

TESIS DOCTORAL

**ANÁLISIS TERMOFLUIDODINÁMICO DE
ABSORBEDORES VOLUMÉTRICOS DE
POROSIDAD GRADUAL CON MALLAS
METÁLICAS: ESTUDIO EXPERIMENTAL A
ESCALA DE LABORATORIO Y DESARROLLO
DE UN MODELO DE NO EQUILIBRIO
TÉRMICO LOCAL**

Antonio Luis Ávila Marín

Ingeniero Químico



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD NACIONAL DE EDUCACIÓN A DISTANCIA

2016

TESIS DOCTORAL

TÍTULO

Análisis termofluidodinámico de absorbedores volumétricos de porosidad gradual con mallas metálicas: Estudio experimental a escala de laboratorio y desarrollo de un modelo de no equilibrio térmico local

AUTOR

Antonio Luis Ávila Marín

Departamento de Ingeniería Energética

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Universidad Nacional de Educación a Distancia

DIRECTORA

María José Montes Pita

CODIRECTORA

Mónica Patricia Álvarez de Lara Sánchez

2016

DOCTORAL THESIS

TITLE

Thermal-fluid-dynamic analysis of gradual porosity volumetric absorbers with metallic wire meshes: Experimental study at lab-scale and numerical simulation with local thermal non-equilibrium model

AUTHOR

Antonio Luis Ávila Marín

Energetic Engineering Department

Industrial Engineer High Technical College

Universidad Nacional de Educación a Distancia

SUPERVISORS

María José Montes Pita

Mónica Patricia Álvarez de Lara Sánchez

2016

A Adela, mi mujer, por su dedicación, paciencia y amor infinito a nuestras hijas y a mí. Por todo el tiempo que era tuyo y que nunca te devolveré. Gracias. Te quiero.

AGRADECIMIENTOS

Esta es, tal vez, la página más fácil y más difícil de redactar. Lo primero, porque llegados a este punto, uno se encuentra enormemente feliz por haber cumplido la misión que tenía encomendada y, porque además, llegados aquí, uno sólo recuerda cosas buenas. Eso, al menos, me pasa a mí. Lo segundo, porque resulta complicado transmitir en pocas palabras el agradecimiento que cada persona se merece.

Gracias a mi mujer Adela, la persona más importante en mi vida. Gracias, porque sólo ella sabe lo duros que han sido estos últimos años. Gracias por quererme, por apoyarme, por acompañarse, por asesorarme y por perdonarme tantas y tantas ausencias. Este trabajo no hubiera sido posible sin ti. Te quiero hasta el infinito. Te mereces todo lo mejor!

Gracias a Valeria, mi hija. Ella ha sido mi mejor obra y mi principal fuente de energía. Gracias por tener siempre esa preciosa sonrisa, a pesar de haberme perdido muchos de los momentos que te correspondían, que siempre me inunda de felicidad y alegría. Te quiero más de lo que nunca entenderás.

Gracias a Nuria, mi recién nacida segunda hija. Gracias, porque tu mejor obra hasta el momento ha sido poner fecha de fin a esta tesis y mostrarnos, con tu prematura llegada, las cosas que de verdad son importantes en la vida. Te quiero con locura renacuaja.

Gracias a mis padres, porque ellos han sufrido desde la distancia las vicisitudes de esta aventura. Gracias a vosotros he llegado aquí. Siempre habéis sido un ejemplo para mí. Os quiero mucho. También a mis hermanos y cuñados, que siempre me apoyaron sin saber muy bien en que líos andaba metido.

Gracias a mis suegros y mis cuñados, porque ellos son como mis padres y hermanos, y siempre me han animado a cumplir este reto y no desfallecer. Gracias por estar siempre ahí.

Gracias a Mónica (mi directora) y Jesús Fernández (mi jefe), porque sin ellos, esta tesis no habría sido realidad. Su apoyo y confianza ha sido vital para superar momentos duros, para que haya conseguido finalizar esta tesis y para que siga en el CIEMAT. Gracias de verdad, os habéis convertido es una parte importante en mi vida.

Gracias a Eduardo Zarza, porque su apoyo y sus conversaciones y mensajes desde la tranquilidad y experiencia siempre han sido importantes en los momentos difíciles.

Gracias a María José Montes (mi directora) porque me ha hecho las cosas más fáciles, me ha apoyado y me ha animado desde una experiencia próxima a la mía.

Gracias a Paco, compañero de viaje desde mi llegada al CIEMAT, porque sin su trabajo y ayuda en el laboratorio todo hubiera resultado aún más difícil de lo que ha sido. Gracias.

Gracias a todos mis compañeros del CIEMAT y de la PSA. A Marcelino Sánchez que me reclutó en el año 2006, a Félix Téllez que me transmitió su pasión y conocimiento por los absorbedores volumétricos, a Jesús Ballestrin por tantas conversaciones acerca del laboratorio, a Mabel por sus ánimos, a Thorsten por compartir su experiencia con las ventanas de los

absorbedores, a Esther Rivas y Jose Luis Santiago por ayudarme tanto en los comienzos con el STAR, a Gema San Vicente y Rocio Bayón que siempre me han animado a terminar esta tesis con gran insistencia. También a Rafa Monterreal, Raul Enrique, Ángel Morales, Alfonso Vidal, Lourdes González, Mario Biencinto, Esther Rojas, Raul, Gloria, porque de una u otra manera, todos me habéis ayudado, me habéis hecho reír y/o me habéis entendido.

A mis amigos del café y comida. A Jose Miguel, Alberto, Cristina, Aleta, Olga, Arancha, Mónica, con los que he compartido muchos buenos momentos y algunos malos.

A los estudiantes que han pasado por el CIEMAT, que han realizado grandes trabajos y han sido una fuente de vitalidad importante: Esteban, Marcos, Alejandro, Laura, Jose Antonio, Carlos y Marina. Mucha suerte en vuestro futuro.

I can not finish without giving special thanks to those professors who received me in different stays: Gabriel Olalde, Elena Palomo, Gilles Flamant and Cyril Caliot. Special thanks are giving to Cyril, because I could not learn with you more in less time. You always had the time to help me, either by phone or by mail. Thanks for your support.

Gracias a toda esa gente que es imposible nombrar y que ha pasado por mi vida, laboral y personal, durante estos 10 años en el CIEMAT. Todos me habéis enriquecido y me habéis hecho ser mejor persona.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	vi
ÍNDICE.....	ix
LISTA DE TABLAS	xvii
LISTAS DE FIGURAS.....	xxii
RESUMEN.....	xxxvi
ABSTRACT	xxxix
1 Introducción.....	1
1.1 Contexto energético actual	2
1.2 El Sol como fuente energética.....	4
1.3 Concentración y seguimiento solar.....	5
1.4 Emplazamientos potenciales de la energía termosolar	8
1.5 Clasificación de los sistemas de colectores según la razón de concentración.....	10
1.6 Producción de electricidad con tecnologías de concentración solar.....	11
1.6.1 Reflectores Lineales tipo Fresnel (LFR)	12
1.6.2 Colector Cilindro Parabólico (CCP).....	15
1.6.3 Discos parabólicos.....	18
1.6.4 Sistemas de receptor central	19
1.6.4.1 Receptor agua/vapor.....	23
1.6.4.2 Receptor de sales fundidas	28
1.6.4.3 Receptor volumétrico	31
2 Antecedentes y objetivos	35
2.1 Estado del arte de la tecnología de receptores volumétricos	36
2.1.1 Introducción.....	36
2.1.2 Receptores Volumétricos.....	37
2.1.2.1 Descripción general de los receptores volumétricos	38
2.1.2.1.1 Principios de funcionamiento	38
2.1.2.1.2 Características de los volumétricos	38
2.1.2.2 Particularidades de los receptores volumétricos.....	39
2.1.2.2.1 Materiales absorbedores	39
2.1.2.2.2 Estabilidad del flujo de aire.....	40
2.1.2.2.3 Receptores volumétricos y ciclos de potencia.....	42
2.1.3 Clasificación de absorbedores volumétricos	43
2.1.3.1 Receptores volumétricos abiertos con absorbedor metálico (Tipo TSA).....	44
2.1.3.1.1 Mk – I	44
2.1.3.1.2 Sulzer 1	45
2.1.3.1.3 Sulzer 2	46
2.1.3.1.4 CATREC I	47
2.1.3.1.5 TSA.....	49
2.1.3.1.6 Sandia – Bechtel 1	51
2.1.3.1.7 Sandia – Bechtel 2	52
2.1.3.1.8 CATREC II.....	53
2.1.3.1.9 SIREC.....	55
2.1.3.2 Receptores volumétricos abiertos con absorbedor cerámico (Tipo SOLAIR)	57

2.1.3.2.1 Receptor tipo panel de Sanders	58
2.1.3.2.2 Receptor tipo panel CNRS	60
2.1.3.2.3 Receptor de rejilla cerámica – DFVLR 400mm.....	61
2.1.3.2.4 Receptor de rejilla cerámica – DFVLR 600mm.....	62
2.1.3.2.5 Receptor Selectivo CNRS	63
2.1.3.2.5.1 Vidrio – SiC.....	63
2.1.3.2.5.2 Sílice – SiC	64
2.1.3.2.6 Espuma Cerámica de Sandia	65
2.1.3.2.7 CeramTec	67
2.1.3.2.8 Conphoebus – Naples	68
2.1.3.2.9 DLR – Selectivo	70
2.1.3.2.10 CorRec.....	71
2.1.3.2.11 HITREC I	71
2.1.3.2.12 HITREC II.....	73
2.1.3.2.13 SOLAIR – 200.....	74
2.1.3.2.14 SOLAIR – 3000.....	76
2.1.3.3 Receptores volumétricos cerrados con absorbedor metálico o cerámico (Tipo REFOS o Tipo DIAPR).....	79
2.1.3.3.1 Receptor Selectivo DLR.....	80
2.1.3.3.2 PLVCR – 5	81
2.1.3.3.3 PLVCR – 500	82
2.1.3.3.4 Atlantis	84
2.1.3.3.5 Porcupine.....	85
2.1.3.3.5.1 Porcupine 1	86
2.1.3.3.5.2 Porcupine 2.....	86
2.1.3.3.5.3 Porcupine 3.....	87
2.1.3.3.5.4 Porcupine 4.....	87
2.1.3.3.5.5 Comparativa del Porcupine frente a otros diseños	88
2.1.3.3.6 VOBREC – 1	89
2.1.3.3.7 VOBREC – 2	91
2.1.3.3.7.1 Absorbedor Si_3N_4	91
2.1.3.3.7.2 Absorbedor SiC	92
2.1.3.3.8 DIAPR 30 – 50	92
2.1.3.3.8.1 DIAPR 1996	93
2.1.3.3.8.2 DIAPR 1998	93
2.1.3.3.9 DIAPR Multi – etapa.....	94
2.1.3.3.10 REFOS.....	96
2.1.3.3.11 SOLGATE.....	98
2.1.4 Resumen y conclusiones.....	99
2.1.5 Resume and conclusions.....	101
2.2 Objetivos.....	103
2.2.1 Objetivo general	103
2.2.2 Objetivos específicos.....	104
2.3 Objectives	104
2.3.1 Overall objective	105
2.3.2 Specific objectives.....	105
3 Desarrollo experimental	107
3.1 Objetivos del capítulo.....	109
3.2 Descripción de la instalación experimental.....	110

