capa de material refractario “Firecrete 3X” de 15 cm de espesor, un

aislamiento del mismo espesor que el refractario (15 cm) y una carcasa de 5 mm de espesor. Mediante la comparación de todas las configuraciones propuestas entre sí, se determina que la configuración seleccionada alcanza mayores temperaturas y presenta mayor homogeneidad en el perfil térmico de la cavidad interior.

3.4.2 Modificaciones técnicas en el diseño inicial

Una vez definido el diseño de la cámara de proceso, en la fase de construcción se ha considerado necesario realizar una serie de cambios para facilitar su manejo y puesta en marcha.

3.4.2.1 Modificación del material de aislamiento

En el diseño, se ha considerado, como material de aislamiento del prototipo de la cámara de proceso, un hormigón ligero (Firelite 20XL); pero, a la hora de evaluar el peso que debe aguantar la estructura soporte, se ha considerado sustituir dicho material por una fibra aislante (Pyro-Log) de características similares y menor densidad (Tabla 3.16). Otra ventaja que ofrece esta fibra con respecto al hormigón, es su capacidad de amortiguar las tensiones, con lo que se evita la aparición de grietas en el aislamiento y se facilita la expansión que experimenta el material refractario a altas temperaturas.

Para disminuir las pérdidas de calor hacia el exterior y asegurar la protección del operador ante la necesidad de realizar trabajos en el perímetro de localización de la cámara, se ha contemplado cubrir la cámara de proceso con una manta de aislamiento (Cerachem Blanket) alrededor de la carcasa de acero inoxidable.

3.4.2.2 Montaje del material refractario

Para poder realizar el montaje del material refractario, se han conformado tres anillos, de las mismas dimensiones, con un dentado que permite su unión. La división de la pieza refractaria en tres fragmentos se ha realizado con el fin de facilitar su ensamblaje y amortiguar tensiones que pueda sufrir el material, de forma que se evite la aparición de grietas y, como consecuencia, las pérdidas térmicas (Figura 3.32). Para sellar térmicamente las zonas de unión entre las piezas refractarias se ha utilizado lana aislante de alta temperatura.

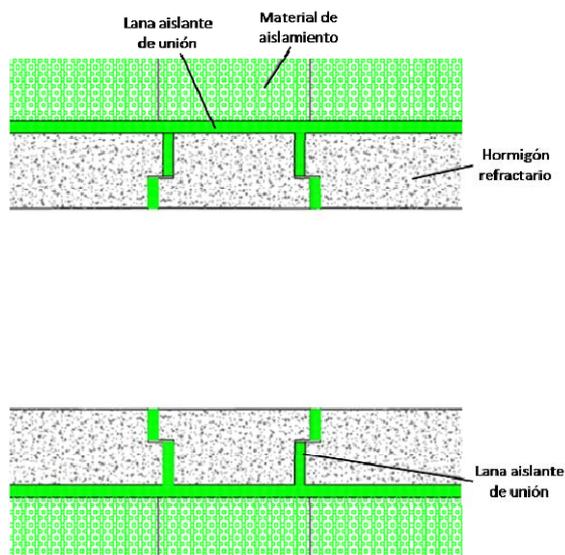


Figura 3.32. Montaje del refractario en el prototipo de la cámara de proceso

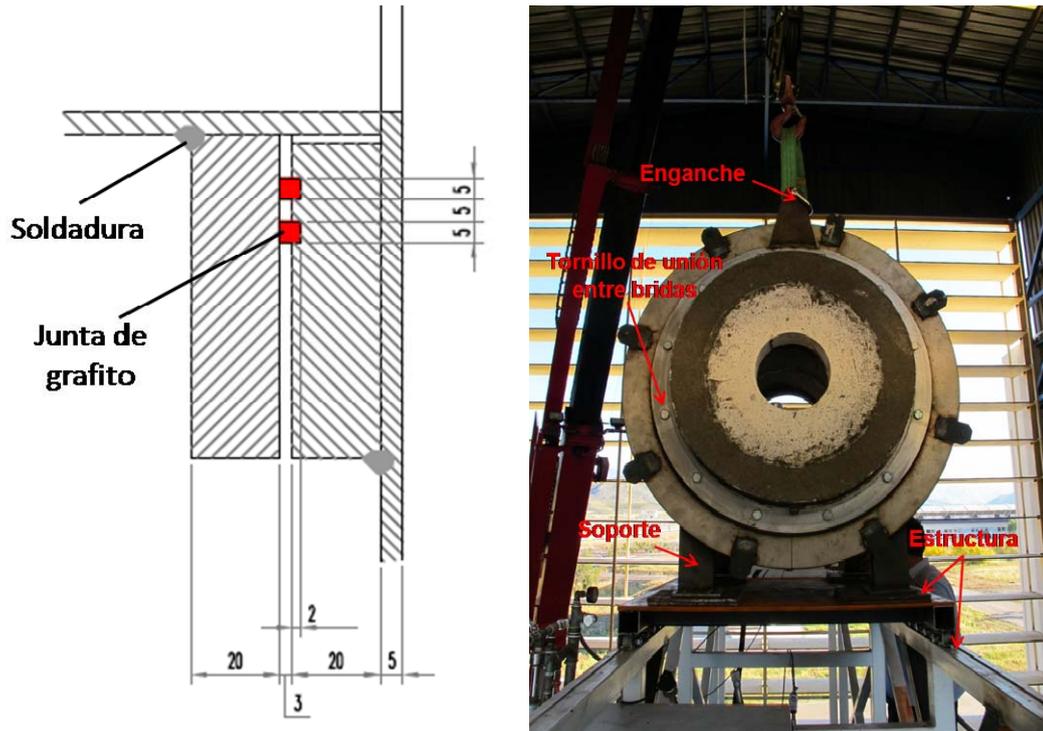
3.4.3 Requerimientos de la cámara de proceso experimental

3.4.3.1 Complementos para el montaje

El montaje de la cámara de proceso requiere elementos adicionales para facilitar su operación y puesta en marcha. Con este motivo, se han definido cuatro soportes de apoyo para situar la cámara en la estructura de la zona de ensayos, de forma que su centro coincida con la altura a la que está localizado el foco del Horno Solar (6.123 m) (Rodríguez, 2011).

También se han definido las bridas de unión entre la cámara y los módulos adyacentes, tanto el absorbedor como el de enfriamiento (intercambiador de calor aire-agua), que incluyen dos juntas de grafito para proporcionar la estanqueidad del cierre (Figura 3.33 a). Las bridas se unen a través de unos tornillos de 10 mm de diámetro (Figura 3.33 b).

En este diseño, se ha considerado su apertura por la unión entre el módulo absorbedor y la cámara de proceso, por lo que se ha planteado la adición de una argolla en la parte superior de la carcasa del módulo absorbedor, para facilitar el desmontaje mediante la ayuda de un puente grúa (Figura 3.33 b).



a) Detalle descriptivo para unión entre bridas (medidas en mm) b) Identificación de los complementos para el montaje

Figura 3.33. Complementos para el montaje de la cámara de proceso

3.4.3.2 Acceso de los sensores de medida

Para distribuir los termopares en la cámara, se han previsto unos accesos a los distintos puntos de medida, tanto del aislamiento como de la cavidad interior, sellados con un polímero de alta temperatura, una vez situados los sensores (ver plano del apartado **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**).

3.4.3.3 Características del módulo absorbedor

El módulo absorbedor se sitúa en la parte delantera de la cámara de proceso y consta de la estructura porosa, receptora de la radiación, y de su aislamiento. En este caso, se han considerado dos tipos de materiales de aislamiento: un hormigón denso (Firecrete 95), capaz de soportar la incidencia de la radiación solar directa, y un hormigón ligero (Firelite 20XL) que actúa como aislante (ver plano del apartado 8.2).

3.4.4 Curado y primer calentamiento del hormigón refractario

3.4.4.1 Curado

Cuando se añade agua a hormigones que contienen cantidades altas de alúmina y cemento de cal, se produce la hidratación del hormigón, a la vez que se genera una cantidad de calor, con la que se elimina parte de dicha humedad en forma vapor. Esto impide que se produzca la hidratación completa del hormigón y el desarrollo de la resistencia óptima del cemento. Para compensar dicho efecto, es necesario someter al hormigón a un proceso de curado, que consiste en mantener la superficie del recubrimiento suficientemente húmeda y fresca. Dicho proceso se realiza después del fraguado, cuando la superficie del recubrimiento haya adquirido dureza suficiente para permitir que el agua que llega a la superficie del material escurra fuera del cemento superficial (Thermal Ceramics España, 2009). Este proceso ha sido llevado a cabo por la empresa constructora de la cámara de proceso, pero el primer calentamiento del material refractario se ha realizado en la instalación del Horno Solar de la PSA (HS-60).

3.4.4.2 Calentamiento

Todos los recubrimientos de hormigón refractario deben secarse completamente antes de ser puestos en servicio. Los hormigones crudos tienen una permeabilidad muy baja; por lo que, para eliminar la humedad, es necesario realizar un calentamiento lento que evite las altas presiones dentro de la estructura refractaria y, como consecuencia, los daños que se podrían generar en el recubrimiento (Thermal Ceramics España, 2009).

Este calentamiento debe realizarse con curvas de tiempo/temperatura definidas según el tipo de hormigón refractario implicado y del grosor total del recubrimiento. Una vez iniciado el calentamiento, no se debe parar o interrumpir. En caso de una interrupción inevitable, el enfriamiento debe hacerse con lentitud y, el posterior recalentamiento, deberá realizarse conforme al procedimiento de calentamiento original. En general, el primer calentamiento de un recubrimiento de hormigón debe cumplir que, hasta los 650°C, no debe sufrir choques térmicos y conseguir las mínimas fluctuaciones de temperatura posibles.

El hormigón refractario empleado en el prototipo solar es de tipo denso, con un espesor de 15 cm y densidad es de 2150 kg/m³, cuyo calentamiento viene definido por la Figura 3.34 (Thermal Ceramics España, 2009).

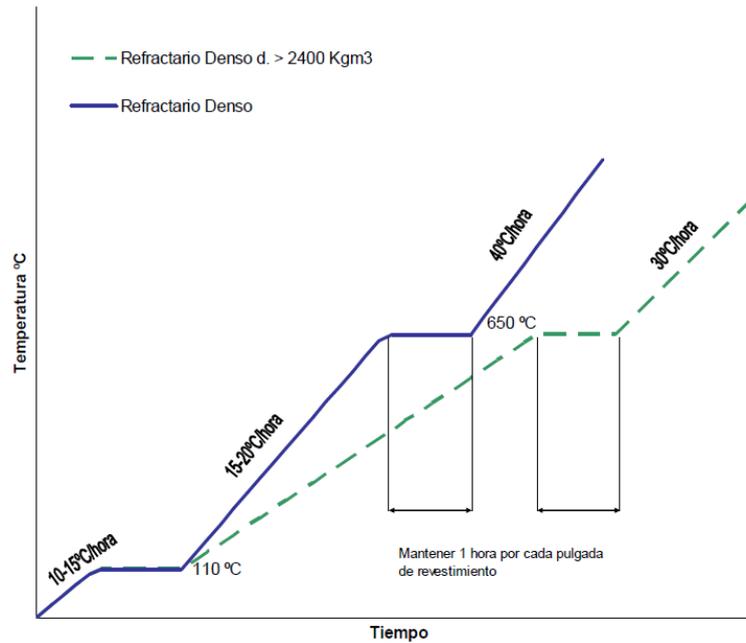


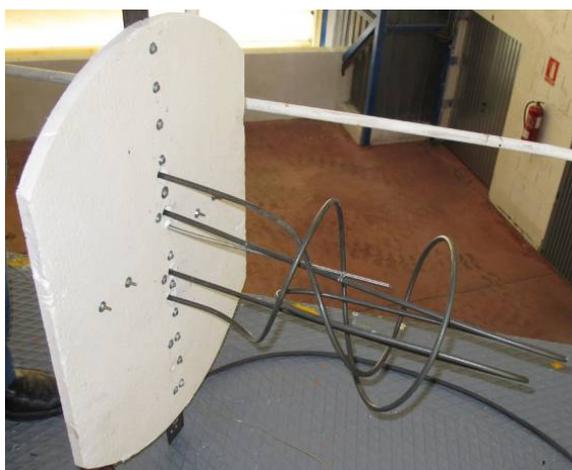
Figura 3.34. Curva de calentamiento para el hormigón refractario (Thermal Ceramics España, 2009)

Según la Figura 3.34, los recubrimientos de hormigones densos deben calentarse de manera uniforme, con un incremento de temperatura no superior a 10-15°C/hora, hasta 110°C, manteniéndose dicha temperatura hasta que se detenga la vaporización (durante 18-24 horas, dependiendo del grosor del recubrimiento). Posteriormente, se debe aumentar uniformemente la temperatura hasta 650°C, a una velocidad no superior a 15-20°C/hora. Una vez alcanzada la temperatura de 650°C, ésta debe mantenerse durante, al menos, 1 hora por cada 25 mm de espesor del recubrimiento (en este caso, alrededor de 38 horas). Una vez que se ha realizado la segunda etapa, la temperatura puede aumentarse hasta la de trabajo, a razón de 40°C/hora. Calentamientos posteriores pueden realizarse a una velocidad, no superior a 180-200°C/hora, ya que, a ciclos más rápidos, se puede provocar grietas o roturas en el hormigón.

3.4.4.3 Instrumentación para el calentamiento del hormigón

Para realizar el ciclo de calentamiento del hormigón se ha requerido el uso de resistencias eléctricas con el sistema cerrado, dejando una salida para el vapor de agua, a través de uno de los conductos superiores de acceso de los termopares. Se necesitaron tres grupos distintos de resistencias para desarrollar el ciclo completo de calentamiento, por lo que hubo que interrumpir dicho calentamiento en dos ocasiones, teniendo en cuenta el procedimiento indicado anteriormente (enfriamiento lento y recalentamiento según el procedimiento original). Los grupos de resistencias empleados fueron:

- ◇ Dos resistencias de 920 W, dispuestas a lo largo de la cámara, y montadas sobre una tapa de alúmina que cierra la cavidad de la cámara. Dichas resistencias están conectadas a un contactor que desconecta las resistencias cuando se ha llegado al punto de consigna seleccionado. Dicho punto de consigna se varía en continuo, de forma que se pueda seguir la velocidad de calentamiento requerida por la curva (Figura 3.35).



a) Disposición de las resistencias de 920 W



b) Identificación de los elementos del montaje

Figura 3.35. Configuración para dos resistencias de 920 W

- ◇ Con el anterior grupo no se consiguieron los 650°C, por lo que se reemplazaron por dos resistencias de 1000 W cada una, enrolladas según el perímetro de la cámara, y una resistencia de 1500 W para ofrecer una potencia mayor. La conexión de estas resistencias fue la misma que la anterior, pero con la diferencia de que, cada resistencia, tenía asociado un diferencial distinto, facilitando así el funcionamiento independiente de las resistencias y asegurando el aporte de calor ante el fallo de una de ellas (Figura 3.36).



a) Disposición de las resistencias de 1000 W

b) Cierre de la cámara y conexiones

Figura 3.36. Configuración para dos resistencias de 1000 W y una de 1500 W

- ◇ El fallo de una de las resistencias anteriores durante el calentamiento, obligó a adquirir cuatro resistencias de 1500 W, adaptadas a los requerimientos del tratamiento (Figura 3.37). Dichas resistencias constan de un filamento interno de Ni-Cr, cubierto por un cilindro de cuarzo y, la mitad de dicho cilindro, está recubierto por una película de oro, para conducir la energía hacia la superficie a calentar. Las resistencias están distribuidas en forma de cruz, ofreciendo, hacia la parte interior, la superficie dorada y, el filamento, hacia la pared a calentar.



a) Disposición de las resistencias de 1500 W

b) Cierre de la cámara y conexiones

Figura 3.37. Configuración para cuatro resistencias de 1500 W

Con la última distribución se consiguió realizar la curva de calentamiento hasta una temperatura de 850°C.

3.4.4.4 Enfriamiento del hormigón precalentado

Una vez realizada la curva de calentamiento, descrita en el apartado anterior, el enfriamiento del equipo debe realizarse a una velocidad no superior a 70-80°C/hora, sin tener en cuenta ninguna etapa de temperatura constante. En sucesivos enfriamientos, el

descenso de temperatura no debe superar velocidades de 180- 200 °C/hora (Thermal Ceramics España, 2009).

3.5 EXPERIMENTACIÓN

Para controlar las condiciones de cada ensayo, se deben tener en cuenta distintas variables como: la reflectividad de los espejos, la temperatura y humedad relativa del aire, la irradiancia, la posición del foco, el caudal de aire que circula a través de la cámara de proceso, la inclinación de la lámina deflectora, la velocidad y dirección del viento, la apertura del atenuador y de la soplante, las imágenes de la cámara de IR y la medición de los termopares y pirómetros. Tanto la irradiancia como la velocidad y dirección del viento se miden con la instrumentación meteorológica, obteniéndose valores para cada segundo del ensayo (apartado 3.1.5). El resto de las variables se miden con la instrumentación propia de la instalación.

3.5.1 Medida de la reflectividad

La reflectividad de los espejos se mide, antes de cada ensayo, con un reflectómetro portátil (modelo 15R de la firma Devices&Services). Tanto el concentrador como el heliostato, se lavan periódicamente y se dejan secar antes de la medición. El resultado de las mediciones se tiene en cuenta en el modelo de predicción de la distribución de irradiancia ofrecido por la instalación del Horno Solar (apartado 3.2.2).



Figura 3.38. Reflectómetro portátil modelo 15R de la firma Devices&Services

El principio de medición del reflectómetro parte de la ley de la reflexión, por la que, cuando un rayo de luz incide sobre un espejo ideal, éste es reflejado en el mismo ángulo que el de incidencia, pero simétricamente a la superficie normal (ley de la reflexión). La

desviación que presenta el ángulo de reflexión con respecto al ideal, debido a imperfecciones en la superficie, permite definir la reflectancia especular como la razón de luz reflejada, en un ángulo de aceptación alrededor de la dirección de reflexión especular ideal procedente de la superficie del espejo a medir, respecto de la radiación incidente de una longitud de onda determinada (Meyen, Lüpfer y Schiricke, 2010).

Este reflectómetro realiza la medición para longitudes de onda de 660 nm, con un ángulo de aceptación de 12.5° y un ángulo de incidencia de 15°.

3.5.2 Posición del plano focal

Al inicio de cada ensayo, se mide también la posición del foco respecto del centro del concentrador. Sabiendo que el plano focal de la instalación se sitúa a 7.45 m (Rodríguez, 2011) y tomando dicho punto como el centro del eje de medición, las posiciones de foco localizadas en la dirección Norte, estarán en la parte negativa del eje, y hacia el Sur, en la parte positiva.

3.5.3 Condiciones y propiedades del aire ambiental

Durante cada ensayo se recogen los datos de temperatura y humedad relativa del aire ambiental que existe en la nave donde está situada la instalación. Con estos datos, se pueden calcular las propiedades del aire seleccionando unas condiciones medias, obtenidas de la evaluación de todos los ensayos realizados con la cámara de proceso.

El periodo en el que se han desarrollado los ensayos engloba los meses desde Octubre hasta Febrero, en el que las condiciones medias corresponden a un 43% de humedad relativa y una temperatura de 296 K. Teniendo en cuenta todo lo considerado en el apartado 3.3.1.1, las propiedades del fluido se definen mediante las siguientes expresiones para la temperatura expresada en K:

$$\rho = 3.018 \cdot e^{(-0.00574 \cdot T)} + 0.8063 \cdot e^{(-0.0008381 \cdot T)}, \text{ kg/m}^3 \quad (3.37)$$

$$\mu = \frac{1.458 \cdot 10^{-6} \cdot T^{3/2}}{T + 110.4}, \text{ kg/(m}\cdot\text{s)} \quad (3.38)$$

$$c_{ph} = 1.968 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 - 8.332 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 0.001187 \cdot T^2 - 0.4685 \cdot T + 1062, \text{ J/(kg}\cdot\text{K)} \quad (3.39)$$

$$k = 9.354 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 - 4.103 \cdot 10^{-08} \cdot T^2 + 9.986 \cdot 10^{-05} \cdot T + 0.0005786, \text{ W/(m}\cdot\text{K)} \quad (3.40)$$

$$\alpha_g = 0.02 \quad (3.41)$$

3.5.4 Medición de la temperatura

Se ha instalado un conjunto de termopares para medir las diversas temperaturas en el sistema ensayado. Se han situado siete termopares, tipo B, en contacto con la parte trasera del absorbedor; cinco termopares, tipo K, para medir el aire a la salida del absorbedor; otros cinco termopares, del mismo tipo, para medir la temperatura del aire a la entrada de la cámara; once termopares, situados a lo largo de la cámara de proceso, para determinar la evolución de la temperatura del aire durante el desarrollo del proceso; diecisiete termopares tipo K, distribuidos entre el refractario, aislamiento y carcasa, y los termopares (tipo K) que miden la temperatura de entrada y salida en el intercambiador de calor, tanto del aire como del agua de refrigeración (ver plano 8.3).

Los pirómetros y las imágenes de IR dan la medida de la temperatura de la superficie del material receptor de la radiación, considerando una emitancia del 0.95. Los datos de las imágenes de IR quedan grabados en los ordenadores, que tienen implementados el software propio del sistema de medición.

3.5.5 Medición indirecta del caudal de aire

El caudal de aire se mide mediante un sistema indirecto, que consiste en hacer un balance de energía a un intercambiador de calor, conociendo: la temperatura de entrada y salida del agua de refrigeración, el caudal de agua que circula por el intercambiador y la temperatura de entrada y salida del aire. Dicho balance se define mediante la siguiente expresión:

$$m_{aire} = \frac{m_{agua} \cdot \Delta h_{agua}}{\Delta h_{aire}} \quad (3.42)$$

donde m_{aire} es el caudal másico de aire (kg/s), m_{agua} , el caudal másico de agua (kg/s), Δh_{aire} , la variación de entalpía del aire en el cambiador de calor (J/kg) y Δh_{agua} , la variación de entalpía del agua en el cambiador de calor (J/kg).

La variación de entalpía del aire se obtiene de la expresión (3.43) en la que T_1 es la temperatura inicial del aire que entra al cambiador de calor (K) y T_2 es la temperatura final del fluido (K).

$$\Delta h_{aire} = \int_{T_1}^{T_2} c_{ph} \cdot dT, \text{ J/kg} \quad (3.43)$$

siendo:

$$c_{ph} = c_1 + c_2 \cdot T + c_3 \cdot T^2 + c_4 \cdot T^3 + c_5 \cdot T^4, \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.44)$$

donde c_i son constantes y T es la temperatura en K.

La variación de entalpía del agua se define como:

$$\Delta h_{agua} = (h_{2ag} - h_{1ag}) \cdot 1000, \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.45)$$

siendo h_{1ag} y h_{2ag} la entalpía del agua a T_1 y T_2 , respectivamente, cuyos valores se obtienen de las tablas para las propiedades del agua.

La incertidumbre en la medida de la temperatura del aire con termopares K es de $\pm 0.3\%$ y, para la medida de la temperatura del agua con las termorresistencias, es de ± 0.2 °C. La incertidumbre en la medida del caudalímetro es de $\pm 0.5\%$; por lo que, considerando una desviación en el cálculo de un $\pm 10\%$, debido a que la entalpía del agua se obtiene mediante una interpolación de las tablas de propiedades y que el calor específico del aire depende de su humedad relativa, el error total en la obtención de la medida del caudal de aire es de aproximadamente un $\pm 11\%$.

Para determinar el efecto que tiene esta variación sobre la evaluación numérica, se han desarrollado nuevas simulaciones para los cuatro ensayos considerados en el apartado 4.1.5.2, considerando en cada caso el valor máximo y mínimo del caudal másico de aire debido al error de su medida. Una vez que se ha logrado la convergencia en dichas simulaciones, se ha comparado la temperatura media obtenida en la superficie de salida de la cámara de proceso, para ambos caudales extremos, con la alcanzada con el caudal medido. Como resultado de ello, se ha obtenido que la variación media de dicha temperatura es de un $\pm 5.7\%$; lo que se debe tener en cuenta como incertidumbre en la medida de temperatura.

El cálculo del caudal de aire se realiza a través de un programa desarrollado en Matlab[®] (Téllez, 2006) que, a su vez, evalúa la potencia térmica extraída en el intercambiador y la potencia térmica extraíble en el proceso (apartado 3.3.1.3). Estas

potencias térmicas se obtienen multiplicando el caudal másico de aire por la variación de entalpía del aire en cada módulo.

3.5.6 Inclinación de la lámina deflectora

Antes del cierre de la cámara de proceso para el comienzo del ensayo, se mide la inclinación que la lámina deflectora presenta sobre la vertical; de manera que se pueda hacer un seguimiento de la influencia que ésta tiene sobre el proceso.

3.5.7 Sistema de control y adquisición de datos

Todas las variables se registran en el sistema de control y adquisición de datos que presenta el esquema mostrado en la siguiente figura para el control del proceso:

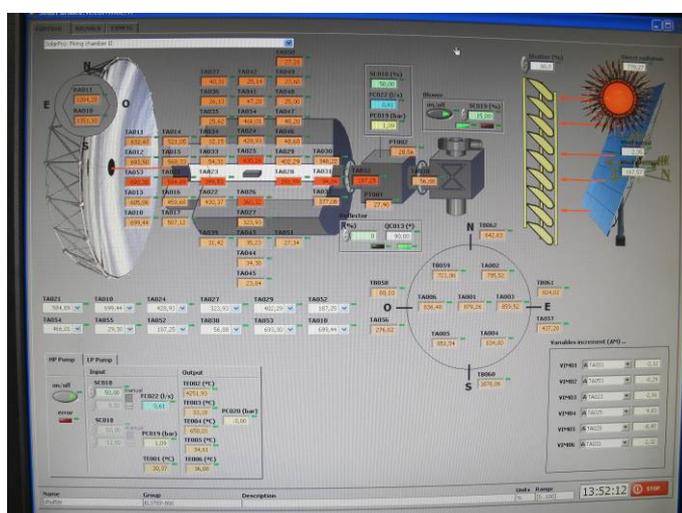


Figura 3.39. Presentación en pantalla del sistema y de las variables de ensayo

Desde la pantalla mostrada en la figura anterior se controla la apertura del atenuador y la soplante, facilitando, a su vez, la modificación de la curva de calentamiento requerida por el tratamiento térmico que se quiera desarrollar.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4 RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1 APLICACIÓN DE LA COMPUTACIÓN FLUIDODINÁMICA AL DISEÑO DE LA CÁMARA DE PROCESO

4.1.1 Selección del material refractario

Las configuraciones propuestas se han planteado teniendo en cuenta el uso de material refractario (Tabla 4.1), con el fin de minimizar las pérdidas térmicas y lograr una distribución homogénea de la temperatura en el interior de la cámara. Para realizar una selección adecuada del material refractario, se ha analizado el comportamiento de cinco tipos diferentes para la geometría tubular en estado estacionario, considerando un espesor de 3 cm. Las propiedades de los refractarios considerados vienen recogidas en la Tabla 3.17.

Tabla 4.1. Configuraciones propuestas para la selección del material refractario considerando una geometría tubular

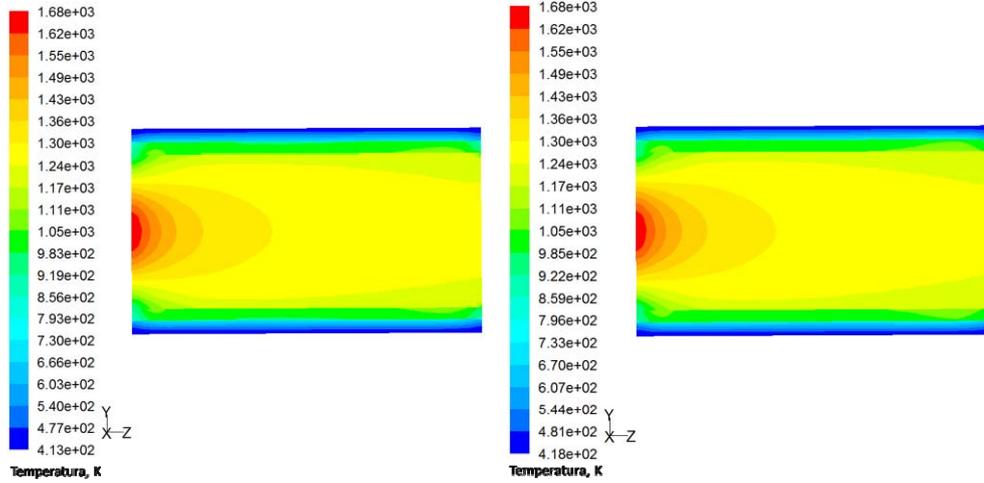
Esesor del material de aislamiento	Esesor del material refractario	Esesor del material de la carcasa
3 cm	Fisa-cast 147 3 cm Fisa-cast 190 3 cm Firecrete 3X 3 cm Firecrete 95 3 cm Firecrete HT 3 cm	5 mm

Fuente: Elaboración propia

Los perfiles de temperatura obtenidos de cada simulación se presentan en la Figura 4.1, donde se muestra la sección longitudinal de la cavidad de la cámara. Se puede apreciar que los perfiles de los refractarios Firecrete 3X y Firecrete HT muestran un área de temperatura máxima mayor que el resto, presentando una mayor homogeneidad en el perfil de temperatura, y que la temperatura que alcanzan en la superficie exterior es menor, por lo que reducen las pérdidas térmicas. Si se tiene en cuenta la conductividad térmica de todos los materiales (Tabla 3.17), se observa que hasta los 1273 K (1000°C), tanto el Firecrete 3X como el Firecrete HT, presentan una conductividad térmica menor que el resto.

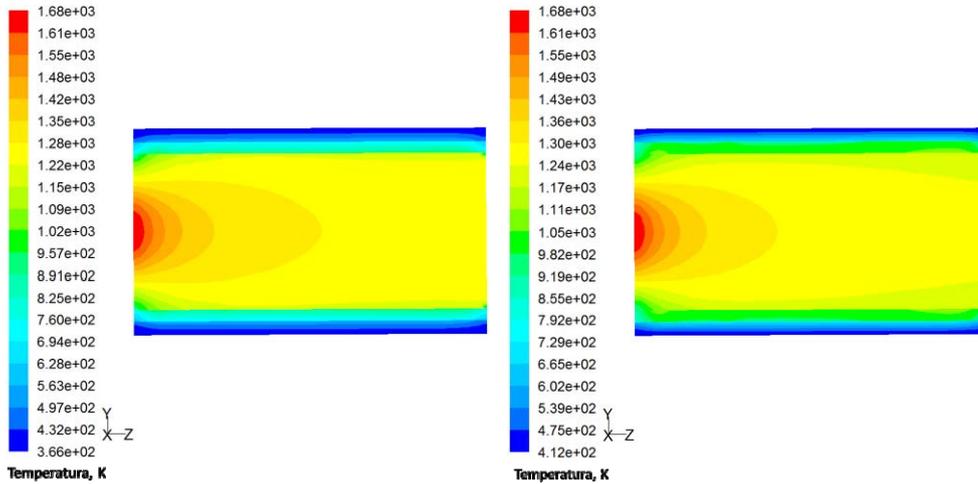
El resultado de estos perfiles se van a estudiar con más detalle teniendo en cuenta las temperaturas alcanzadas en las paredes de cada material, en la superficie externa, la

temperatura máxima del fluido en la sección central y el gradiente térmico del fluido en el eje central.



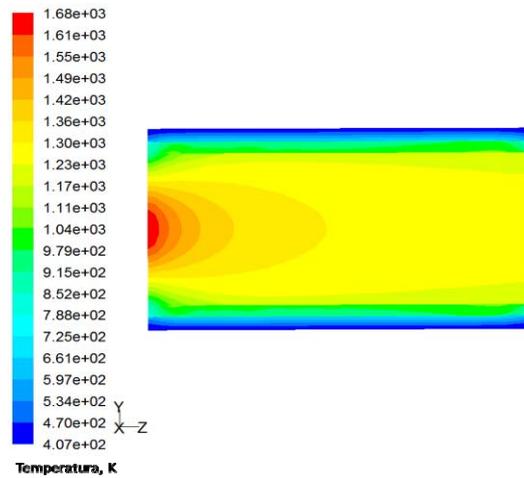
a) Perfil térmico con el refractario Fisa-cast 147

b) Perfil térmico con el refractario Fisa-cast 190



c) Perfil térmico con el refractario Firecrete 3X

d) Perfil térmico con el refractario Firecrete 95



e) Perfil térmico con el refractario Firecrete HT

Figura 4.1. Perfiles térmicos obtenidos con los cinco materiales refractarios

La Tabla 4.2 muestra las temperaturas obtenidas a partir de las simulaciones desarrolladas, dependiendo del tipo de refractario empleado. Dichas temperaturas corresponden al perfil central a lo largo de la cámara de proceso y muestran que el refractario “Firecrete 3X” proporciona el gradiente térmico menor para el fluido (422 K), obtenido de la diferencia entre la temperatura máxima y mínima que alcanza el aire en dicho perfil. Además, este material minimiza las pérdidas térmicas, ya que su configuración alcanza la temperatura menor en la pared exterior (384 K), consiguiendo, a su vez, la máxima temperatura del fluido en la sección central de la cavidad (1350 K). Por tanto, éste es el material seleccionado para el diseño de la cámara de proceso.

Tabla 4.2. Resultados de la simulación para cada material refractario considerado

	Fisa-cast 147	Fisa-cast 190	Firecrete 3X	Firecrete 95	Firecrete HT
Temperatura pared refractario, K	1019	1028	894	1017	998
Temperatura pared aislamiento, K	977	995	728	972	943
Temperatura pared carcasa, K	448	452	392	447	441
Temperatura pared exterior, K	435	438	384	434	428
Temperatura máxima del fluido en la sección central, K	1299	1330	1350	1298	1297
Gradiente térmico total del fluido, K	428	429	422	428	424

Fuente: Elaboración propia

Estos resultados muestran que la máxima temperatura alcanzada en todos los casos está dentro del rango de 1300-1350 K. Para intentar abarcar procesos térmicos que requieran temperaturas de 1373 K y proporcionar la seguridad del operador en trabajos que se vayan a realizar en el área de localización de la cámara, se va a considerar un espesor de refractario mayor a 3 cm (10 cm) en el grupo de simulaciones considerado para seleccionar la geometría de la cámara.

4.1.2 Selección de la geometría

Se han simulado tres geometrías para conseguir un mejor rendimiento térmico de la cámara de proceso: una tubular, una de sección cuadrada con vértices semicirculares (de forma que se eviten los volúmenes muertos) y otra geometría tubular con una lámina deflectora, situada a la salida de la cámara y representada como una lámina con una inclinación de 15° (Figura 3.23 c). El elemento deflector permite al aire salir por tres

orificios, para que la caída de presión no tenga influencia significativa en la circulación del fluido.

Las configuraciones consideradas constan de: una carcasa de 5 mm de espesor, una capa de material de aislamiento con un grosor de 3 cm y otra capa de material refractario (Firecrete 3X) de 10 cm de espesor. En la Figura 4.2 se representan los perfiles térmicos del fluido a lo largo de la cavidad interior para las tres geometrías. Según estos resultados, con la geometría de sección cuadrada se alcanza un rango inferior de temperatura, presentando, a su vez, una estratificación del calor a lo largo de la cavidad de la cámara (Figura 4.3 b). El hecho de que se considere una sección mayor para un mismo caudal, hace disminuir la velocidad del fluido, con lo que se aumenta las pérdidas térmicas. Una configuración adecuada debe presentar un perfil de temperatura lo más homogéneo posible en la totalidad de la cavidad; por tanto, esta geometría no es apropiada para considerarla en el diseño final.