3.2.1 Esquema general de la instalación.....	110
3.2.2 Lámpara de arco corto de xenón.....	112
3.2.2.1 Descripción de la óptica de la lámpara de xenón	114
3.2.2.2 Configuración de la óptica de la lámpara de xenón.....	116
3.2.2.3 Distribución espectral de la lámpara de xenón	117
3.2.2.4 Características de la lámpara de xenón utilizada.....	118
3.2.3 Muestras y porta-muestras.....	118
3.2.4 Intercambiador de calor helicoidal aire-agua	120
3.2.4.1 Teoría para el diseño de un intercambiador helicoidal.....	121
3.2.4.1.1 Consideraciones para el diseño de un intercambiador helicoidal..	121
3.2.4.1.2 Determinación de los coeficientes de transferencia de calor.....	121
3.2.4.1.2.1 Coeficiente de transferencia de calor en la región anular.....	122
3.2.4.1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor en la región interior.....	123
3.2.4.1.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.....	124
3.2.4.1.3 Determinación del área de intercambio	124
3.2.4.2 Procedimiento de cálculo de los parámetros del intercambiador helicoidal	125
3.2.4.2.1 Caudal de aire	126
3.2.4.2.2 Caudal de agua	126
3.2.4.2.3 Material y condiciones geométricas	127
3.2.4.2.4 Área necesaria.....	127
3.2.4.3 Resumen de los parámetros y dimensiones característicos del intercambiador helicoidal utilizado	129
3.2.5 Sistema de extracción de aire y circulación de agua	130
3.2.6 Sistema de control e instrumentación.....	131
3.2.6.1 Medidores de temperatura	131
3.2.6.1.1 Termopares	131
3.2.6.1.2 Termorresistencias.....	133
3.2.6.2 Medidor del caudal de agua.....	134
3.2.6.2.1 Contador de agua	134
3.2.6.2.2 Amplificador.....	135
3.2.6.3 Medidor del caudal de aire	135
3.2.6.3.1 Caudalímetro de aire.....	135
3.2.6.3.2 Válvula de control	136
3.2.6.4 Cámara de infrarrojos	136
3.2.6.5 Medida del mapa de flujo	137
3.2.6.5.1 Radiómetro	138
3.2.6.5.2 Sistema de posicionamiento	138
3.2.6.6 Sistema de adquisición de datos	139
3.2.6.6.1 Multímetro	139
3.2.6.6.2 Pantalla de control	140
3.3 Metodología experimental.....	142
3.3.1 Selección de absorbedores.....	142
3.3.1.1 Materiales ensayados y sus propiedades	142
3.3.1.2 Características del empaquetamiento de mallas	145
3.3.1.2.1 Malla metálica de pantalla cuadrada y empaquetamiento alineado	147
3.3.1.2.2 Malla metálica de pantalla cuadrada y empaquetamiento escalonado	150
3.3.1.3 Determinación del espesor de los absorbedores	152
3.3.1.3.1 Porosidad homogénea.....	154

3.3.1.3.2 Porosidad doble	155
3.3.1.3.3 Porosidad triple.....	156
3.3.1.3.4 Resumen de los absorbedores construidos	158
3.3.2 Medida del mapa de flujo	159
3.3.2.1 Procedimiento en la toma de medidas	159
3.3.2.2 Precisión en la toma de medidas	159
3.3.2.3 Tratamiento de las medidas	161
3.3.2.4 Evaluación de las medidas.....	162
3.3.2.4.1 Mapas cuadrados	162
3.3.2.4.2 Mapas circulares	164
3.3.2.5 Errores aplicables a la medida.....	166
3.3.2.5.1 Descripción de errores	166
3.3.2.5.2 Ejemplo concreto del plano focal con aplicación de los errores ...	167
3.3.2.6 Resultados finales	169
3.3.3 Tratamiento de los datos experimentales	169
3.3.3.1 Eficiencia del absorbedor	170
3.3.3.2 Estimación de la potencia ganada por el aire en el absorbedor.....	170
3.3.3.2.1 Cálculo de la potencia ganada por el agua en el intercambiador...	170
3.3.3.2.2 Estimación de las pérdidas térmicas a través del intercambiador .	171
3.3.3.2.3 Cálculo de la potencia del aire a la entrada del intercambiador	173
3.3.3.2.4 Estimación de las pérdidas térmicas a través del receptor	173
3.3.3.2.5 Cálculo de la potencia del aire tras el absorbedor	173
3.3.3.2.6 Estimación de la temperatura media del aire a la salida del absorbedor	174
3.3.3.3 Selección de estados cuasi-estacionarios.....	174
3.3.3.4 Propiedades del aire.....	175
3.3.3.4.1.1 Densidad del aire	175
3.3.3.4.1.2 Viscosidad del aire	176
3.3.3.4.1.3 Capacidad calorífica específica del aire a presión constante..	177
3.3.3.4.1.4 Conductividad térmica del aire.....	178
3.3.3.5 Propiedades del agua	179
3.3.3.5.1 Densidad del agua.....	179
3.3.3.5.2 Capacidad calorífica	180
3.3.3.6 Propiedades de los materiales.....	181
3.3.3.6.1 Aleación 304 L	181
3.3.3.6.2 Manta de alúmina	182
3.3.4 Resumen de ensayos.....	182
3.4 Resultados experimentales	184
3.4.1 Evaluación tipo de ensayos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo A	184
3.4.1.1 Datos generales del ensayo.....	184
3.4.1.2 Evaluación del absorbedor.....	185
3.4.1.3 Comparativa de ensayos	190
3.4.2 Evaluación y comparación experimental de absorbedores de porosidad homogénea y de porosidad gradual	193
3.4.2.1 Absorbedores de porosidad homogénea	193
3.4.2.2 Absorbedores de doble porosidad gradual.....	196
3.4.2.3 Absorbedores de triple porosidad gradual	209
3.4.2.4 Comparativa absorbedores de porosidad gradual con absorbedores de referencia	214

3.5 Resumen y conclusiones.....	219
4 Simulación numérica.....	222
4.1 Objetivos del capítulo.....	224
4.2 CFD en el diseño de instalaciones solares.....	225
4.3 Formulación matemática del problema en un medio poroso.....	227
4.3.1 Introducción.....	227
4.3.2 Conservación de masa.....	228
4.3.3 Conservación de cantidad de movimiento.....	228
4.3.4 Conservación de la energía.....	232
4.3.4.1 Ecuación de conservación de la energía para la fase fluida.....	232
4.3.4.2 Ecuación de conservación de la energía para la fase sólida.....	235
4.3.5 Modelos radiativos.....	236
4.3.5.1 Ecuación de transferencia radiativa.....	237
4.3.5.2 Descripción del modelo de conductividad Rosseland.....	239
4.3.5.3 Descripción del modelo P1.....	240
4.4 Desarrollo de un modelo numérico para un absorbedor poroso en condiciones de no-equilibrio térmico local.....	244
4.4.1 Introducción.....	244
4.4.2 Variables necesarias para la resolución del modelo homogéneo equivalente.....	245
4.4.2.1 Medidas de la caída de presión.....	248
4.4.2.1.1 Instalación experimental.....	248
4.4.2.1.2 Resultados.....	250
4.4.2.2 Obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección ...	252
4.4.2.2.1 Geometría de la malla metálica.....	254
4.4.2.2.2 Principales características del mallado.....	256
4.4.2.2.2.1 Tipo de mallado.....	256
4.4.2.2.2.2 Análisis de la sensibilidad de la malla.....	260
4.4.2.2.2.3 Convergencia de la solución y validez de la malla.....	266
4.4.2.2.3 Descripción de las condiciones de contorno.....	270
4.4.2.2.4 Aproximaciones numéricas.....	271
4.4.2.2.5 Metodología del cálculo del coeficiente de transferencia de calor.....	272
4.4.2.2.6 Resultados del modelo numérico.....	275
4.4.2.2.6.1 Metodología de obtención del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales y del coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales.....	275
4.4.2.2.6.2 Comparativa del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales.....	289
4.4.2.2.6.3 Correlaciones obtenidas para mallas metálicas.....	296
4.4.2.2.6.4 Comparación con otros modelos.....	302
4.4.2.3 Propiedades ópticas/radiativas.....	305
4.4.2.3.1 Coeficiente de absorción.....	305
4.4.2.3.2 Coeficiente de dispersión.....	306
4.4.2.3.3 Coeficiente de extinción.....	306
4.4.2.4 Conductividad térmica.....	307
4.4.2.5 Flujo incidente.....	308
4.4.3 Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica.....	309
4.4.4 Principales características del mallado.....	310
4.4.4.1 Análisis de la sensibilidad de la malla.....	311

4.4.4.2	Convergencia de la solución y validez de la malla.....	312
4.4.5	Principales características del medio fluido y poroso	314
4.4.5.1	Densidad de la aleación 310	314
4.4.5.2	Capacidad calorífica de la aleación 310	315
4.4.5.3	Conductividad térmica de la aleación 310.....	316
4.4.6	Descripción de las condiciones de contorno.....	317
4.4.7	Aproximaciones numéricas	318
4.4.8	Metodología computacional para un Modelo Homogéneo Equivalente	319
4.4.9	Resultados del modelo homogéneo equivalente.....	322
4.4.9.1	Estudio paramétrico del modelo homogéneo equivalente.....	322
4.4.9.1.1	Absorbedores de una sola porosidad	322
4.4.9.1.2	Absorbedores de doble porosidad.....	324
4.4.9.1.3	Absorbedores de triple porosidad	331
4.4.9.2	Validación del modelo del modelo homogéneo equivalente.....	336
4.4.9.2.1	Validación global para absorbedores volumétricos de una sola porosidad	336
4.4.9.2.1.1	Validación Malla tipo C	338
4.4.9.2.1.2	Validación Malla tipo D	346
4.4.9.2.1.3	Validación Malla tipo E.....	350
4.4.9.2.1.4	Validación Malla tipo A	354
4.4.9.2.1.5	Validación Malla tipo B	358
4.4.9.2.1.6	Validación Malla tipo F.....	361
4.4.9.2.2	Validación parcial para absorbedores volumétricos de doble y triple porosidad	365
4.4.9.2.2.1	Validación absorbedores de doble porosidad	365
4.4.9.2.2.2	Validación absorbedores de triple porosidad.....	368
4.4.10	Resumen y conclusiones.....	370
5	Conclusiones y trabajos futuros.....	375
5.1	Sumario y conclusiones por capítulos	376
5.1.1	Desarrollo experimental	376
5.1.2	Simulación numérica	381
5.2	Conclusiones generales	385
5.3	Trabajos futuros.....	386
6	Conclusions and further works	387
6.1	Summary and specific conclusions	388
6.1.1	Experimental development	388
6.1.2	Numerical simulation	393
6.2	General conclusions.....	397
6.3	Further work	397
7	Acrónimos y Nomenclatura.....	399
7.1	Capítulo 2: Antecedentes y objetivos	400
7.2	Capítulo 3: Desarrollo experimental	401
7.3	Capítulo 4: Simulación numérica	406
8	Anexo A.....	409
8.1	Temperatura media obtenida para los absorbedores de porosidad homogénea y sus errores	409