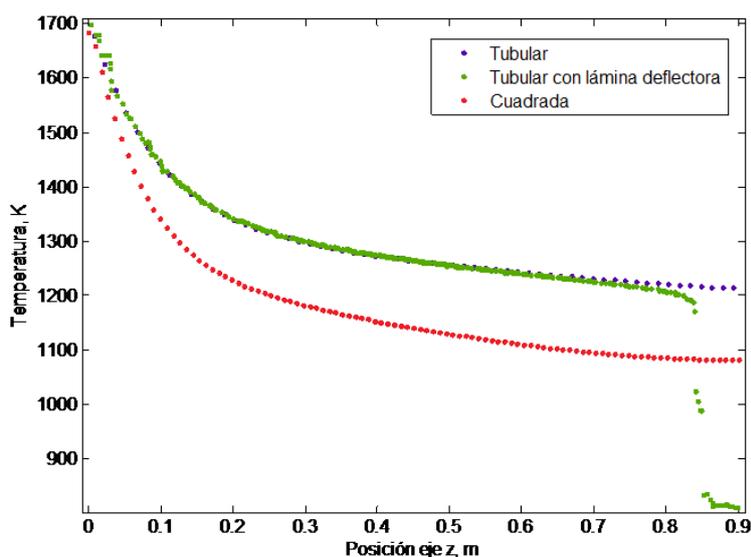
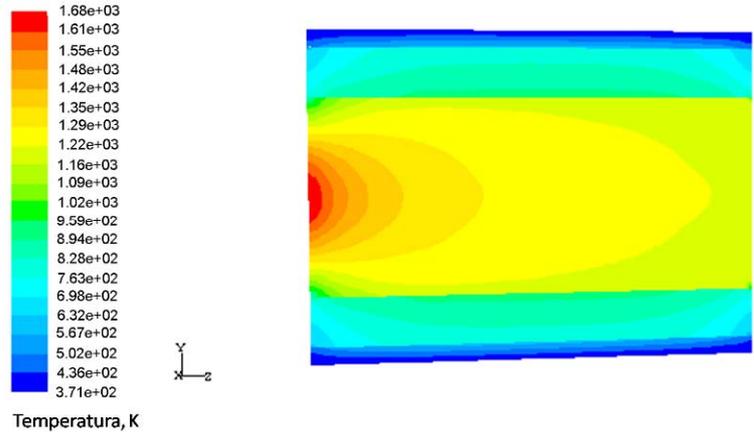
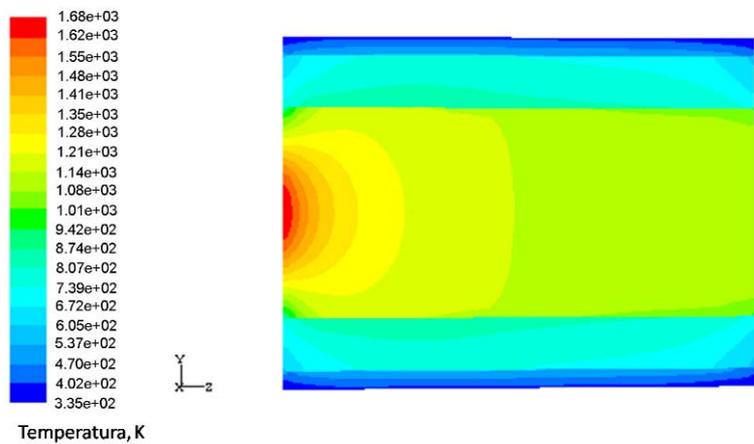


Figura 4.2. Perfil térmico central del fluido a lo largo de la cámara de proceso para las tres geometrías

La Figura 4.2 muestra también que las configuraciones tubulares logran el mismo rango de temperatura antes de la lámina deflectora en el centro de la cavidad, experimentando un importante descenso cuando el fluido pasa por la lámina deflectora. Sin embargo, según los resultados obtenidos de las simulaciones, el contemplar este elemento, permite incrementar la homogeneidad en el interior de la configuración tubular (Figura 4.3 a, Figura 4.4 a), donde la temperatura máxima se localiza en la mayor parte del volumen interno de la cámara.



a) Perfil térmico de la configuración tubular

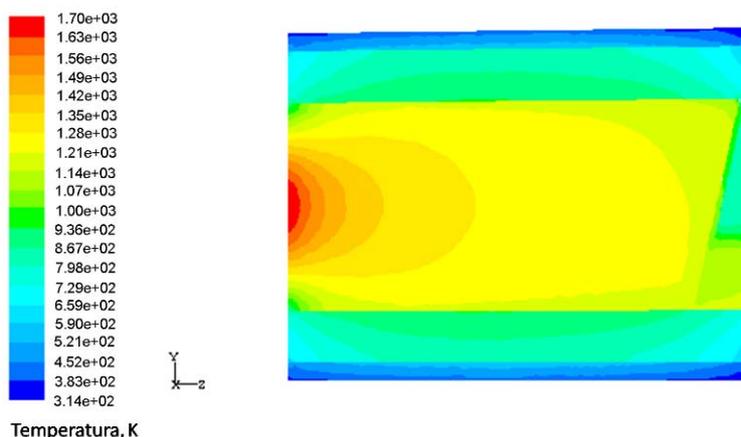


b) Perfil térmico de la configuración de sección cuadrada

Figura 4.3. Perfiles térmicos para las geometrías tubular y de sección cuadrada

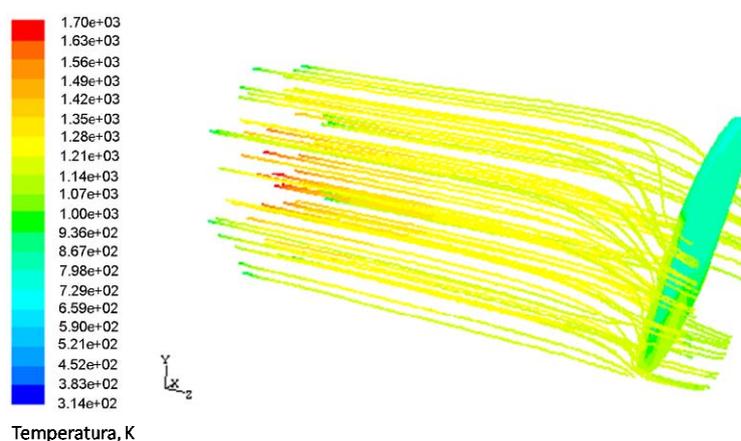
Con el fin de describir el comportamiento térmico del fluido a la salida, se han representado las líneas de flujo para el fluido, en función de la temperatura, para la configuración tubular con el elemento deflector (Figura 4.4 b). Se puede apreciar que la lámina retiene el aire caliente a la salida, permitiendo así concentrar más el calor y lograr una mayor homogeneidad térmica en el interior de la cavidad. Esto es lo que determina que esta configuración sea la seleccionada para el diseño final del prototipo de la nueva cámara de proceso.

Mediante las líneas de flujo, se puede observar que la lámina deflectora genera a la salida una turbulencia que permite direccionar parte del fluido superior a la zona inferior. Esto favorece la homogeneidad térmica en la zona de influencia de la lámina.



Temperatura, K

a) Perfil térmico para la sección central de la cavidad interior



Temperatura, K

b) Líneas de flujo y su distribución de temperatura

Figura 4.4. Perfiles térmicos de la geometría tubular con lámina deflectora

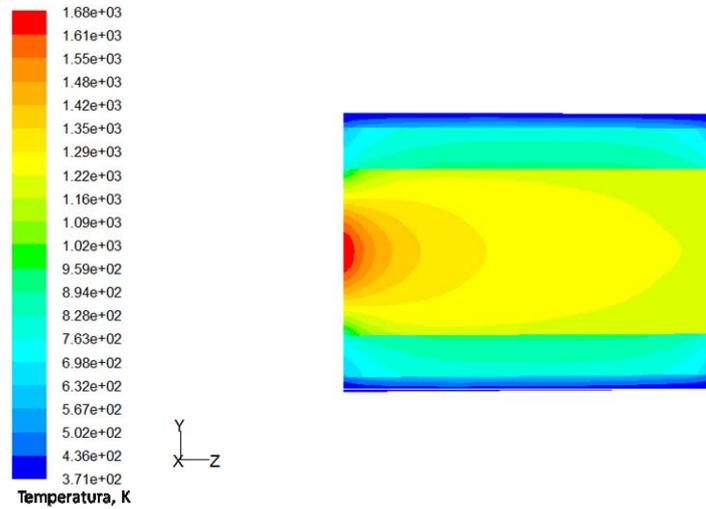
4.1.3 Selección del espesor del material

El estudio del espesor del material ha sido desarrollado únicamente para la configuración tubular, con el fin de disminuir el tiempo de cálculo, por la simplicidad de la geometría. Se han analizado cuatro configuraciones mediante la evolución de las líneas de flujo en la cámara y considerando la longitud en la que el fluido no está influenciado por la distribución de temperatura a la entrada (desde 0.2 m a 0.9 m en la Figura 4.2). Se han propuesto dos configuraciones con un aislamiento de 15 cm de espesor para minimizar las pérdidas térmicas al exterior y se ha incrementado el espesor de la capa de refractario (15 cm y 20 cm) para lograr alcanzar una mayor temperatura en el interior de la cámara de proceso.

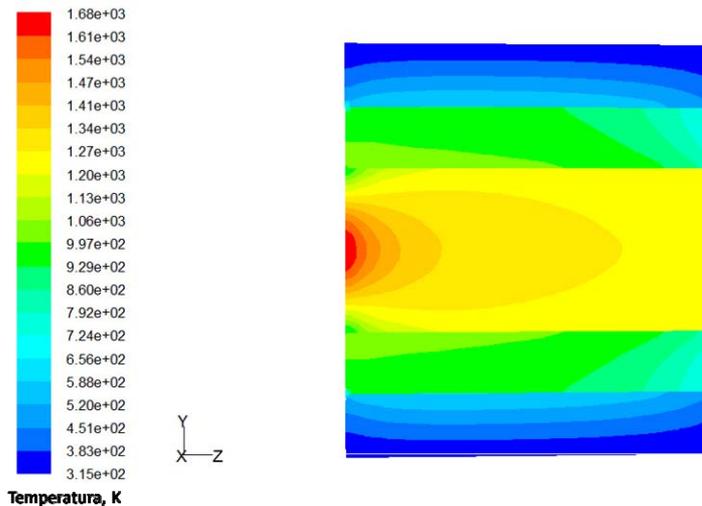
Los perfiles de temperatura de las configuraciones con espesor de refractario mayor de 3 cm (Figura 4.5) muestran que el aumento de dicho espesor permite lograr

mayores temperaturas en el interior de la cámara. Cuando se emplea el espesor de 10 cm no se logra el rango de temperatura de 1300-1373 K (rango de los procesos de muy alta temperatura) en toda la cavidad, por ello se consideran dos configuraciones más con un espesor de refractario mayor. A su vez, el aumento de espesor de refractario permite absorber una mayor cantidad de calor (Figura 4.5 b), para lo que es necesario aumentar también el espesor de la capa de aislamiento. Por este motivo se han propuesto las configuraciones de 15 cm y 20 cm de refractario con 15 cm de aislamiento.

Para analizar la distribución de temperatura que presenta cada configuración, se ha considerado el gradiente térmico del fluido para cada línea de flujo y la temperatura de la pared para cada material (Tabla 4.3).

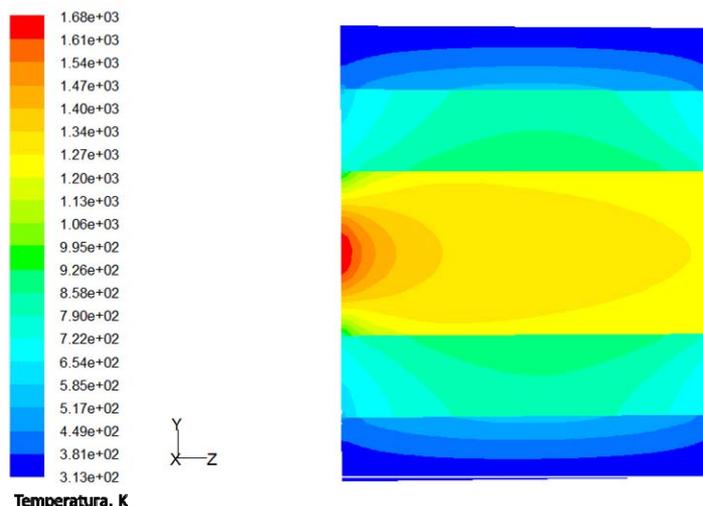


a) Perfil térmico de la cavidad para 10 cm de refractario y 3 cm de aislamiento



b) Perfil térmico de la cavidad para 15 cm de refractario y 15 cm de aislamiento

Figura 4.5. Perfiles térmicos para las configuraciones con los espesores seleccionados (continúa)



c) Perfil térmico de la cavidad para 20 cm de refractario y 15 cm de aislamiento

Figura 4.5. Perfiles térmicos para las configuraciones con los espesores seleccionados

El gradiente térmico del fluido (Tabla 4.3) ha sido evaluado como una media del gradiente de temperatura obtenido de cada línea de flujo, según la longitud de la cámara de proceso, cuando cada partícula de fluido, considerada por cada línea de flujo, pasa a través de la cavidad. El resto de los parámetros han sido calculados a partir de la media de temperatura obtenida para toda la pared de cada material.

Tabla 4.3. Resultados de la simulación para cada configuración para los espesores considerada

Espesores de los materiales considerados	Gradiente térmico del fluido, K	Temperatura pared refractario, K	Temperatura pared aislamiento, K	Temperatura pared carcasa, K	Temperatura pared exterior, K
Refractario = 3cm Aislamiento = 3cm	54.1	897.8	720.5	388.8	380.8
Refractario = 10cm Aislamiento = 3cm	78.5	891.1	761.7	400.8	391.8
Refractario = 15cm Aislamiento = 15cm	47.5	986.3	901.4	332.7	322.5
Refractario = 20cm Aislamiento = 15cm	48.2	879.4	755.3	325.7	317.7

Fuente: Elaboración propia

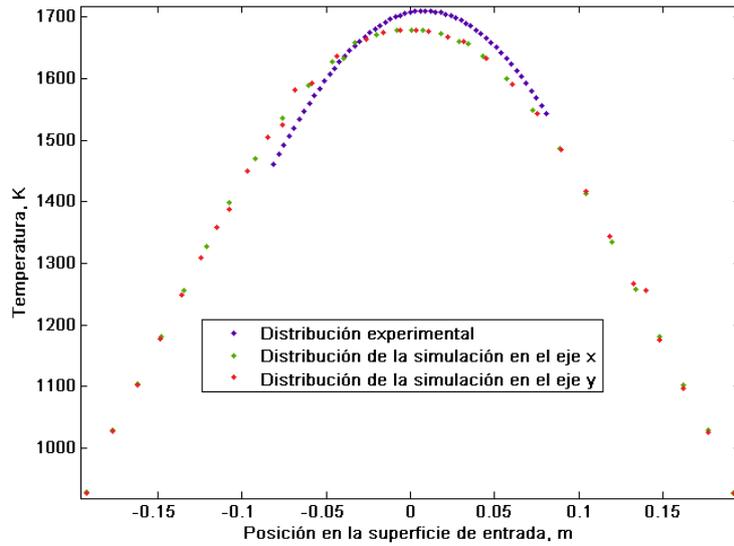
Cuando la energía suministrada logra calentar la totalidad del volumen de la capa de refractario, la cantidad de energía acumulada por este material se transmite por igual a través de las dos paredes de dicha capa. Si embargo, cuando no se suministra la suficiente energía para calentar de forma homogénea todo el volumen, la transferencia de calor a través de las paredes es heterogénea. De ahí, que la temperatura alcanzada por la pared de aislamiento tenga una tendencia decreciente en el caso de un espesor de refractario de 20 cm, si se compara con los demás espesores considerados.

Se observa, además, que la configuración con un espesor de 15 cm, tanto para el refractario como para el aislamiento, presenta el gradiente térmico del fluido menor y una temperatura externa cercana a la ambiental. Esto permite minimizar las pérdidas térmicas hacia el exterior y ofrecer un área de trabajo segura. Por otro lado, los resultados obtenidos en la configuración de 20 cm de espesor, para el material refractario, y 15 cm, para el material de aislamiento, son muy similares a los de la configuración anterior. Por lo que, considerando un criterio de selección que contemple la máxima homogeneidad del fluido con el menor espesor de refractario, con el fin de minimizar el peso de la cámara de proceso, la configuración seleccionada es la de 15 cm de espesor para ambos materiales.

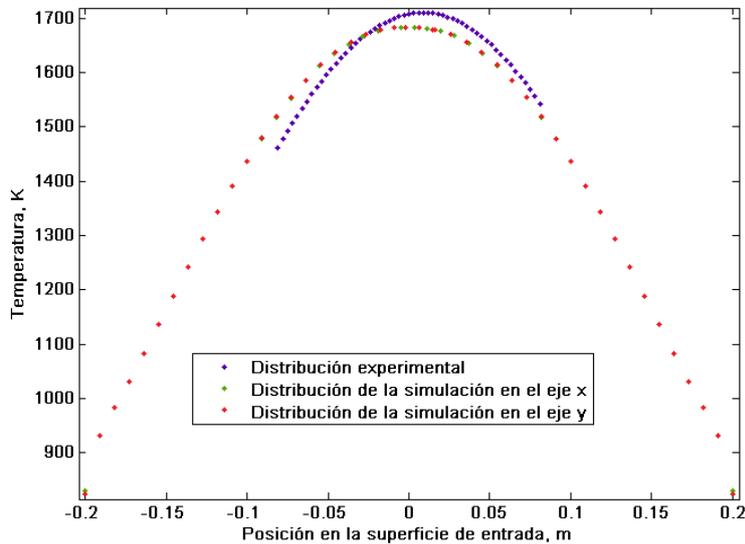
4.1.4 Fiabilidad de las simulaciones

La fiabilidad de las simulaciones puede ser evaluada mediante parámetros o conceptos que son conocidos teóricamente. Por tanto, para comprobar la ley de la conservación de la masa, se ha realizado un análisis de los valores residuales obtenidos para la velocidad, en las tres direcciones de los ejes cartesianos, una vez realizado el cálculo de cada simulación. En todos los casos, el valor residual obtenido para cada una de las componentes de la velocidad está en el rango de $\pm 10^{-8}$ kg/s; valor que puede considerarse despreciable.

Por otro lado, la distribución de temperatura a la entrada se ha considerado también para comprobar la adecuación de la programación empleada para definir la función de usuario. Para ello, se ha realizado una comparación entre el perfil térmico obtenido mediante los datos experimentales y el que se genera en la simulación, debido a la implementación de la UDF definida en el apartado 3.3.2.5 (ecuación 3.32). La Figura 4.6 muestra una comparación de la distribución de temperatura a la entrada, considerando los ejes x e y de cada geometría, con respecto a la distribución gaussiana procedente de los datos experimentales. La diferencia obtenida respecto a los datos experimentales equivale a un 4%; por tanto, se considera aceptable que la aproximación al análisis experimental sea de un 96%.



a) Configuración tubular



b) Configuración de sección cuadrada

Figura 4.6. Evaluación del perfil de temperatura a la entrada

Con el fin de comparar los valores de la velocidad inicial, estimados para evaluar el tipo de régimen del fluido, con respecto a los obtenidos mediante las simulaciones, se ha definido la velocidad del fluido para cada configuración. El rango de velocidad estimado equivale a 0.13-0.61 m/s para temperaturas entre 295 K y 1373 K, respectivamente. Las simulaciones desarrolladas para la geometría tubular presentan una velocidad en torno a los 0.23-0.65 m/s (Figura 4.7), la configuración de sección cuadrada, en torno a 0.12-0.65 m/s y, la simulación de la configuración tubular con lámina deflectora contempla una velocidad media de 0.55 m/s. En este último caso, la velocidad máxima alcanza los 4 m/s, localizada a la salida de la cámara, debido a los tres orificios de salida del fluido delimitados por el elemento deflector. Las velocidades más

bajas corresponden a las líneas de flujo más cercanas a la pared de la cavidad, que vienen representadas en la parte inferior de la Figura 4.7. De esta forma, se comprueba que las velocidades del fluido en las simulaciones están dentro del rango de velocidad estimado.

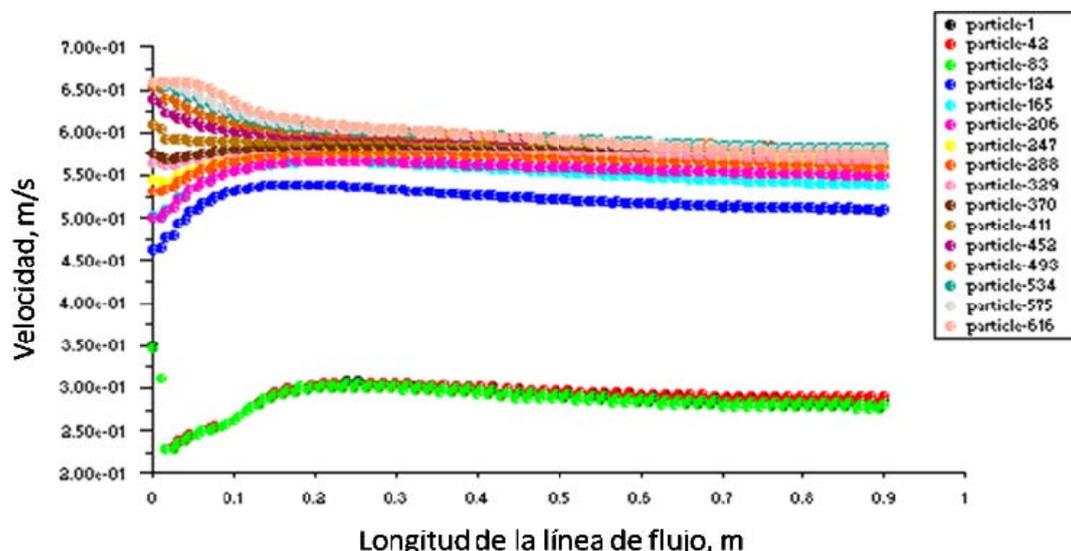


Figura 4.7. Distribución de la velocidad del fluido para la configuración tubular

Como resultado del análisis de los parámetros, se puede considerar que el modelo empleado en las simulaciones ofrece una predicción fiable del comportamiento del sistema; cuya validación se va a llevar a cabo a través de la comparación con los resultados experimentales obtenidos.

4.1.5 Análisis del diseño final

4.1.5.1 Simulación del diseño final

El diseño final de la nueva cámara de proceso consiste en una geometría tubular con una lámina deflectora inclinada situada a la salida de la cámara, constituida por una capa de material refractario “Firecrete 3X”, de 15 cm de espesor, un aislamiento del mismo espesor compuesto del material “Pyro-Log” y una carcasa de 5 mm de acero AISI 304 L. El material de aislamiento seleccionado para la lámina deflectora ha sido Kaowool Board 1600.

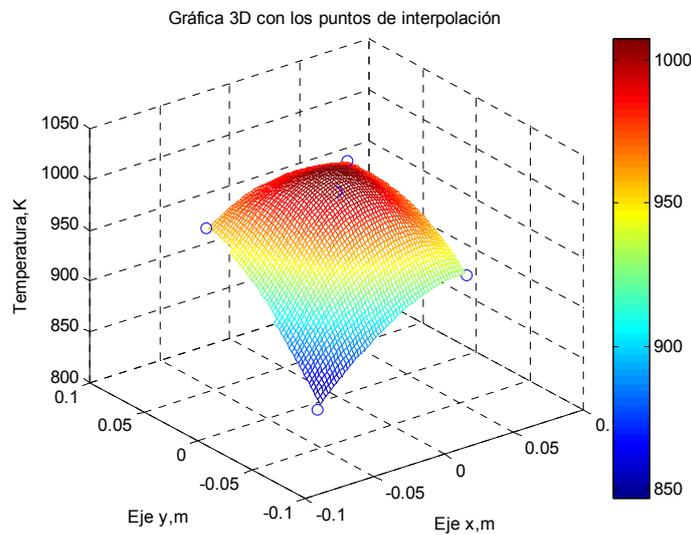
Para mostrar la metodología de simulación se selecciona un ensayo (test 4 de la Tabla 4.5) realizado, con esta configuración, para las condiciones de estado cuasi-estacionario recogidas en la Tabla 4.4:

Tabla 4.4. Condiciones en estado cuasi-estacionario

Posición focal, cm	Apertura del atenuador, %	G_b , W/m^2	Reflectividad del concentrador	Reflectividad del heliostato	Caudal másico de aire, kg/s
-3	95	837.2	0.933	0.771	0.014

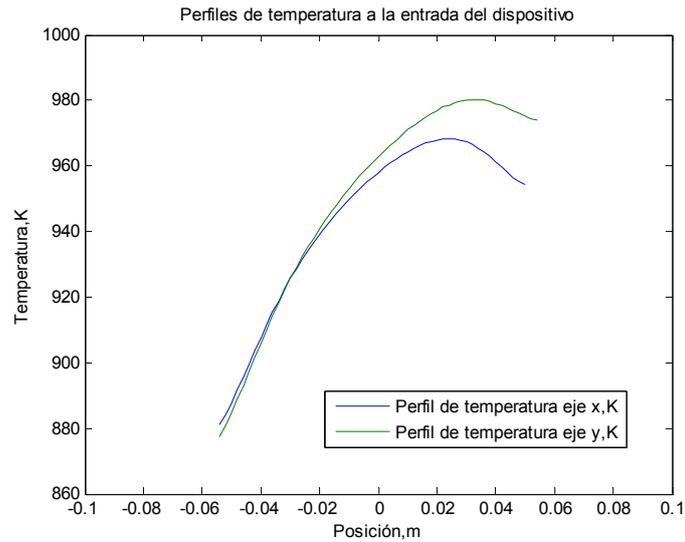
Fuente: Elaboración propia

El estado cuasi-estacionario se ha seleccionado mediante el método descrito en la sección 3.3.2.8 y el caudal másico, mediante el método de medida indirecta presentado en el apartado 3.5.5. La interpolación realizada con la medida de los termopares situados a la entrada de la cámara de proceso y los perfiles obtenidos en los ejes de referencia vienen presentados en la Figura 4.8.



a) Superficie de interpolación a partir de la medida de los termopares

Figura 4.8. Obtención de la distribución de temperatura experimental a la entrada de la cámara (continúa)



b) Perfiles de temperatura

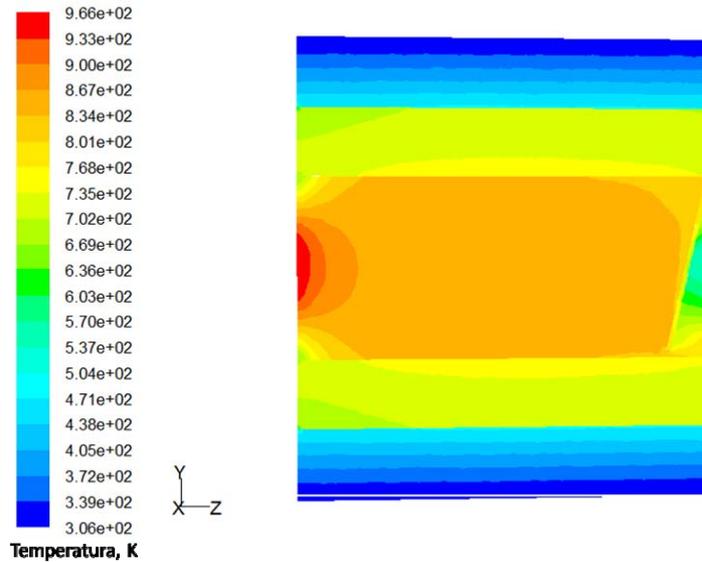
Figura 4.8. Obtención de la distribución de temperatura experimental a la entrada de la cámara

La función gaussiana resultante del ajuste, la cual se implementa como UDF en la simulación es:

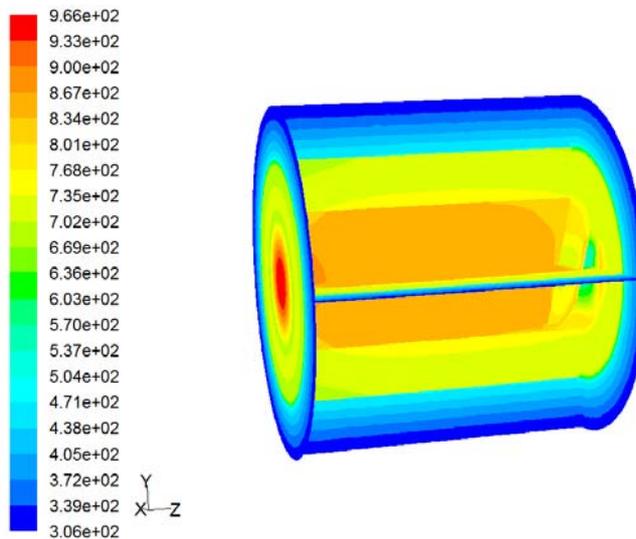
$$T = 972.8 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.02762}{0.2555}\right)^2\right), \text{K} \quad (4.1)$$

donde x , es la posición en el eje (m).

Los perfiles de temperatura resultantes de la simulación se muestran en la Figura 4.9:



a) Perfil longitudinal de la cámara



b) Distribución de temperaturas en el interior de la cámara en tres dimensiones

Figura 4.9. Distribución de temperatura de la cámara de proceso partiendo de las condiciones reales de ensayo

La comparativa entre los resultados obtenidos por dicha simulación y los experimentales se muestra en el siguiente apartado (4.1.5.2).

4.1.5.2 Comparativa de las simulaciones con los resultados experimentales

Para la validación de las simulaciones de la cámara de proceso, se han empleado las medidas experimentales obtenidas por varios termopares situados en la cavidad interior (ver anexo 8.3) para cuatro ensayos distintos. Dichos termopares miden la temperatura del aire que aporta el calor al proceso. Los termopares están distribuidos por

todo el eje central en la dirección longitudinal (eje z) y en el eje vertical de la sección central (eje y).

Las simulaciones se han desarrollado con el modelo planteado (apartado 4.1), pero introduciendo la distribución de temperatura a la entrada de la cámara correspondiente a cada ensayo (apartado 3.3.2.8), tal y como se ha descrito en el apartado anterior. Los datos de temperatura empleados en la validación, son los correspondientes a los puntos de localización de los termopares. Hay que tener en cuenta que los termopares tipo K empleados han sido calibrados previamente, con un error de medida de $\pm 0.004 \cdot |T|$ en el rango de 648-1273 K (norma IEC 584.2, 1982).

Las condiciones de los ensayos considerados en la validación se resumen en la Tabla 4.5. En ella, se puede apreciar que la reflectividad del heliostato es del orden del 75% en todos los casos, por lo que el concentrador, ante una apertura total del atenuador (100%), recibe del orden de un 25% menos de radiación solar reflejada con respecto a la radiación directa que incide sobre el heliostato.

Tabla 4.5. Condiciones en estado cuasi-estacionario para los ensayos

Ensayo	Distancia al foco, cm	Apertura del atenuador, %	G_b , W/m ²	Reflectividad del concentrador	Reflectividad del heliostato	Caudal másico de aire, kg/s
Test 1	-10	80	814.0	0.950	0.748	0.013
Test 2	-8	70	915.6	0.929	0.742	0.013
Test 3	-6	76	910.8	0.932	0.772	0.010
Test 4	-3	95	837.2	0.933	0.771	0.014

Fuente: Elaboración propia

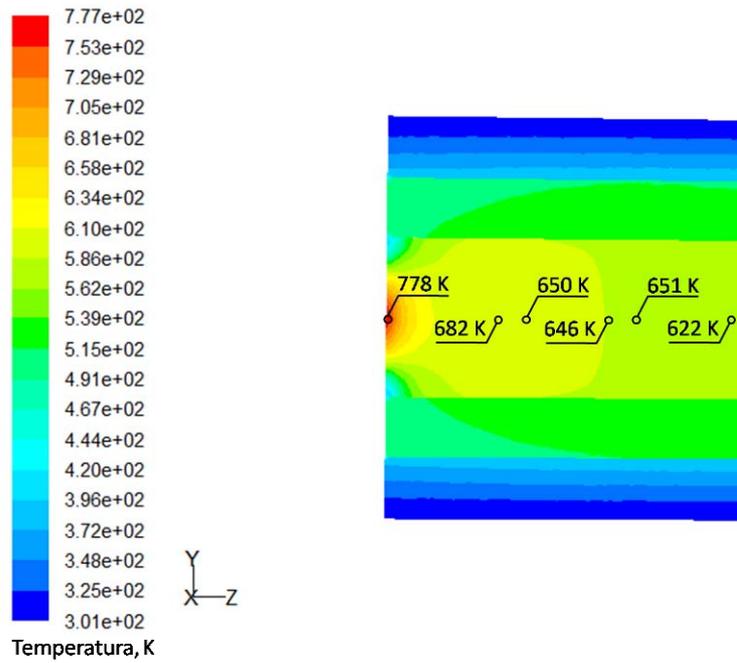
La distribución de temperatura a la entrada de la nueva cámara de proceso viene definida por las funciones de la Tabla 4.6:

Tabla 4.6. Distribución de temperatura a la entrada de la cámara para cada ensayo

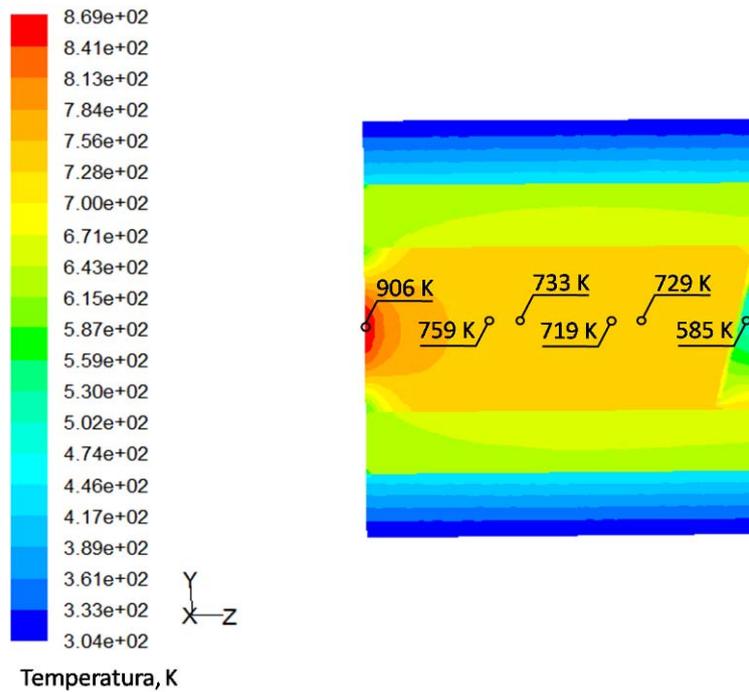
Ensayo	Distancia al foco, cm	Función de distribución de temperatura a la entrada
Test 1	-10	$T = 806.7 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.01736}{0.2318}\right)^2\right)$
Test 2	-8	$T = 877.3 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.01523}{0.2617}\right)^2\right)$
Test 3	-6	$T = 970.3 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.02866}{0.2692}\right)^2\right)$
Test 4	-3	$T = 972.8 * \exp\left(-\left(\frac{x - 0.02762}{0.2555}\right)^2\right)$

Fuente: Elaboración propia

La Figura 4.10 muestra los perfiles térmicos longitudinales de la cámara, obtenidos a partir de las simulaciones realizadas para cada ensayo, incluyendo los valores de temperatura medidos por los termopares. La diferencia entre el valor experimental del termopar situado detrás de la lámina deflectora y el obtenido por la simulación puede deberse a que la medida está influenciada por la radiación térmica procedente de la lámina deflectora. De hecho, se puede observar en todos los casos, que el termopar situado delante de la lámina deflectora mide una temperatura superior a la obtenida por uno anterior, situado en el centro de la cámara. Esto muestra la influencia de la lámina deflectora en la obtención de la medida experimental.

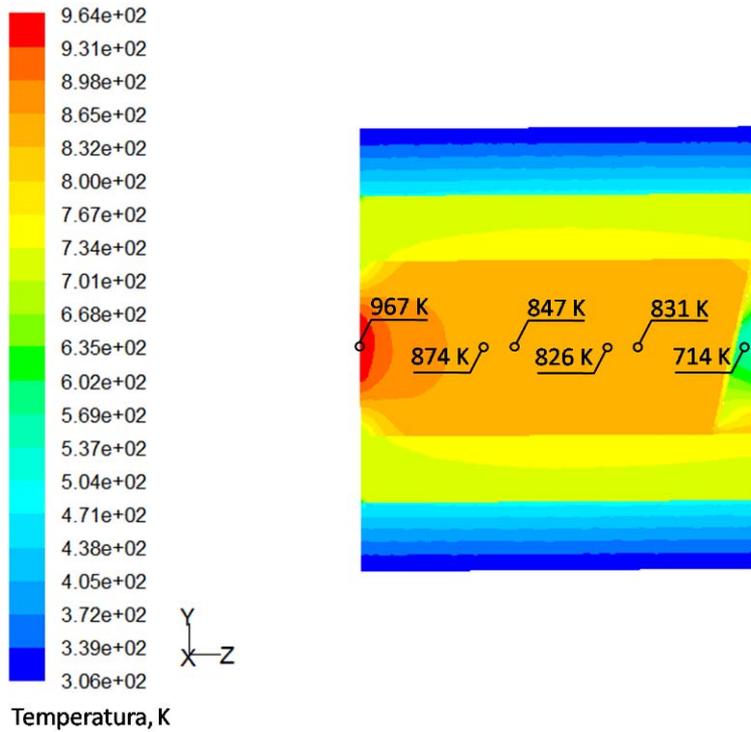


a) Perfil térmico longitudinal de la cámara para el test 1

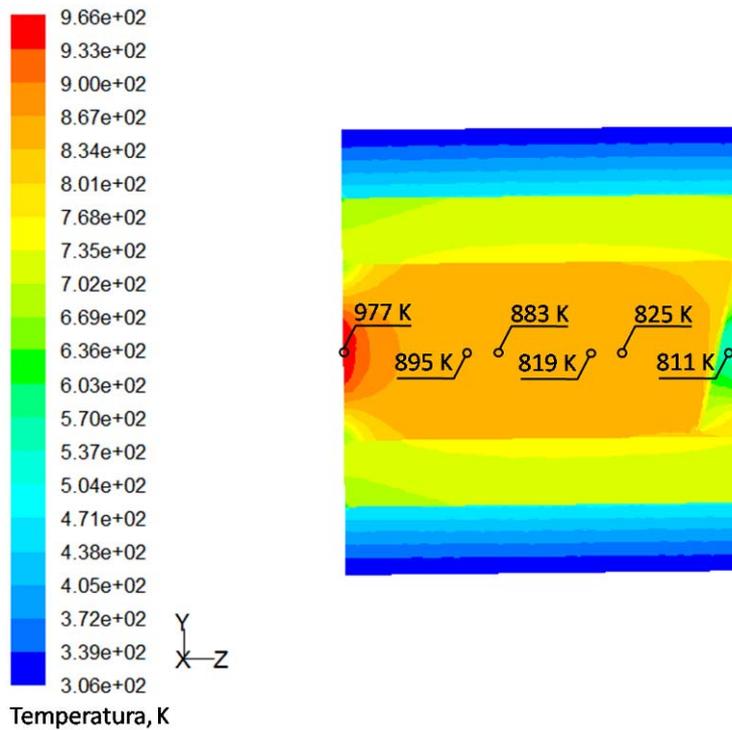


b) Perfil térmico longitudinal de la cámara para el test 2

Figura 4.10. Perfil de temperatura longitudinal de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares (continúa)



c) Perfil térmico longitudinal de la cámara para el test 3



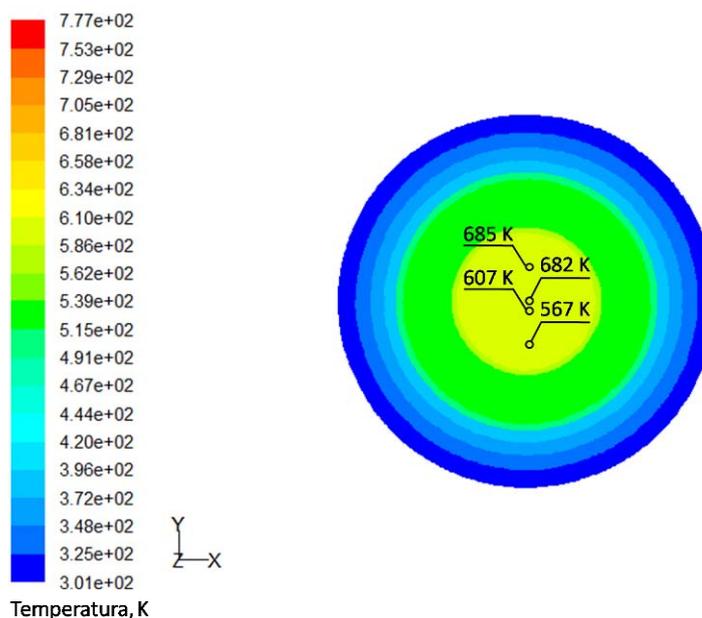
d) Perfil térmico longitudinal de la cámara para el test 4

Figura 4.10. Perfil de temperatura longitudinal de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares.

Los perfiles térmicos transversales del centro, obtenidos a partir de las simulaciones realizadas para cada ensayo, se presentan en la Figura 4.11. En el primer ensayo, el termopar más cercano a la parte superior del refractario no estaba en

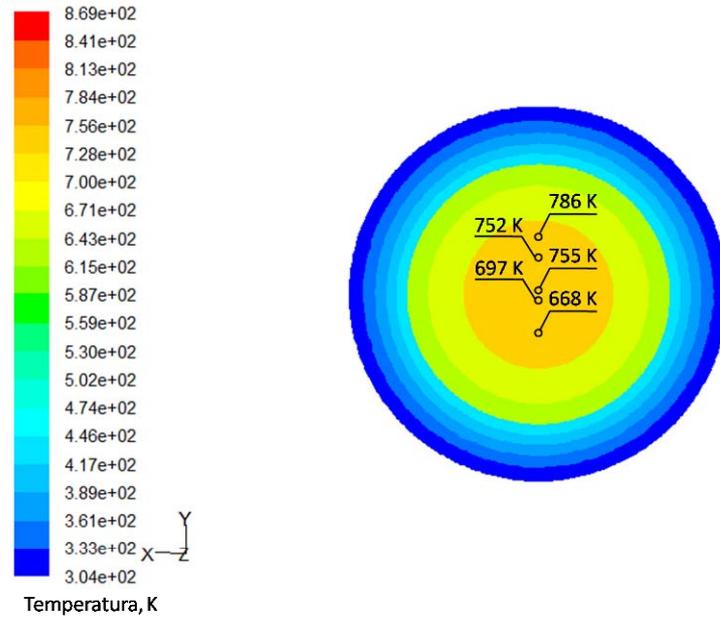
operación; pero en los demás ensayos se puede observar que existe una gran diferencia entre las medidas de los termopares superior e inferior. Cuanto más cercano esté el termopar a la pared del refractario, estará más influenciado por la radiación térmica de dicha pared, por lo que la medición de la temperatura del aire en esa posición será mayor que su temperatura real.

Además, se observa que la diferencia de temperaturas superior e inferior del aire se hace menor cuanto mayor sea la temperatura que alcanza la cámara, debido a que la estratificación que experimenta el aire según su densidad es menor; de ahí que se tenga un perfil de temperatura más homogéneo en los ensayos que alcanzan una temperatura mayor.

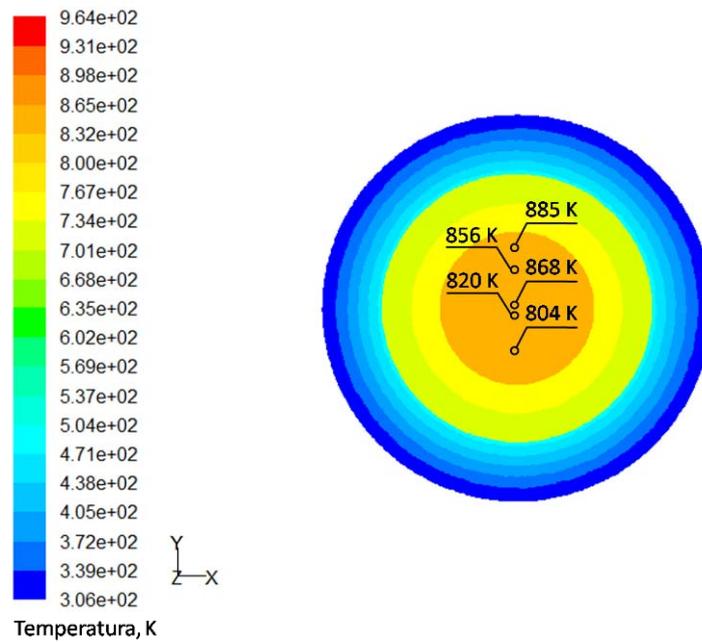


a) Perfil térmico transversal de la cámara para el test 1

Figura 4.11. Perfil de temperatura transversal del centro de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares (continúa)

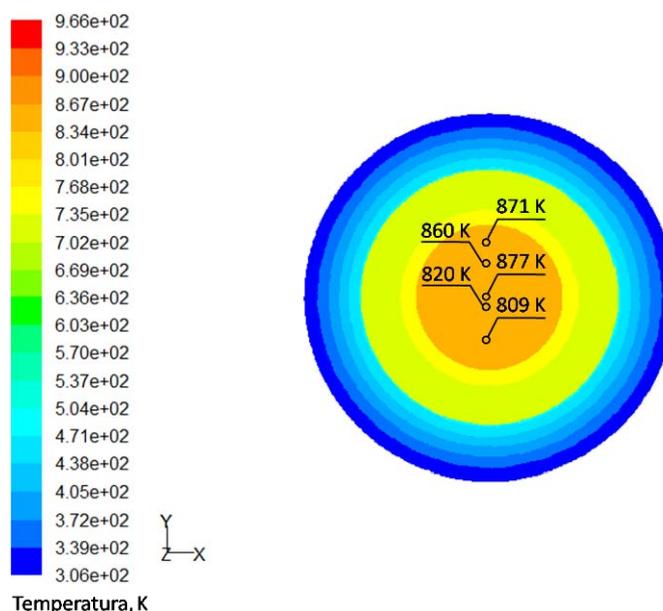


b) Perfil térmico transversal de la cámara para el test 2



c) Perfil térmico transversal de la cámara para el test 3

Figura 4.11. Perfil de temperatura transversal del centro de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares (continúa)



d) Perfil térmico transversal de la cámara para el test 4

Figura 4.11. Perfil de temperatura transversal del centro de la cámara obtenido de las simulaciones de los cuatro ensayos que incluyen las medidas experimentales de los termopares.

A partir de los datos experimentales representados en los anteriores perfiles, se puede observar que las condiciones de medición de los termopares en el perfil longitudinal son más homogéneas que las de los termopares distribuidos en la sección transversal. Esto puede deberse a que existen distintas condiciones de flujo de aire, a la influencia de la radiación térmica de las paredes del refractario, al apantallamiento del termopar situado en la parte inferior debido a las reducidas dimensiones del absorbedor y al movimiento del termopar a causa de la circulación del fluido. Éstas son, entre otras, las dificultades que presenta la medición de altas temperaturas en el seno de un fluido.

La Figura 4.12 muestra los valores de temperatura de cada termopar para los cuatro ensayos y los obtenidos mediante las simulaciones, donde se puede observar que la máxima diferencia entre ambos valores es de 91 K en el test 1. Sin embargo, la variación media de todos los datos analizados es de 40 K, que es un valor aceptable si tenemos en cuenta que el rango experimental de temperatura está entre 585 K y 977 K y las dificultades que conlleva la medición de estas temperaturas en el aire, anteriormente mencionadas. El valor de esta diferencia corresponde a menos de un 10% del valor extremo del rango (7% y 4%, respectivamente). Desviaciones del orden del 9.38% en la simulación de procesos de alta temperatura, se han considerado aceptables (Ozalp y JayaKrishna, 2010), por lo que se puede afirmar que el modelo desarrollado para la

cámara de proceso es capaz de predecir la distribución de temperatura en su interior con un 90% de aproximación, a partir de un perfil de temperatura definido a la entrada.

En este caso, el instrumento de medida (termopar tipo K) tiene un error en torno al ± 3.3 K, más del doble del error en condiciones estándar (± 1.5 K). Además, hay que tener en cuenta que para que el termopar tenga mayor estabilidad en la medición, se les ha añadido en la punta una pequeña chapa de acero refractario de 1 cm de lado, de forma que esté expuesta una superficie mayor a la corriente del fluido. Se ha observado que esta chapa se ha ido oscureciendo con el uso, por lo que va a absorber parte de la radiación térmica. Este efecto puede tener influencia significativa en el valor de la medida experimental. Por otro lado, si se tiene en cuenta la incertidumbre total de la medida de temperatura evaluada en el apartado 3.5.5 como resultado del análisis de la medida del caudal de aire, se debe aplicar un error de $\pm 5.7\%$ sobre el dato experimental de la temperatura que, para las mediciones del eje z central corresponde a unos ± 43 K.

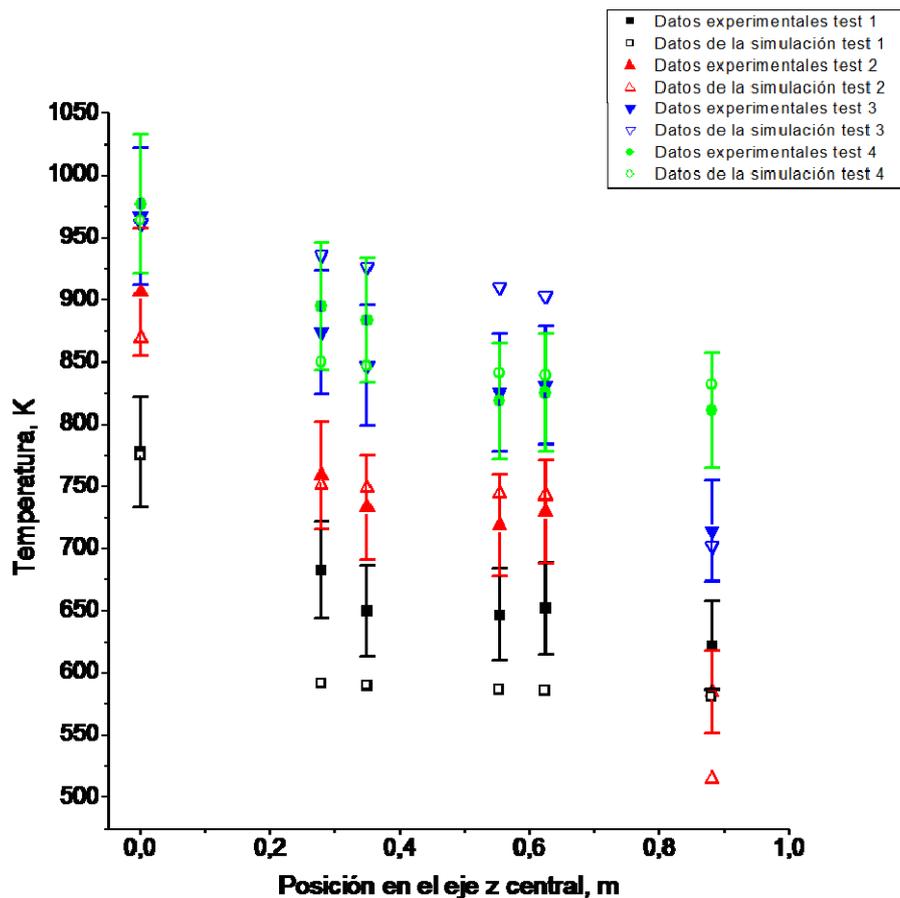


Figura 4.12. Comparación de las medidas experimentales obtenidas en el eje z central con los resultados de las simulaciones (se incluyen las barras de error instrumental en la medición)

Si se tiene en cuenta la comparación de temperaturas en el eje y de la sección central (Figura 4.13), la diferencia máxima entre los valores experimentales y los de simulación es de 98 K en el test 1. Pero, considerando que la diferencia media entre ambos valores es de 36 K, implica que la diferencia es de un 4% para límite superior del rango de temperatura (885 K) y de un 6% para rango inferior (567 K). El error de medida para estas temperaturas está en torno a ± 43.6 K, aplicando la incertidumbre del apartado 3.5.5.

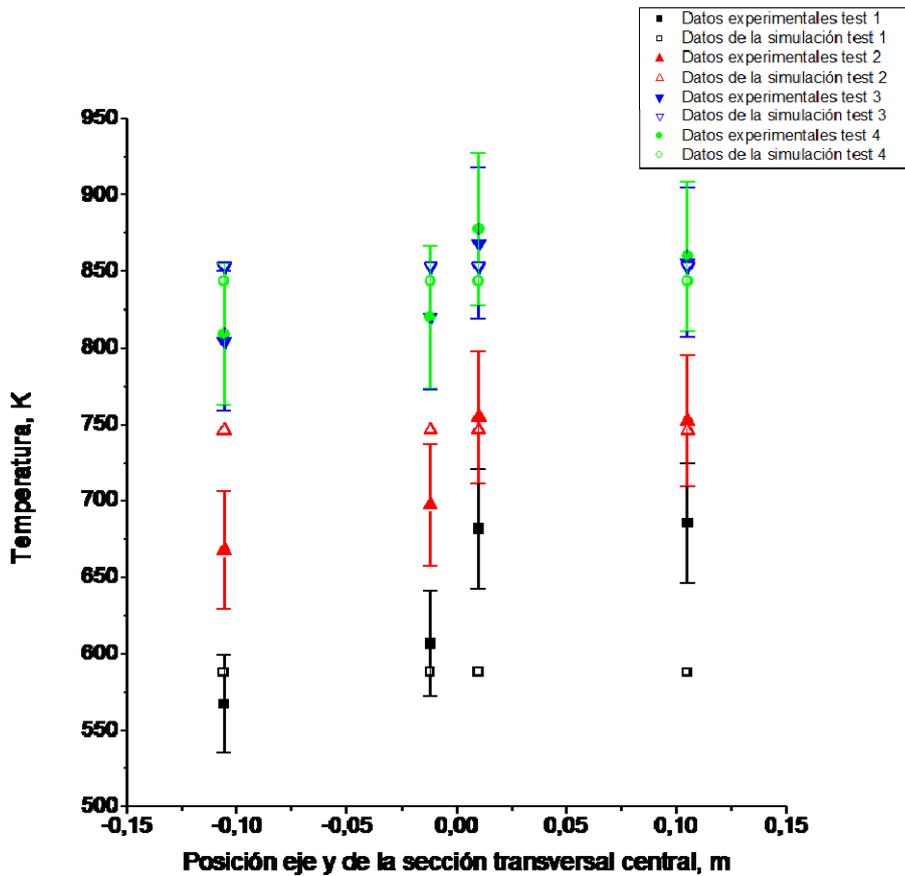


Figura 4.13. Comparación de las medidas experimentales obtenidas en el eje y de la sección central con los resultados de las simulaciones

Con el fin de tener una cuantificación adimensional de la aproximación de la predicción teórica a los valores experimentales, se ha elaborado la Figura 4.14, cuyos valores se han obtenido dividiendo la diferencia de los valores experimental y teórico, correspondientes a la posición de cada termopar, entre la medida experimental (valor tomado como referencia). Se puede observar que todos los datos analizados están por debajo del 15% de desviación, siendo un 14.3% la desviación máxima y un 5.2% la desviación promedio.

En la figura se presentan un 16.3% de los datos en el rango de desviación 10-15%, un 23.2% dentro del rango 5-10% y un 60.5% están por debajo del 5% de desviación. Por tanto, teniendo en cuenta un promedio ponderado de la desviación para los datos considerados en este análisis, la aproximación de las simulaciones a los datos experimentales está en torno a un 92.3% (desviación ponderada de un 7.7%).

Dicha aproximación puede considerarse aceptable para el objetivo considerado, puesto que la pretensión de este estudio es conocer el rango de temperatura que es capaz de alcanzar la nueva cámara de proceso del sistema de concentración solar diseñado y determinar si es apto para emplearlo en procesos de alta temperatura.

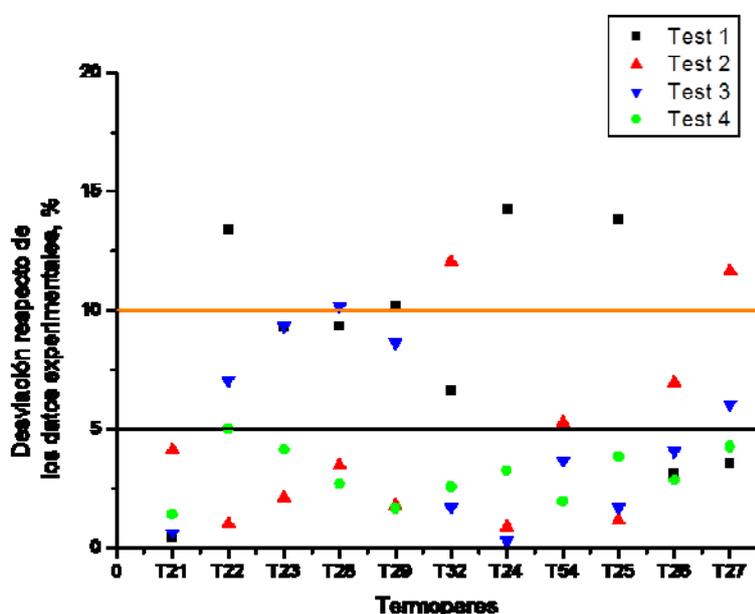


Figura 4.14. Desviación de los resultados de las simulaciones respecto de los datos experimentales

Hay que tener en cuenta que la diferencia entre las medidas experimentales y los datos de las simulaciones depende de la exactitud en la selección del estado cuasi-estacionario y en la correspondencia entre la posición del termopar y su localización en la simulación; ya que el punto de medida del termopar puede verse modificado parcialmente al paso del caudal de aire. Adicionalmente, también hay que considerar los errores inherentes a la medición, englobando el error instrumental (± 3.1 K) y las condiciones del medio de medida (influencia de la transferencia de calor por radiación en la medida realizada por el termopar).

4.2 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CÁMARA DE PROCESO

Para el análisis experimental de la configuración seleccionada, se han realizado cuatro ensayos con dicha configuración, a distintas posiciones de plano focal (-3, -6, -8 y -10 cm), con objeto de analizar la influencia de la radiación solar concentrada sobre la potencia extraíble en el proceso.

4.2.1 Influencia de la posición focal sobre la potencia térmica extraíble

Para realizar este análisis, se ha evaluado la irradiancia pico de la distribución gaussiana en condiciones nominales (irradiancia de 1000 W/m^2 , reflectividad de los espejos del 100%) para distintas aperturas de atenuador (60%, 70% y 75%) y posiciones respecto del plano focal (-10 cm, -8 cm, -6 cm y -3 cm). El cálculo de dichos valores se ha realizado con las ecuaciones 3.5 y 3.6 del apartado 3.2.2, obteniéndose los valores recogidos en la Tabla 4.7.

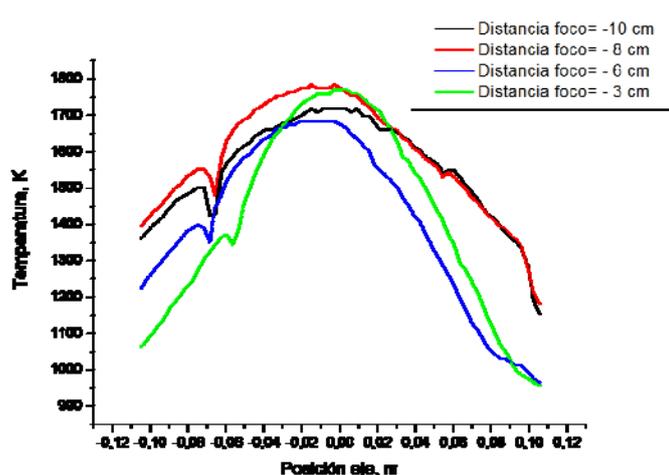
En ella, se puede observar que la potencia suministrada por el Horno Solar depende de la atenuación y que, la irradiancia pico de la distribución gaussiana, depende de la posición con respecto al plano focal, siendo mayor para las posiciones más cercanas a dicho plano (-3 cm). Se han considerado aperturas de atenuador muy inferiores a la máxima porque experimentalmente siempre hay que asegurar la integridad del material poroso respetando su temperatura límite de trabajo. Esto lleva a tener un control constante del grado con el que influye la apertura del atenuador sobre el material absorbedor, a la vez que se regula la refrigeración del receptor con la apertura o cierre de la soplante.

Tabla 4.7. Irradiancia pico de la distribución gaussiana en función de la posición y apertura del atenuador

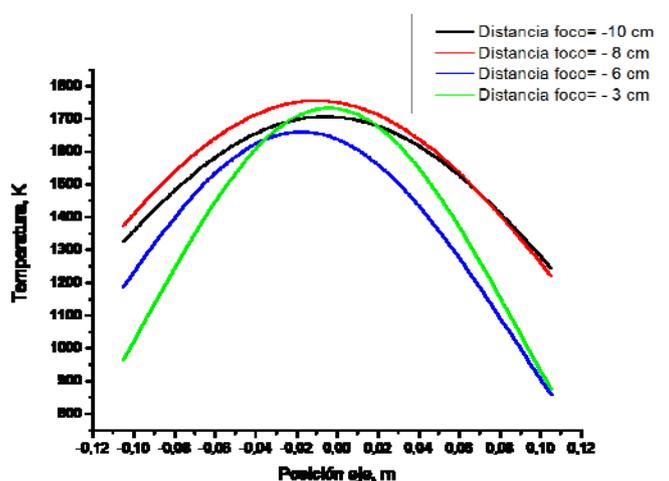
Ensayo	Distancia al foco, cm	Apertura del atenuador, %	Potencia suministrada por el Horno Solar, kW	Irradiancia pico de la distribución gaussiana, kW/m ²
1	-10	60	32,6	941.3
2	-8			1054.1
3	-6			1150.2
4	-3			1248.7
1	-10	70	39,1	1136.2
2	-8			1272.3
3	-6			1388.3
4	-3			1507.2
1	-10	75	42,5	1236.8
2	-8			1385.0
3	-6			1511.2
4	-3			1640.7

Fuente: Elaboración propia

Por otro lado, se ha comparado la distribución de la temperatura en la superficie del absorbedor, en el estado cuasi-estacionario seleccionado para cada ensayo, empleando tanto el perfil obtenido por la imagen de infrarrojos como aquél obtenido del ajuste de dichos valores. Dichos perfiles se presentan en la Figura 4.15, en la que se puede apreciar una distribución de temperatura más homogénea en el caso de -10 cm de distancia respecto al plano focal.



a) Perfiles obtenidos de las imágenes de IR en el estado cuasi-estacionario seleccionado



b) Perfiles obtenidos del ajuste de los datos anteriores

Figura 4.15. Perfiles de temperatura en la superficie del absorbente en función de la posición con respecto al plano focal

Hay que considerar que cuanto más abierta sea la distribución gaussiana, además de tener una irradiancia pico menor, existen mayores pérdidas energéticas por desbordamiento (spillage). Para determinar si ese efecto es significativo, se ha evaluado la potencia extraíble en la cámara para cada ensayo, mediante el cálculo del caudal (apartado 3.3.1.3) y la variación de entalpía del aire según la temperatura de entrada y salida, cuyos resultados se presentan en la Tabla 4.8. En dicha tabla, se puede observar que las posiciones que introducen más energía en el sistema son las más alejadas (-8 y -10 cm), extrayendo una mayor potencia térmica en la cámara la posición de -10 cm (1.2 kW de diferencia entre la potencia térmica extraíble en la cámara y la extraída en el intercambiador de calor, frente a 1.1 kW), aunque la diferencia no es demasiado significativa.

Cabe destacar que las pérdidas por desbordamiento no son tan importantes como el hecho de alcanzar una temperatura homogénea en el absorbedor. Las posiciones más alejadas agrandan el tamaño de foco y disminuye el pico de irradiancia, evitando así introducir aire frío que disminuya la cantidad de energía aportada al proceso.

Tabla 4.8. Potencia térmica extraíble en la cámara de proceso en función de la posición focal

Ensayo	Distancia al foco, cm	Potencia térmica media extraíble en la cámara, kW	Potencia térmica media extraída en el cambiador de calor, kW	Potencia total introducida en el proceso, kW
1	-10	2.72	1.52	4.25
2	-8	3.37	2.26	5.63
3	-6	1.51	2.16	3.67
4	-3	1.39	2.21	3.60

Fuente: Elaboración propia

4.2.2 Influencia de la posición focal sobre la distribución de temperatura en el absorbedor

Para los ensayos anteriores, se han analizado las distribuciones de temperatura que presentan, tanto el material absorbedor como el aire, a la salida (Figura 4.16). Se observa que, aunque existe una gran diferencia entre los perfiles del material absorbedor según la distancia focal considerada, el rango de temperatura alcanzado en el aire es similar (entre los 900 K y 1000 K). Por tanto, se confirma que las posiciones más lejanas al plano focal, dentro del rango considerado (entre - 3 cm y - 10 cm), permiten obtener el mismo rango de calentamiento en el fluido, permitiendo alargar la durabilidad del material poroso.

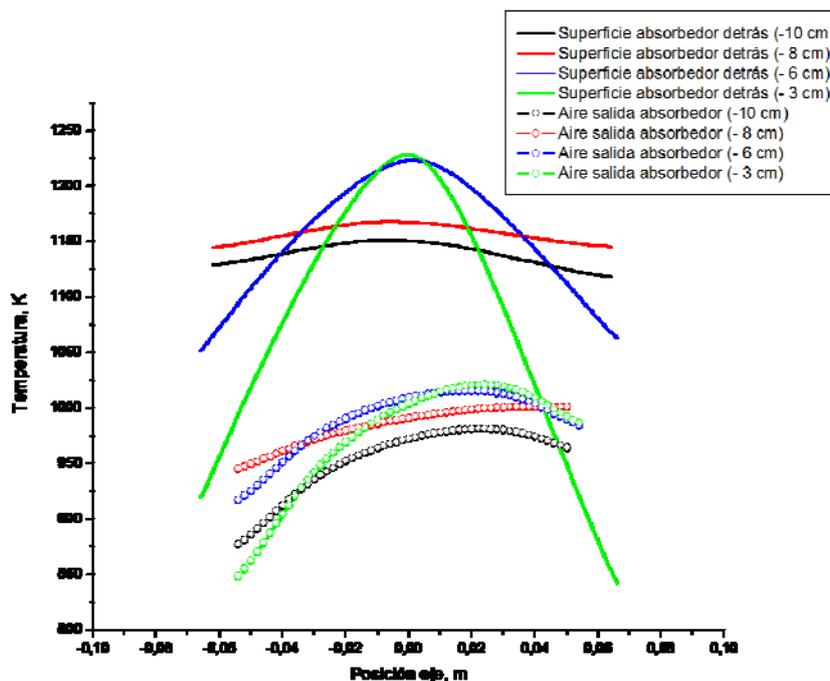


Figura 4.16. Distribución de temperatura a la salida del absorbedor para el material poroso y el aire en el instante considerado como estado cuasi-estacionario

Si se compara la temperatura media alcanzada en la superficie posterior del material absorbedor, en el estado cuasi-estacionario seleccionado, con la del aire a la salida (Tabla 4.9), se obtiene una diferencia media de todos los casos de unos 156 K, alcanzando el aire temperaturas en torno a los 976 K, temperatura dentro de las aplicaciones de alta temperatura (mayor de 523 K).

Tabla 4.9. Temperaturas alcanzadas en el absorbedor y en el fluido portador del calor

Ensayo	Distancia al foco, cm	Potencia solar radiante ofrecida por el Horno Solar, kW	Temperatura media en la superficie irradiada del absorbedor, K	Temperatura media en la superficie de salida del absorbedor, K	Temperatura media del aire a la salida del absorbedor, K
1	-10	30.8	1553.4	1138.9	954.2
2	-8	32.8	1586.6	1157.6	984.9
3	-6	35.0	1408.3	1154.3	989.6
4	-3	38.8	1419.6	1078.2	974.8

Fuente: Elaboración propia

No obstante, si se analiza la cantidad de calor transferido al aire, se obtiene que, con respecto a la potencia suministrada por la instalación, se aprovecha, en el mejor de los casos, alrededor de un 40% de la energía (comparación entre los datos de la potencia de la instalación, incluida en la Tabla 4.9, y el calor transferido al fluido, evaluado en la

Tabla 4.10). Este hecho justifica el estudio de nuevas configuraciones para el absorbedor, contemplado en el apartado 4.5.

Tabla 4.10. Calor transferido al fluido portador del calor

Ensayo	Distancia al foco, cm	Temperatura aire a la entrada, K	Temperatura aire a la salida, K	Calor específico, J/(kg·K)	Caudal de aire, kg/s	Calor transferido al aire, W
1	-10	298.3	954.2	1007.31	0.013	8589
2	-8	298.6	984.9	1007.32	0.018	12444
3	-6	298.8	989.6	1007.33	0.010	6959
4	-3	299.1	974.8	1007.34	0.014	9529

Fuente: Elaboración propia

4.2.3 Influencia de la posición focal en la distribución de la temperatura en la cámara de proceso

El análisis de la distribución de temperatura del aire a la entrada de la cámara de proceso muestra que, con respecto a su temperatura a la salida del absorbedor, la diferencia media de temperatura, teniendo en cuenta los cuatro ensayos, es de unos 100 K (Figura 4.17). Esta diferencia se debe principalmente al aumento del volumen de la cavidad interior; por tanto, se debe tener en cuenta el efecto de disminución de temperatura según el volumen tratado, a la hora de determinar el rendimiento del sistema.

El análisis de la distribución de temperatura en el interior de la cámara tiene en cuenta la medida de los termopares localizados en la cavidad. En la Figura 4.18 se muestran las temperaturas medidas en cada ensayo para el estado seleccionado como cuasi-estacionario. Los datos de los termopares corresponden a (anexo 8.3):

- ◇ Temperatura entrada: Es la temperatura media resultante de las medidas de los cinco termopares dispuestos a la entrada de la cámara de proceso (Figura 3.26).
- ◇ Termopar 22: Está situado en eje central de la cámara, en el punto intermedio entre la entrada y el centro de la cavidad interior.
- ◇ Termopar 24: Se encuentra en la mitad entre el punto central de la cámara y la pared superior del refractario.
- ◇ Termopar 27: Se sitúa simétricamente al termopar 24, pero en la parte inferior.

- ◇ Termopar 54: Está localizado entre el termopar 24 y la pared superior del refractario.
- ◇ Temperatura de proceso: Es la temperatura media resultante de las medidas de cuatro termopares localizados en la posición supuesta para el elemento que se pretende tratar. El centro geométrico del elemento corresponde con el centro de la cavidad interior de la cámara.
- ◇ Termopar 29: Es simétrico al termopar 22, situado en la parte trasera de la cámara.
- ◇ Temperatura a la salida: Es la temperatura media de los tres termopares situados en los orificios de salida de la lámina deflectora.