8.2 Temperatura media obtenida para los absorbedores de doble porosidad gradual y sus errores	413
8.3 Temperatura media obtenida para los absorbedores de triple porosidad gradual y sus errores	420
9 Anexo B	425
9.1 Definiciones matemáticas	425
9.2 Teoría de Gray	426
9.3 Teoremas básicos.....	427
9.3.1 Teorema del promedio (Slattery 1967).....	427
9.3.2 Teorema de la media ponderada modificado (Gray 1975).....	427
9.3.3 Teorema de transporte (Whitaken 1973).....	428
9.4 La ecuación general de transporte por las cantidades ponderadas	428
9.5 Tensor de esfuerzos viscosos.....	429
10 Anexo C.....	431
10.1 Datos obtenidos en un ensayo de la medida de la caída de presión en un absorbedor volumétrico	431
11 Anexo D.....	433
11.1 Datos obtenidos tras el tratamiento de las imágenes de la cámara de infrarrojos	433
12 Referencias	437

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-1. Desarrollo de plantas de receptor central en el mundo (fuente: nrel.gov; csptoday.com)	22
Tabla 2-1. Principales receptores abiertos con absorbedor metálico	44
Tabla 2-2. Principales resultados del absorbedor TSA	50
Tabla 2-3. Principales resultados del receptor TSA	51
Tabla 2-4. Principales receptores abiertos con absorbedor cerámico.....	58
Tabla 2-5. Eficiencia en función del espesor del primer lecho para el caso de doble lecho empacutado (sílice – SiC), receptor selectivo CNRS.....	65
Tabla 2-6. Eficiencia de las dos configuraciones principales del receptor SOLAIR 200	76
Tabla 2-7. Principales receptores volumétricos cerrados con absorbedor metálico y cerámico .	80
Tabla 3-1. Potencia eléctrica y dimensiones de algunas lámparas de arco de xenón (fuente: [172-174])	113
Tabla 3-2. Número de Nusselt para flujo laminar en la región anular	122
Tabla 3-3. Dimensiones y características del acero inoxidable austenítico AISI 304 L	127
Tabla 3-4. Características de los termopares K, T y S	132
Tabla 3-5. Errores máximos asociados a la medidas con termopares tipo K, T y S	132
Tabla 3-6. Composición de la aleación 601 y 310, en % en peso, según la norma UNS N06601 y UNS S31000.....	142
Tabla 3-7. Propiedades físicas de la aleación 601, 310 y del SiC	143
Tabla 3-8. Porosidad lineal, porosidad volumétrica, diámetro de hilo y paso de luz de las mallas de aleación 310 seleccionadas.....	144
Tabla 3-9. Porosidad, superficie específica y diámetro hidráulico para dos tipos de empacotamiento: alineado y escalonado	151
Tabla 3-10. Número de mallas que componen 26 diseños diferentes de absorbedores volumétricos.....	158
Tabla 3-11. Precisión en la medida del mapa de flujo según el paso seleccionado para el barrido	160
Tabla 3-12. Potencia del mapa de flujo según el paso seleccionado para el barrido.....	161
Tabla 3-13. Resumen de la evaluación del mapa de flujo para el día 2 de octubre de 2013.....	169
Tabla 3-14. Plan de ensayos de los 26 diseños de absorbedores volumétricos	183
Tabla 3-15. Resumen de los datos principales integrados en el estado cuasi-estacionario para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m ³ h – Repetición 1	188
Tabla 3-16. Eficiencia de los seis absorbedores de porosidad homogénea para el caudal de 7m ³ h.....	196
Tabla 3-17. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A para el caudal de 7 m ³ h.....	200
Tabla 3-18. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B para el caudal de 7m ³ h.....	204
Tabla 3-19. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C para el caudal de 7 m ³ h.....	206

Tabla 3-20. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C para el caudal de 7 m ³ h.....	208
Tabla 3-21. Eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A para el caudal de 7m ³ h.....	211
Tabla 3-22. Eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B para el caudal de 7 m ³ h.....	214
Tabla 3-23. Temperatura a la salida de los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y de los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor temperatura para un caudal de 4 y 7 m ³ h.....	216
Tabla 3-24. Eficiencia media de los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y de los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor eficiencia para un caudal de 4 y 7 m ³ h.....	217
Tabla 4-1. Variables necesarias para la resolución del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local	247
Tabla 4-2. Coeficientes viscoso e inercial medido experimentalmente para 26 diseños diferentes de absorbedores volumétricos construidos con mallas metálicas.....	251
Tabla 4-3. Resumen de vistas 3D de los tipos de mallas analizados.....	255
Tabla 4-4. Variación del número de Nusselt y de la caída de presión según distintos valores del PLT para un mismo BS	261
Tabla 4-5. Variación del número de Nusselt y de la caída de presión según distintos valores del NPL para un mismo BS.....	262
Tabla 4-6. Número de celdas obtenidas para cada tipo de malla.	268
Tabla 4-7. Validez de las caras obtenidas para cada tipo de malla.	268
Tabla 4-8. Variación del volumen de las celdas obtenidas para cada tipo de malla.	269
Tabla 4-9. Coeficientes que ajustan la ecuación (4-55) para la obtención del Nulv para cada uno de los 6 tipos de mallas comerciales estudiadas.....	299
Tabla 4-10. Coeficientes que ajustan la ecuación (4-55) para la obtención del Nul para cada uno de los 6 tipos de mallas comerciales estudiadas.....	299
Tabla 4-11. Rango y condiciones de validez de los datos presentados en la Tabla 4-9 y en la Tabla 4-10	300
Tabla 4-12. Resumen de los valores geométricos de las mallas analizadas para un orden decreciente del número de Nulv según los ajustes obtenidos y mostrados en la Fig. 4-40.....	301
Tabla 4-13. Resumen del mallado de volumen de las 6 geometrías uni-porosidad para el modelo homogéneo equivalente.....	311
Tabla 4-14. Validez de las caras obtenidas para 6 tipos de mallas del modelo homogéneo equivalente	313
Tabla 4-15. Variación del volumen de las celdas para 6 tipos de mallas del modelo homogéneo equivalente	313
Tabla 4-16. Variables necesarias y su expresión para la resolución del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local	320
Tabla 4-17. Parámetros geométricos de las seis mallas comerciales analizadas, temperaturas representativas y eficiencia del absorbedor para las opciones de porosidad homogénea	323
Tabla 4-18. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A	326

Tabla 4-19. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B	329
Tabla 4-20. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo C	330
Tabla 4-21. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A.....	333
Tabla 4-22. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B.....	334
Tabla 4-23. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido y la temperatura máxima del sólido en la entrada del absorbedor para un volumétrico construido con mallas tipo C	343
Tabla 4-24. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo D	349
Tabla 4-25. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo E.....	353
Tabla 4-26. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo A	357
Tabla 4-27. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo B	360
Tabla 4-28. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo F.....	364
Tabla 4-29. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B	365
Tabla 4-30. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.....	366
Tabla 4-31. Comparación de los valores experimentales y numéricos de la eficiencia del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B	367
Tabla 4-32. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B	368
Tabla 4-33. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.....	369
Tabla 4-34. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la eficiencia del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B	369
Tabla 8-1. Máxima dispersión de los absorbedores de doble porosidad gradual respecto de la temperatura media estimada a la salida del absorbedor	413
Tabla 8-2. Máxima dispersión de los absorbedores de triple porosidad gradual respecto de la temperatura media estimada a la salida del absorbedor	420

Tabla 10-1. Caída de presión para 10 mallas tipo A – Ensayo 1.....	432
Tabla 11-1. Resumen de la diferencia numérico-experimental para las imágenes de la cámara de infrarrojo analizadas para los casos de 1 m/s	436

LISTAS DE FIGURAS

Fig. 1-1. Intensidad del espectro solar en función de la longitud de onda (fuente: [7]).....	4
Fig. 1-2. Tecnologías termosolares según su concentración solar en el foco (fuente: solarpaces.org)	6
Fig. 1-3. Principios de operación y trayectoria diaria de un concentrador cilindro parabólico con orientación del eje N-S (fuente: [11])	7
Fig. 1-4. Influencia del seguimiento solar según el valor final de la radiación para distintas ciudades características (fuente: [12]).....	7
Fig. 1-5. Emplazamientos potenciales a nivel mundial para la ubicación de centrales termosolares (fuente: http://solargis.info)	9
Fig. 1-6. Mapa de radiación solar global obtenido para un año tipo en España (fuente: http://www.adrase.es/).....	9
Fig. 1-7. Influencia del emplazamiento y del tamaño de planta sobre el coste relativo de la electricidad (fuente: [14]).....	10
Fig. 1-8. Esquema de funcionamiento de una planta termosolar para producción de electricidad (fuente: [9])	12
Fig. 1-9. Lazo Fredesmo situado en la Plataforma Solar de Almería (fuente: http://www.psa.es)	13
Fig. 1-10. Esquema de un concentrador secundario de la tecnología Fresnel (fuente: http://www.psa.es).....	14
Fig. 1-11. Esquema de un diseño de receptor multi-tubo (fuente: [19])	14
Fig. 1-12. Lazo de colectores cilindro parabólicos situado en la Plataforma Solar de Almería (fuente: http://www.psa.es)	16
Fig. 1-13. Esquema del tubo absorbedor del colector LS-3 (fuente: Flabeg Solar Internacional, http://www.flabeg.com/index.html)	17
Fig. 1-14. Elementos básicos de un sistema disco Stirling. Prototipo Eurodish (fuente: [34])...	18
Fig. 1-15. Planta PS10 con campo norte (fuente: abengoasolar.com).....	20
Fig. 1-16. Planta Gemasolar con campo circular (fuente: sener.es).....	20
Fig. 1-17. Tipos de receptores en un sistema de receptor central (fuente: [38])	23
Fig. 1-18. Diagramas de flujo y nomenclatura de los caudalímetros para el receptor de la central Solar One (fuente: [40])	25
Fig. 1-19. Circulación del fluido en el receptor CESA 1 (fuente: [38]).....	26
Fig. 1-20. Esquema de un sistema de receptor central usando agua/vapor como fluido de trabajo. Planta tipo PS10 (fuente: abengoasolar.com).....	28
Fig. 1-21. Primer plano del receptor Solar Two (fuente: [43])	29
Fig. 1-22. Diagrama de circulación del fluido en la central Solar Two (fuente: [43]).....	29
Fig. 1-23. Diagrama de circulación del fluido en el receptor THEMIS (fuente: [38]).....	30
Fig. 1-24. Esquema de un sistema de receptor central usando sales fundidas de nitrato como fluido de trabajo. Planta tipo Gemasolar (fuente: [44]).....	31
Fig. 1-25. Esquema de un sistema de receptor central usando aire como fluido de trabajo. Planta tipo TSA. (fuente: psa.es).....	32
Fig. 1-26. Vista general del campo solar y la torre situada en Jülich (fuente: dlr.de).....	33