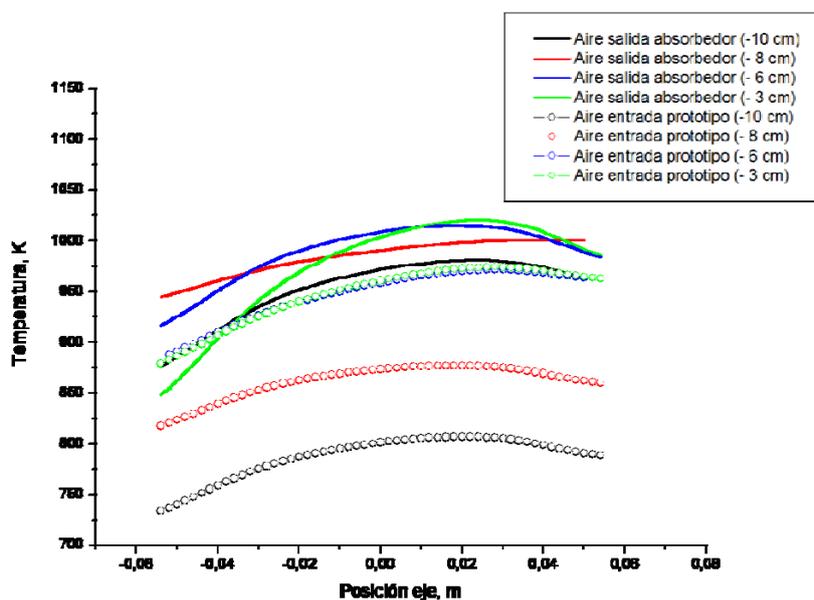


Figura 4.17. Distribución de temperatura del aire a la salida del absorbedor y a la entrada del prototipo de la cámara de proceso en el instante considerado como estado cuasi-estacionario para cada ensayo

Los resultados muestran que la variación de temperatura en la zona de inicio del proceso (desde la posición del termopar 22 hasta la supuesta zona de localización del elemento a tratar) es de unos 37 K y, en la parte final (desde la localización del elemento hasta el termopar 29), se presenta una desviación media de unos 10 K. Estas diferencias muestran la influencia de la lámina deflectora; puesto que se disminuye el gradiente de temperatura en un 73%.

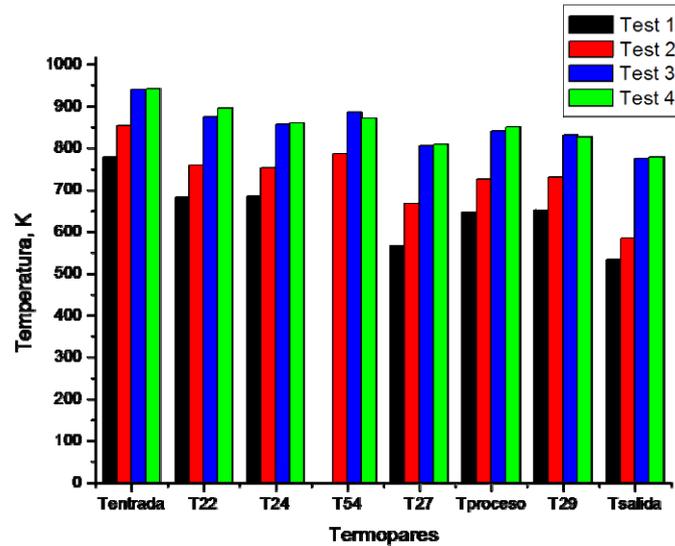


Figura 4.18. Distribución de temperatura del aire en el interior de la cámara de proceso en el instante considerado como estado cuasi-estacionario para cada ensayo

El gradiente total medio del proceso es de 43 K (desde el termopar 22 al 29), con un rango de temperatura máxima alcanzado entre 695 K y 890 K. En la Figura 4.19 se muestra la evolución de los cuatro ensayos con el tiempo de operación hasta alcanzar la temperatura máxima en el interior. Se estima que a las 2.5 horas de operación se alcanzan las condiciones de estado cuasi-estacionario seleccionadas, pudiéndose mantener durante, al menos una hora la temperatura en el rango de $\pm 5\%$ de la máxima alcanzada en cada caso.

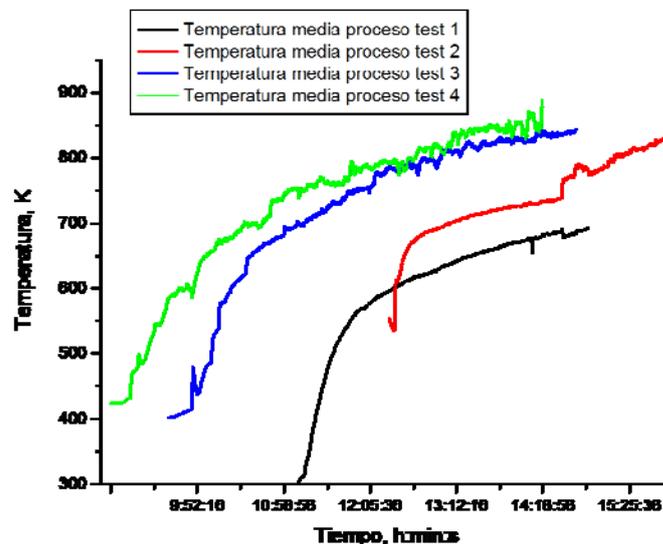


Figura 4.19. Distribución de temperatura del aire en el interior de la cámara durante cada ensayo

Por tanto, con la configuración ensayada, se muestra la capacidad de desarrollar un proceso de alta temperatura entre 700 K y 900 K (temperaturas mayores de 523 K), durante un tiempo de una hora con un rango de variación de temperatura entre 35 K y

40 K. Con objeto de lograr una mayor temperatura de proceso y determinar la posibilidad de desarrollar procesos de muy alta temperatura (a partir de 1273 K), se van a realizar modificaciones al diseño inicial (apartado 4.2.5).

4.2.4 Evaluación del aislamiento

La consideración de un material refractario en el aislamiento de la cámara produce la retención de parte del calor recibido a través del fluido portador. Para evaluar la potencia térmica retenida, se han desarrollado las simulaciones que reproducen los cuatro ensayos seleccionados, considerando el mismo caudal de aire (0.013 kg/s) y la distribución de temperatura a la entrada, para cada caso, en el estado cuasi-estacionario. En la Tabla 4.11 se observa que la potencia térmica retenida en la cámara de proceso es inferior al 10% de la potencia térmica recibida.

Tabla 4.11. Potencia térmica retenida en el material refractario según evaluación numérica

Ensayo	Potencia térmica a la entrada, W	Potencia térmica a la salida, W	Potencia térmica retenida, W	% Potencia térmica retenida
1	3148.67	2906.71	241.96	7.68
2	6302.25	5786.50	515.75	8.18
3	7890.43	7295.64	594.79	7.54
4	8310.88	7728.79	582.09	7.00

Fuente: Elaboración propia

Para evaluar el aislamiento de la cámara de proceso, se han comparado las medidas experimentales de los termopares situados en la capa de refractario con los situados en la carcasa (Tabla 4.12). Dicha comparación muestra que, ante mayores temperaturas en el refractario, la acción del material de aislamiento adquiere mayor importancia (36% frente al 3% de diferencia); permitiendo, a su vez, disminuir las pérdidas térmicas al exterior. Según estos resultados, ante incrementos medios de unos 130 K en el refractario, la temperatura media en la carcasa aumenta unos 60 K, disminuyendo en aproximadamente un 50% las pérdidas térmicas al exterior.

Tabla 4.12. Evaluación experimental del aislamiento de la cámara de proceso

Ensayo	Temperatura media de la capa superior del refractario, K	Temperatura media de la capa superior externa, K	Temperatura media de la capa inferior del refractario, K	Temperatura media de la capa inferior externa, K	Diferencia media de temperatura entre ambas capas, %
1	312.13	300.35	306.00	299.13	3.11
2	361.70	305.74	349.96	302.52	16.99
3	417.36	332.05	405.13	308.12	28.59
4	448.35	343.19	438.11	311.70	35.60

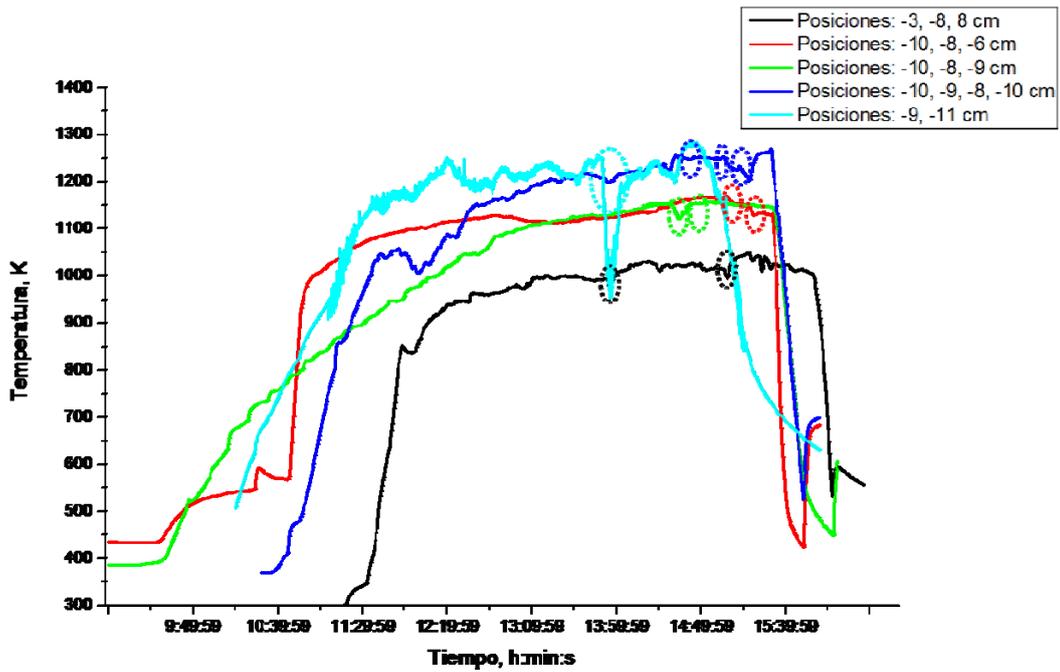
Fuente: Elaboración propia

4.2.5 Respuesta del sistema ante la variación de la posición focal durante el ensayo

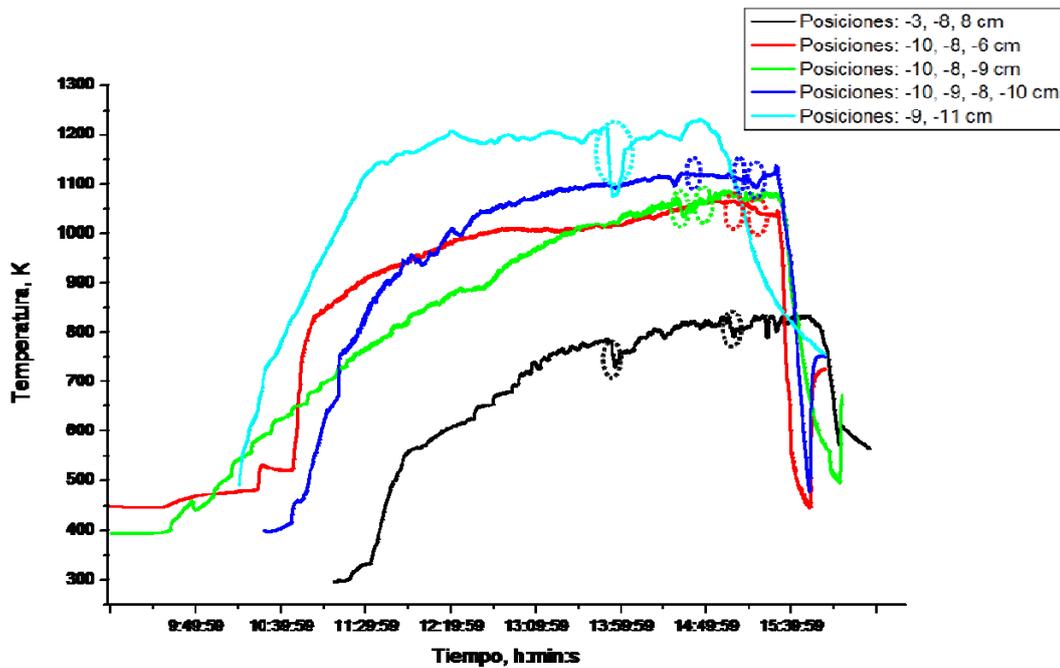
Un grupo de ensayos se han realizado teniendo en cuenta, durante su desarrollo, modificaciones en la posición focal, con el fin de analizar la respuesta del sistema receptor ante perturbaciones de la distribución de irradiancia. Para realizar el análisis de cada caso, se han considerado los perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor y en el interior de la cámara, con respecto al tiempo de duración del ensayo, y se han comparado en el instante en el que se produce la modificación de la posición focal.

El análisis de la respuesta del sistema ante perturbaciones en la distribución de irradiancia se ha desarrollado para cinco casos considerados, mediante la variación de la posición focal, una vez que se ha conseguido el estado cuasi-estacionario en la posición focal inicial. Se han tomado como referencia los perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor y en el interior de la cámara, de forma que se pueda detectar la alteración que sufren estos perfiles ante dichas modificaciones (Figura 4.20).

Los perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor vienen representados en la Figura 4.20 a), donde se puede observar que el cambio de la posición focal produce, en la mayoría de los casos, una variación de temperatura en el aire de entre ± 30 K y ± 50 K, acentuándose cuando existe una alteración adicional de otra variable. Éste es el caso del ensayo con una posición inicial de -9 cm, ya que, cuando se modificó la posición focal a -11 cm, coincidió con una bajada de la irradiancia solar directa debido al paso de nubes. Como consecuencia, la temperatura sufre una caída de unos 300 K, reflejada en la gráfica de la Figura 4.20 a (•).



a) Perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor



b) Perfiles de temperatura del aire en el interior de la cámara de proceso

Figura 4.20. Perfiles de temperatura durante el tiempo de ensayo para cinco casos considerados

Si se analiza el perfil de temperatura del interior de la cámara en el mismo instante en el que se produce la variación de la posición focal para cada ensayo, se observa que la variación de temperatura es menor que la que sufre el perfil del aire a la salida del absorbedor. Al considerar el caso de la pérdida de radiación solar, se observa que la pérdida de temperatura en el interior de la cámara se reduce en un 67% (la diferencia de temperatura en este caso es de unos 100 K). Por tanto, se amortigua el cambio brusco de

temperatura en el interior de la cámara debido a la influencia del material refractario y de aislamiento.

Consecuentemente, se observa que el uso del material refractario y de aislamiento en la estructura de la cámara de proceso permite amortiguar en cierto grado las fluctuaciones que sufre la temperatura de proceso como resultado de las alteraciones en la distribución de irradiancia.

4.3 MODIFICACIONES AL DISEÑO SELECCIONADO

4.3.1 Amortiguación de las zonas frías del absorbedor

Las zonas frías del absorbedor permiten la entrada de aire en la cámara de proceso a temperatura inferior que la alcanzada por el resto; lo que provoca la disminución de la potencia extraíble en el proceso. Para minimizar este efecto, se han analizado dos métodos con el fin de lograr una mayor temperatura del aire a la entrada de la cámara.

Se ha realizado un grupo de ensayos que registren el comportamiento del absorbedor, ante las modificaciones propuestas para evitar dichas zonas en el absorbedor, de forma que se consiga mayores temperaturas y homogeneidad térmica a la entrada de la cámara. Las zonas frías se generan como consecuencia del estrechamiento de la zona del foco o por un desplazamiento de éste, de forma que el aire que pasa a través de estas áreas alcanza una temperatura inferior al resto, disminuyendo así la temperatura media del aire a la entrada de la cámara.

Por un lado, se ha empleado un cemento de alta temperatura para cubrir dichas zonas frías (Figura 4.21, izquierda), impidiendo el paso de aire a través de ellas, y, por el otro, se ha usado a modo de cubierta dos fragmentos de ventana de cuarzo de un centímetro de espesor, separados de la superficie del absorbedor medio centímetro (Figura 4.21, derecha).

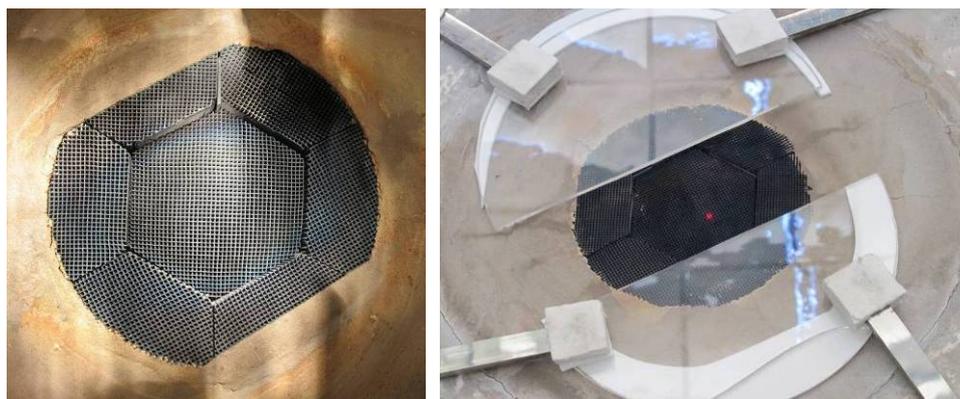


Figura 4.21. Métodos para amortiguar las zonas frías del absorbedor: homogeneización con cemento de alta temperatura (izquierda) y homogeneización con ventana de cuarzo (derecha).

4.3.1.1 Homogeneización con cemento de alta temperatura

Se han comparado dos ensayos realizados a la misma distancia focal (-10 cm) y condiciones de radiación solar directa semejantes (920 W/m^2) para analizar el efecto de la acción del cemento de alta temperatura sobre las zonas frías. Los resultados de dicha comparación vienen representados en la Figura 4.22, donde se muestran los perfiles térmicos, en el estado cuasi-estacionario, de la parte posterior del absorbedor y del aire a la entrada de la cámara.

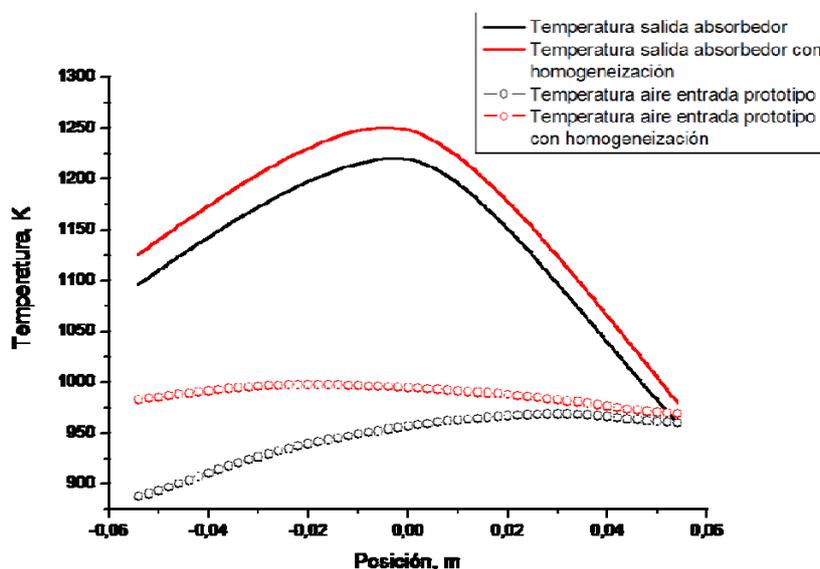


Figura 4.22. Distribución de temperatura del absorbedor en la parte posterior y del aire a la entrada del prototipo de la cámara para la homogeneización con cemento de alta temperatura

Para ambos perfiles, se observa, en el caso del absorbedor modificado, un ligero incremento de la temperatura, cercano a un 3%, y una mayor homogeneidad de la temperatura del aire a la entrada del absorbedor, con una diferencia de temperatura de

29 K frente a 81 K de la configuración sin modificar. Por tanto, este método permite obtener un mayor rendimiento del sistema.

4.3.1.2 Homogeneización con ventana de cuarzo

En este caso, se ha realizado una comparación análoga al caso anterior, considerando dos ensayos desarrollados a la misma distancia focal (-10 cm) y radiación solar directa (900 W/m^2). Los perfiles de temperatura obtenidos en el estado cuasi-estacionario, tanto para la parte posterior del absorbedor como para el aire que entra en la cámara de proceso, vienen representados en la Figura 4.23.

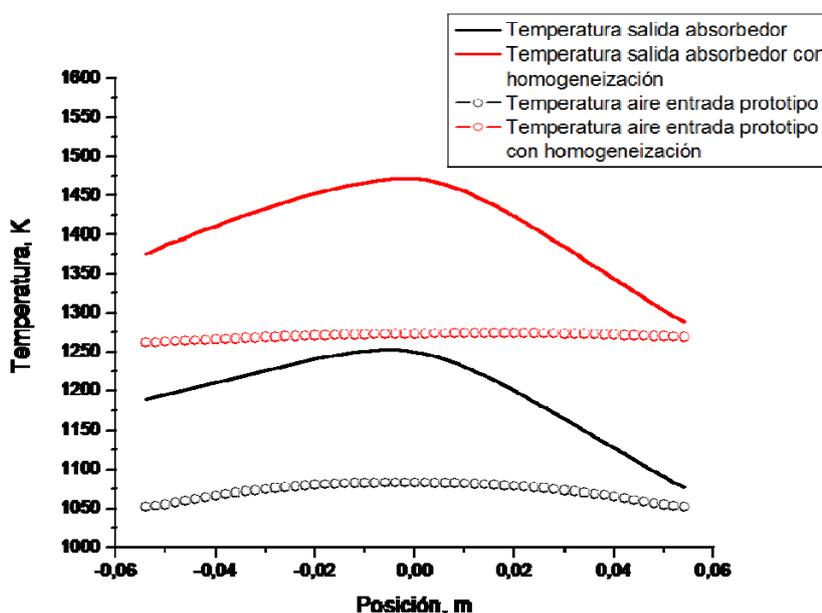


Figura 4.23. Distribución de temperatura del absorbedor en la parte posterior y del aire a la entrada de la cámara para la homogeneización con fragmentos de ventana de cuarzo

En ella, se puede observar que la diferencia entre los perfiles térmicos es de un 15%, presentando la temperatura mayor, para ambos perfiles, la configuración con la ventana de cuarzo situada en las zonas frías del absorbedor. En este caso, también se consigue una mayor homogeneización de la temperatura a la entrada de la cámara, con una diferencia de temperatura de 12 K, frente a los 32 K de la configuración inicial.

4.3.1.3 Comparación entre los métodos

La diferencia principal entre ambos métodos consiste en que, en el primer caso, el cemento bloquea el paso del aire a través del absorbedor y, en el segundo método, el sistema de colocación de los fragmentos de ventana de cuarzo permite la circulación del aire por todo el material absorbedor. Esto permite alcanzar una mayor diferencia de

temperatura entre los perfiles con ventana de cuarzo y sin ella (15 %) que la lograda entre los perfiles térmicos con y sin la modificación el cemento de alta temperatura (3%). Además, se consigue una mayor homogeneidad en la distribución de temperatura a la entrada de la cámara con la ventana de cuarzo (diferencia de 12 K frente a 29 K).

4.3.2 Influencia del volumen de cámara considerado para el desarrollo del proceso

Se ha considerado un grupo de ensayos para analizar la relación entre la temperatura alcanzada en el interior de la cámara y el volumen donde se va a realizar el proceso (Figura 4.25).

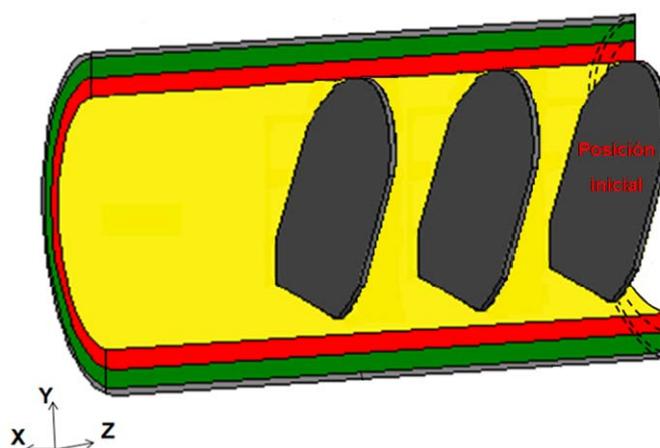


Figura 4.24. Métodos para modificar el volumen de la cámara de proceso: cambio de posición de la lámina deflectora (arriba), adición de una nueva capa de material refractario (abajo, a la izquierda) y adición de dos estrechamientos en la parte delantera (abajo, a la derecha)

Se han contemplado seis volúmenes diferentes, resultado de las modificaciones realizadas en la cavidad de la cámara, partiendo del volumen original, consistentes en:

- ◇ cambiar de posición de la lámina deflectora a dos distancias diferentes, para conseguir dos volúmenes distintos
- ◇ añadir un cilindro de 19 cm de diámetro interno de material refractario
- ◇ introducir dos conos de estrechamiento en la parte delantera del dispositivo.

Este análisis ha consistido en determinar la temperatura de proceso (cavidad de la cámara) alcanzada en el estado cuasi-estacionario de cada volumen considerado para evaluar la relación de dependencia entre ambas variables.

Con objeto de determinar la relación entre la temperatura alcanzada en el interior de la cámara y el volumen considerado, se han contemplado seis cavidades diferentes para la cámara de proceso y se ha evaluado la temperatura lograda en su interior, una vez alcanzado el estado cuasi-estacionario y definiendo como temperatura media del proceso aquella lograda en el volumen ocupado por el elemento que se pretende tratar (termopares centrales). En todos los casos, los niveles de irradiancia solar directa en el instante considerado corresponden a un intervalo de 900-935 W/m², con una apertura de atenuador entre el 80% y 90% y una distancia focal de -10 cm, por lo que la distribución de irradiancia en la superficie del absorbedor es similar en todos los casos.

La representación de la temperatura en función del volumen tratado (Figura 4.25) muestra una tendencia exponencial decreciente de la temperatura. Este hecho se corresponde con la idea de que en el límite de volumen infinito, la temperatura tiende a ser la ambiental y a volúmenes próximos a cero, ésta tiende a alcanzar la temperatura máxima, limitada por la concentración de la instalación.

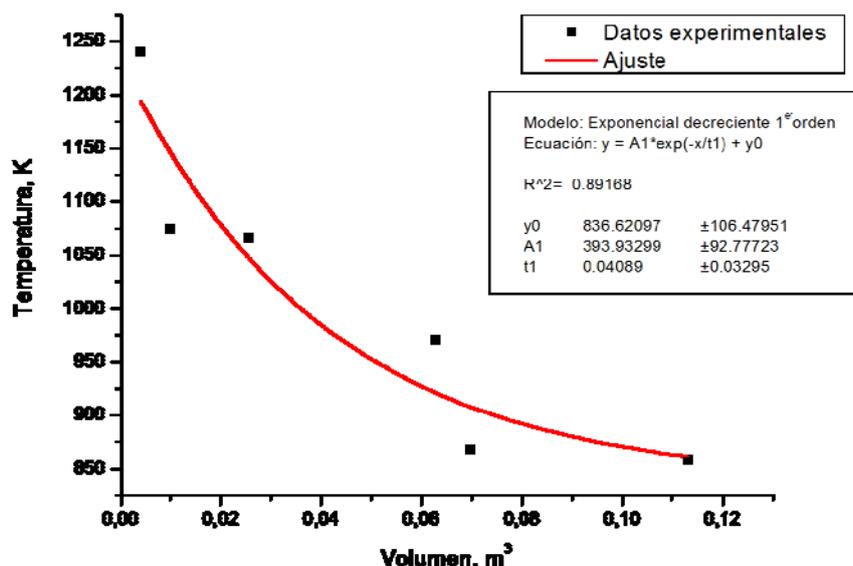


Figura 4.25. Relación entre el volumen de cavidad considerado en la cámara de proceso y la temperatura de proceso alcanzada en su interior

4.4 ANÁLISIS DE LA APLICABILIDAD DE LA TECNOLOGÍA DE CONCENTRACIÓN SOLAR A PROCESOS INDUSTRIALES DE ALTA TEMPERATURA

Según lo analizado, las temperaturas logradas en la cámara de proceso pertenecen a un rango entre 850 K y 1240 K. Teniendo en cuenta dichas temperaturas (Figura 4.25) y suponiendo unos volúmenes de tratamiento iguales a los considerados, los procesos que podrían llevarse a cabo pertenecen al rango de alta temperatura (apartado 1.4.2).

Los sectores que requieren una temperatura máxima de proceso abarcada por el rango obtenido con el prototipo solar son:

- ◇ Tratamiento térmico de materiales, con procesos como el temple (1173-1223 K), revenido (623-923 K), recocido completo (1073-1198 K), recocido de recristalización (873 K) y normalizado (1073-1198 K).
- ◇ Fabricación de baldosas cerámicas, siendo aplicable el tratamiento de tercer fuego (973-1173 K).
- ◇ Producción de cal, donde se requiere una etapa de cocción a temperaturas entre 1073 y 1173 K.

Según los datos experimentales obtenidos, para que el sistema receptor solar sea competitivo en procesos industriales de alta temperatura a nivel comercial, es necesario

que la cámara de proceso tenga una menor relación masa/volumen útil, puesto que el sistema diseñado requiere una gran parte del calor suministrado para hacer el calentamiento inicial. Esto evita que se puedan lograr mayores temperaturas en la cavidad interior o tratar un volumen mayor.

Para el análisis de la aplicabilidad a nivel industrial de la tecnología solar considerada, hay que tener en cuenta la posibilidad de hibridarla con otra fuente de energía, como por ejemplo el gas natural; de forma que suministre la cantidad de energía necesaria para tratar el volumen de producción considerado en los hornos industriales.

Partiendo de la base de que tanto la instalación convencional como la solar deben estar dimensionadas para suministrar la misma potencia al proceso, la combinación en serie de ambas fuentes de energía se podría llevar a cabo en la etapa del calentamiento del fluido. En ella, el calentamiento inicial del fluido se realizaría con la instalación solar, de forma que, a partir de esa temperatura, se calienta hasta la temperatura de proceso mediante métodos convencionales. Este sistema reduciría el consumo de combustible fósil proporcionalmente a la temperatura alcanzada mediante energía solar concentrada. Esta combinación tiene la ventaja de que realiza un uso del gas natural de manera más eficiente que cuando se emplea únicamente el método convencional, ya que el calentamiento con combustible fósil a temperaturas elevadas es más eficiente exergéticamente y más fácil de controlar. La desventaja que presenta este acoplamiento es que la instalación convencional debe disponer de elementos adaptados para la recepción de un fluido calentado a mayores temperaturas, lo que supone un coste adicional al de la instalación solar.

Si se considera un acoplamiento de ambas instalaciones en paralelo, conservan sus diseños independientes, sin necesidad de añadir equipos intermedios que requieran cumplir las especificaciones de las dos instalaciones. Este tipo de sistemas son los más empleados en sistemas solares de concentración media, puesto que el rango de temperatura de trabajo no permite aprovechar la mayor eficiencia del uso de combustible fósil a altas temperaturas.

4.5 DISEÑO Y ANÁLISIS DEL ABSORBEDOR

4.5.1 Caracterización del absorbedor

4.5.1.1 Porosidad

La porosidad de la estructura del absorbedor se ha determinado a partir de las dimensiones del canal y de la determinación de la unidad mínima de repetición del sistema (Figura 4.26 b). Para medir las dimensiones del canal se ha empleado un escalímetro de precisión y un microscopio electrónico de barrido (SEM) (Figura 4.26 a).

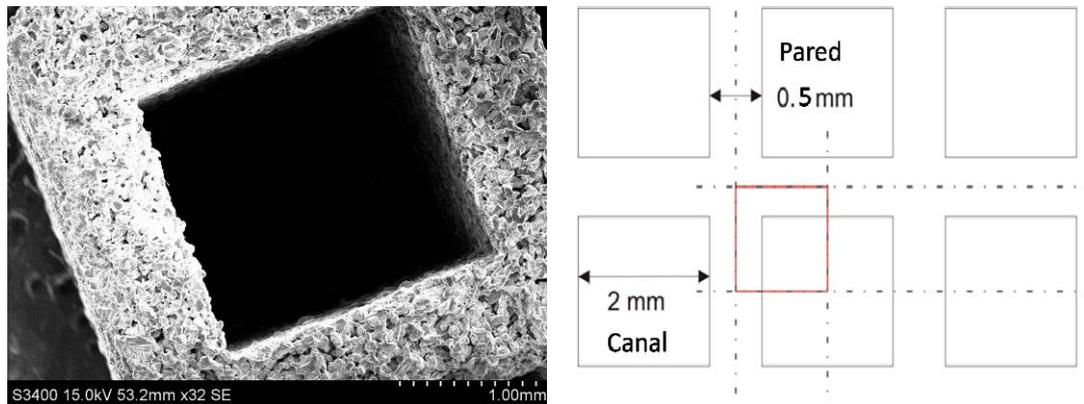


Figura 4.26. Descripción de las dimensiones de la estructura porosa: Imagen del canal de paso del aire a través del material absorbedor obtenida mediante el SEM (Scanning Electron Microscope) (izquierda) y dimensiones de la estructura porosa y determinación de la unidad mínima de repetición (rojo) (derecha)

Por tanto, teniendo en cuenta la unidad mínima de repetición y dividiendo el área porosa de dicha celda entre el área total, la porosidad (P_o) de la estructura viene determinada por:

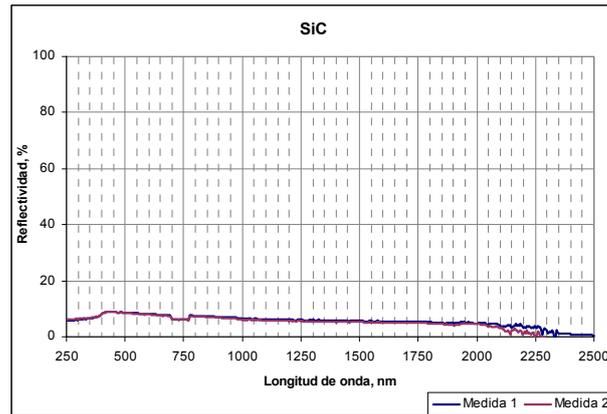
$$P_o = \frac{\left(\frac{l_{canal}}{2}\right)^2}{\left(\frac{l_{canal}}{2} + \frac{e_{pared}}{2}\right)^2} \quad (4.2)$$

siendo l_{canal} el lado del canal (m) y e_{pared} el espesor de la pared que separa a los canales (m). Sustituyendo los valores, se obtiene el valor de la porosidad:

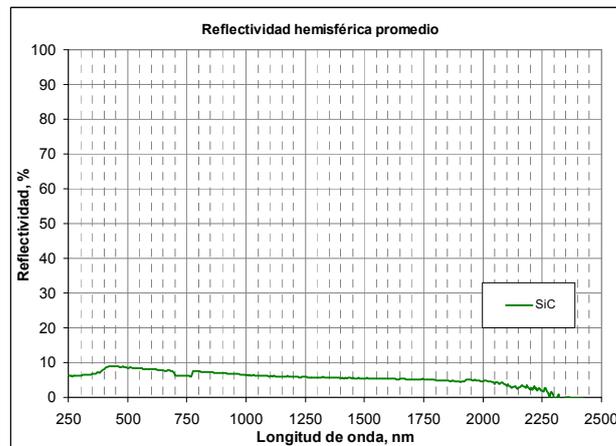
$$P_o = \frac{(0.001)^2}{(0.00125)^2} \rightarrow P_o = 0.64 \quad (4.3)$$

4.5.1.2 Absortividad y emisividad

La absortividad se ha estimado a partir de dos medidas de la reflectividad hemisférica (r) del material (reflexión en todas direcciones), realizadas con el espectrofotómetro Perkin-Elmer Lambda 1050 en el rango de 250-2500 nm (longitud de onda de la radiación térmica solar), que tienen en cuenta dos orientaciones diferentes del material (Figura 4.27).



a) Curva de reflectividad para mediciones con distinta orientación del material



b) Curva de la reflectividad hemisférica promedio del material

Figura 4.27. Medida de la reflectividad del material que absorbe la radiación concentrada incidente (Meyen, 2011)

A partir de estas medidas se ha obtenido una reflectividad promedio de 0.07 y, teniendo en cuenta que se trata de un material opaco (transmitancia nula), la absortividad viene dada por (Martin, 2004):

$$\alpha = 1 - r = 0.93 \quad (4.4)$$

La emisividad considerada para el SiC se ha obtenido de los datos obtenidos de la bibliografía, medida en todo el espectro del infrarrojo (Ballestrín, Cañadas y Rodríguez, 2008): $\varepsilon = 0.95$. Se debe tener en cuenta que la emisividad varía con la temperatura. Para

determinar la influencia de este parámetro, se deriva la ecuación de Stefan-Boltzman respecto de la emisividad y de la temperatura, obteniéndose que el error relativo de la medida de temperatura es un cuarto del error relativo en la medida de la emisividad (Marzo, 2012). Por tanto, si se considera un error del $\pm 10\%$ en la medida de emisividad, su influencia sobre la temperatura va a ser despreciable.