Fig. 1-27. Esquema de funcionamiento de la planta de Jülich (fuente: dlr.de)	34
Fig. 2-1. Esquema de funcionamiento comparativo de un receptor de tubos y un receptor volumétrico (fuente: [58])	39
Fig. 2-2. Caída de presión cuadrática frente a temperatura del aire para distintos flujos solares y $K_2 = \infty$ (fuente: [64])	41
Fig. 2-3. Caída de presión cuadrática frente a la temperatura del aire y distintos valores del coeficiente de permeabilidad inercial (fuente: [64])	41
Fig. 2-4. Esquema de receptor volumétrico abierto acoplado a un ciclo Rankine (fuente: [44])	42
Fig. 2-5. Esquema de receptor volumétrico cerrado acoplado a un ciclo Brayton (fuente: [44])	43
Fig. 2-6. Imagen del absorbedor Sulzer 1 (fuente: [71])	45
Fig. 2-7. Imagen del absorbedor Sulzer 2 (fuente: [71])	46
Fig. 2-8. Resultados experimentales del rendimiento en función de la temperatura de salida del aire en el absorbedor Sulzer 2 (fuente: [79])	47
Fig. 2-9. Catalizador Emitec usado para los absorbedores CATREC I y CATREC II (fuente: [82])	48
Fig. 2-10. Resultados experimentales del rendimiento en función de la temperatura de salida del aire, obtenidos con el absorbedor CATREC 1 (fuente: [79])	48
Fig. 2-11. Imagen de los huecos entre módulos del absorbedor CATREC I (fuente: [81])	49
Fig. 2-12. Imagen del área de fusión del absorbedor CATREC I (fuente: [81])	49
Fig. 2-13. Absorbedor TSA. Vista frontal (fuente: [84])	50
Fig. 2-14. Absorbedor TSA. Detalle de módulos frontal (fuente: [42])	50
Fig. 2-15. Eficiencia del receptor TSA en función del flujo másico (fuente: [86])	51
Fig. 2-16. Eficiencia del receptor TSA en función de la potencia incidente en la apertura (fuente: [86])	51
Fig. 2-17. Disposición experimental del absorbedor Sandia – Bechtel (fuente: [88])	52
Fig. 2-18. Imagen de la soldadura de los 7 módulos para su ubicación en el lecho Sulzer de la PSA (fuente: [82])	54
Fig. 2-19. Vista frontal del receptor SIREC – 1 con esquema de localización de termopares en la parte trasera (fuente: [93])	55
Fig. 2-20. Eficiencia del absorbedor SIREC en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [93])	56
Fig. 2-21. Detalles de la matriz que actúa como intercambiador de calor en el receptor tipo panel de Sanders (fuente: [72])	59
Fig. 2-22. Receptor de Sanders para discos parabólicos (fuente: [94])	59
Fig. 2-23. Receptor 250 kWt de Sanders para torre (fuente: [94])	60
Fig. 2-24. Esquema del receptor IMP (fuente: [72])	61
Fig. 2-25. Segunda generación de absorbedor de rejilla cerámica DFVLR 600 mm (fuente: [72])	62
Fig. 2-26. Doble lecho empaquetado sílice – SiC para el receptor selectivo CNRS (fuente: [98])	64
Fig. 2-27. Vista frontal del receptor de espuma cerámica de Sandia (fuente: [102])	65

Fig. 2-28. Eficiencia de la espuma cerámica de Sandia en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [79])	66
Fig. 2-29. Vista delantera de absorbedor CeramTec (fuente: [106]).....	67
Fig. 2-30. Eficiencia del absorbedor CeramTec en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [79])	68
Fig. 2-31. Vista frontal del receptor Conphoebus – Naples. Detalle de las 9 secciones (fuente: [110]).....	69
Fig. 2-32. Esquema absorbedor en el receptor Conphoebus – Naples. Vista del retranqueo de las varillas y láminas (fuente: [111]).....	69
Fig. 2-33. Detalle de la apertura de la retícula absorbedora en el receptor selectivo ensayado por el DLR (fuente: [112]).....	70
Fig. 2-34. Esquema de las retículas, de cuarzo –SiSiC del receptor selectivo ensayado por el DLR (fuente: [112])	70
Fig. 2-35. Monolito y copa del receptor HITREC I (fuente: [106]).....	72
Fig. 2-36. Estructura de acero inoxidable con las copas del receptor HITREC I (fuente: [106])	72
Fig. 2-37. Principio de funcionamiento del receptor HITREC II (fuente: [117])	73
Fig. 2-38. Diseño del receptor HITREC II (fuente: [117])	73
Fig. 2-39. Eficiencia del absorbedor HITREC II en función de la temperatura de salida del aire. (fuente: [117])	74
Fig. 2-40. Módulo receptor SOLAIR – 200 (fuente: [84]).....	75
Fig. 2-41. Configuración 2 del receptor SOLAIR 200: copas superiores de SiSiC, copas inferiores de re – SiC (fuente: [119])	75
Fig. 2-42. Configuración 3 del receptor SOLAIR 200: láminas en la mitad izquierda, de la configuración 2 (fuente: [119])	75
Fig. 2-43. Estructura soporte receptor SOLAIR 3000 (fuente: psa.es)	77
Fig. 2-44. Montaje de las copas del receptor SOLAIR 3000 (fuente: psa.es).....	77
Fig. 2-45. Eficiencia del receptor SOLAIR 3000 en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [122])	78
Fig. 2-46. Configuración del receptor selectivo DLR (fuente: [72]).....	81
Fig. 2-47. Partes del receptor PLVCR – 5 (fuente: [129])	82
Fig. 2-48. Receptor PLVCR – 5 (fuente: [129]).....	82
Fig. 2-49. Receptor PLVC 500 (fuente: [129])	83
Fig. 2-50. Concentrador parabólico compuesto hexagonal del receptor PLVC 500 (fuente: [129]).....	83
Fig. 2-51. Derecha: Vista de uno de los cuatro tubos con el absorbedor. Izquierda: Vista frontal (fuente: [132])	84
Fig. 2-52. Dispositivo experimental para probar el absorbedor Porcupine (fuente: [135]).....	86
Fig. 2-53. Porcupine: nuevo concepto de absorbedor volumétrico (fuente: [135]).....	86
Fig. 2-54. Sistemas de refrigeración y localización de los termopares en los pines para el absorbedor Porcupine 1, 2, 3 y 4 (fuente: [135]).....	88
Fig. 2-55. Esquema del receptor volumétrico VOBREC – 1 (fuente: [140]).....	90
Fig. 2-56. Sección del receptor DIAPR 1996 (fuente: [148])	93

Fig. 2-57. Sección del receptor DIAPR 1998 (fuente: [148]).....	93
Fig. 2-58. Receptor de baja temperatura o precalentador del receptor DIAPR Multi – etapa (fuente: [152])	95
Fig. 2-59. Receptor de alta temperatura del receptor DIAPR Multi – etapa DIAPR (fuente: [152]).....	95
Fig. 2-60. Precalentadores junto al CPC central del receptor DIAPR Multi – etapa (fuente: [152]).....	95
Fig. 2-61. Sistema de precalentamiento de aire solar mediante receptor volumétrico (fuente: [156]).....	97
Fig. 2-62. Diseño del receptor volumétrico presurizado REFOS, con concentrador secundario (fuente: [156])	97
Fig. 2-63. Evolución del concentrador secundario del receptor REFOS. Izquierda: antiguo concentrador. Derecha: nuevo concentrador (fuente: [156]).....	98
Fig. 2-64. Imagen de los módulos que componen el receptor SOLGATE (fuente: [159])	99
Fig. 3-1. Panorámica de la instalación experimental y sus componentes	110
Fig. 3-2. Lámpara de arco corto de xenón en funcionamiento (fuente: [162]).....	112
Fig. 3-3. Espejo cilindro-elíptico (fuente: [169])	113
Fig. 3-4. Tándem CPC-2D (fuente: [169])	113
Fig. 3-5. Lámpara de xenón y concentrador parabólico.....	114
Fig. 3-6. Detalle del simulador solar utilizado	114
Fig. 3-7. Elipsoide de revolución truncado con limitaciones geométricas.....	115
Fig. 3-8. Valor de la excentricidad (e) de un elipsoide como función del ángulo de truncación, para varias distancias focales (2c) y diámetros de truncación (dt).....	116
Fig. 3-9. Configuraciones ópticas de la lámpara de xenón (fuente: [162]). (a) Lámpara posicionada con su eje perpendicular al semieje mayor. (b) Lámpara posicionada en el semieje mayor.....	116
Fig. 3-10. Distribución espectral de la potencia radiativa emitida por una lámpara de arco corto de xenón y el de un cuerpo negro a 6200K (fuente: [162]).....	117
Fig. 3-11. Esquema del sistema porta-muestras con sus dimensiones (en mm).....	119
Fig. 3-12. Porta-muestras con aislamiento y termopares	119
Fig. 3-13. Esquema de un intercambiador de calor helicoidal (fuente: [179]).....	120
Fig. 3-14. Sección transversal del intercambiador helicoidal (fuente: [179]).....	120
Fig. 3-15. Factor Colburn frente al número de Reynolds para la transferencia de calor por el interior del tubo (fuente: [179]).....	123
Fig. 3-16. Esquema del sistema porta-muestras y del intercambiador con sus dimensiones (en mm)	130
Fig. 3-17. Soplante de aire	130
Fig. 3-18. Bomba de agua	130
Fig. 3-19. Termopar K	132
Fig. 3-20. Termopar T	132
Fig. 3-21. Termopar S	132

Fig. 3-22. Termorresistencia PT100.....	134
Fig. 3-23. Caudalímetro de aire.....	136
Fig. 3-24. Válvula de compuerta.....	136
Fig. 3-25. Cámara de infrarrojos de la empresa FLIR.....	137
Fig. 3-26. Posicionador en 3 ejes colocado entre la lámpara y el dispositivo de ensayos.....	137
Fig. 3-27. Radiómetro tipo Gardon	137
Fig. 3-28. Sección de barrido realizada por el sistema de seguimiento	139
Fig. 3-29. Vista frontal del multímetro multiplexor	140
Fig. 3-30. Pantalla de control del dispositivo de receptores volumétricos.....	141
Fig. 3-31. Pantalla de visualización temporal de variables	141
Fig. 3-32. Absorbedor de SiC.....	143
Fig. 3-33. Absorbedor TSA.....	143
Fig. 3-34. Mallas metálicas comerciales base para la construcción de absorbedores de porosidad gradual.....	144
Fig. 3-35. Malla metálica plana. a) Pantalla cuadrada; b) Pantalla diamante; c) Pantalla arbitraria (fuente [186])	145
Fig. 3-36. Tipos de empaquetamientos. a) Alineado; b) Escalonado (fuente: [187]).....	146
Fig. 3-37. Malla de hilo metálico rectangular. a) Vista en planta; b) Vista frontal. Fuente: [186]	147
Fig. 3-38. Vista frontal del receptor sin muestra y del radiómetro.....	153
Fig. 3-39. Vista trasera del receptor sin muestra, de la lámpara con la compuerta cerrada y del radiómetro	153
Fig. 3-40. Vista frontal del receptor con una muestra del absorbedor TSA	153
Fig. 3-41. Vista frontal del receptor con una muestra del absorbedor TSA en operación	153
Fig. 3-42. Medidas de transmisividad según el número de mallas apiladas para la malla tipo A	154
Fig. 3-43. Medidas de transmisividad para un absorbedor tipo AC según el número de mallas apiladas para la malla tipo A y tipo C	155
Fig. 3-44. Medidas de transmisividad para un absorbedor tipo ACE según el número de mallas apiladas para la malla tipo A, tipo C y tipo E.....	157
Fig. 3-45. Precisión para el barrido de datos para la medida del mapa de flujo.....	160
Fig. 3-46. Mapa de isóneas del flujo radiativo en kWm ² obtenido mediante la interpolación de los datos experimentales el día 2 de octubre de 2013	162
Fig. 3-47. Mapa de flujo (en kWm ²) tridimensional obtenido para el plano focal en una superficie cuadrada el día 2 de octubre de 2013	163
Fig. 3-48. Mapa de flujo (en kWm ²) de superficie obtenido para el plano focal en una superficie cuadrada el día 2 de octubre de 2013	163
Fig. 3-49. Mapa de flujo (en kWm ²) tridimensional obtenido para el plano focal en una superficie circular el día 2 de octubre de 2013.....	165
Fig. 3-50. Mapa de flujo (en kWm ²) de superficie obtenido para el plano focal en una superficie circular el día 2 de octubre de 2013	165

Fig. 3-51. Variación posible en el posicionamiento del absorbedor sobre el eje X en relación al punto de máximo flujo (0, 0).....	168
Fig. 3-52. Variación de la densidad del aire con la temperatura	175
Fig. 3-53. Variación de la viscosidad del aire con la temperatura	176
Fig. 3-54. Variación de la capacidad calorífica del aire con la temperatura	177
Fig. 3-55. Variación de la conductividad térmica del aire con la temperatura.....	178
Fig. 3-56. Variación de la densidad del agua con la temperatura.....	179
Fig. 3-57. Variación de la capacidad calorífica del agua con la temperatura.....	180
Fig. 3-58. Variación de la conductividad térmica de la aleación 304 L con la temperatura	181
Fig. 3-59. Variación de la conductividad térmica de la manta de alúmina con la temperatura.	182
Fig. 3-60. Figuras generales del ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m3h – Repetición 1.....	185
Fig. 3-61. Pérdidas térmicas del receptor para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m3h – Repetición 1.....	186
Fig. 3-62. Potencia ganada por el agua, pérdidas totales en el receptor y potencia ganada por el aire a la salida del absorbedor para un ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m3h – Repetición 1	186
Fig. 3-63. Incremento de temperatura del agua para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m3h – Repetición 1.....	187
Fig. 3-64. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones	191
Fig. 3-65. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A de las tres repeticiones y sus errores	191
Fig. 3-66. Potencia ganada por el aire en el absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones	192
Fig. 3-67. Eficiencia del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones	192
Fig. 3-68. Temperatura media estimada a la salida de los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos	194
Fig. 3-69. Potencia media ganada por el aire a su paso por el absorbedor para los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos.....	195
Fig. 3-70. Eficiencia media de los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos	195
Fig. 3-71. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos	198
Fig. 3-72. Potencia media ganada por el aire a su paso por los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos.....	199
Fig. 3-73. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos	200
Fig. 3-74. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos.....	201
Fig. 3-75. Potencia media ganada por el aire a su paso por los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos.....	202

Fig. 3-76. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos	203
Fig. 3-77. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y para cuatro caudales volumétricos.....	205
Fig. 3-78. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y para cuatro caudales volumétricos	206
Fig. 3-79. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo D y para cuatro caudales volumétricos	207
Fig. 3-80. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo D y para cuatro caudales volumétricos	208
Fig. 3-81. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos	210
Fig. 3-82. Eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos	210
Fig. 3-83. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos.....	212
Fig. 3-84. Eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos	213
Fig. 3-85. Temperatura media estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor temperatura.....	215
Fig. 3-86. Eficiencia media para los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor eficiencia	217
Fig. 4-1. Instalación experimental para la medida de la caída de presión.....	249
Fig. 4-2. Porta-muestras	249
Fig. 4-3. Medidor de caída de presión.....	249
Fig. 4-4. Esquema general de la estructura representativa de una malla metálica en CFD.....	254
Fig. 4-5. Vista 3D del mallado de superficie de una malla metálica tipo C. Vista en planta	257
Fig. 4-6. Vista 3D del mallado de superficie de una malla metálica tipo C. Vista lateral.....	257
Fig. 4-7. Vista 3D del mallado poliédrico y de capas prismáticas para una malla metálica tipo C.	259
Fig. 4-8. Vista 3D del mallado de extrusión para una malla metálica tipo C.....	259
Fig. 4-9. Vista 2D del mallado global para una malla metálica tipo C.	259
Fig. 4-10. Número de Nusselt en función del espesor de las capas prismáticas y del tamaño base	261
Fig. 4-11. Número de Nusselt en función del número de capas prismáticas y del tamaño base.....	262
Fig. 4-12. Número de Nusselt en función del número de capas prismáticas, del espesor de las capas prismáticas y del tamaño base	263
Fig. 4-13. Número de Nusselt y caída de presión en función del número de celdas.....	264
Fig. 4-14. Variación de la caída de presión, número de Nusselt, número de Nusselt volumétrico y flujo de calor transferido al aire en función del número de celdas para un NPL = 2 y un PLT = 8.....	265

Fig. 4-15. Validez de las caras de una malla. Calidad buena (izquierda) y mala (derecha). Fuente: [217]	267
Fig. 4-16. Validez de las celdas de una malla. Calidad buena (izquierda) y mala (derecha). Fuente: [217]	267
Fig. 4-17. Evolución de la presión estática a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 1100 K, una temperatura de entrada del fluido de 300 K y distintas velocidad del fluido.....	276
Fig. 4-18. Evolución de la presión estática a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s y distintas temperaturas de la malla sólida	276
Fig. 4-19. Evolución de la presión estática en distintos planos 3D para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$	277
Fig. 4-20. Evolución longitudinal de la presión estática para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$	277
Fig. 4-21. Evolución de la velocidad media del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 700 K y una temperatura de entrada del fluido de 300 K	278
Fig. 4-22. Evolución de la velocidad media del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 3 m/s	279
Fig. 4-23. Evolución de la velocidad media en distintos planos 3D para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$	280
Fig. 4-24. Evolución de la velocidad media para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$	280
Fig. 4-25. Evolución de la temperatura adimensional del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 1500 K y una temperatura de entrada del fluido de 300 K.....	281
Fig. 4-26. Evolución de la temperatura adimensional del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 1 m/s	282
Fig. 4-27. Patrón de las secciones de corte consideradas en el dominio de estudio para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en condiciones locales. Empaquetamiento alineado a la izquierda. Empaquetamiento escalonado de a la derecha. Fuente: Adaptado de [187].....	284
Fig. 4-28. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.	286
Fig. 4-29. Coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.....	287
Fig. 4-30. Número de Nusselt volumétrico en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.....	288
Fig. 4-31. Número de Nusselt en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.....	289
Fig. 4-32. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A	291
Fig. 4-33. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo B	291
Fig. 4-34. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo C	292

Fig. 4-35. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo D	293
Fig. 4-36. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo E	295
Fig. 4-37. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo F.....	295
Fig. 4-38. Ajuste del nº de Nusselt volumétrico en condiciones locales numérico para una geometría tipo A.....	298
Fig. 4-39. Ajuste del nº de Nusselt en condiciones locales numérico para una geometría tipo A	298
Fig. 4-40. Número de Nusselt volumétrico en condiciones locales obtenido de los ajustes para las 6 mallas analizadas	300
Fig. 4-41. Comparación de correlaciones para el coeficiente Nu_{lv} junto con las mallas tipo A y tipo D obtenidas en el presente trabajo	303
Fig. 4-42. Mapa de flujo de entrada utilizado para la verificación del modelo global en STAR-CCM+.....	308
Fig. 4-43. Variación de la caída de presión, número de Nusselt, número de Nusselt volumétrico y flujo de calor transferido al aire en función del número de celdas para un $NPL = 2$ y un $PLT = 8$	312
Fig. 4-44. Variación de la densidad de la aleación 310 con la temperatura	314
Fig. 4-45. Variación de la capacidad calorífica de la aleación 310 con la temperatura	315
Fig. 4-46. Variación de la conductividad térmica de la aleación 310 con la temperatura.....	316
Fig. 4-47. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para las seis mallas estudiadas	323
Fig. 4-48. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A.....	325
Fig. 4-49. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A (Detalle ampliado de la Fig. 4-48)	325
Fig. 4-50. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B	328
Fig. 4-51. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B (Detalle ampliado de la Fig. 4-50).....	328
Fig. 4-52. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo C	330
Fig. 4-53. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A	332
Fig. 4-54. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A (Detalle ampliado de la Fig. 4-53).....	332
Fig. 4-55. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B	335
Fig. 4-56. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B (Detalle ampliado de la Fig. 4-55)	335
Fig. 4-57. Mapa de flujo incidente representativo utilizado como condición de entrada para las simulaciones de los absorbedores volumétricos.....	339