4.5.1.3 Coeficiente inercial y permeabilidad

La permeabilidad y el coeficiente inercial son dos parámetros necesarios en la caracterización de un material poroso. Su evaluación ha sido realizada en el sistema de medición instalado en el laboratorio de materiales del Departamento de Materiales Solares del DLR de Colonia, que consiste en determinar la caída de presión que experimenta el fluido al pasar por la muestra a diferentes velocidades. Dicha caída de presión puede ser descrita mediante la ley de Darcy expresada en la forma extendida de Forchheimer (Fend y cols., 2005):

$$\frac{\Delta P}{l} = \frac{\mu}{K_1} \cdot v + \frac{\rho}{K_2} \cdot v^2, \text{ Pa/m} \quad (4.5)$$

donde ΔP es la caída de presión (Pa); l , longitud medida en la dirección del flujo de aire a partir de la superficie de entrada del absorbedor (m); μ , la viscosidad dinámica del fluido ($\text{kg}/(\text{m}\cdot\text{s})$); ρ , densidad del fluido (kg/m^3); v , la velocidad del fluido (m/s); K_1 , es la permeabilidad (m^2) y K_2 , el coeficiente inercial (m).

A partir de los datos experimentales se obtiene una curva de ajuste de cuyos coeficientes se obtienen los valores de K_1 y K_2 :

$$\frac{\Delta P}{l} = 297.14 \cdot v + 63.15 \cdot v^2 \rightarrow K_1 = 6.11 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2; K_2 = 1.90 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad (4.6)$$

4.5.1.4 Factor de extinción

Los materiales de alta porosidad permiten que la radiación solar penetre en el volumen del material, de forma que la intensidad de dicha radiación se atenúa, según un proceso de absorción/reflexión múltiple que se puede aproximar a la siguiente ley exponencial (Fend y cols., 2005):

$$G(z) = G_0 \cdot e^{-\xi z} \quad (4.7)$$

donde $G(z)$ es la irradiancia que llega en la dirección del fluido (W/m^2); G_0 , es la irradiancia óptica que le llega al material absorbedor (W/m^2); z , es la profundidad en el material poroso (m) y ξ es el factor de extinción de la intensidad de la radiación (m^{-1}). Por lo que, la fuente volumétrica de calor (Q_V), viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_V = G_0 \cdot \xi \cdot e^{-\xi z}, \text{ W/m}^3 \quad (4.8)$$

La evaluación de ξ se ha realizado, sabiendo que:

- ◇ para el calor volumétrico inicial $z=0$ m, siendo $e^{-\xi z} = 1$
- ◇ para G_0 se considera el máximo (G_{pico}) de la distribución gaussiana de la irradiancia ofrecida por el Horno (apartado 3.2.3) afectado por el factor corrector obtenido de las imágenes de IR (apartado 3.2.4)
- ◇ la fuente de calor volumétrico inicial se considera del orden de 10^7 W/m^3 (Palero, 2008).

Con los datos anteriores, se ha calculado el factor de extinción ($\xi = 12.35 \text{ m}^{-1}$).

4.5.2 Propuesta de mejora del diseño

Una vez que se ha evaluado experimentalmente el sistema receptor volumétrico, se plantea hacer un estudio para mejorar la eficiencia del receptor de la radiación solar concentrada. La eficiencia térmica de la configuración experimental del absorbedor se ha obtenido a través de la comparación entre la energía del aire a la entrada del absorbedor y su energía a la salida.

Con objeto de mejorar el diseño del absorbedor para futuros trabajos, se ha planteado estudiar el comportamiento térmico de distintas estructuras de diferentes porosidades, de forma que se pueda predecir el efecto de la modificación del diseño del absorbedor en el rendimiento del proceso desarrollado. Las configuraciones propuestas, para el mismo material, se han simulado para el mismo ensayo (test 1) y han sido las siguientes:

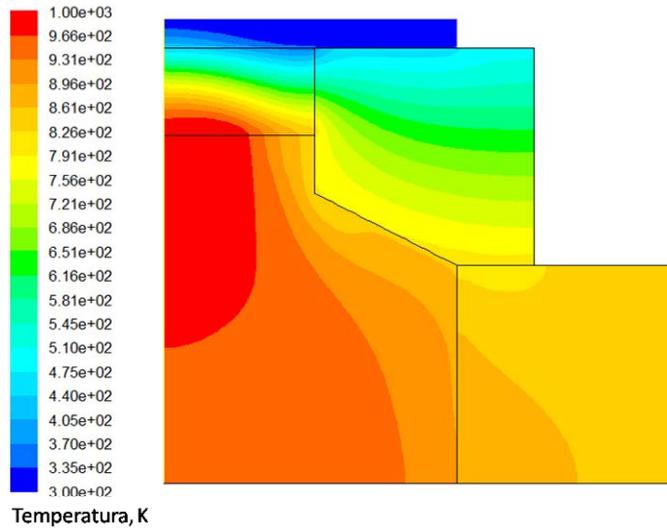
- ◇ Configuraciones de porosidad constante: 0.48 y 0.78.
- ◇ Configuraciones de porosidad gradual según la profundidad del absorbedor que varían cada 2 cm de forma decreciente (0.48-0.64-0.78) y creciente (0.78-0.64-0.48) respecto de la superficie.

- ◇ Configuraciones de porosidad gradual según la dirección radial del absorbedor que varían con el mismo espesor de forma decreciente (0.48-0.64-0.78) y creciente (0.78-0.64-0.48) respecto del centro del absorbedor.

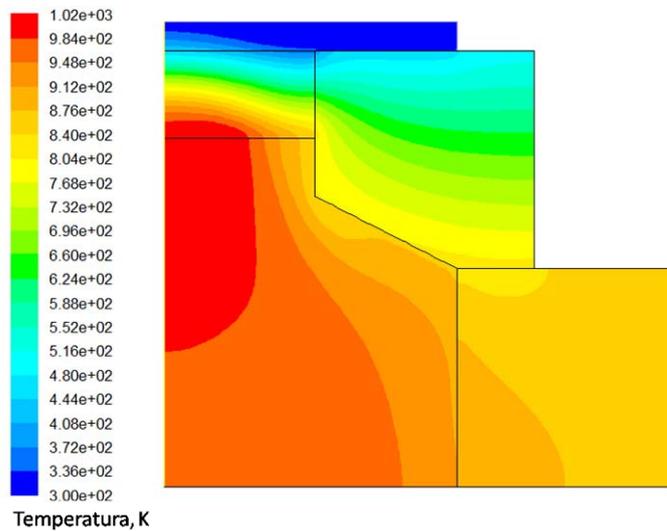
4.5.3 Modelización del absorbedor

El estudio del absorbedor mediante Fluidodinámica Computacional requiere la validación del modelo numérico empleado. Dicha validación se ha llevado a cabo mediante la comparación entre los perfiles teórico y experimental de la temperatura del aire a la salida del absorbedor, teniendo en cuenta que la configuración experimental considera una porosidad constante del 64%. Con tal fin se han seleccionado cuatro ensayos, que mantienen la misma configuración de receptor, y se ha obtenido el perfil de temperatura experimental en cada caso, tal y como se ha descrito en el apartado 3.3.3.2.6.

Los perfiles térmicos obtenidos de las simulaciones en dos dimensiones para cada ensayo considerado se presentan en la Figura 4.28. En estas simulaciones se ha tenido en cuenta como dominio de cálculo la mitad de la parte delantera del sistema receptor volumétrico y los materiales refractarios. Tanto los materiales de aislamiento como la otra mitad del absorbedor no se han incluido en la evaluación con objeto de simplificar el cálculo y disminuir el coste computacional.

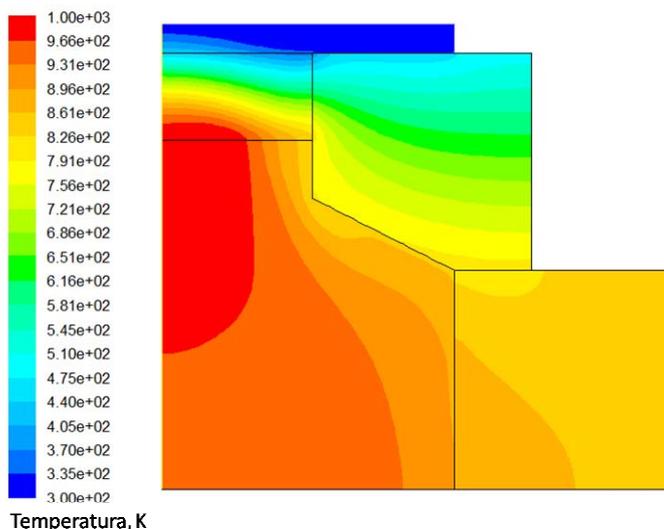


a) Perfil térmico obtenido de la simulación para el test 1

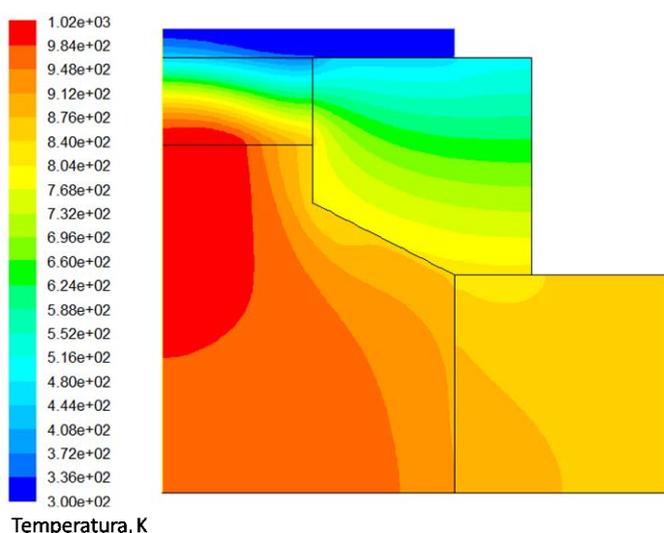


b) Perfil térmico obtenido de la simulación para el test 2

Figura 4.28. Distribución de temperatura obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64 (continúa)



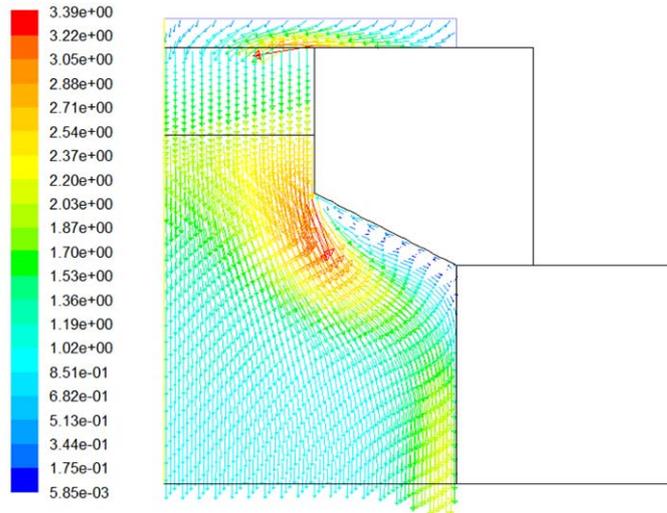
c) Perfil térmico obtenido de la simulación para el test 3



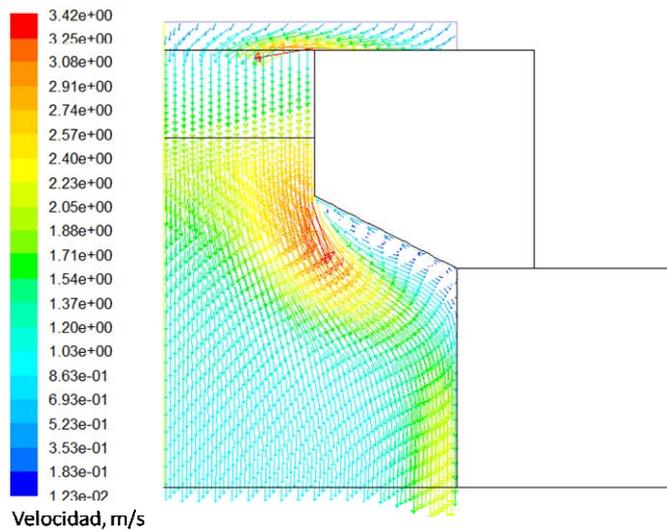
d) Perfil térmico obtenido de la simulación para el test 4

Figura 4.28. Distribución de temperatura obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64

La distribución de velocidad en cada caso es muy similar, habiendo un aumento de ésta en el codo de apertura entre el módulo absorbedor y la entrada de la cámara de proceso (Figura 4.29). Se observa que en las zonas donde el fluido está más caliente, la velocidad es mayor. Esto ocurre en las zonas cercanas a la pared de refractario y a la entrada de la cámara de proceso.

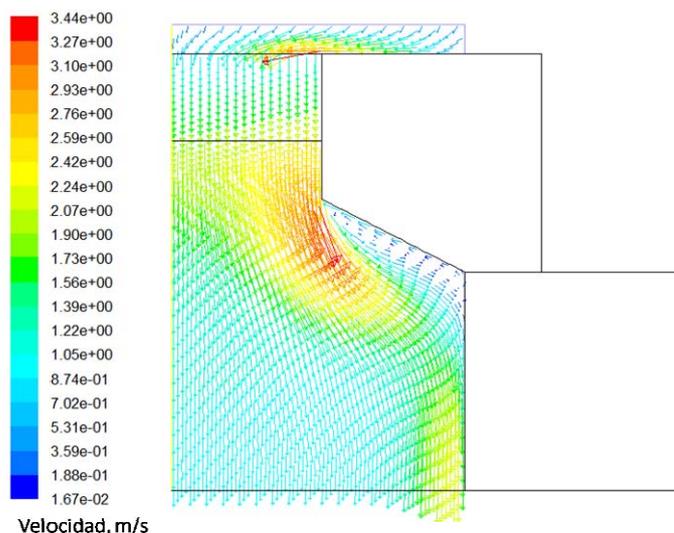


a) Distribución de velocidad obtenida de la simulación para el test 1

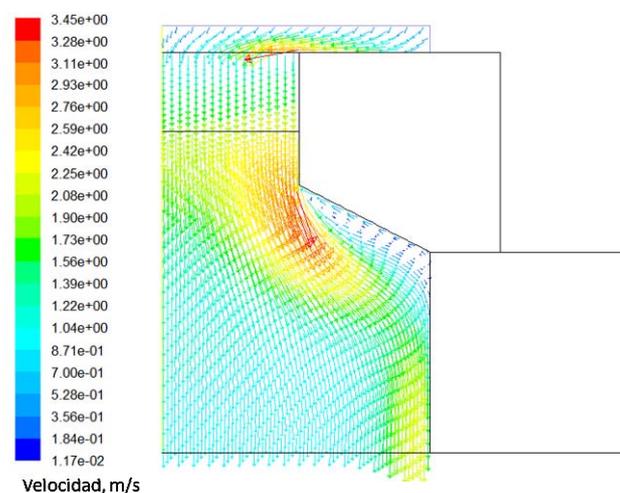


b) Distribución de velocidad obtenida de la simulación para el test 2

Figura 4.29. Distribución de velocidad obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64 (continúa)



c) Distribución de velocidad obtenida de la simulación para el test 3



d) Distribución de velocidad obtenida de la simulación para el test 4

Figura 4.29. Distribución de velocidad obtenida de las simulaciones realizadas con las condiciones experimentales de cuatro ensayos para la configuración experimental de porosidad 0.64

Los resultados de la comparación entre los perfiles experimental y teórico muestran que, aunque el máximo de la función gaussiana se suaviza, la distribución de la temperatura no es homogénea, presentando una disminución de la temperatura hacia los extremos del absorbedor. Este efecto aparece en los perfiles obtenidos mediante simulación (Figura 4.30), cuya desviación media respecto a los valores experimentales es de unos ± 27 K, teniendo en cuenta los cuatro casos seleccionados.

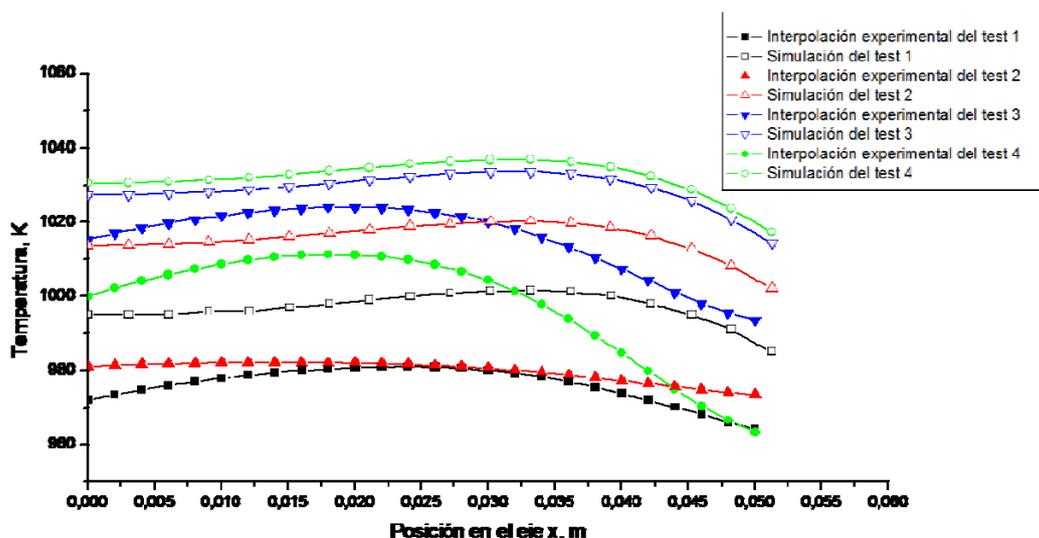


Figura 4.30. Perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbente para los cuatro experimentos seleccionados.

Considerando una desviación adimensional para cada punto comparativo (Figura 4.31), se tiene que los datos experimentales y teóricos difieren, como media, en un 3% y que el límite superior de desviación de los datos se puede situar en el 5%. Los datos que se encuentran por encima de este límite, proceden de la desviación experimental que presenta el perfil del test 4 en la zona más cercana al extremo del absorbente. Esto se puede deber al cambio de la posición del termopar de esa zona durante el ensayo o a una desviación de la posición del foco de radiación. No obstante, los valores que presentan la desviación máxima, están por debajo del 10% de desviación.

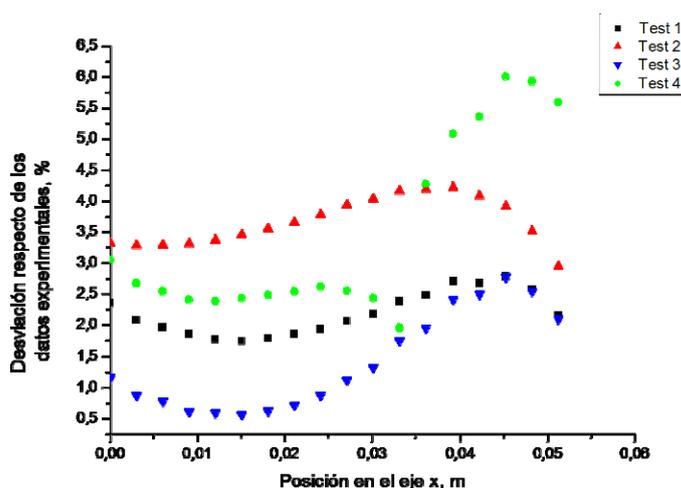


Figura 4.31. Desviación de los datos obtenidos de la simulación respecto de los experimentales

Por otra parte, para la validación también se ha tenido en cuenta la potencia radiante que recibe el absorbente, que depende de las propiedades ópticas de la instalación, y se ha comparado con la potencia térmica absorbida en la superficie del

absorbedor según la simulación. El valor experimental de la potencia generada por la instalación se ha calculado, en cada caso, con la ecuación 3.6 del apartado 3.2.2. La potencia absorbida en la superficie del absorbedor, según la simulación, se ha calculado mediante el calor específico del aire a la temperatura media de entrada, considerando, además, el caudal másico de aire que circula a través del absorbedor. La desviación existente entre ambos datos es menor al 5% (Tabla 4.13).

Por tanto, teniendo en cuenta ambos análisis, se puede predecir el comportamiento del absorbedor con una aproximación a los valores experimentales superior al 95%.

Tabla 4.13. Comparación de la potencia solar radiante proyectada por el Horno Solar sobre el absorbedor con la potencia solar radiante obtenida por la simulación.

Ensayo	T _m superficie del absorbedor según simulación, K	Potencia radiante a la entrada del absorbedor según simulación, W	Potencia radiante según propiedades del Horno Solar, W	Desviación, %
1	393.7	34260	32800	4.45
2	371.3	32227	30800	4.63
3	397.1	34571	34950	1.08
4	423.2	36975	38800	4.70

Fuente: Elaboración propia

4.5.4 Evaluación del factor de extinción

Para poder analizar las configuraciones propuestas para el absorbedor usando distintas porosidades, se debe evaluar el valor del factor de extinción para cada porosidad considerada (0.48 y 0.78), tomando como referencia la configuración experimental. El factor de extinción se tiene en cuenta en la ecuación implementada como UDF (ecuación 3.35) y se evalúa mediante la simulación de cada porosidad, considerando los mismos parámetros que los empleado en la simulación de referencia (porosidad=0.64).

Los coeficientes de transferencia de calor obtenidos en cada caso, se han comparado con el valor de referencia (Tabla 4.14), con el fin de obtener un factor de corrección que permita determinar la fuente de calor superficial absorbida según la porosidad y, en consecuencia, el nuevo valor del factor de extinción (ecuación 4.7 para z=0 m).

En dicha tabla se puede observar que, cuanto mayor sea la porosidad del material, mejor es la transferencia de calor entre el material y fluido, puesto que aumenta la

superficie expuesta al intercambio de calor. Además, el factor de extinción y la fuente volumétrica de calor aumentan con la porosidad, debido a que la penetración de la radiación solar es mayor.

Tabla 4.14. Cálculo del factor de extinción para las porosidades consideradas

Porosidad	Valor medio del coeficiente de transferencia de calor, $W/(m^2 \cdot K)$	Desviación del coeficiente respecto de la referencia, %	Factor de corrección	Fuente de calor volumétrico, W/m^3	Factor de extinción, m^{-1}
0.48	89.04	-10.44	0.89	$8.92 \cdot 10^6$	11.02
0.64	99.42	Referencia	Referencia	10^7	12.35
0.78	105.81	6.43	1.06	$1.06 \cdot 10^7$	13.15

Fuente: Elaboración propia

Para el test 1 las ecuaciones que describen las fuentes volumétricas de calor para cada porosidad son las siguientes:

◇ Porosidad = 0.48

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 11.02 \cdot e^{-11.02 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.9)$$

◇ Porosidad = 0.64

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 12.35 \cdot e^{-12.35 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.10)$$

◇ Porosidad = 0.78

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 13.15 \cdot e^{-13.15 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.11)$$

Cuando se considera un valor medio para la irradiancia de entrada, las ecuaciones a tener en cuenta son:

◇ Porosidad = 0.48

$$I(x, y) = 456000 \cdot 0.849 \cdot 11.02 \cdot e^{-11.02 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.12)$$

◇ Porosidad = 0.64

$$I(x, y) = 456000 \cdot 0.849 \cdot 12.35 \cdot e^{-12.35 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.13)$$

◇ Porosidad = 0.78

$$I(x, y) = 456000 \cdot 0.849 \cdot 13.15 \cdot e^{-13.15 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.14)$$

4.5.5 Análisis de la configuración con porosidad constante

4.5.5.1 Simulación de las configuraciones de porosidad constante

Las simulaciones de las porosidades de 0.48 y 0.78 se han desarrollado de forma análoga a las de la configuración experimental. El dominio de cálculo seleccionado, se ha dividido en los subdominios presentados en la Figura 4.32. Además, se han creado dos tipos de UDF para cada porosidad considerando, por un lado, la distribución gaussiana y, por otro lado, teniendo en cuenta un valor medio para el término de G_0 (ecuación 4.7). La ecuación gaussiana permite identificar en condiciones reales la localización de las zonas de sobrecalentamiento y el valor medio permite comparar la eficiencia térmica con la obtenida en la configuración gradual en función de la dirección radial.

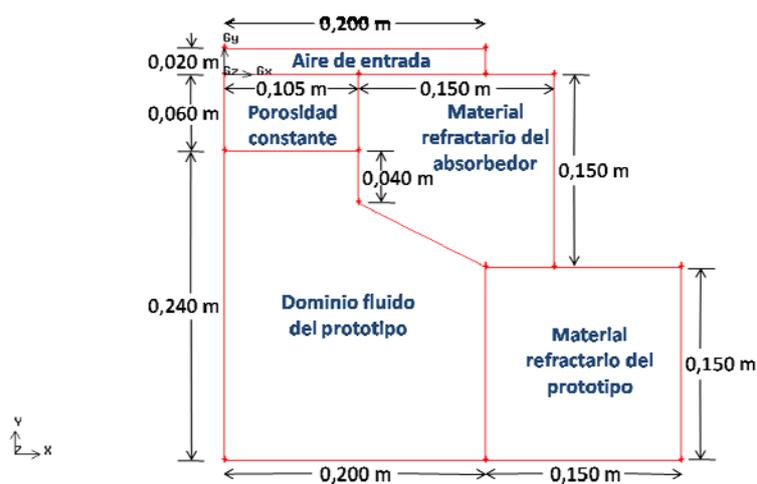
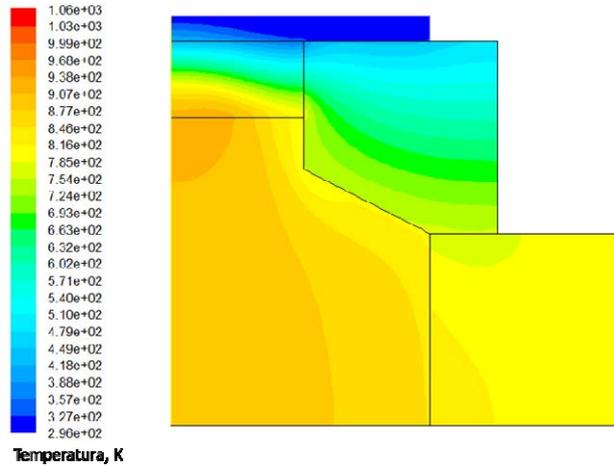


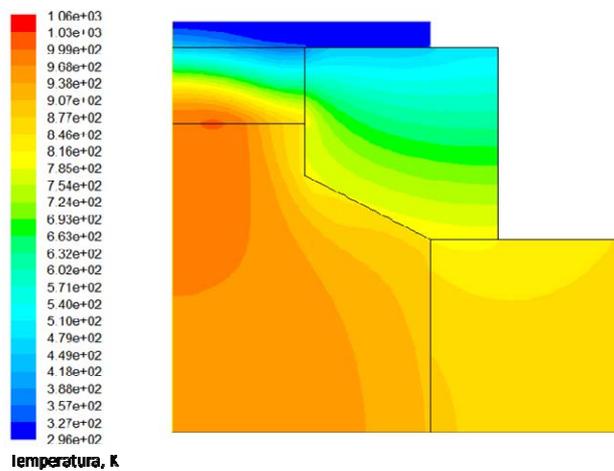
Figura 4.32. Subdominios considerados en la simulación de la porosidad constante.

4.5.5.2 Distribución gaussiana de la irradiancia solar

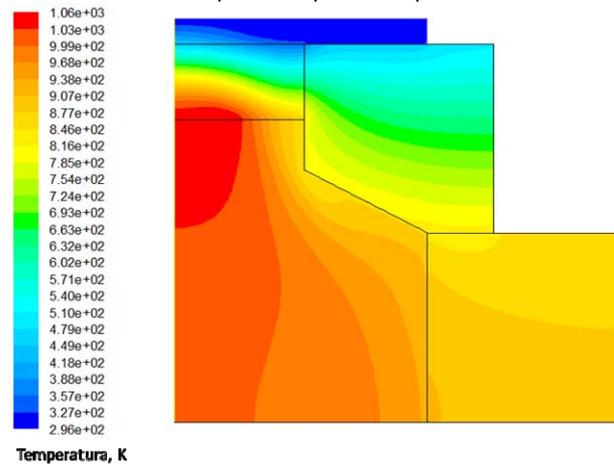
Con el fin de optimizar la porosidad considerada para el absorbedor, se ha tenido en cuenta una porosidad menor que la experimental (0.48) y otra mayor (0.78). La distribución de temperatura (Figura 4.33) muestra que la temperatura máxima en el fluido (1058 K) se consigue con la porosidad mayor (Figura 4.33 c). El absorbedor de menor porosidad presenta un perfil de temperatura de entrada más homogéneo (Figura 4.33 a). En este caso absorción y la cesión de energía se realiza de forma más progresiva, puesto que tiene una mayor masa de absorción y una menor superficie de intercambio de calor.



a) Distribución de temperatura para una porosidad del 48%



b) Distribución de temperatura para una porosidad del 64%



c) Distribución de temperatura para una porosidad del 78%

Figura 4.33. Distribución de temperatura para el dominio seleccionado

Por otro lado, la distribución de la velocidad en el dominio se representa en la Figura 4.34, donde se aprecia que la velocidad máxima del fluido se localiza en el ángulo de apertura de la entrada del dispositivo. En la zona que existe entre dicho ángulo

y la pared del prototipo existe un flujo de retorno, cuya velocidad es prácticamente nula (0.011 m/s). Este comportamiento en la velocidad del fluido es común a todas las configuraciones consideradas.

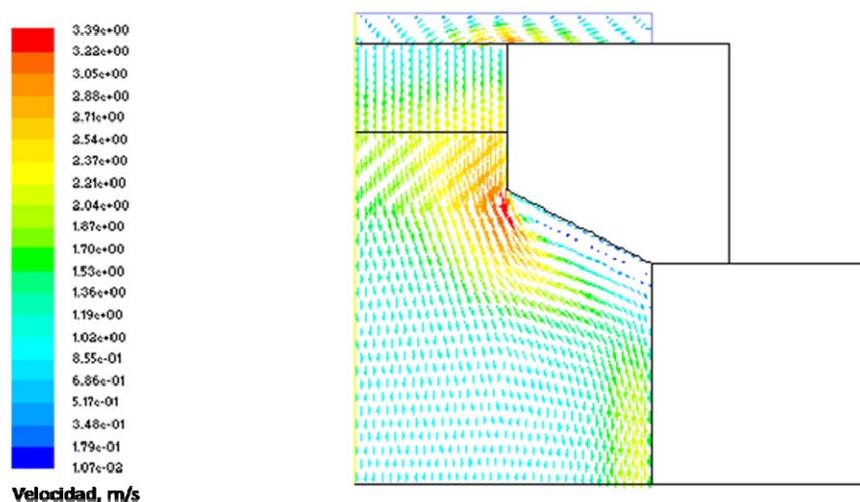
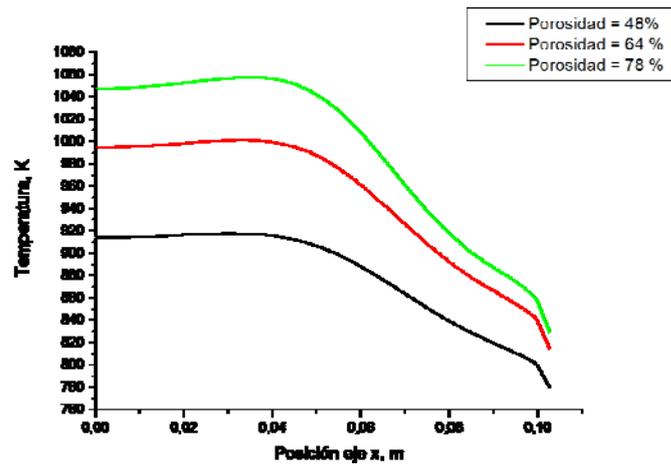
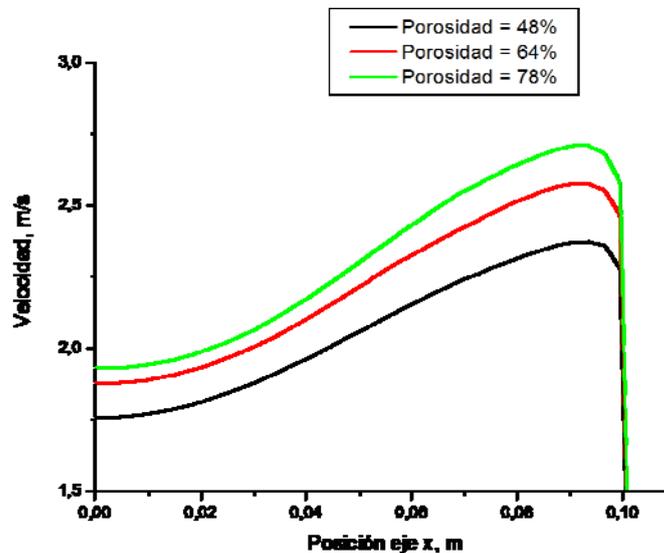


Figura 4.34. Desviación de los datos obtenidos de la simulación respecto de los experimentales

También se han comparado los perfiles de temperatura y velocidad de las tres porosidades a la salida del absorbedor. Según la distribución del perfil térmico (Figura 4.35 a), el correspondiente a la porosidad mayor presenta un mayor gradiente de temperatura a la salida, lo que se deberá tener en cuenta para determinar si el material del absorbedor es capaz de soportar el choque térmico al que está sometido. Se puede observar en la Figura 4.35 b), que el efecto del gradiente térmico se ve reforzado por la disminución de la velocidad del fluido en el centro del absorbedor, ya que hay una menor refrigeración. Ésta es la zona del absorbedor que sufre un sobrecalentamiento y donde existe mayor probabilidad de que sufra una rotura.



a) Perfiles de temperatura del aire para las tres porosidades



b) Perfiles de velocidad del aire para las tres porosidades

Figura 4.35. Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar incidente

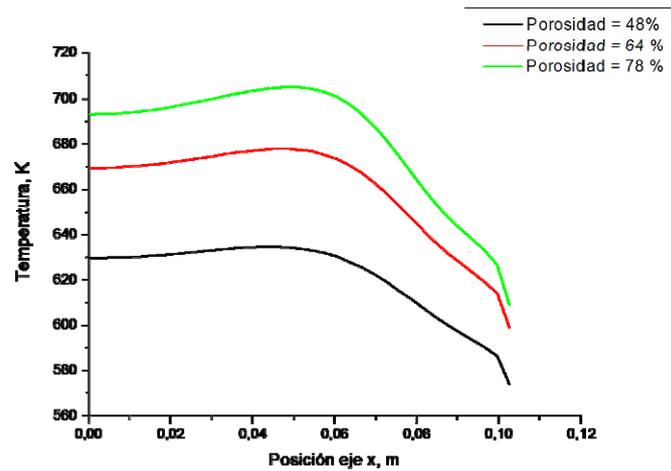
Con objeto de evaluar la influencia de la porosidad en la cantidad de energía térmica transferida al aire, se han comparado los valores medios de cada perfil para las nuevas porosidades consideradas, con respecto a los valores de la porosidad de referencia (64%). Los resultados muestran que la porosidad menor (48%) alcanza valores inferiores, tanto para la temperatura como para la velocidad del fluido, con una diferencia del orden de un 7%. Sin embargo, dichos valores son un 4% mayor para una porosidad del 78%. Por tanto, con la configuración de mayor porosidad se transfiere mayor cantidad de energía al aire.