Fig. 4-58. Velocidad del fluido a través del medio poroso con malla tipo C. (a) Velocidad vectorial en la sección NS y EO. (b) Velocidad escalar en la sección NS	339
Fig. 4-59. Obtención del coeficiente volumétrico de transferencia de calor para una matriz metálica con malla tipo C en el eje NS. (a) Temperatura del fluido. (b) Número de Reynolds. (c) Número de Prandtl. (d) Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales.....	340
Fig. 4-60. Componentes de la radiación obtenidas para un absorbedor formada por malla tipo C: (a) Radiación colimada. (b) Radiación difusa. (c) Radiación total	340
Fig. 4-61. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo C. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	341
Fig. 4-62. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo C. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	341
Fig. 4-63. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo C	342
Fig. 4-64. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo C. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	342
Fig. 4-65. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	344
Fig. 4-66. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.848 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	345
Fig. 4-67. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.707 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	345
Fig. 4-68. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.566 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	345
Fig. 4-69. Imágenes de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo C. (a) Velocidad de circulación de 1 m/s. (b) Velocidad de circulación de 0.848 m/s. (c) Velocidad de circulación de 0.707 m/s. (d) Velocidad de circulación de 0.566 m/s. ..	346
Fig. 4-70. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo D. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	347
Fig. 4-71. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo D. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	347
Fig. 4-72. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo D	348
Fig. 4-73. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo D. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	348
Fig. 4-74. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo D para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	349

Fig. 4-75. Imagen de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo D con una velocidad de circulación de 1 m/s.....	350
Fig. 4-76. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo E. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	351
Fig. 4-77. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo E. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	351
Fig. 4-78. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo E.....	352
Fig. 4-79. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo E. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	352
Fig. 4-80. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo E para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO	353
Fig. 4-81. Imagen de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo E con una velocidad de circulación de 1 m/s	354
Fig. 4-82. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo A. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	355
Fig. 4-83. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo A. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	355
Fig. 4-84. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo A	356
Fig. 4-85. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo A. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	356
Fig. 4-86. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo A para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO ...	357
Fig. 4-87. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo B. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	358
Fig. 4-88. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo B. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	359
Fig. 4-89. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo B	359
Fig. 4-90. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo B. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	360
Fig. 4-91. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo B para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO....	361
Fig. 4-92. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo F. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	362
Fig. 4-93. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo F. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor	362

Fig. 4-94. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo F.....	363
Fig. 4-95. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo F. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.....	363
Fig. 4-96. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo F para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO....	364
Fig. 8-1. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A de las tres repeticiones y sus errores	410
Fig. 8-2. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo B de las cuatro repeticiones y sus errores	410
Fig. 8-3. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo C de las tres repeticiones y sus errores.....	411
Fig. 8-4. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo D de las tres repeticiones y sus errores	411
Fig. 8-5. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo E de las tres repeticiones y sus errores.....	412
Fig. 8-6. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo F de las nueve repeticiones y sus errores	412
Fig. 8-7. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AC de las nueve repeticiones y sus errores	414
Fig. 8-8. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AD de las nueve repeticiones y sus errores.....	414
Fig. 8-9. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AE de las nueve repeticiones y sus errores	415
Fig. 8-10. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AF de las nueve repeticiones y sus errores	415
Fig. 8-11. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BC de las nueve repeticiones y sus errores	416
Fig. 8-12. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BD de las nueve repeticiones y sus errores	416
Fig. 8-13. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BE de las nueve repeticiones y sus errores	417
Fig. 8-14. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BF de las nueve repeticiones y sus errores.....	417
Fig. 8-15. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo CE de las nueve repeticiones y sus errores	418
Fig. 8-16. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo CF de las nueve repeticiones y sus errores.....	418
Fig. 8-17. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo DE de las nueve repeticiones y sus errores	419
Fig. 8-18. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo DF de las nueve repeticiones y sus errores	419
Fig. 8-19. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ACE de las nueve repeticiones y sus errores.....	421

Fig. 8-20. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ACF de las nueve repeticiones y sus errores.....	421
Fig. 8-21. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ADE de las nueve repeticiones y sus errores	422
Fig. 8-22. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ADF de las nueve repeticiones y sus errores.....	422
Fig. 8-23. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BCE de las nueve repeticiones y sus errores.....	423
Fig. 8-24. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BCF de las nueve repeticiones y sus errores	423
Fig. 8-25. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BDE de las nueve repeticiones y sus errores.....	424
Fig. 8-26. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BDF de las nueve repeticiones y sus errores.....	424
Fig. 10-1. Representación de la caída de presión para 10 mallas tipo A – Ensayo 1	432
Fig. 11-1. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo E. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).....	434
Fig. 11-2. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo D. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).....	434
Fig. 11-3. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo C. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).....	435
Fig. 11-4. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo B. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).....	435
Fig. 11-5. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo A. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).....	435

RESUMEN

El crecimiento de la población y el aumento del consumo de energía están generando un modelo de desarrollo energético y medioambiental poco sostenible. La Comisión Europea señala la eficiencia energética y las energías renovables como dos vectores de vital importancia en el desarrollo de estrategias para lograr los objetivos de la Directiva 2009/28/CE, que exigía a cada Estado miembro un Plan de Acción Nacional de Energías Renovables (PANER) para el periodo 2011-2020. En España, es la Ley 2/2011, concretamente en el artículo 78 de Economía Sostenible, donde se fijan los objetivos mínimos nacionales de energías renovables en el año 2020.

Esta tesis trata de contribuir a la I+D+i de una de las energías renovables con más proyección y potencial competitivo, la energía solar térmica, concretamente en los sistemas de receptor central.

El objetivo general de este trabajo es optimizar el uso de absorbedores volumétricos (elemento receptor de la radiación solar) a través del estudio de nuevas configuraciones de mallas metálicas de porosidad variable, tanto desde el punto de vista experimental, mediante ensayos a escala de laboratorio, como desde el punto de vista teórico, mediante el desarrollo de un modelo que pueda simular la eficiencia y funcionamiento de distintas configuraciones.

Para ello este estudio se divide en tres grandes bloques:

- **Introducción y estado del arte de la tecnología:** En primer lugar se detalla el contexto energético actual y se señala la necesidad de continuar con las investigaciones en energías renovables que puedan llevar a mejoras de rendimientos y aumento de la competitividad con las tecnologías convencionales de producción de energía eléctrica. A continuación se realiza una revisión bibliográfica rigurosa para establecer el punto de partida de la investigación y las potenciales mejoras de la tecnología.
- **Estudio experimental:** Tras describir la instalación diseñada y desarrollada para la realización de los ensayos de absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y heterogénea, se presenta la metodología experimental seguida, el tipo de empaquetamiento seleccionado para el apilamiento de las mallas metálicas, así como el criterio usado para determinar el espesor óptimo de cada absorbedor. También se describe la metodología adoptada para la medida del flujo de radiación incidente sobre el absorbedor y para el tratamiento de los datos experimentales. Con todo ello se define la matriz de ensayos realizados y las condiciones operativas.
- **Finalmente se presentan los principales resultados obtenidos,** empezando por los absorbedores de porosidad homogénea, después los absorbedores de doble porosidad y en último lugar los absorbedores de triple porosidad. Se concluye comparando los mejores absorbedores con los absorbedores de referencia, SOLAIR y TSA.
- **Estudio numérico:** Se centra en el desarrollo de un modelo homogéneo equivalente en estado de no-equilibrio térmico local para estudiar el perfil de temperatura de la fase fluida y de la matriz sólida. En este gran bloque, se describen los modelos numéricos de

simulación desarrollados para caracterizar el comportamiento térmico y fluidodinámico de absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y de porosidad gradual decreciente.

- En primer lugar se realiza una descripción de las ecuaciones necesarias para resolver un modelo homogéneo equivalente, en el que dominan la transferencia de calor por convección y por radiación, y se describe la problemática actual para la resolución de la ecuación de transferencia radiativa con softwares comerciales tipo CFD.
- A continuación se definen las variables necesarias para resolver el modelo de simulación desarrollado, detallándose la geometría, el mallado del dominio, los modelos físicos implementados y las condiciones iniciales y de contorno. Además, con objeto de garantizar la validez numérica del modelo se realiza un análisis de sensibilidad del mallado.
- De entre las variables necesarias para la resolución del modelo de simulación, se presentan aquellas obtenidas mediante simulación numérica –coeficiente volumétrico de transferencia de calor–, mediante ensayos experimentales –coeficientes de caída de presión–, y mediante el uso de óptica geométrica –propiedades radiativas–.
- Posteriormente y una vez desarrollado el modelo homogéneo equivalente en condiciones de no equilibrio térmico, se presenta un estudio paramétrico de los distintos absorbedores contruidos y ensayados experimentalmente, evaluando, para unas condiciones de entrada homogéneas, la influencia teórica de la porosidad, y la composición geométrica de absorbedores con distintas propiedades.
- Finalmente, se valida el modelo numérico desarrollado comparando los resultados simulados con los datos experimentales obtenidos previamente. La validación se lleva a cabo con datos de mallas de una única porosidad o porosidad homogénea y con datos experimentales de doble y triple porosidad.

ABSTRACT

Population growth and the increase in the consumption of energy are producing an energy development model that is not very sustainable. The European Commission has pointed to energy efficiency and renewable energy as two vitally important lines of development to achieve the objectives set in Directive 2009/28/CE, which requires every member state to have a National Renewable Energy Action Plan (NREAP) for 2011-2020 period. In Spain, the Sustainable Economy Law, 2/2011, specifically in Article 78, is where the minimum national objectives for renewable energy in 2020 are set forth.

This thesis tries to contribute to the Research and Development and innovation (R&D&i) of one of the most prominent and potentially competitive forms of renewable energy, specifically power tower technology.

The goal of this work is to optimize the use of volumetric absorbers (the receiving element for solar radiation) by studying new configurations of metallic wire mesh of variable porosity both from an experimental point of view, through lab-scale tests, and a theoretical point of view, through the development of a model that can simulate the efficiency and operation of different configurations.

To do that this study is divided into three large sections:

- Introduction and state of the art of the technology: First of all the current energy context is detailed and the need to continue research on renewable energy that may lead to improvements in its performance and competitiveness with conventional technology for producing electricity is highlighted. Then a rigorous bibliographic review is carried out to establish the starting point for the research and potential improvements in the technology.
- Experimental study: After describing the test bed designed and developed to carry out the tests of the volumetric absorbers with homogeneous and heterogeneous porosity, the experimental methodology is presented next, together with the type of packaging selected for stacking the metallic wire mesh, as well as the criterion used to determine the optimal thickness of each absorber. In addition the methodology adopted to measure the incident radiation on the absorber and to deal with the experimental data is described. With all of that, the array of tests conducted and the operating conditions are detailed.
- Finally the main results are presented beginning with the homogeneous porosity absorbers, then the double porosity absorbers and last the triple porosity absorbers. This section concludes with a comparison of the best absorbers with the reference absorbers, SOLAIR and TSA.
- Numerical study: This section is centered on the development of an equivalent homogeneous model using a local thermal non-equilibrium to study the temperature profile of the fluid phase and the solid matrix. In this long section, the numerical simulation models developed to characterize the thermal and fluid dynamic behavior of volumetric absorbers with homogeneous porosity and gradually decreasing porosity are described.

- First of all, the equations needed to solve an equivalent homogeneous model in which heat is transferred mainly by convection and radiation are described. Then the current problem of solving the radiative heat transfer equation with CFD software is discussed.
- After that, the variables needed to solve the simulation model developed are defined, detailing the geometry, the types of mesh, the physical models implemented and the initial and boundary conditions. In addition, in order to guarantee the numerical validity of the model, an analysis of the sensitivity of the mesh is carried out.
- Among the variables needed to solve the simulation model, those obtained through numerical simulation (volumetric heat transfer coefficient), through experimental tests (coefficients of pressure drop), and through the use of geometrical optics approximation (radiative properties) are presented.
- Subsequently, after the development of the equivalent homogeneous model using non-equilibrium, a parametric study of the different absorbers constructed and tested experimentally is presented, evaluating, for homogeneous input conditions, the theoretical effect of porosity and the geometric composition of absorbers with different properties.
- Finally, the numerical model developed is validated comparing the simulated results with the previously obtained experimental data. Validation is carried out with data from meshes of a single or homogeneous porosity and with experimental data of double and triple porosity.

Capítulo **1**

INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto energético actual

El crecimiento de la población y el aumento del consumo de energía están generando un modelo de desarrollo energético y medioambiental poco sostenible. Esto ha generado un amplísimo consenso entre los científicos en que la causa de todo ello son las emisiones de gases de efecto invernadero (CO_2 , N_2O , CH_4) producidas por la actividad humana. Estas emisiones y su constante incremento son responsables de un aumento de las temperaturas, aumento que seguirá produciéndose en las próximas décadas, hasta alcanzar niveles de entre $+0.3\text{ }^\circ\text{C}$ (escenario más favorable) y $+4.8\text{ }^\circ\text{C}$ (escenario más desfavorable) en todo el planeta de aquí a 2100 con respecto a las temperaturas del período 1986-2005, según el Grupo Intergubernamental de Expertos de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático [1].

Esto ha originado diversas políticas en la mayoría de países industrializados del mundo con el fin de mitigar su efecto. En Europa, los esfuerzos han sido especialmente importantes, habiéndose reducido las emisiones por gases efecto invernadero en el período de 1990 a 2012 en un 19.2 %. Según los últimos datos disponibles, las emisiones por gases de efecto invernadero en el año 2012 en la Europa de los 28 miembros, se englobaron en las siguientes actividades: 79.3 % en el sector de la producción de energía, 10.3 % en la agricultura, 7.1 % en procesos industriales, y 3.1 % en residuos, correspondiendo un 81.8 % a emisiones de CO_2 , 8.9 % a emisiones de CH_4 , y 7.5 % a emisiones de N_2O [2]. Según los primeros datos, las emisiones de gases de efecto invernadero en el año 2014 fueron un 0.2 % mayores a las registradas en el año 2013.

En este contexto, la Comisión Europea fijó cinco objetivos a cumplir en el año 2020, para toda la Unión Europea (UE). En concreto, el objetivo número 3 en materia de cambio climático y energía (Directiva 2009/28/CE), consiste fundamentalmente en [3]:

- Reducir las emisiones de gases de efecto invernadero al menos en un 20 % en comparación con los niveles de 1990, o en un 30 % si se alcanza un acuerdo internacional.
- Incrementar el porcentaje de las fuentes de energía renovables en nuestro consumo final de energía hasta un 20 %.
- Ahorrar el 20 % del consumo de energía mediante una mayor eficiencia energética. Además, en cada país el 10 % de las necesidades del transporte deberán cubrirse mediante biocombustibles.

Alcanzar estos objetivos energéticos podría traducirse en una disminución en las importaciones de petróleo y gas de 60 000 millones € hasta 2020, lo que supone un ahorro financiero y de seguridad energética en Europa. Alcanzar el objetivo de un 20 % de fuentes de energía renovables tiene un potencial, por sí solo, de crear más de 600 000 puestos de trabajo en la Unión Europea; si añadimos el objetivo del 20 % de eficacia energética, se trata de más de un millón de empleos los que se verían implicados [3].

La UE cuenta con diversas herramientas para alcanzar estos objetivos; uno de ellos es el régimen de comercio de derechos de emisión, a través del que los países de la UE pueden comprar y vender derechos de emisión dentro de los límites fijados para toda la Unión. Este sistema, primero en su género, hace posible que los Estados reduzcan sus emisiones de manera rentable.

Aunque es un sistema que actualmente está en experimentación, la captura y almacenamiento subterráneo del carbono es un método que la Unión Europea se plantea promover a largo plazo.

Es importante mencionar la existencia del SET Plan (Plan para el desarrollo de Tecnologías Estratégicas en el campo de la Energía) que pretende ser el pilar básico de la acción comunitaria entre 2010 y 2020. Concretamente, la UE pretende que la industria coopere en la consecución del objetivo comunitario a través de las Energy Industrial Initiatives (EIIs). Se están creando EIIs para la energía solar, eólica, nuclear, para la captura y almacenamiento de CO₂, para el desarrollo de redes, la bioenergía, etc.

Otro de los pilares del SET Plan, es la Alianza Europea para la Investigación Energética (EERA), ya que los grupos de trabajo de esta red van a ser los que decidan el futuro de la estrategia energética en la UE y eso siempre supone una ventaja a la hora de recibir fondos procedentes de Europa.

Por lo tanto, eficiencia y energías renovables serán dos vectores de vital importancia en el desarrollo de estrategias para lograr los objetivos de la Directiva 2009/28/CE, que exigía a cada Estado miembro un Plan de Acción Nacional de Energías Renovables (PANER) para el periodo 2011-2020.

En España, es la Ley 2/2011, concretamente en el artículo 78 de Economía Sostenible, donde se fijan los mismos objetivos, como objetivos mínimos nacionales de energías renovables en el año 2020. El Gobierno debía aprobar planes de energías renovables que hicieran posible el cumplimiento de los objetivos fijados y que permitieran la posibilidad efectiva del desarrollo de las energías renovables en todas las Comunidades Autónomas. En este marco, España elaboró un Plan de Energías Renovables (PANER) para el período 2011-2020 que incluye el diseño de nuevos escenarios energéticos y la incorporación de objetivos acordes con la Directiva 2009/28/CE. Tras la elaboración del PANER, y en el marco de una evolución muy negativa de la economía mundial y española, se constituyó la Subcomisión de Análisis de la Estrategia Energética Española para los siguientes 25 años, constituida en el seno de la Comisión de Industria, Turismo y Comercio del Congreso de los Diputados, y cuyos trabajos fueron aprobados el 21 de diciembre de 2010 por la mayoría de los grupos parlamentarios, en los que se recomendaba una aportación de las energías renovables del 20.8% en el año 2020 [4].

Algunos estudios, planteados desde la conciencia medioambiental, donde se asume que el avance de las tecnologías y el empleo de políticas que favorezcan el desarrollo sostenible permitirán una penetración más acelerada de las energías renovables, planean cubrir el 50 % de

la demanda energética mundial a mediados del presente siglo con fuentes de energía renovables [5].

Los paneles de cambio climático abogan por mantener dicho objetivo, con una fuerte preponderancia de la energía solar. La energía termosolar es una de las grandes candidatas para alcanzar el horizonte fijado, cualquiera que sea el objetivo planteado. La capacidad que tiene la energía termosolar para dotarse de soluciones tecnológicas con almacenamiento térmico, permite aventurar que es una de las energías renovables con más posibilidades de adaptarse a las curvas de demanda y permite además incrementar las horas de entrega a la red, pudiéndose llevar a cabo diseños con factores de capacidad de 4 000 a 6 000 horas [6].

1.2 El Sol como fuente energética

El Sol es una estrella activa que se comporta como un reactor de fusión en el que cada segundo se generan 600 millones de toneladas de helio a través del ciclo protón-protón. Estos procesos de fusión nuclear liberan una enorme cantidad de potencia calórica, estimada en $3.86 \cdot 10^{23} \text{ kW}_t$.

La distribución espectral del sol es muy similar a la de un cuerpo negro en el rango de longitudes de onda típico de los procesos térmicos como se observa en la Fig. 1-1. Por tanto, para el aprovechamiento de la energía del sol se puede utilizar un modelo simplificado, considerando Sol como un cuerpo negro que radia energía a una temperatura de 5780 K.

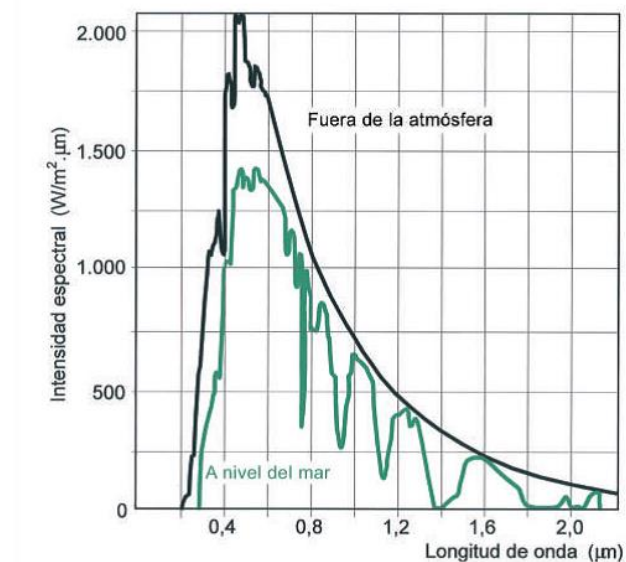


Fig. 1-1. Intensidad del espectro solar en función de la longitud de onda (fuente: [7])

La radiación solar incidente por unidad de superficie y unidad de tiempo se denomina irradiancia. La constante solar está definida como la irradiancia extraterrestre, medida en la

superficie exterior de la Tierra, su valor estimado sería de 1353 W/m^2 [8]. Cuando esta irradiancia se distribuye por toda la superficie de la tierra, su valor promedio se reduce en un factor de 4 (ratio de la superficie de una esfera y de la superficie de un círculo de igual radio). La radiación solar es absorbida, dispersada y reflejada al atravesar la atmósfera por las moléculas presentes en suspensión, lo que origina que la radiación extraterrestre se vea modificada, distinguiéndose tres tipos a tener en cuenta:

- Radiación directa: aquella que se recibe en la superficie terrestre sin que haya sufrido ningún cambio de dirección en su recorrido.
- Radiación difusa: aquella que se recibe en la superficie terrestre tras haber sido difundida y reflejada en la atmósfera, modificando su recorrido.
- Radiación de albedo: aquella que procede de la reflexión del suelo.

En el caso de que no se necesiten flujos solares altos, se puede utilizar la radiación global (suma de las 3 componentes anteriores) tal cual llega a la superficie terrestre, como ocurre con la energía solar térmica y fotovoltaica. Por el contrario, si las aplicaciones requieren flujos solares altos, será necesario concentrar la radiación, redireccionando únicamente la componente vectorial dominante de la radiación directa. Este es el caso de las tecnologías termosolares de concentración, que no aprovechan la radiación difusa y requieren un alto valor de radiación directa.