4.5.5.3 Consideración de un valor medio para la irradiancia solar sobre el absorbedor

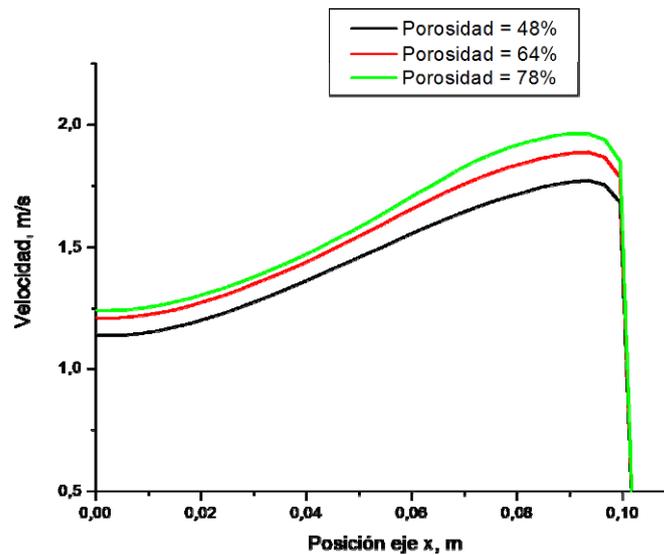
Cuando se considera un valor medio para la irradiancia solar, las expresiones que definen la fuente volumétrica de calor para cada porosidad vienen dadas por las ecuaciones 4.9, 4.10 y 4.11. Los resultados de las simulaciones muestran también que la configuración de porosidad mayor alcanza la máxima temperatura (705 K).

En la Figura 4.36 se presentan los perfiles de temperatura y velocidad, para cada caso, apreciándose una distribución similar a la obtenida en el caso de la función gaussiana. Sin embargo, el rango de temperatura alcanzado es inferior, debido a que considerar un valor medio para la densidad de flujo de la radiación conlleva implementar un aporte de potencia solar radiante menor que cuando se tiene en cuenta una distribución gaussiana (alrededor de un 10% de diferencia entre ambas), y la diferencia relativa de temperatura respecto de la configuración de referencia se mantiene en un 6.4%, para la porosidad del 48%, y en un 4% para la porosidad del 78%.

La variación de la velocidad, respecto de la configuración de referencia, alcanza un 5.8% para la configuración de menor porosidad y un 2%, para la configuración de porosidad mayor. Esto confirma la mejor adaptación de la estructura de alta porosidad a los requerimientos del receptor solar, puesto que se logran mayores temperaturas en el aire, sin que implique una disminución sustancial de la velocidad de paso del fluido, lo que, en caso de producirse, evitaría la refrigeración del material poroso y favorecería la aparición de zonas de sobrecalentamiento.



a) Perfiles de temperatura del aire para las tres porosidades



b) Perfiles de velocidad del aire para las tres porosidades

Figura 4.36. Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar

4.5.6 Análisis de la configuración con porosidad gradual con la profundidad

4.5.6.1 Simulación de las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad del absorbedor

Una vez analizadas las distintas configuraciones con porosidad constante, se plantea un diseño para el absorbedor con porosidad gradual en función de la profundidad, empleando las mismas porosidades anteriores. En este caso, el subdominio del absorbedor se ha dividido en tantas partes como porosidades consideradas (Figura 4.37) y se han planteado dos configuraciones combinando los tres tipos de porosidades:

distribución creciente y distribución decreciente, tomando como referencia la superficie del absorbedor.

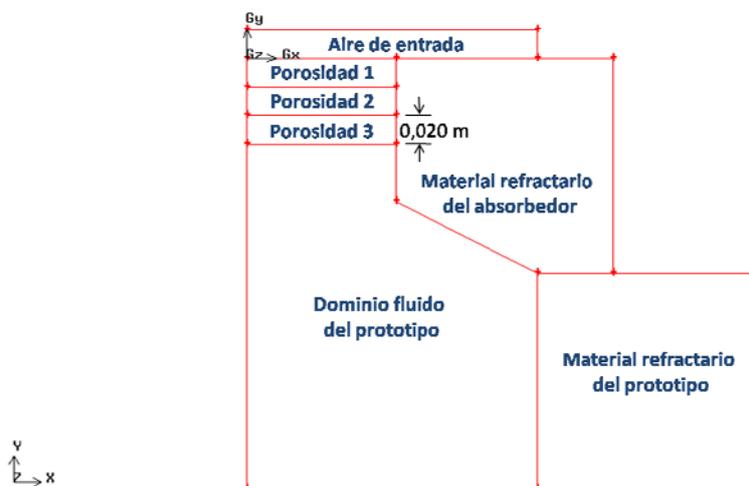


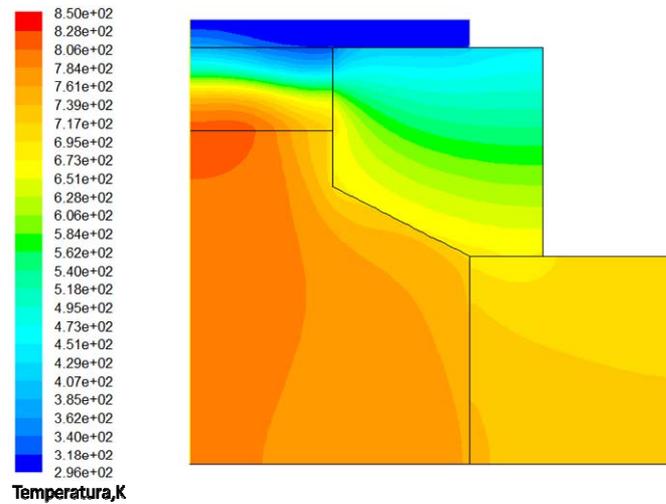
Figura 4.37. Subdominios considerados en la simulación de la porosidad gradual según la profundidad del absorbedor.

La simulación de esta configuración tiene en cuenta los mismos parámetros que la de referencia, pero considerando para cada porosidad una UDF distinta en la definición de la fuente volumétrica de calor; ya que el factor de extinción es distinto en cada caso. Esto obliga a emplear tres funciones de usuario distintas, por lo que se crea una biblioteca de archivos que englobe dichas funciones, de forma que el programa de Fluidodinámica Computacional pueda trabajar con todas a la vez. En este caso la unión entre los subdominios del medio poroso se ha considerado como pared interna y se han mantenido las condiciones de contorno ya fijadas. En este caso, también se ha contemplado una UDF con la distribución gaussiana y, otra, con el valor medio para G_0 .

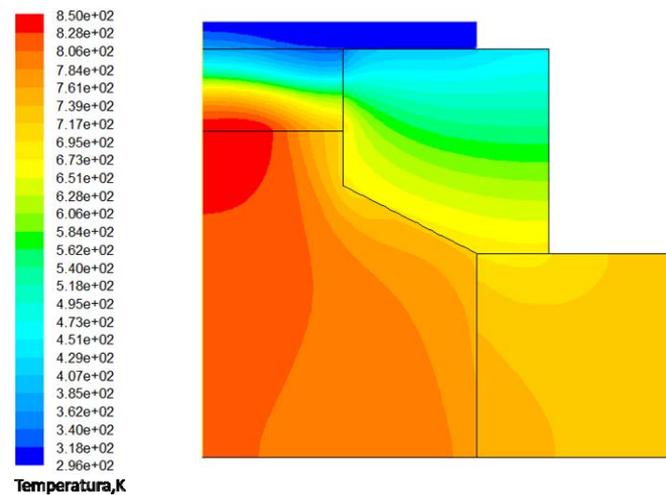
4.5.6.2 Distribución gaussiana de la densidad de flujo de la radiación solar sobre el absorbedor

Dos diferentes configuraciones han sido consideradas para analizar el efecto de la porosidad gradual en función de la profundidad del absorbedor, teniendo en cuenta la distribución gaussiana como fuente de energía incidente sobre la superficie del absorbedor. Una de las configuraciones consideradas tiene en cuenta el cambio creciente de la porosidad (0.48-0.64-0.78), tomando como referencia la superficie del absorbedor, y el otro diseño, la porosidad decreciente (0.78-0.64-0.48). Los resultados de las simulaciones (Figura 4.38) muestran que la temperatura máxima es alcanzada por la

configuración decreciente (844 K) y la creciente mantiene en un área mayor el rango máximo de temperatura.



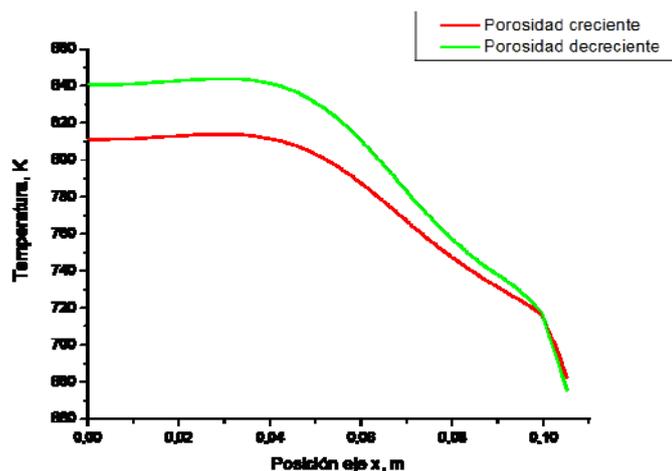
a) Distribución de temperatura para una porosidad creciente con la profundidad



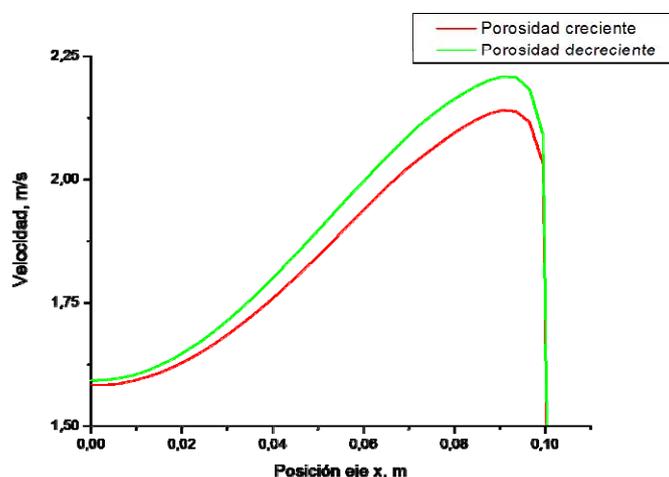
b) Distribución de temperatura para una porosidad decreciente con la profundidad

Figura 4.38. Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la profundidad para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar

La diferencia existente entre los valores medios de temperatura de los perfiles mostrados en la Figura 4.39 es de un 2% y, para la velocidad, de un 3%, presentando un gradiente mayor la configuración de porosidad decreciente. En ambos casos, la velocidad en el centro del absorbedor presenta un mínimo, donde se localiza la zona sobrecalentada.



a) Perfiles de temperatura del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad



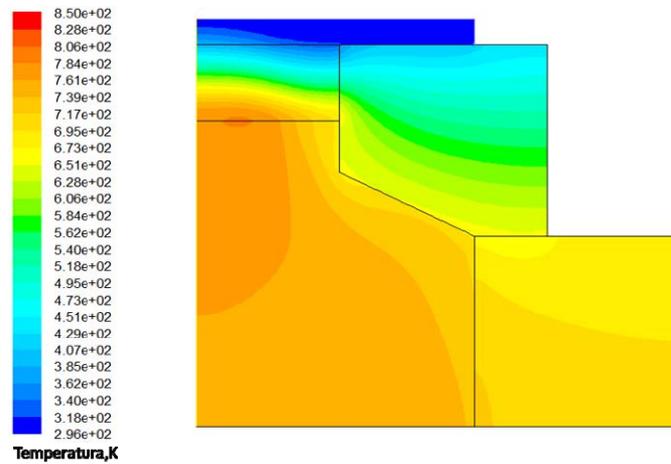
b) Perfiles de velocidad del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad

Figura 4.39. Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad para una distribución gaussiana de densidad de flujo de la radiación solar

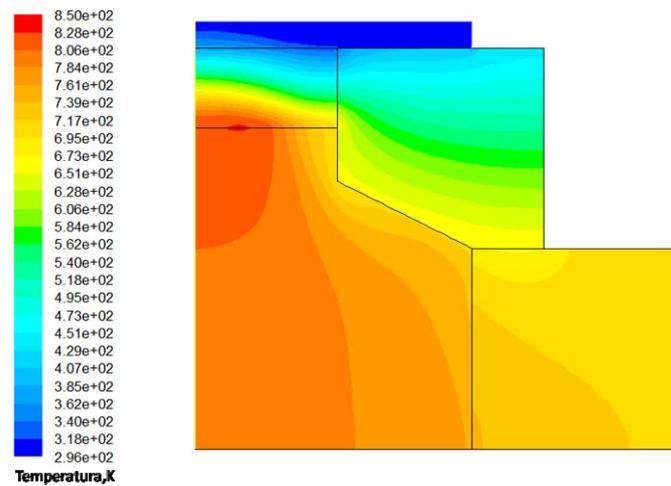
4.5.6.3 Consideración de un valor medio para la densidad de flujo de la radiación solar sobre el absorbedor

En la Figura 4.40 se observa el perfil de temperatura del dominio de cálculo seleccionado para la configuración gradual según la profundidad, considerando un valor medio para la densidad de flujo de la radiación solar. En este caso se puede apreciar que el gradiente máximo de temperatura, respecto de las simulaciones que consideran la función de Gauss, corresponde a 29 K, para la configuración creciente, y 15 K, para la decreciente en el perfil de temperatura a la salida del absorbedor. Si se comparan estos gradientes con los obtenidos para las configuraciones de porosidad constante, se observa que esta configuración tiene un comportamiento más estable ante variaciones en la

fuente de energía; puesto que el gradiente para la porosidad del 48% es de 283 K, de 323 K para un 64% de porosidad y 352 K para la porosidad máxima (Figura 4.36). Esta característica es muy favorable en el caso de receptores solares, puesto que el foco de energía solar concentrada puede sufrir variaciones a lo largo del desarrollo del proceso.



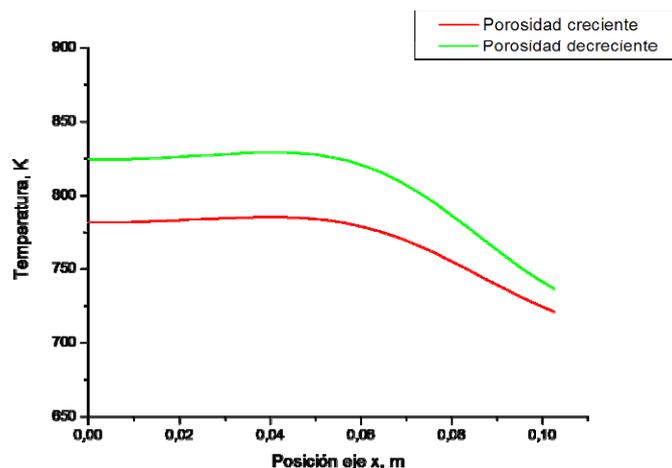
a) Distribución de temperatura para una porosidad creciente con la profundidad



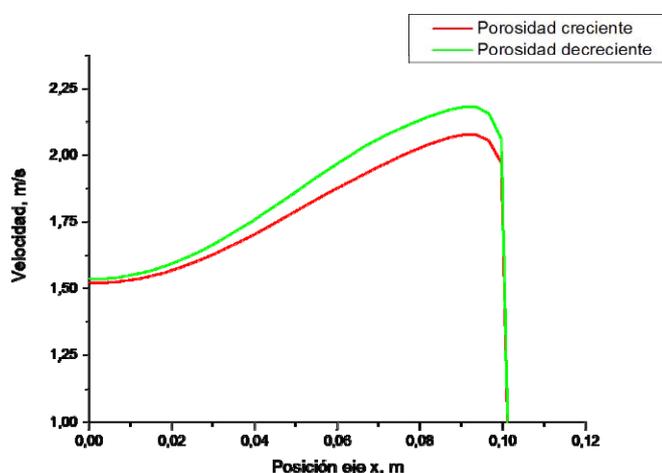
b) Distribución de temperatura para una porosidad decreciente con la profundidad

Figura 4.40. Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la profundidad para un valor medio de la densidad de flujo de la radiación solar

La distribución de temperatura presentada en la Figura 4.41 muestra que la temperatura máxima alcanzada en la configuración decreciente (829 K) es mayor que la lograda con la creciente (785 K). La diferencia entre los valores medios de los perfiles de temperatura a la salida del absorbente es de un 4%, siendo esta diferencia de un 3.5% para la velocidad.



a) Perfiles de temperatura del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad



b) Perfiles de velocidad del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad

Figura 4.41. Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la profundidad para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar

4.5.7 Análisis de la configuración con porosidad gradual en la dirección radial

4.5.7.1 Simulación de las configuraciones de porosidad gradual según la dirección radial del absorbedor

Adicionalmente a la configuración de porosidad gradual en función de la profundidad, se ha propuesto su variación en función de la dirección radial, considerando el sentido creciente y decreciente partiendo del centro del absorbedor. Para la simulación de esta configuración, se ha seguido el mismo procedimiento que el desarrollado para el caso anterior, dividiendo en tres partes (correspondientes a cada

porosidad) el subdominio del absorbedor. Ambos casos se diferencian en la geometría considerada en los subdominios del material poroso (Figura 4.42).

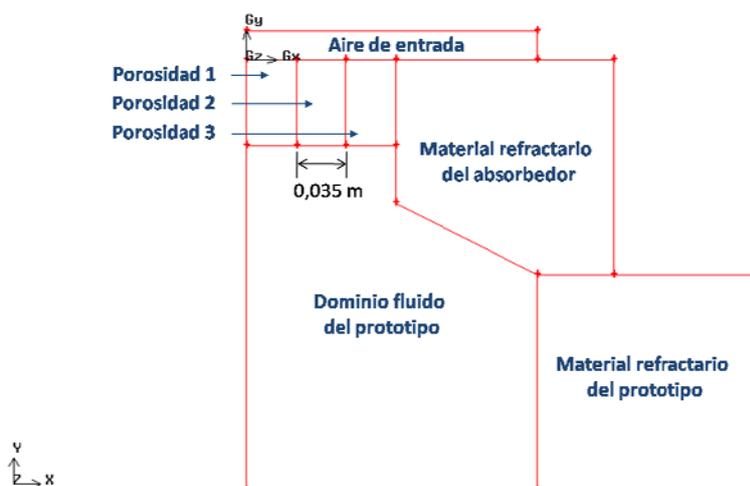


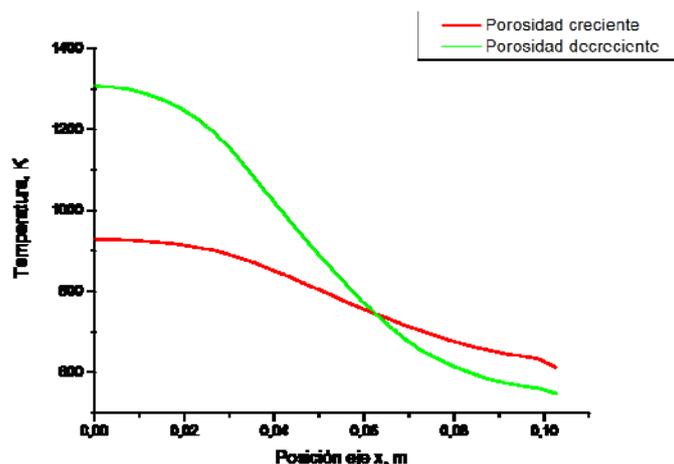
Figura 4.42. Subdominios considerados en la simulación de la porosidad gradual según la dirección radial del absorbedor.

Para implementar en la simulación la distribución de la fuente de energía volumétrica en el absorbedor, se debe incluir la ecuación 3.35, adaptada a cada porosidad, en cada subdominio del absorbedor. Esto supone que, si se emplea la ecuación gaussiana como densidad de flujo incidente, se tiene en cada subdominio un máximo. Esto no ocurre experimentalmente, por lo que, en este caso, se ha considerado una fuente volumétrica de calor con un valor medio para la densidad de flujo incidente sobre la superficie del absorbedor. De esta forma, se evita implementar los tres máximos de densidad de flujo definidos por cada función gaussiana.

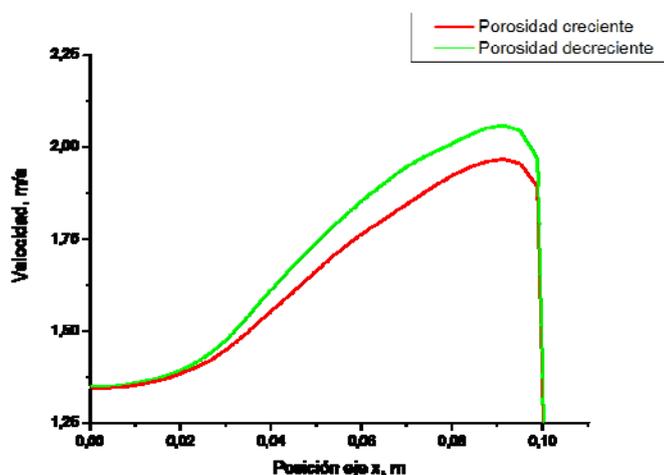
4.5.7.2 Consideración de un valor medio para la densidad de flujo de la radiación solar

Con el fin de minimizar el efecto del sobrecalentamiento en la parte central del absorbedor, se han planteado dos configuraciones de porosidad gradual en la dirección radial. Una de ellas contempla un incremento de la porosidad desde el centro del medio poroso y, la otra, una porosidad decreciente.

El análisis de los perfiles de temperatura y velocidad muestra que la configuración de porosidad decreciente presenta un gradiente mayor para las dos variables (Figura 4.43), con una diferencia de temperatura de un 58%. Por tanto, el sobrecalentamiento que presenta esta configuración es mayor que las consideradas anteriormente.



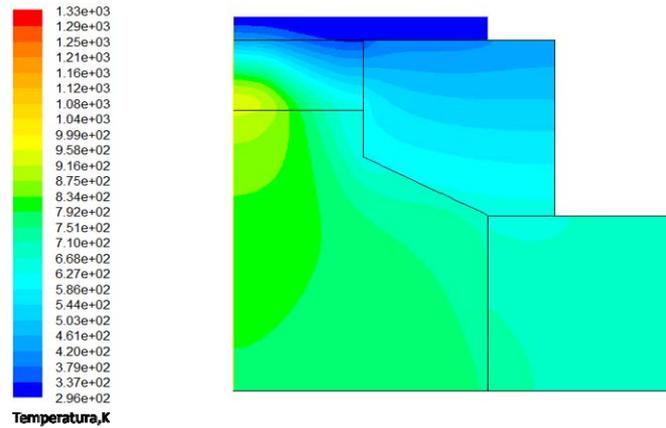
a) Perfiles de temperatura del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la dirección radial



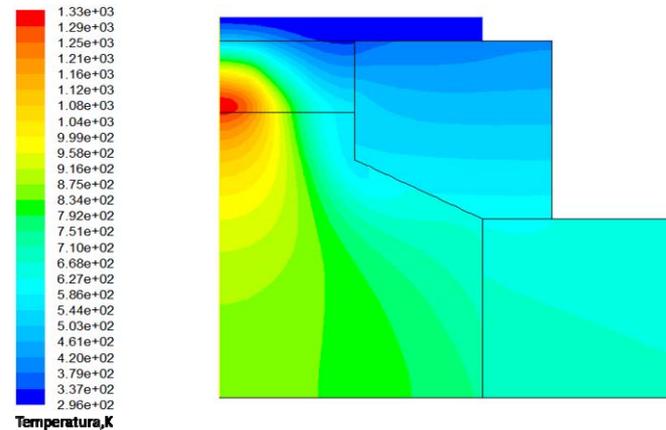
b) Perfiles de velocidad del aire para las configuraciones de porosidad gradual con la dirección radial

Figura 4.43. Perfiles de temperatura y velocidad del aire a la salida del absorbedor para las configuraciones de porosidad gradual con la dirección radial

Para la porosidad gradual en dirección radial, existe una distribución de temperatura distinta respecto a los casos anteriores (Figura 4.44). La temperatura máxima se encuentra concentrada en un área más pequeña, con un máximo de 938 K para la porosidad creciente y de 1323 K para la decreciente. La distribución de temperatura de mayor homogeneidad se presenta en la configuración de porosidad creciente.



a) Distribución de temperatura para una porosidad creciente con la dirección radial



b) Distribución de temperatura para una porosidad decreciente con la dirección radial

Figura 4.44. Distribución de temperatura para el dominio seleccionado para una porosidad gradual con la dirección radial

Para poder comparar el comportamiento de la porosidad gradual, según la dirección radial, con el que presenta la configuración de porosidad gradual respecto a la profundidad, se ha considerado la misma distribución de flujo de radiación solar sobre el absorbedor (misma potencia solar radiante); teniendo en cuenta, para ambos casos, un valor medio para la fuente de energía superficial, en lugar de contemplar una distribución gaussiana. Los resultados de la simulación (Figura 4.40) muestran que, para una variación de la porosidad según la profundidad, se alcanza una temperatura menor en ambas configuraciones (785 K para la porosidad creciente y 829 K para la decreciente). Sin embargo, la distribución de temperatura en este caso es más homogénea que para la variación de la porosidad en la dirección radial.

4.5.8 Evaluación de la eficiencia térmica de las configuraciones propuestas

Con el fin de seleccionar la configuración de receptor volumétrico solar más adecuada, se ha definido la eficiencia térmica de todos los diseños propuestos, tomando como base los resultados obtenidos por las simulaciones que consideran un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar. Dicha eficiencia térmica viene expresada por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q_{conv}}{Q_{rec}} \quad (4.15)$$

donde η es la eficiencia térmica del absorbedor, Q_{conv} es el flujo de calor convectivo y Q_{rec} , el flujo de calor absorbido asociado a la radiación solar concentrada incidente.

Q_{conv} viene expresado por la siguiente ecuación:

$$Q_{conv} = m_{aire} \cdot c_{P_{aire}} \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.16)$$

siendo m_{aire} el caudal másico de aire que pasa a través del absorbedor (kg/s), $c_{P_{aire}}$ el calor específico del aire (J/(kg·K)), T_2 la temperatura media del aire a la salida del absorbedor y T_1 la temperatura del aire a la entrada del absorbedor.

Q_{rec} se define como la irradiancia que llega al absorbedor por unidad de superficie multiplicada por la superficie receptora de la radiación solar concentrada.

Los resultados de este análisis se resumen la Tabla 4.15, donde se puede apreciar que, para la configuración de porosidad constante, la porosidad mayor presenta la máxima eficiencia térmica, con un valor de 53.79%. El gradiente térmico a la salida del absorbedor es de 96.3 K (Tabla 4.16), con una variación de velocidad correspondiente a 0.72 m/s.

Tabla 4.15. Eficiencia térmica de las configuraciones propuestas para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar

Configuración	Porosidad	Temperatura media del aire a la entrada, K	Temperatura media del aire a la salida, K	Q_{conv} , W	Q_{rec} , W	Eficiencia térmica, %
Porosidad constante	0.48	378.9	621.6	21083	43959	47.96
	0.64	394.9	660.3	23099	44565	51.83
	0.78	406.4	683.1	24118	44840	53.79
Porosidad gradual con la profundidad	Creciente	384.4	756.2	32730	44287	73.90
	Decreciente	375.7	788.1	36274	44243	81.99
Porosidad gradual en la dirección radial	Creciente	434.8	791.5	28702	43183	66.47
	Decreciente	502.1	908.7	33139	46225	71.69

Fuente: Elaboración propia

La configuración de porosidad decreciente con la profundidad es la que alcanza la mayor eficiencia térmica (81.99%), registrando un gradiente térmico y de velocidad de 150.7 K y 0.65 m/s, respectivamente (Tabla 4.16). En comparación con la porosidad gradual en la dirección radial, ésta presenta además un gradiente térmico menor; por lo que muestra ser más adecuada para la aplicación seleccionada.

Tabla 4.16. Comparación de las configuraciones consideradas usando las simulaciones desarrolladas para un valor medio de densidad de flujo de la radiación solar

Configuración	Porosidad	Temperatura máxima del aire, K	Gradiente térmico a la salida del absorbedor, K	Velocidad en el centro del absorbedor, m/s	Gradiente de velocidad a la salida del absorbedor, m/s
Porosidad constante	0.48	634.7	60.7	1.14	0.63
	0.64	678.1	79.0	1.21	0.67
	0.78	705.4	96.3	1.24	0.72
Porosidad gradual con la profundidad	Creciente	785.4	108.4	1.52	0.56
	Decreciente	829.3	150.7	1.54	0.65
Porosidad gradual en la dirección radial	Creciente	937.6	315.6	1.34	0.62
	Decreciente	1323.1	758.6	1.35	0.71

Fuente: Elaboración propia

La porosidad gradual en sentido decreciente con la profundidad es más eficiente térmicamente que la configuración de mayor porosidad constante debido a que es capaz de captar mayor irradiancia, potenciando así el efecto volumétrico, y mantener en su estructura esa energía térmica que facilite su calentamiento progresivo a medida que se

refrigera por el paso del fluido. La desventaja que tienen las primeras frente a las segundas es la dificultad técnica que conlleva su fabricación, siendo la producción más viable el hacer distintos módulos de porosidades constantes y combinarlas. Los materiales de porosidad constante son empleados como catalizadores en los motores de los vehículos, de cuyos moldes se puede hacer uso para fabricar los receptores de la radiación solar. Por otro lado, el hecho de que la configuración de porosidad gradual según la dirección radial no llegue a ser tan eficiente, procede del alto gradiente térmico que se genera debido a esta combinación de porosidades. Esto limita la vida del material poroso y lleva a su rotura prematura.

4.5.9 Aplicación de la configuración óptima del absorbedor a la cámara de proceso

Una vez que se ha definido la configuración óptima para el material receptor de la radiación solar, se va a proceder a implementar el perfil de temperatura a la salida de ese absorbedor en la simulación de la cámara de proceso diseñada. Para ello, se ha seleccionado el test 1.

Previamente al desarrollo de la simulación del absorbedor en dos dimensiones, se ha definido el estado cuasi-estacionario y la ecuación que define la distribución de irradiancia en el absorbedor. A partir de la evaluación de las imágenes infrarrojas de la superficie del absorbedor durante el ensayo, se obtiene el estado cuasi-estacionario (Figura 4.45).

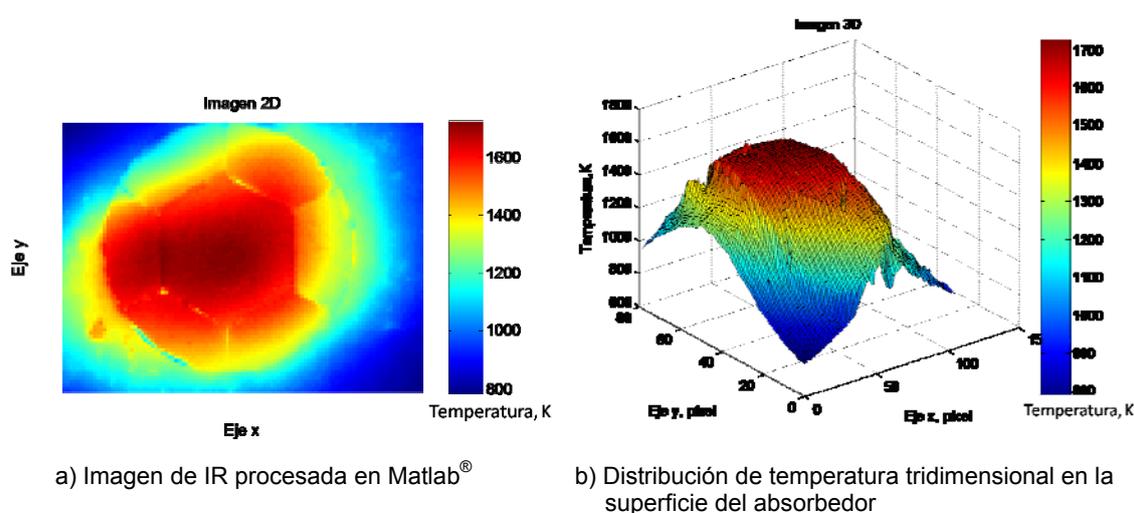


Figura 4.45. Distribución de temperatura en la superficie del absorbedor para el estado cuasi-estacionario del test 1.

El perfil de temperatura que se obtiene de la imagen de IR y se compara con el perfil teórico obtenido según el apartado 3.2.4 para obtener el factor de corrección (Figura 4.46).

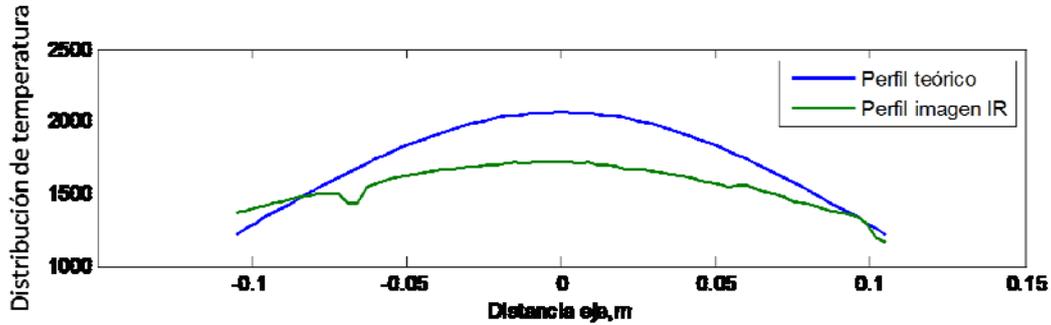


Figura 4.46. Comparación entre los perfiles de temperatura obtenidos a partir de la imagen de IR y del obtenido de la ecuación 3.10.

En primer lugar, se ha desarrollado la simulación en dos dimensiones para el absorbedor, considerando el diseño experimental y el seleccionado por su mayor eficiencia térmica, que presenta una porosidad gradual decreciente con la profundidad.

La ecuación que define la distribución de irradiancia según la profundidad para el absorbedor experimental, considerando una posición focal de -10 cm, viene definida por la ecuación:

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 12.35 \cdot e^{-12.35 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.17)$$

Para la simulación del absorbedor de porosidad gradual decreciente con la profundidad, se ha empleado la biblioteca de funciones definidas en el apartado 4.5.4, considerando una distribución gaussiana para la irradiancia incidente.

◇ Porosidad = 0.48

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 11.02 \cdot e^{-11.02 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.18)$$

◇ Porosidad = 0.64

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0.0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 12.35 \cdot e^{-12.35 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.19)$$

◇ Porosidad = 0,78

$$I(x, y) = \left(953500 \cdot e^{\left(\frac{-1}{2} \left(\frac{x^2}{0,0724^2} \right) \right)} \right) \cdot 0.849 \cdot 13.15 \cdot e^{-13.15 \cdot y}, W / m^3 \quad (4.20)$$

Como resultado de las simulaciones, se han obtenido los perfiles de temperatura del aire a la salida del absorbedor, representados en la Figura 4.47 para ambos casos, con el ajuste a una gaussiana triple expresada como:

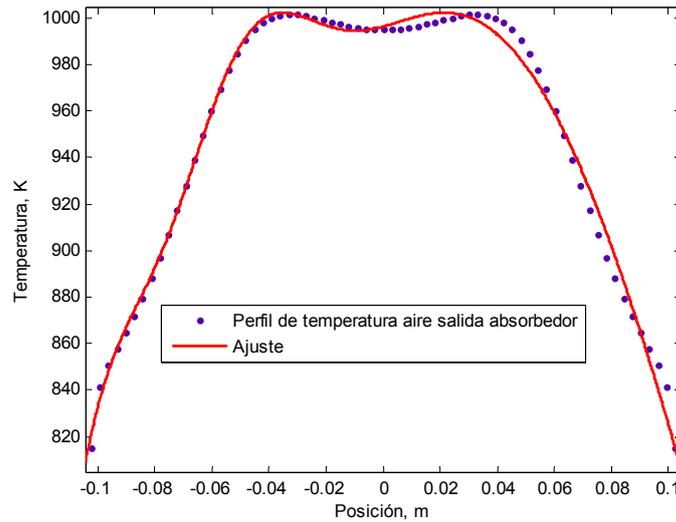
◇ Porosidad constante (T en K)

$$T = \left(1001 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x-0.02486}{0.1715} \right)^2 \right)} \right) + \left(215.3 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x+0.1063}{0.03024} \right)^2 \right)} \right) + \left(158.2 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x-0.05579}{0.03707} \right)^2 \right)} \right) \quad (4.21)$$

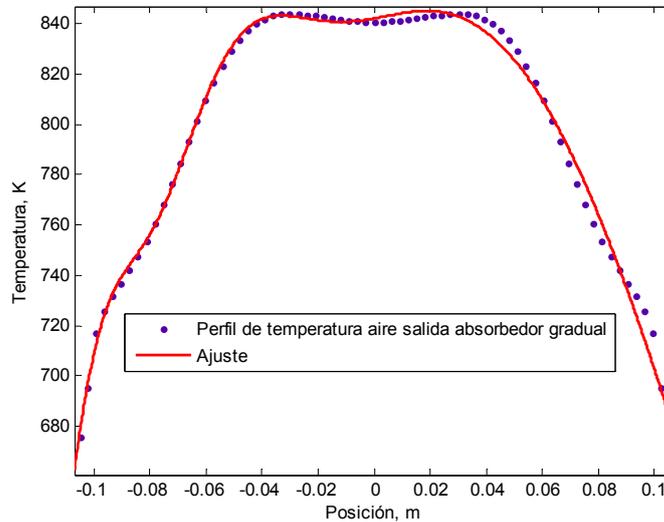
◇ Porosidad gradual (T en K)

$$T = \left(842.4 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x+0.02495}{0.1765} \right)^2 \right)} \right) + \left(139.4 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x-0.1035}{0.02283} \right)^2 \right)} \right) + \left(139.2 \cdot e^{\left(-\left(\frac{x-0.06215}{0-0.04243} \right)^2 \right)} \right) \quad (4.22)$$

Estas expresiones se implementan en la simulación tridimensional de la cámara de proceso como UDF, en cada caso.



a) Perfil de temperatura del aire para el absorbente de porosidad constante



b) Perfil de temperatura del aire para el absorbente de porosidad gradual

Figura 4.47. Perfil de temperatura del aire a la salida del absorbente y ajuste a una triple gaussiana

La desviación entre los datos experimentales y los obtenidos mediante la simulación del absorbente es 2.5% como máximo (Figura 4.31), por lo que habrá que considerar esta diferencia en el perfil de temperatura resultante en la cámara de proceso. En la Figura 4.48 se comparan los perfiles de temperatura del eje longitudinal central de las dos configuraciones: una, con el perfil de temperatura procedente del absorbente con porosidad gradual decreciente con la profundidad y, la otra, con el absorbente de porosidad constante de 64%.

Se observa que, ante la misma irradiancia incidente, el absorbente gradual logra en estado estacionario un perfil de temperatura menor; esto se traduce en la distribución térmica de la cámara de proceso, con una diferencia media de temperatura de unos 100 K.

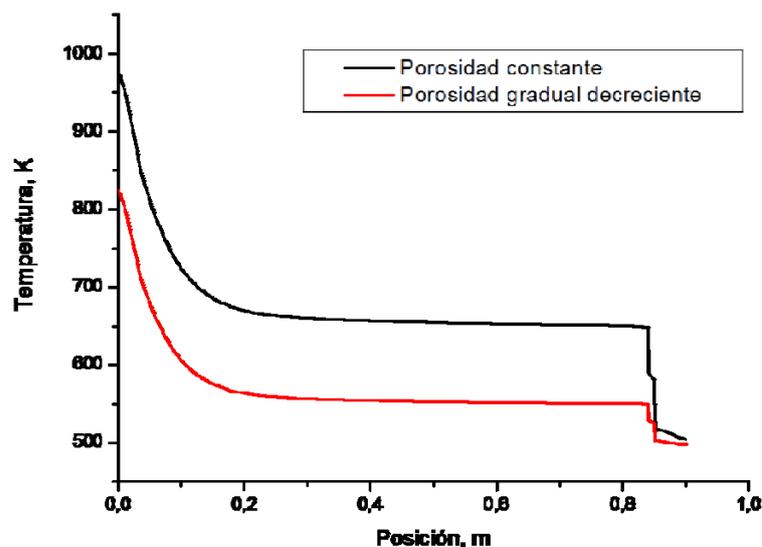
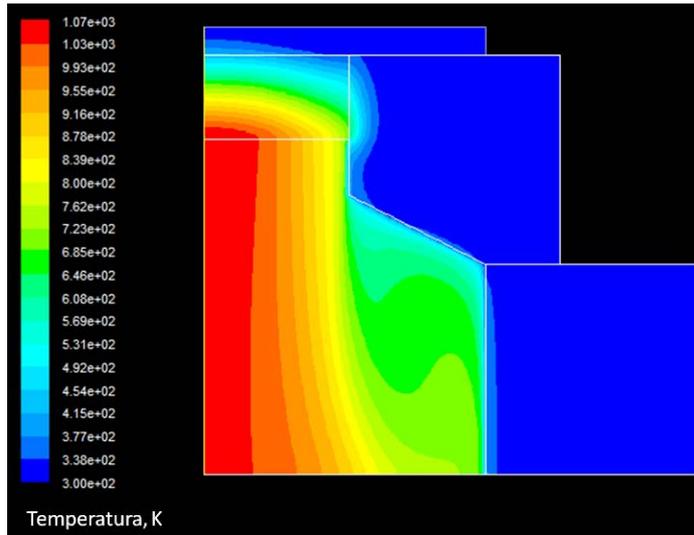


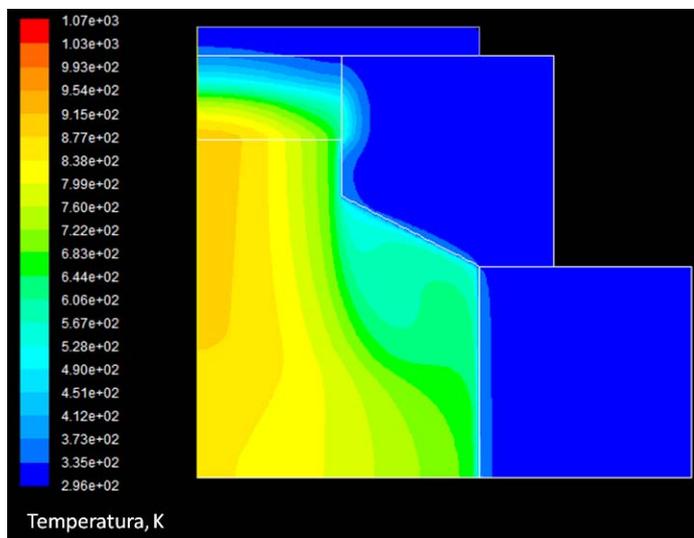
Figura 4.48. Comparación entre los perfiles de temperatura longitudinales del centro de la cámara obtenidos con las dos configuraciones de absorbedor consideradas: porosidad constante del 64% y porosidad gradual decreciente con la profundidad

Se ha desarrollado una simulación en estado no estacionario para comparar el comportamiento dinámico de los dos diseños del absorbedor durante la puesta en marcha; en ella, se ha considerado la misma irradiancia incidente y un tiempo de calentamiento de 10 min, en el que se consigue la estabilidad del sistema. Los perfiles resultantes de dicha simulación se presentan en la Figura 4.49. En dichos perfiles se puede apreciar la misma diferencia de temperatura que la mostrada en la Figura 4.48.

Además, se ha analizado el comportamiento de cada configuración ante variaciones en la irradiancia incidente, debido al paso de nubes o a otro fenómeno que produzca su atenuación, mediante el desarrollo de una simulación en estado no estacionario a partir de las condiciones alcanzadas con el calentamiento. Se han considerado atenuaciones del 50% y 70% en la irradiancia, condiciones que se han implementado en las UDFs de cada caso.



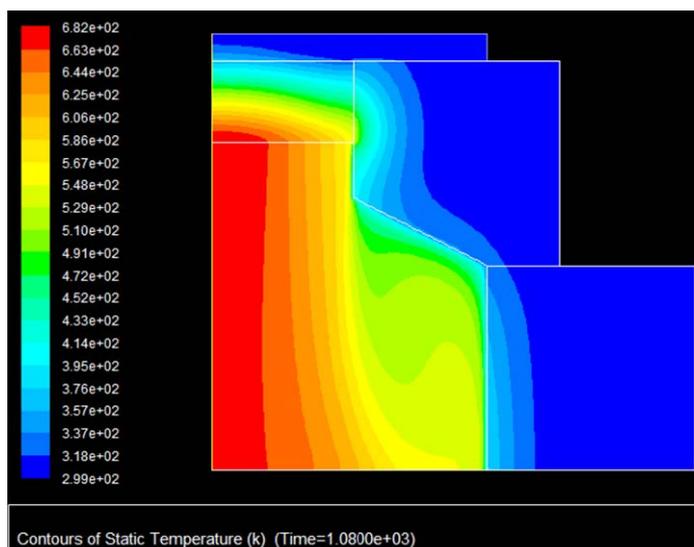
a) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad constante después de un calentamiento de 10 min.



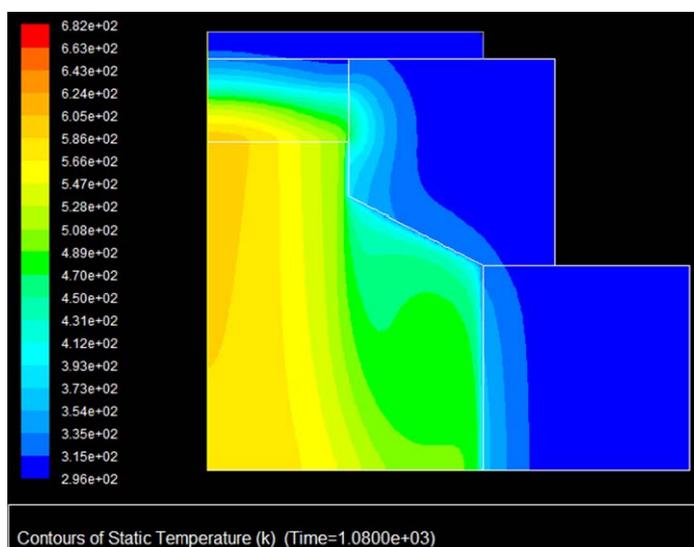
b) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad gradual decreciente después de un calentamiento de 10 min.

Figura 4.49. Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbedor experimental y la del absorbedor con porosidad gradual decreciente para un calentamiento de 10 minutos.

Para un 50% de atenuación de la irradiancia incidente, se ha desarrollado una simulación que estudia el comportamiento de cada diseño durante los primeros 18 minutos, una vez transcurrida la etapa de calentamiento. En la Figura 4.50 se presentan los perfiles de temperatura obtenidos para ambos casos, los cuales, se han comparado con el estado inicial y se ha determinado que la variación de temperatura que sufre el diseño experimental en el eje central, a la salida del absorbedor, (388 K) es mayor que la experimentada por el diseño gradual (303 K) en unos 85 K.



a) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad constante a los 18 min. de sufrir una atenuación de irradiancia del 50%.

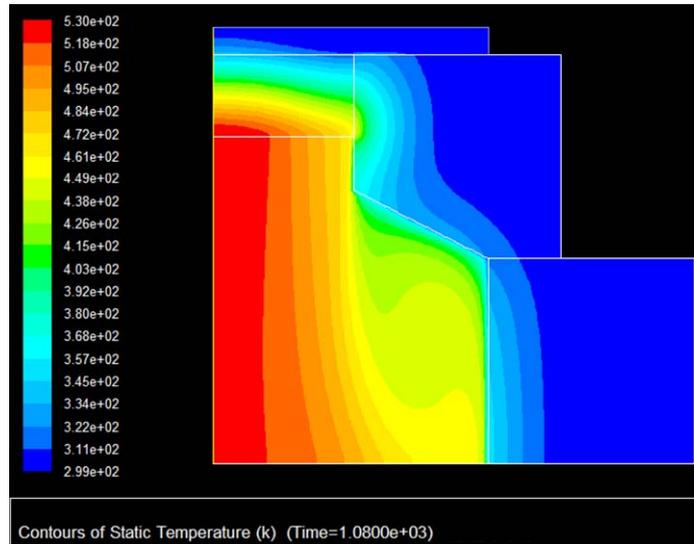


b) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad gradual decreciente a los 18 min. de sufrir una atenuación de irradiancia del 50%.

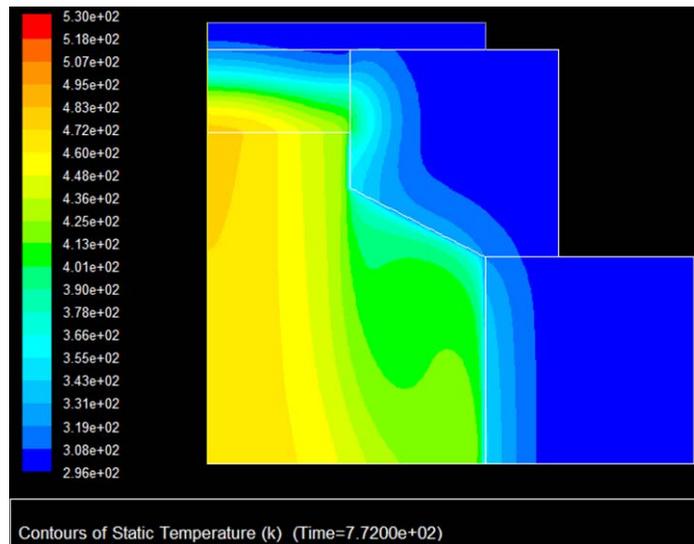
Figura 4.50. Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbedor experimental y la del absorbedor con porosidad gradual decreciente a los 18 minutos de sufrir una atenuación del 50% en la irradiancia incidente.

En el caso de que la atenuación de la irradiancia sea de un 70%, se ha desarrollado la simulación en estado no estacionario hasta el momento en el que se consigue que el sistema se estabilice. Las simulaciones muestran que el diseño gradual logra la estabilidad a los 13 minutos, mientras que para la porosidad constante se requieren unos 18 minutos. Los perfiles de temperatura alcanzados en dichos instantes, se muestran en la Figura 4.51, que, comparándolos con el estado inicial, sufren una variación de temperatura en el eje central a la salida del absorbedor de 540 K, para el absorbedor de

porosidad constante, y de 422 K, para el de porosidad gradual. En este caso, la diferencia entre ambas variaciones es mayor (118 K).



a) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad constante



b) Distribución de temperatura para la configuración de porosidad gradual decreciente

Figura 4.51. Comparación entre la distribución de temperatura obtenida con el absorbador experimental y la del absorbador con porosidad gradual decreciente, en el instante de estabilidad alcanzado tras sufrir una atenuación del 70% en la irradiancia incidente.

Si se compara la evolución de la energía total transferida para cada atenuación, partiendo de la energía la transferida en el estado estacionario, se observa que, en ambos casos, la configuración gradual pierde una menor cantidad de energía (Figura 4.52). Este hecho se refleja en la menor pendiente que presentan las curvas de porosidad gradual frente a las de porosidad constante.

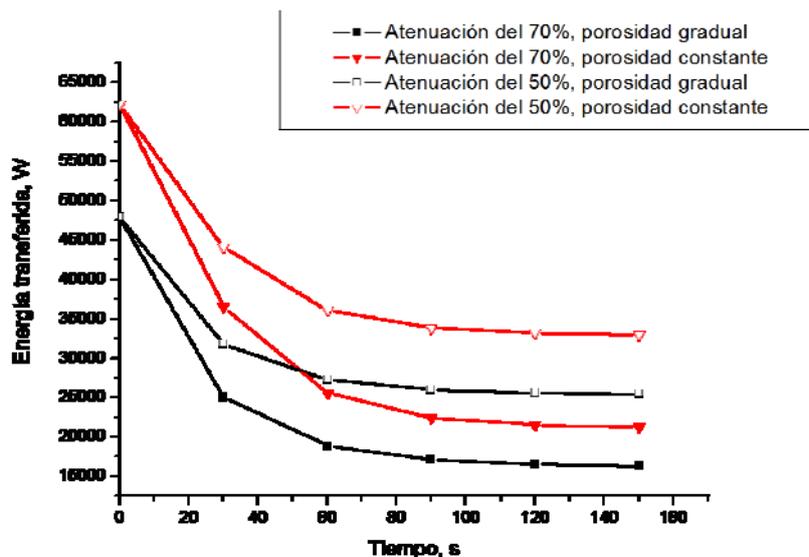


Figura 4.52. Energía total transferida para las configuraciones de porosidad constante y gradual decreciente ante atenuaciones del 70% y 50% en la irradiancia

En la Tabla 4.17 se muestra la pérdida de energía transferida en el dominio de simulación para las dos configuraciones, frente a atenuaciones en la irradiancia del 50% y 70%. Se puede observar que la pérdida de energía en la configuración de porosidad constante es siempre mayor para cada intervalo de tiempo. Además, se muestra que la configuración de porosidad gradual decreciente con la profundidad tiende a llegar antes al estado estacionario, logrando diferencias por defecto en las pérdidas energéticas de entre un 10% y un 44%, respecto a las de porosidad constante.

Tabla 4.17. Comparación de la energía total transferida y la pérdida en las configuraciones de porosidad constante y gradual decreciente

Instante	Atenuación del 50%		Atenuación del 70%	
	Porosidad constante	Porosidad gradual decreciente	Porosidad constante	Porosidad gradual decreciente
	Energía total transferida, W			
Inicial (t=0 s)	62140	47919	62140	47919
t=30s	44066	31766	36495	25033
t=60s	36089	27246	25576	18860
t=90s	33854	25991	22427	17089
t=120s	33212	25581	21524	16523
t=150s	32967	25408	21207	16299
	Energía perdida, W			
Intervalo de tiempo				
t=0-30s	18074	16153	25645	22886
t=30-60s	7977	4520	10919	6173
t=60-90s	2235	1255	3149	1771
t=90-120s	642	410	903	566
t=120-150s	245	173	317	224

Fuente: Fluent

Por tanto, si se analiza el comportamiento dinámico del absorbedor gradual con respecto al de porosidad constante, se obtiene que su comportamiento es más estable ante perturbaciones en la irradiancia incidente, evitando mayores pérdidas de energía y llegando antes al estado estacionario.

CONCLUSIONES

5 CONCLUSIONES

5.1 DISEÑO DE LA CÁMARA DE PROCESO

El objetivo principal de la evaluación numérica de una nueva cámara de proceso de un sistema receptor solar es seleccionar la mejor configuración para llevar a cabo procesos de alta temperatura. Con tal fin, han sido analizados distintos aspectos del diseño, resultando las conclusiones siguientes:

- ◇ El diseño de la cámara de proceso requiere un aislamiento apropiado para alcanzar temperaturas máximas en su interior que permitan llevar a cabo procesos de alta temperatura, evitando así pérdidas térmicas excesivas. De esta forma, es posible mejorar la eficiencia del sistema. Por ello, se ha simulado el comportamiento de distintos materiales refractarios para una configuración seleccionada. Los resultados obtenidos muestran que el material refractario ‘Firecrete 3X’ presenta el menor gradiente de temperatura en el fluido y minimiza las pérdidas térmicas.
- ◇ Tres configuraciones diferentes de la cámara de proceso han sido analizadas con el fin de seleccionar la mejor geometría para el diseño de la cámara de proceso. El perfil de temperatura más homogéneo se ha obtenido con una geometría tubular que incluye una lámina deflectora, situada a la salida de la cámara, para retener el caudal de aire previamente calentado por la radiación solar concentrada.
- ◇ La configuración para el espesor de material más adecuada ha sido seleccionada a través de la evaluación de cuatro combinaciones de espesores diferentes. Se ha seleccionado aquella con 15 cm de refractario y el mismo espesor para el material de aislamiento, teniendo como criterio de selección aquel que consigue la mayor homogeneidad del fluido usando el menor espesor de refractario para minimizar el peso de la cámara de proceso.

Por tanto, la configuración seleccionada para la cámara de proceso alimentada térmicamente mediante un receptor solar volumétrico consiste en una geometría tubular con lámina deflectora, localizada a la salida, y tres capas de material: una de material refractario “Firecrete 3X” con 15 cm de espesor, otra capa de 15 cm de espesor para el material de aislamiento “Pyro-Log” y una carcasa de 5 mm (AISI 304 L). Este diseño de la cámara permite desarrollar procesos industriales de alta temperatura.

5.2 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LA CONFIGURACIÓN SELECCIONADA

A partir del análisis experimental de la nueva cámara de proceso con la configuración seleccionada, se han obtenido las siguientes conclusiones:

- ◇ Para prolongar la vida del material absorbedor se debe operar a la distancia focal más alejada de las consideradas (-8 cm y -10 cm); puesto que se suaviza el pico de la distribución gaussiana para el flujo de radiación sobre el absorbedor y se consigue el mismo rango de temperatura en el fluido.
- ◇ La temperatura que alcanza el aire al atravesar el absorbedor está dentro del rango de los procesos de alta temperatura, con un valor medio de 976 K; lo que implica una transferencia de energía máxima en torno al 40%.
- ◇ La lámina deflectora disminuye el gradiente de temperatura en un 73%, permitiendo alcanzar en el fluido el rango de temperatura requerido por los procesos de alta temperatura (entre los 700 K y 900 K).
- ◇ El uso del material de aislamiento, que minimiza las pérdidas térmicas al exterior, adquiere mayor importancia cuanto mayor sea la temperatura alcanzada en la cámara de proceso.
- ◇ El material refractario y de aislamiento amortiguan las alteraciones que sufre la temperatura de proceso debido a perturbaciones en la distribución de flujo de radiación solar.

5.3 EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DE LAS MODIFICACIONES REALIZADAS AL SISTEMA RECEPTOR SOLAR

La evaluación de las modificaciones realizadas a la cámara de proceso permiten obtener las siguientes conclusiones:

- ◇ La amortiguación de las zonas frías en la superficie del absorbedor permite aumentar la temperatura del aire a la salida del absorbedor con una diferencia de temperatura menor en el perfil térmico.
- ◇ La variación de la temperatura de proceso respecto del volumen tratado responde a un comportamiento exponencial decreciente, de forma que cuando el volumen tiende a infinito, la temperatura de proceso tiene la tendencia de igualarse con la temperatura ambiente.

5.4 ANÁLISIS DEL ABSORBEDOR

Mediante CFD se han analizado distintas configuraciones en el diseño de un absorbedor volumétrico solar para obtener las distribuciones de temperatura y de velocidad deseadas. Se han considerado tres porosidades constantes, dos configuraciones de porosidad gradual con la profundidad (creciente y decreciente) y otras dos (creciente y decreciente) que varían según la dirección radial.

Estas configuraciones se han incluido para desarrollar nuevos diseños de absorbedor, comparados mediante su eficiencia térmica. Además, con el fin de analizar la influencia de la porosidad sobre la eficiencia térmica, se han considerado configuraciones de porosidad gradual en la dirección creciente y decreciente.

Las principales conclusiones obtenidas de este análisis han sido las siguientes:

- ◇ Las distribuciones de temperatura y velocidad muestran un incremento de estas variables a porosidades más altas, debido a la mayor cantidad de calor absorbida. Por tanto, la eficiencia térmica en porosidades constantes aumenta del 47.96%, obtenida con la porosidad del 48%, al 53.79% en porosidades del 78%. La configuración de mayor porosidad constante presenta el máximo de temperatura más elevado (705 K)
- ◇ El receptor de porosidad gradual muestra un incremento significativo de la eficiencia térmica con respecto a la obtenida con la configuración de porosidad constante. Por un lado, la eficiencia de la porosidad gradual en función de la profundidad es mayor que el obtenido con la configuración de porosidad gradual en la dirección radial. La eficiencia más alta para la variación de porosidad radial corresponde a un 72% y, para la variación según la profundidad, a un 82%. Por otro lado, la porosidad gradual en la dirección radial presenta el área de sobrecalentamiento de temperatura mayor situada en el centro del receptor. Por esta razón, esta configuración no es apropiada para el diseño de un receptor solar volumétrico.
- ◇ En el caso de que existan variaciones en la fuente de energía, la configuración gradual con la profundidad presenta un comportamiento más adecuado que el diseño de porosidad constante. Este efecto debe tenerse en cuenta para la aplicación solar, debido a la inestabilidad del foco de radiación solar concentrada.

- ◇ En comparación con la porosidad gradual en la dirección radial, el calentamiento del fluido (aire) es más homogéneo con la porosidad gradual en función de la profundidad. La configuración gradual decreciente con la profundidad minimiza los gradientes térmicos en el material absorbedor en un 110% y 400%, respecto de la porosidad gradual en la dirección radial. Por ello, la configuración de porosidad decreciente según la profundidad se propone como una alternativa al diseño de porosidad constante.
- ◇ El comportamiento dinámico del absorbedor de porosidad gradual decreciente con la profundidad muestra que es más estable ante perturbaciones en la irradiancia incidente, evitando mayores pérdidas de energía.

NOMENCLATURA

6 NOMENCLATURA

6.1 ACRÓNIMOS

AIE, Agencia Internacional de la Energía

CNRS, Centro Nacional de Investigación Científica

CIEMAT, Centro de Investigaciones Energéticas Medio Ambientales y Tecnológicas

CH₄, metano

CO₂, dióxido de carbono

CESA-1, Central Electro-Solar de Almería 1

CFD, Fluidodinámica Computacional

CRS, Sistema de Receptor Central (Central Receiver System)

DAS, Sistema de control y Adquisición de Datos

DLR, Centro Aeroespacial Alemán (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt)

DNI, radiación normal directa

EEUU, Estados Unidos

Eppley NIC, Eppley Normal Incidence Pyrheliometer

ESTIF, Federación Europea de la Energía Solar Térmica

SES, Stirling Energy Systems

GEI, Gases de Efecto Invernadero

IPCC, Grupo Intergubernamental de Expertos sobre el Cambio Climático

IR, longitud de onda infrarroja

N₂O, óxido nitroso

NREL, Laboratorio Nacional de Energía Renovable

PSA, Plataforma Solar de Almería

PVC, policloruro de vinilo

NASA, National Aeronautics and Space Administration

LACYQS, Laboratorio Nacional de Sistemas de Concentración Solar y Química Solar

PSI, Instituto Paul Scherrer

RNG, renormalization-group

SCS, sistemas de concentración solar

SEM, Scanning Electron Microscope (microscopía electrónica de barrido)

SiC, carburo de silicio

SOLGATE, Solar hybrid gas turbine electric power system

UE, Unión Europea

UDF, función definida por el usuario (User Defined Function)

UV, rayos ultravioleta

3D, tres dimensiones

6.2 FORMULACIÓN

\vec{J}_j , flujo de difusión de las j especies ($\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^2)$)

\dot{Q}_{gain} , potencia ganada o la utilizable a la salida del receptor (W)

\bar{T} , temperatura técnica (K)

A es el área de apertura del receptor o absorbedor (m^2)

A_{Abs} , superficie absorbedora (m^2)

A_C , superficie de captación (m^2)

a_i , coeficientes característicos del tipo de termopar

A_p , porcentaje de apertura del atenuador de la radiación (%)

C , factor de concentración solar (adimensional)

C_{CO_2} , factor de corrección para el cálculo de la emisividad del CO_2 a presiones distintas de 1 atm (adimensional)

C_{H_2O} , factor de corrección para el cálculo de la emisividad del H_2O a presiones distintas de 1 atm (adimensional)

C_f , razón de concentración en flujo de energía (adimensional)

C_g , razón de concentración geométrica (adimensional)

$Coef_{Ap}$, coeficiente de corrección de apertura del atenuador para el flujo pico

$Coef_{Pot_A}$, coeficiente de corrección de apertura del atenuador para la potencia total

c , constante de Sutherland

c_p , calor específico del aire seco a presión constante (1004.78 J/(kg·K))

c_{ph} , calor específico para el aire húmedo a presión constante (J/(kg·K))

d , diámetro (m)

D , diámetro de la órbita terrestre (m)

E , irradiancia de un cuerpo negro (W/m²)

E_f , energía total del fluido (J/kg)

e_i , longitud media de los lados en una dirección del eje de coordenadas local del elemento (m)

E_s , energía total del medio sólido (J/kg)

f , factor de escala ($f = 1/3$)

F , fuerza externa (N/m³)

F_C , flujo energético concentrado (W/m²)

F_I , flujo energético de incidencia (W/m²)

$f_{pico_{ajuste}(posición)}$, función de tendencia de la potencia pico en condiciones nominales

g , aceleración de la gravedad (m/s²)

G_b , irradiancia solar directa normal (W/m²)

G_{pico} , irradiancia pico de la distribución gaussiana (W/m²)

G_0 , irradiancia que le llega al material absorbedor (W/m²)

G_S , irradiancia en la superficie del Sol (W/m²)

G_T , irradiancia solar incidente sobre la Tierra (W/m²)

$G(z)$, irradiancia que llega en la dirección del fluido (W/m²)

h , humedad relativa del aire (%)

h_j , entalpía de las j especies (J/kg)

$Irradiancia(x,y)$, distribución de la irradiancia en función de la posición respecto de los ejes x e y (W/m^2)

k , conductividad térmica ($W/(m \cdot K)$)

K , constante (señal de salida detector fotónico)

K_1 , permeabilidad (m^2)

K_2 , coeficiente inercial (m)

k_{eff} , conductividad efectiva ($W/(m \cdot K)$)

k_f , conductividad del fluido ($W/(m \cdot K)$)

k_s , conductividad del sólido ($W/(m \cdot K)$)

L , longitud (m)

l , posición respecto a la dirección del flujo en el material poroso (m)

L_e , longitud media del rayo de radiación (m)

M , relación entre el peso molecular del agua y del aire (adimensional)

M_a , masa molar del aire seco (0,029 kg/mol)

M_v , masa molar del vapor de agua (0,0180154 kg/mol)

m_{aire} , caudal másico de aire (kg/s)

m_{agua} , caudal másico de agua (kg/s)

n , número total de direcciones del eje de coordenadas asociadas al elemento de la malla (adimensional)

p^*_{vapor} , presión de saturación del vapor (Pa)

p , presión (Pa)

P_{media} , potencia media calculada para las condiciones nominales (W)

P_o , porosidad (adimensional)

P_{total} , potencia radiante total suministrada por el Horno (W)

p_{total} , presión total de la mezcla (Pa)

p_{vapor} , presión parcial de vapor de agua en la mezcla (Pa)

- Q_a , potencia absorbida por unidad de superficie en el material receptor (W/m^2)
- Q_{AR} , razón de aspecto (aspect ratio) (adimensional)
- Q_{conv} , flujo de calor convectivo en el absorbedor (W)
- Q_e , potencia radiante emitida por unidad de superficie en el material receptor (W/m^2)
- Q_{EAS} , equiángulo de alargamiento (equiangle skew) (adimensional)
- Q_i , radiación térmica incidente en el material receptor (W/m^2)
- Q_{rec} , flujo de calor absorbido asociado a la radiación solar concentrada incidente (W)
- Q_V , fuente volumétrica de calor captada por el absorbedor (W/m^3)
- R , constante molar de los gases ($8,31451 \text{ J}/(\text{K}\cdot\text{mol})$)
- r , reflectividad hemisférica (adimensional)
- Ra , razón de mezcla aire-vapor de agua (adimensional)
- re , coeficiente de resistencia a la temperatura ($1/^\circ\text{C}$)
- R_m , radio de la esfera que circunscribe al elemento de la malla (m)
- r_m , radio de la esfera que inscribe al elemento de la malla (m)
- R_o , resistencia a 0°C (Ω/m)
- R_S , radio de la esfera solar (m)
- R_T , resistencia de una longitud de cable a una temperatura (Ω/m)
- S_h , fuente de calor volumétrica (W/m^3)
- S_f^h , entalpía del fluido (W/m^3)
- S_m , fuente de masa ($\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{m}^3)$)
- T , temperatura (K)
- t , tiempo transcurrido (s)
- T_0 , temperatura de referencia (K)
- T_1 , temperatura inicial (K)
- T_2 , temperatura final (K)
- T_{abs} , temperatura homogénea del absorbedor (K)

T_{abs_max} , temperatura de estancamiento del absorbedor (K)

T_{amb} , temperatura efectiva de la atmósfera que rodea al absorbedor (K)

T_g , temperatura del gas (K)

T_p , temperatura de la pared del recinto, (K)

v , velocidad del fluido (m/s)

x , posición respecto del eje x (m)

x_v fracción molar de vapor de agua (adimensional)

y , posición respecto del eje y (m)

Z , factor de compresibilidad (adimensional)

z , profundidad en el material poroso (m)

6.2.1 Simbología griega

σ , constante de Stefan-Boltzmann ($5,67e^{-08}$ W/(m²·K⁴))

η , eficiencia térmica del absorbedor (adimensional)

ϵ , tasa de disipación turbulenta (m²/s³)

θ , semiángulo sólido con que inciden los rayos solares en la Tierra (rad)

η_{rec} , eficiencia de absorción del absorbedor (adimensional)

η_{tec} , eficiencia técnica (adimensional)

η_{tot_rec} , eficiencia total del absorbedor (adimensional)

α_{CO_2} , absorptancia del CO₂ (adimensional)

α_{H_2O} , absorptancia del vapor de agua (adimensional)

ϵ'_{CO_2} , emitancia del dióxido de carbono (adimensional)

ϵ'_{H_2O} , emitancia del vapor de agua (adimensional)

τ , tensor de estrés (N/m²)

κ , energía cinética de turbulencia por unidad de masa (J/kg)

α , absorptancia o absorptividad hemisférica del material absorbedor (adimensional)

α_g , absorptancia de una mezcla de gases (adimensional)

ΔP , caída de presión (Pa)

Δh_{aire} , la variación de entalpía del aire en el cambiador de calor (J/kg)

Δh_{agua} , la variación de entalpía del agua en el cambiador de calor (J/kg)

$\Delta\alpha$, corrección de la absorptancia (adimensional)

$\Delta\varepsilon$, corrección de la emitancia (adimensional)

$\Delta\lambda$, el ancho de banda del detector fotónico (m)

ε , emitancia o emisividad hemisférica del material absorbedor (adimensional)

ε_{AB} , fuerza electromotriz generada en un termopar

λ , valor central de la longitud de onda de la banda de paso en un detector fotónico (m)

μ , viscosidad dinámica del fluido (kg/(m·s))

μ_0 , viscosidad dinámica de referencia del fluido (kg/(m·s))

ξ , factor de extinción de la intensidad de la radiación (m⁻¹)

ρ , densidad del fluido (kg/m³)

ρ_c , reflectividad de la superficie que concentra la radiación (%)

ρ_H , reflectividad de la superficie que capta la radiación (%)

σ_x , grado de expansión de la gaussiana para el eje x (m)

σ_y , grado de expansión de la gaussiana para el eje y (m)

REFERENCIAS

7 REFERENCIAS

7.1 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abanades, S.; Flamant, G. (2007). *Experimental study and modeling of a high-temperature solar chemical reactor for hydrogen production from methane cracking*. International Journal of Hydrogen Energy, 32, 1508-1515.

AEMA. (2010). *El medio ambiente en Europa: Estado y perspectivas 2010-Síntesis*. Agencia Europea del Medio Ambiente (AEMA), Copenhagen.

Agencia Valenciana de la Energía. (2008). *Guía práctica de la energía solar térmica*. AVEN (Agencia Valenciana de la Energía).

Almeida Costa Oliveira, F.; Guerra Rosa, L.; Cruz Fernández, J.; Rodríguez, J. et al. (2009) *Mechanical properties of dense cordierite discs sintered by solar radiation heating*. Material Transactions, 50, 2221-2228.

Ayala, G.; Olvera, L. (2011). *El horno solar, único en su tipo en Iberoamérica*. Gaceta, 4.322, 5-7. Universidad Nacional Autónoma de México.

Ballestrín, J. (2011) *Medida de magnitudes físicas asociadas a la concentración solar: Potencia radiativa y temperatura superficial de materiales*. Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.

Ballestrín, J.; Cañadas, I.; Rodríguez, J. (2008) *Testing a Solar-Blind Pyrometer*. 14th SolarPACES International Symposium on Concentrated Solar Power and Chemical Energy Technologies.

Batchelor, G.K. (1967) *An Introduction to Fluid Dynamics*. Cambridge University Press.

Becerra Santiago, L.O.; Guardado González, M.E. (2001). *Estimación de la incertidumbre en la determinación de la densidad del aire*. Centro Nacional de Metrología de México.

Becker, M.; Fend, T.; Hoffschmidt, B.; Pitz-Paal, R.; Reutter, O. et al. (2006) *Theoretical and Numerical Investigation of Flow Stability in Porous Materials Applied as Volumetric Solar Receivers*. Solar Energy, 80, 1241-1248.

Blanco, J. (2003). *Aplicaciones medioambientales químicas de la radiación solar*. CIEMAT.

Blazek, J. (2005) *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*. Elsevier. 2nd Edition.

Buck, R.; Pfänder, M., Schwarzbözl, P.; Téllez, F.. (2001). *Solar-hybrid gas turbine-based power tower systems (REFOS)*. Proceedings of the 2001 ASME International Solar Energy Conference.

Cabrera, J.A.; Cuesta, M.J.; Pérez, M. (2006). *Energía solar térmica de concentración: estado actual y actores del sector*. Documento interno. CIEMAT.

Calera Belmonte, A.; Barbero, A.J. (2008). *Termodinámica de la atmósfera*. Departamento de Física Aplicada. Universidad de Castilla-La Mancha.

Cambronero, L.E.G.; Cañadas, I.; Martínez, D.; Ruiz-Román, J.M. (2010) *Foaming of aluminium-silicon alloy using concentrated solar energy*. Solar Energy, 84, 879-887.

Cañadas, I.; Martínez, D.; Rodríguez, J. (2004). *Tratamiento térmico de materiales en el Horno Solar de la PSA: líneas actuales de actividad*. Boletín de la Sociedad Española de Cerámica y Vidrio, 43, 591-595.

Cañadas, I.; Martínez, D.; Rodríguez, J.; Gallardo, JM. (2005) *Viabilidad del uso de la radiación solar concentrada al proceso de sinterización de cobre*. Rev. Metal. Madrid, vol. extr.165-169.

Cañadas, I.; Martínez, D.; Téllez, F.; Rodríguez, J.; Mallol, G. (2008). *Characterization results of a new volumetric receiver for high-temperature industrial process heat in a solar furnace*. Eurosun 2008.

Cañadas, I.; Téllez, F.; Rodríguez, J.; Martínez, D. (2006). *Solar Pro: a survey of feasible high-temperature industrial applications of concentrated solar energy*. SolarPACES 2006.

Carotenuto, A.; Ruocco, G.; Reale, F. (1991) Heat exchange in a multi-cavity volumetric solar receiver. Solar Energy, 46, 241-248.

Centro de Información y Comunicación Ambiental de Norte América. (2007). *Generación de residuos peligrosos*. CICEANA, A.C.

Chavez, J.M.; Chaza, C. (1991) *Testing of a porous ceramic absorber for a volumetric air receiver*. Solar Energy Materials, 24, 172-181.

Chemical Rubber Company (CRC). (1984). *CRC Handbook of Chemistry and Physics*. CRC Press. 65th Edition.

Chung, T.J. (2003). *Computational Fluid Dynamics*. Ed. Cambridge University Press.

Comunicación de la Comisión al Consejo, al Parlamento Europeo, al Comité Económico y Social Europeo y al Comité de las Regiones. (2007). *Limitar el calentamiento mundial a 2°C. Medidas necesarias hasta el 2020 y después*. Comisión de las Comunidades Europeas, Bruselas.

Cooperative Institute for Research in the Atmosphere (CIRA). (2004). *Atmospheric attenuation of solar radiation*. Colorado State University.

Crane Company. (1988). *Flow of fluids through valves, fittings, and pipe*. Technical Paper n° 410.

Dantzig, J.A.; Tucker III, C. L. (2001) *Modeling in Materials Processing*. Cambridge University Press. 1st Edition.

Del Arco, J.A; Müller, R.; García, J.L. (1991) *PSA Solar furnace documentation*. Documento interno PSA

Duffie, J.A.; Beckman, W. (1980). *Solar Engineering of Thermal Processes*. Ed. John Wiley and Sons. 2nd Edition.

Duran, J.E.; Taghipour, F.; Mohseni, M. (2009) *CFD modeling of mass transfer in annular reactors*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 5390-5401.

Eckert, E.R.G.; Drake, R.M. (1972) *Analysis of Heat and Mass Transfer*. Ed. McGraw-Hill.

Facão, J; Oliveira, A.C. (2011). *Numerical simulation of a trapezoidal cavity receiver for a linear Fresnel solar collector concentrator*. Renewable Energy, 36, 90-96.

Fend, T.; Hoffschmidt, B.; Pitz-Paal, R., Reutter, O.; Rietbrock, P. (2004) *Porous materials as open volumetric solar receivers: Experimental determination of thermophysical and heat transfer properties*. Energy, 29, 823–833.

Fend, T.; Pitz-Paal, R.; Hoffschmidt, B.; Reutter, O. (2005) *Cellular Ceramics: Structure, Manufacturing, Properties and Applications*, capítulo del libro: *Solar Radiation Conversion* (Scheffler, M. and Colombo, P.), Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KgaA, Weinheim.

Flamant, G.; Luxembourg, D.; Robert, J.F.; Laplace, D. (2004). *Optimizing fullerene synthesis in a 50 kW solar reactor*. *Solar Energy*, 77, 73-80.

Fluent-Inc. (2005) *Fluent 6.2 User's Guide. Boundary conditions*, Lebanon, NH, (Chapter 7).

Fluent-Inc. (2005) *Fluent 6.2 User's Guide. Modeling Heat Transfer*. Lebanon, NH, (Chapter 12).

Fluent-Inc. (2005) *Fluent 6.2 User's Guide. Physical Properties*, Lebanon, NH, (Chapter 8).

Fluent-Inc. (2005) *Fluent 6.2 User's Guide. Turbulence*, Lebanon, NH, (Chapter 11).

Fluent-Inc. (2005) *Fluent 6.2 User's Guide. Using the Solver*, Lebanon, NH, (Chapter 26).

Fluent-Inc., (2005) *Gambit 2.2 User's Guide, The Gambit graphical user interface*, Lebanon, NH, 2004 (Chapter 3)

Goswami, D.Y.; Kreith, F.; Kreider, J.F. (2000) *Principles of Solar Engineering*. Ed. Taylor & Francis. 2ª Edición.

Haghighat, F.; Jiang, Z.; Wang, J.C.Y.; Allard, F. (1992). *Air movement in buildings using computational fluid dynamics*. *The ASME Journal of Solar Energy Engineering*, 114, 84-92.

Hayas Barrú, A. (2007). *Termodinámica del aire húmedo*. Departamento de Física. Universidad de Jaén.

Henry, Glynn J.; Heinke, W. Gary. (1999). *Ingeniería Ambiental*. Ed. Prentice Hall. 2ª Edición.

Hernández, D.; Olalde, G. (2006). *Solar experimental methods for observing melting plateaux and associated temperature measurements for refractory oxides from 2000 to 3000°C*. *Journal of European Ceramic Society*, 26, 1043-1049.

Herranz, G.; Rodríguez, G.P.; Cañadas, I. (2008) Nitruración en sales de nitrato. Actas del X Congreso Nacional de Materiales. Volumen I, 77-80.

Holman, J.P. (1998) *Transferencia de Calor*. Ed. McGraw-Hill. 8ª Edición.

Hottel, H.C. (1967) *Radiant Heat Transmission*. Ed. McGraw-Hill.

Hottel, H.C.; Egbert, R.B. (1942) *Radiant Heat Transmission from Water Vapor*. Trans. AIChE, 38, 531.

Hsieh, K.J.; Lien, F.S. (2004). *Numerical modelling of buoyancy-driven turbulent flows in enclosures*. International Journal of Heat and Fluid Flow, 25, 659-670.

Incropera, F.P.; DeWitt, D.P.; Bergman, T.L.; Lavine, A.S. (2006) *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley. 6th Edition.

Karni, J.; Kribus, A.; Rubin, R.; Doron, P. (1998). *The “Porcupine”: A novel high-flux absorber for volumetric solar receivers*. Journal of Solar Energy Engineering, 120, 85-95.

Lauder, B.E.; Spalding, D.B. (1974) *The numerical computation of turbulent flows*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289.

Marcos, M.J.; Ballestrín, J. (2004) *Simulación del radiómetro GARDON con el código fluidodinámico FLUENT. Cuantificación de errores de medida consecuencia de las condiciones de experimentación*. Informe técnico proyecto MEPSOCON. Documentación interna PSA.

Martín Monroy, M. (2004) *Transmisión del calor*. Departamento de Construcción. Universidad de Las Palmas de Gran Canaria.

Martinopoulos, G.; Missirlis, D.; Tsilingiridis, G.; Yakinthos, K.; Kyriakis, N. (2010). *CFD modeling of a polymer solar collector*. Renewable Energy, 35, 1499-1508.

Marzo, A. (2012). *Medida de temperatura en entornos de radiación solar concentrada*. Doctorado CIEMAT-Universidad de Almería.

Meyen, S. (2011). *Reflectivity-measurement report*. Documento interno DLR-CIEMAT.

Meyen, S.; Lüpfert, E.; Schiricke, B. (2010) *Measurement procedure for specular reflectance and cleanliness of solar mirrors with D&S reflectometer*. OPAC. CIEMAT & DLR.

Ministerio de Medio Ambiente. (2007). *Guía de mejores técnicas disponibles en España del sector de la fabricación del vidrio*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica del Ministerio de Medio Ambiente.

Monfort, E.; Mezquita, A.; Mallol, G.; Granel, R.; Vaquer, E. (2011). *Guía de ahorro energético en el sector de las baldosas cerámicas*. Agencia Valenciana de la Energía.

Monterreal, R. (2008) *Datos del barrido del foco y del atenuador en el Horno Solar de la PSA, campaña de Marzo del 2008*. Documentación interna PSA.

Monterreal, R. (2010) *Programa generador de Matlab: "Genera_gaussiana.m"*. Documentación interna PSA.

Navarro, A.; Cañadas, I.; Martínez, D.; Rodríguez, J.; Mendoza, J.L. (2009). *Application of solar thermal desorption to remediation of mercury-contaminated soils*. Solar Energy, 83, 1405-1414.

Neumann, A. (1994). *Flux Densities in the Focal Region of the PSA Solar Furnace*. Report of a Measurement Campaign Performed from March 7th-15th, 1994. SolarPACES Technical Report, III-2/94.

Ozalp, N.; JayaKrishna, D. (2010). *CFD analysis on the influence of helical carving in a vortex flow solar reactor*. International Journal of Hydrogen Energy, 35, 6248-6260.

Ozalp, N.; Kanjirakat, A. (2010). *A computational fluid dynamics study on the effect of carbon particle seeding for the improvement of solar reactor performance*. ASME Journal of Heat Transfer, 132, 1229011-1229017.

Palero, S. (2008) *Estudio teórico-experimental de la transferencia de calor en absorbedores solares volumétricos: estados críticos*. Doctorado CIEMAT-UNED.

Patankar, S.V. (1980). *Numerical heat transfer and fluid flow*. Ed. McGraw-Hill.

Peral, J. L. (2004) *La composición del aire: los primeros datos científicos*. 100cias UNED, 7, 133-138.

Pitz-Paal, R.; Morhenne, J.; Fiebig, M. (1991) *A new concept of a selective solar receiver for high temperature applications*. Solar Energy Materials, 24, 293-306.

- Plataforma Solar de Almería. (2010). *Informe anual 2010*. CIEMAT-PSA.
- Reale, F.; Ruocco, G.; Carotenuto, A.; Nocera, U.; Bonomo, F. (1991) *Final design of a multi cavity volumetric solar receiver*. Solar Energy Materials, 24, 284-292.
- Richter, C.; Teske, S.; Short, R. (2009). *Energía solar térmica de concentración: perspectiva mundial 2009*. SolarPACES 2009. Ed. Rebecca Short and The Writer.
- Rincón, J.M.; Hernández-Crespo, M.; Romero, M. (2008). *Vitrificación de residuos industriales inorgánicos para la producción de nuevas fritas, así como de plaqueras porcelánicas y vitrocerámicas*. Simposio Iberoamericano de Ingeniería de Residuos (REDISA 2008).
- Rodat S.; Abanades S.; Sans J-L.; Flamant, G. (2009). *Hydrogen production from solar thermal dissociation of natural gas: development of a 10 kW solar chemical reactor prototype*. Solar Energy, 83, 1599-1610.
- Rodríguez, J. (2008) *Uso de hornos solares en I+D+i: Hornos solares, tecnología y aplicaciones*. Curso sobre Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.
- Rodríguez, J. (2011). *Uso de hornos solares en I+D: hornos solares, características y funcionamiento*. Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.
- Rodríguez, J.; Cañadas, I.; Fernández, J.; Monterreal, R.; Ballestrín, J.; Téllez, F.; Yebra, L. (2006). *The PSA Solar Furnace, a test facility ready to characterize high-concentration solar devices from solar thermal applications to PV cells*. SolarPACES Conference 2006.
- Rojas, M.E. (2011). *Calor industrial a temperaturas menores de 250°C*. Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.
- Rojas, E.; Cañadas, I. (2005) *Energía solar térmica para procesos industriales*. Ingeniería Química, 424, 160-166.
- Román, R.; Cañadas, I.; Rodríguez, J.; Hernández, M. T.; González, M. (2008). *Solar sintering of alumina ceramics: Microstructural development*. Solar Energy, 82, 893-902.
- Romero Álvarez, M. (2002). *Energía Solar Termoeléctrica*. Documentación interna PSA-CIEMAT.
- Solano, F.J.; Jiménez, P.A.; Rey, P.L.; García, R. (2006). *Utilización de la fluidodinámica computacional (CFD) como herramienta para la determinación de*

parámetros de los depósitos en modelos de calidad de agua. Universidad Politécnica de Valencia.

SolarPRO I REN2003-09247-C04-01/TECNO, SolarPRO II ENE2006-13267-C05-01/ALT.

Suministro de Instrumentos y Elementos de Montaje S.A. (2008) *Certificado de calidad de los termopares tipo K.* SENSYCON.

Sutter, F.; Fernández García, A.; Heller, P.; Kennedy, C.; Meyen, S.; Pitz-Paal, R.; Schmücker, M. (2010). *A new method to characterize degradation of first surface aluminum reflectors.* SolarPACES 2010.

Téllez, F. M. (2003) *Thermal Performance Evaluation of the 200 kW_{th} “SolAir” Volumetric Solar Receiver.* Technical Report CIEMAT, 1024.

Téllez, F. M. (2006). *Análisis para estimar el caudal de aire en el receptor volumétrico abierto.* Documento interno PSA (incluye rutina desarrollada en Matlab[®]).

Téllez, F. M. (2011) *Introducción a las tecnologías de concentración solar.* Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.

Téllez, F. M., Romero, M., Heller, P., Valverde, A., Fernández-Reche, J., Ulmer, S. y Dibowski, G. (2005) *“Thermal Performance of “SolAir 3000 kW_{th}” Ceramic Volumetric Solar Receiver”.* Proceedings of the 12th SolarPACES Int. Symposium.

Téllez, F. M.; Denk, T. (2011). *Tecnología de receptores.* Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.

Téllez, F. M.; Hoffschmidt, B.; Valverde, A.; Fernández-Reche, J.; Romero, M. (2002). *“Performance Evaluation of the 200 kW_{th} Hitrec II Volumetric Receiver”.* Proceedings of the 11th SolarPACES Int. Symposium, Zurich (Suiza).

Téllez, F.M.; Romero, M.; Marcos, M.J. (2001). *Design of “SIREC-1” wire mesh open volumetric solar receiver prototype.* Proceedings of Solar Forum 2001- Solar Energy: the power to choose, Washington DC (EEUU).

Thekaekara, M.P.; Drummond, A.J. (1971). *Standard Values for the Solar Constant and Its Spectral Components.* Nature Physical Science, 229, 6-9.

Thermal Ceramics España S.L. (2009) *Manual para almacenamiento e instalación de hormigones refractarios.* Morgan Crucible.

Torres, E. (2004). *Apuntes acerca del tratamiento térmico y la clasificación general de los aceros*. Facultad de Ingenierías Química y Mecánica. Universidad de Matanzas “Camilo Cienfuegos”.

Ueberhuber, C.W. (1997). *Numerical computation: methods, software and analysis*. Ed. Springer.

Valenzuela, L. (2011) *Instrumentación para Sistemas Solares de Concentración*. Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.

Vannoni, C.; Battisti, R.; Drigo, S. (2008). *Potential for solar heat in industrial processes*. Department of Mechanics and Aeronautics. University of Rome “La Sapienza”. Solar Heating and Cooling Executive Committee of the International Energy Agency (IEA). CIEMAT.

Versteeg, J.K.; Malalasequera, W. (1995). *An introduction to computational fluid dynamics. The finite volume method*. Ed. Longman Scientific & Technical.

Vidal, A. (2011). *Producción de combustibles solares con sistemas de concentración. Viabilidad técnica*. Curso de Sistemas Solares de Concentración. CIEMAT-PSA.

Villafán-Vidales, H.I.; Abanades, S.; Caliot, C.; Romero-Paredes, H. (2011). *Heat transfer simulation in a thermochemical solar reactor based on a volumetric porous receiver*. Applied Thermal Engineering, In Press.

Villarino, A. (2011). *La cal*. Ciencia y Tecnología de los Materiales. Escuela Técnica Superior de Ávila.

Wang, E.; Nelson, T.; Rauch, R. (2004) *Back to elements – tetrahedral vs. hexahedra*. Proceedings of the International Ansys Conference.

Wesseling, P. (2000). *Principles of CFD*. Ed. Springer. 1st Edition.

Wilbert, S. (2011) *Datos de DNI obtenidos por la estación meteorológica del DLR*. Documentación interna DLR.

Winston, R. (1991). *Óptica sin imágenes*. Investigación y Ciencia, 176, 52-58.

Z’Graggen, A.; Haueter, P.; Maag, G.; Vidal, A.; Romero, M.; Steinfeld, A. (2007). *Hydrogen production by steam gasification of petroleum coke using concentrated solar*

power-III. *Reactor experimentation with slurry feeding*. Journal of Hydrogen Energy, 32, 992-996.

Z'Graggen, A.; Steinfeld, A. (2009). *Heat and mass transfer analysis of suspension of reacting particles subjected to concentrated solar radiation-Application to the steam-gasification of carbonaceous materials*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 52, 385-395.

Zhai, Z.; Chen, Q. (2004). *Numerical determination and treatment of convective heat transfer coefficient in the coupled building energy and CFD simulation*. Building and Environment, 39(8), 1001-1009.

Zhang, J.; Haghightat, F. (2009). *Convective heat transfer prediction in large rectangular cross-sectional area Earth-to-Air Heat Exchangers*. Building and Environment, 44, 1892-1898.

7.2 REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

ADFC, <http://adfc.sourceforge.net> Consultado en Abril de 2012.

Ansys CFX,

<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+CFX>

Consultado en Abril de 2012.

Ansys Fluent,

<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/ANSYS+Fluent> Consultado en Abril de 2012.

Asociación de Ingeniería y Diseño Asistido (AIDA). (2007). *Energía solar térmica: instalaciones para agua caliente sanitaria*. <http://www.sedeaida.org/> Consultado en Diciembre de 2011.

Barark, H. (2011). *What we are doing about the environment- Solar Energy*. Weizmann Institute of Science. <http://www.weizmann.ac.il/> Consultado en Diciembre de 2011.

CalculiX, <http://www.dhondt.de> Consultado en Abril de 2012.

Campbell Scientific, Inc. (2010) *Technical specifications: wind monitor 05103-L*. <http://www.campbellsci.com>. Consultado en Enero de 2012.

Code Saturne, <http://code-saturne.org> Consultado en Abril de 2012.

COMSOL Multiphysics CFD Module, <http://www.comsol.com/products/cfd/> Consultado en Abril de 2012.

GMSH, <http://www.geuz.org/gmsh/> Consultado en Abril de 2012.

Instituto Español del Cemento y sus Aplicaciones (IECA). (2012). *El cemento: proceso de fabricación*. IECA. <http://www.ieca.es> Consultado en Enero de 2012.

LMNO Engineering, Research, and Software, Ltd. (2003). *Gas viscosity calculator*. <http://www.lmnoeng.com/Flow/GasViscosity.htm> Consultado en Diciembre de 2011.

Meteonorm version 6.0 (2008). *Beam irradiance map of Spain*. <http://meteonorm.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

Meteonorm version 6.0 (2008). *Yearly sum of direct normal irradiance, world map*. <http://meteonorm.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

Meteonorm version 6.1 (2011). *Global radiation map of Europe (long term mean 1986-2005)*. <http://meteonorm.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

Muñiz, A. H. (2008) *Los espectros de absorción de los gases y sus radiaciones*. <http://www.mitosyfraudes.org> Consultado en Diciembre de 2011.

NETGEN, <http://www.hpfem.jku.at/netgen/> Consultado en Abril de 2012.

OpenFOAM, <http://www.openfoam.com> Consultado en Abril de 2012.

Protermosolar, <http://www.protermosolar.com> Consultado en Diciembre de 2011.

Sistemas de Regulación y Control, S.L. *Fichas técnicas de termopares y termorresistencias*. <http://www.srcsl.com/termop.htm> Consultado en Enero de 2012.

STAR-CCM⁺, http://www.cd-adapco.com/products/star_ccm_plus/ Consultado en Abril de 2012.

TETGEN, <http://tetgen.berlios.de> Consultado en Abril de 2012.

Textos Científicos. (2009). *Energía solar en procesos de calefacción industrial*. <http://www.textoscientificos.com> Consultado en Diciembre de 2011.

The Engineering Toolbox. (2005). *Dry Air Properties*. <http://www.engineeringtoolbox.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine. (2009). *Thermal conductivity of moist air*. Wolfram Research Company. <http://www.wolframalpha.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

Wolfram Alpha Computational Knowledge Engine. (2009). *Viscosity of moist air*. Wolfram Research Company. <http://www.wolframalpha.com/> Consultado en Diciembre de 2011.

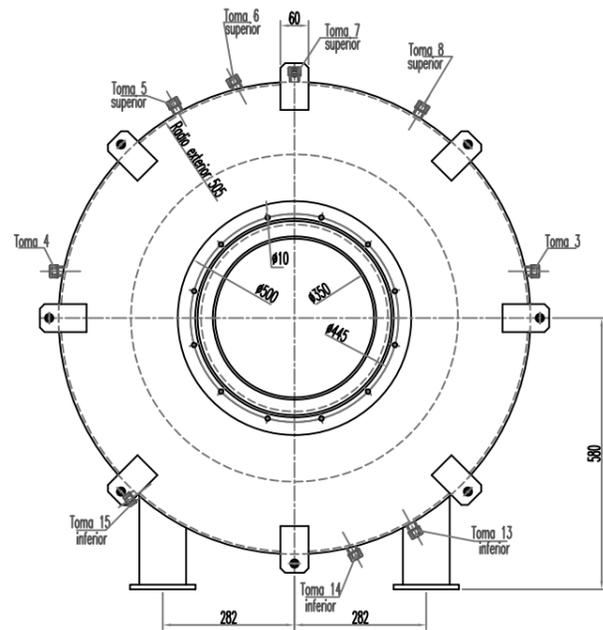
ANEXOS

8 ANEXOS: PLANOS

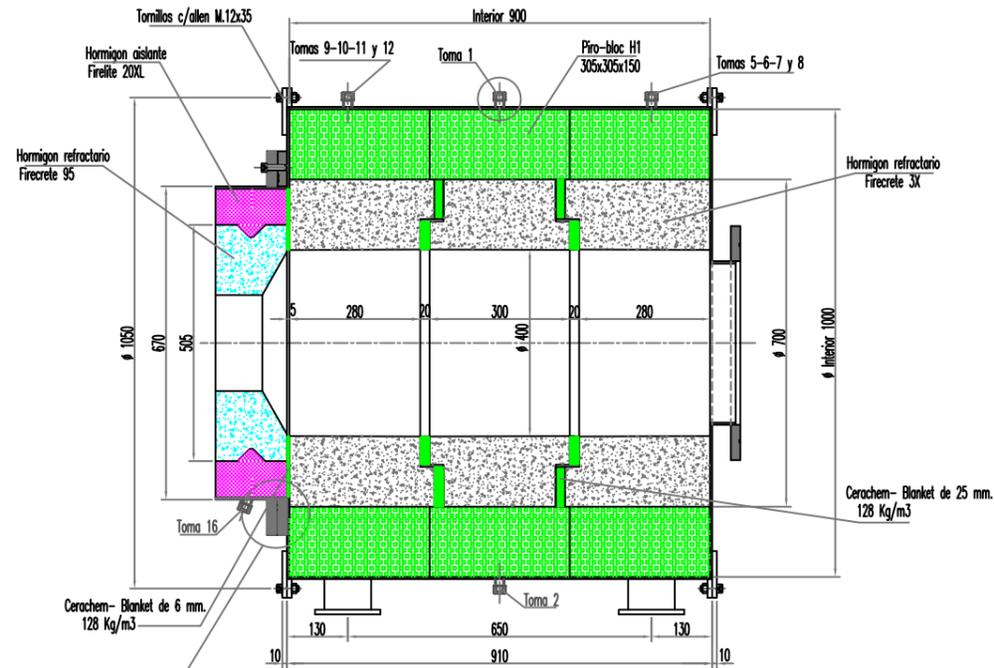
8.1 DISTRIBUCIÓN DEL ACCESO DE LOS TERMOPARES

8.2 PLANO DEL RECEPTOR VOLUMÉTRICO

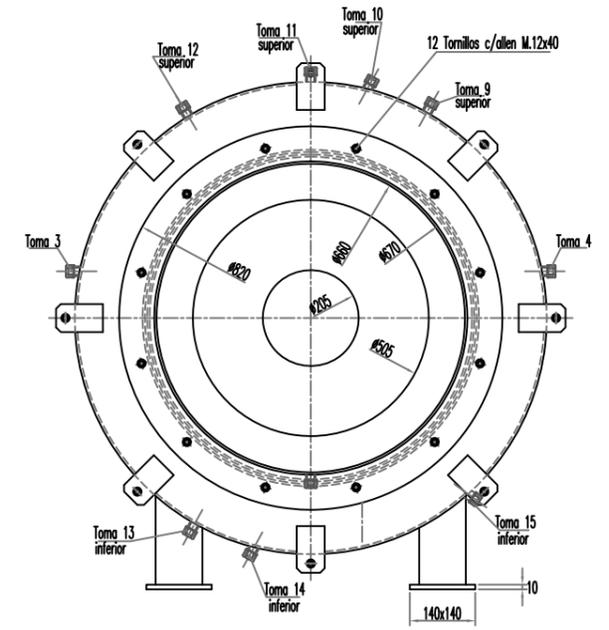
PERFIL



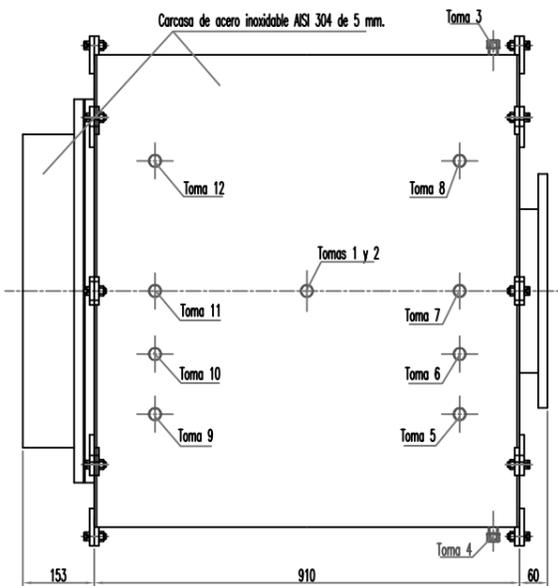
SECCIÓN



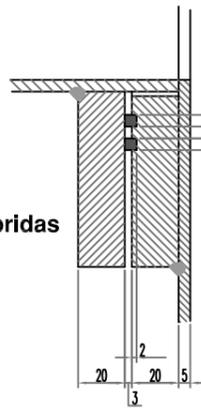
PERFIL



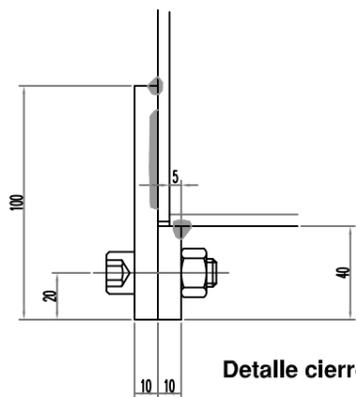
PLANTA



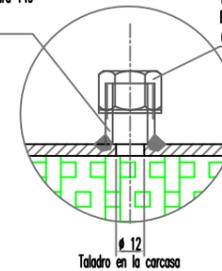
Detalle de bridas



Detalle cierre de tapas

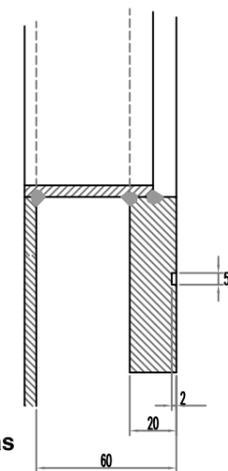


Manguito rosca exterior de 1/2,
para soldar - Figura 149
Calidad AISI-304



Tapon rosca hembra de 1/2,
Figura 300
Calidad AISI-304

Detalle de bridas



TÍTULO:

DESCRIPCIÓN DEL RECEPTOR VOLUMÉTRICO

PROYECTO:

"Diseño y análisis térmico de un receptor volumétrico para un horno solar de alta temperatura"

FORMATO:

A-3

ESCALA:

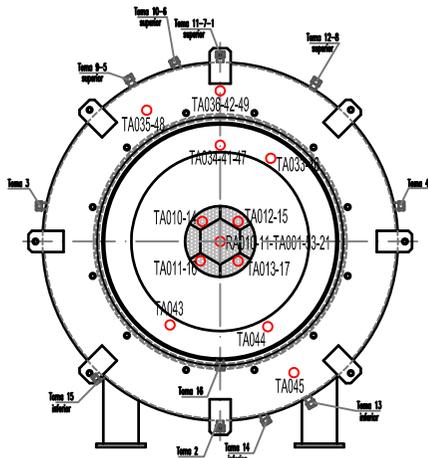
1:5

AUTOR:

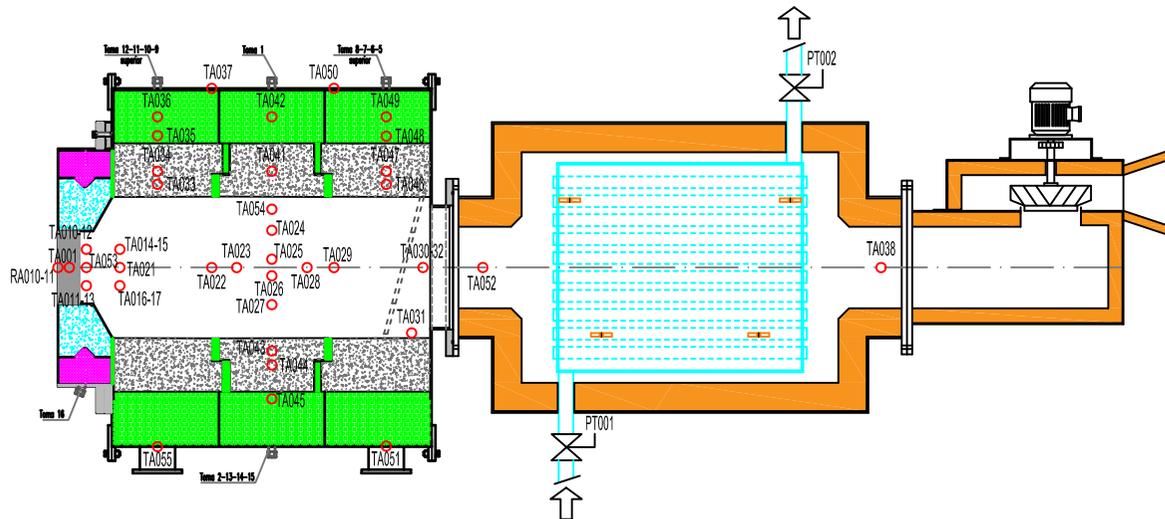
Dillers Kilns, S.L.

8.3 PLANO LOCALIZACIÓN DE TERMOPARES EN EL RECEPTOR VOLUMÉTRICO

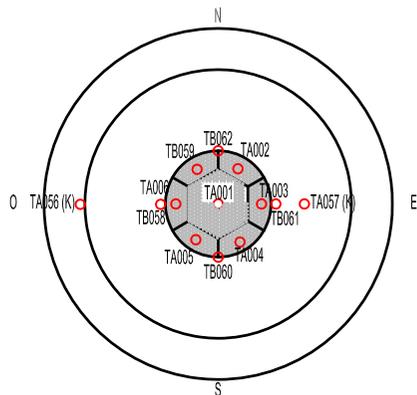
FRONTAL



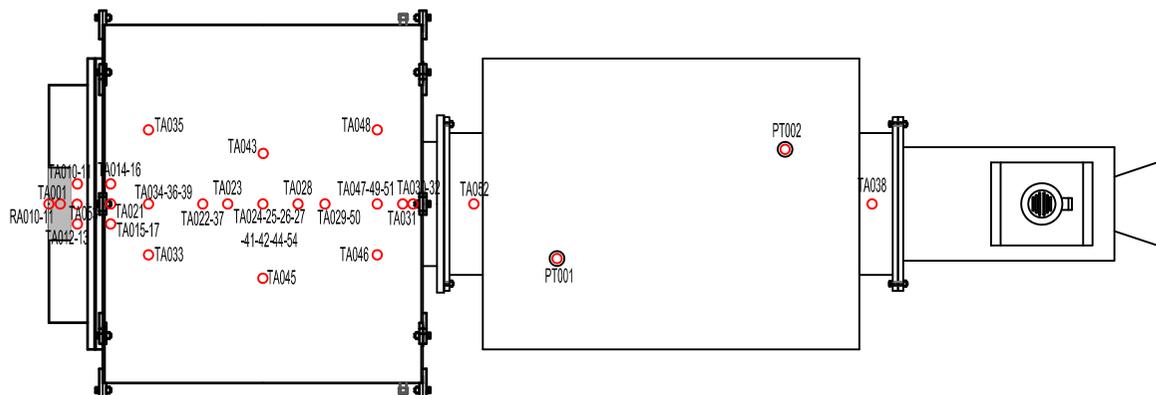
SECCIÓN



LOCALIZACIÓN TERMOPARES B



PLANTA



TÍTULO:		
LOCALIZACIÓN DE TERMOPARES EN EL RECEPTOR VOLUMÉTRICO		
PROYECTO:		
"Diseño y análisis térmico de un receptor volumétrico para un horno solar de alta temperatura"		
FORMATO:	ESCALA:	AUTOR:
A-3	1:5	M. Isabel Roldán Serrano