1.3 Concentración y seguimiento solar

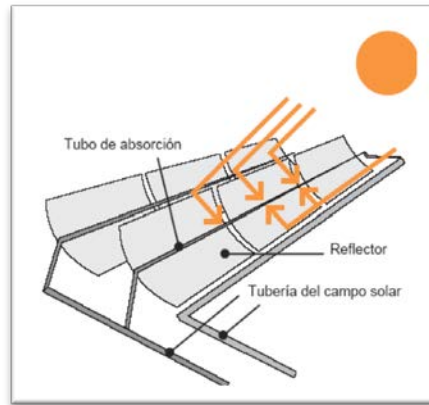
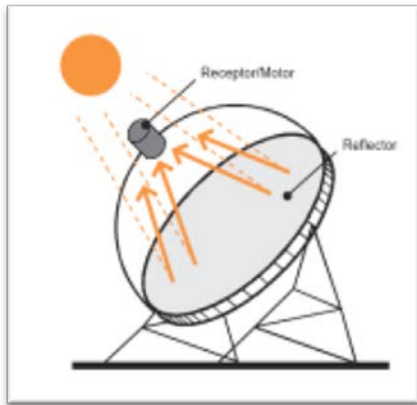
Los sistemas de concentración solar, como se acaba de mencionar, tienen como finalidad redirigir la radiación solar directa desde el elemento concentrador, de mayor área, hasta el elemento receptor, de superficie menor, incrementando el flujo de radiación solar sobre este último elemento.

Hay una gran variedad de sistemas de concentración solar. Estos sistemas pueden clasificarse atendiendo a diferentes soluciones técnicas de cada componente. En el ámbito termosolar, la clasificación más aceptada es aquella que divide los sistemas de concentración atendiendo a la forma del foco como se detalla en la Fig. 1-2. Así tendríamos [9]:

- Concentradores de foco lineal: Concentran la radiación solar sobre una línea, presentando simetría lineal. Los concentradores de este tipo pueden obtenerse mediante proyección lineal de diseños bidimensionales (por ejemplo desplazando linealmente una parábola).
- Concentradores de foco puntual: Estos concentradores enfocan la radiación solar sobre un punto o pequeña zona central, presentando simetría de revolución. Concentradores de este tipo pueden obtenerse por revolución de simetrías bidimensionales (por ejemplo paraboloides de revolución, girando una parábola sobre su eje).

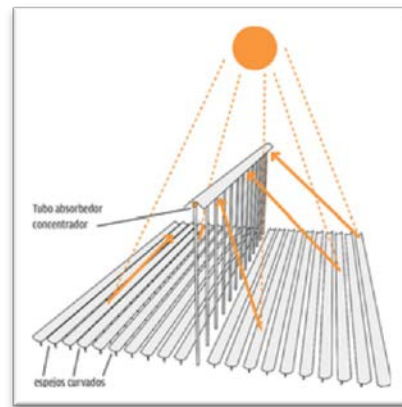
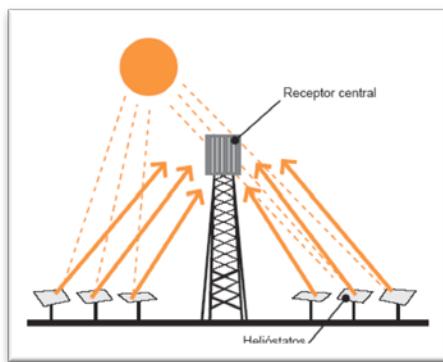
Concentradores de foco puntual

Concentradores de foco lineal



(a) Disco parabólico

(b) Colector cilindro parabólico



(c) Sistema de receptor central

(d) Colector lineal Fresnel

Fig. 1-2. Tecnologías termosolares según su concentración solar en el foco (fuente: solarpaces.org)

En general, los concentradores solares con receptores mucho más pequeños que la apertura son solo efectivos para absorber la radiación directa. El ángulo de incidencia de la radiación solar directa sobre el concentrador es muy importante, por lo que se requiere, generalmente, de sistemas de seguimiento del sol. Los movimientos que debe efectuar el sistema de seguimiento del sol varían según el diseño del sistema óptico, ya que deben ajustar continuamente la orientación del colector, con movimientos adecuados para compensar los cambios horarios de la posición del sol. Estos sistemas están mecanizados y pueden ser sistemas que buscan al sol o sistemas que están programados. Los sistemas que buscan al sol usan detectores ópticos para determinar el desalineamiento respecto al sol y, a través de los controles, hacer las correcciones adecuadas para realinear el sistema. Los sistemas programados mueven el colector de manera predeterminada, necesitando sólo verificación ocasional para corroborar la alineación del sistema colector [10].

La motorización con dispositivos de seguimiento del movimiento solar pueden ser de varios tipos:

- De un eje (elevación): Para concentradores cilindro parabólicos y concentradores lineales Fresnel, con seguimiento Norte-Sur, o seguimiento Este-Oeste, Fig. 1-3.
- De dos ejes (elevación y azimut): Para discos parabólicos y sistemas de receptor central, con seguimiento polar del movimiento solar.

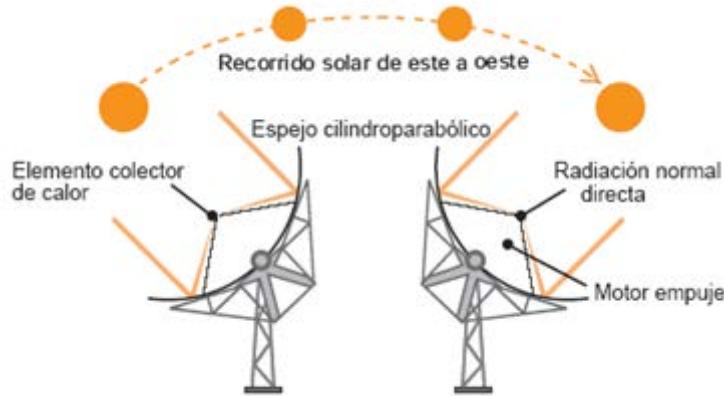


Fig. 1-3. Principios de operación y trayectoria diaria de un concentrador cilindro parabólico con orientación del eje N-S (fuente: [11])

En la Fig. 1-4 se recoge una comparativa de la variación del recurso solar en función de varias opciones de seguimiento. Se representan los diversos valores (radiación global y radiación directa) en función de la radiación global horizontal (que es la medida más usual de la radiación solar).

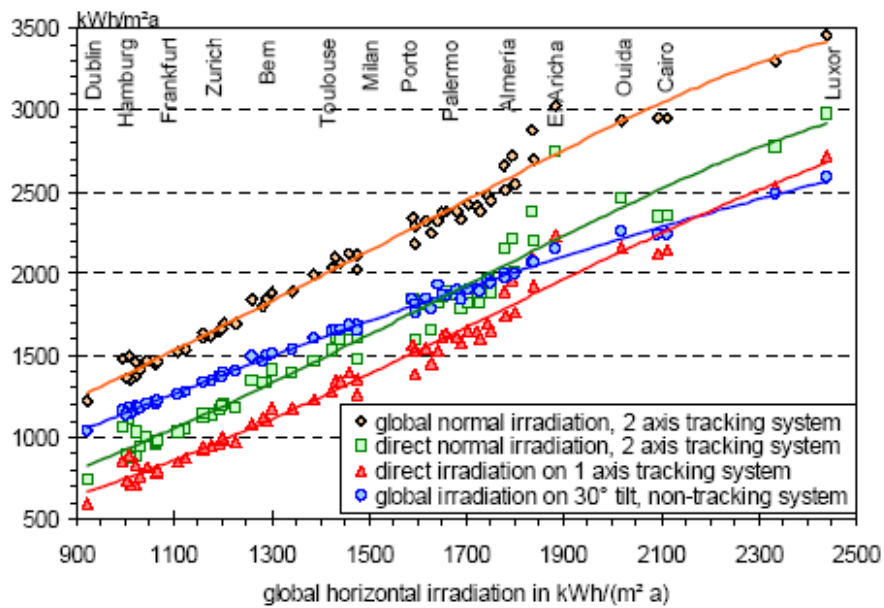


Fig. 1-4. Influencia del seguimiento solar según el valor final de la radiación para distintas ciudades características (fuente: [12])

Puede observarse que, para valores de irradiancia total anual menores de 2000 kWh/(m² · año), la irradiancia sobre un colector con seguimiento en un eje es menor que la incidente sobre un colector fijo inclinado 30 °. La ventaja del seguimiento en dos ejes respecto al seguimiento en un eje disminuye cuando aumenta la irradiancia total anual. Por otro lado, en regiones con altos niveles de radiación, los sistemas con seguimiento son más eficientes en la captación que los sistemas sin seguimiento.

1.4 Emplazamientos potenciales de la energía termosolar

Debido a que los dispositivos de concentración sólo pueden hacer uso de la radiación solar directa, la selección de un emplazamiento para una planta termosolar viene definida por el valor de este parámetro. Así, aunque la componente global de la radiación solar en los Trópicos es alta, el nivel observado de la radiación solar directa no permite su aprovechamiento a través de centrales termosolares y, en general, se asume que las mejores áreas de aprovechamiento de la radiación solar directa se encuentran localizadas en zonas áridas o semiáridas de nuestro planeta.

Como se muestra en la Fig. 1-5, estas áreas geográficas se encuentran situadas principalmente en [5]:

- Los desiertos del norte y sur de África.
- La Península Arábiga y Oriente Próximo.
- Distintas áreas de la India.
- Centro y noroeste de Australia.
- Las altas planicies de los países andinos.
- El nordeste de Brasil.
- El norte de México.
- El sudoeste de los Estados Unidos.

De manera general, es fácil encontrar emplazamientos adecuados en el llamado “cinturón solar”, entre las latitudes 10°-40° Norte o Sur, donde se encuentran la mayor parte de los países en vías de desarrollo, por lo que, la energía solar térmica es una de las que cuenta con mayor expectativa futura dentro del mercado energético de estos países [13].

En las zonas cercanas al ecuador el cielo suele estar demasiado nublado y húmedo en verano, y en latitudes más altas, la altura solar es demasiado baja para dar altos niveles de radiación directa anual. Dentro del continente europeo, las áreas más prometedoras se encuentran localizadas en el Sur de España y las islas Mediterráneas. En el caso de España se conjuga la situación privilegiada de contarse a la vez con un tejido industrial y de investigación

adecuado para su desarrollo y una extensión significativa de áreas geográficas con radiación directa por encima de los 1800 kWh/(m² · año). En la Fig. 1-6 se aprecia como existen zonas especialmente idóneas en la cuenca del Guadalquivir, de Andalucía Oriental y Extremadura, donde se han registrado valores superiores a los 2000 kWh/(m² · año).

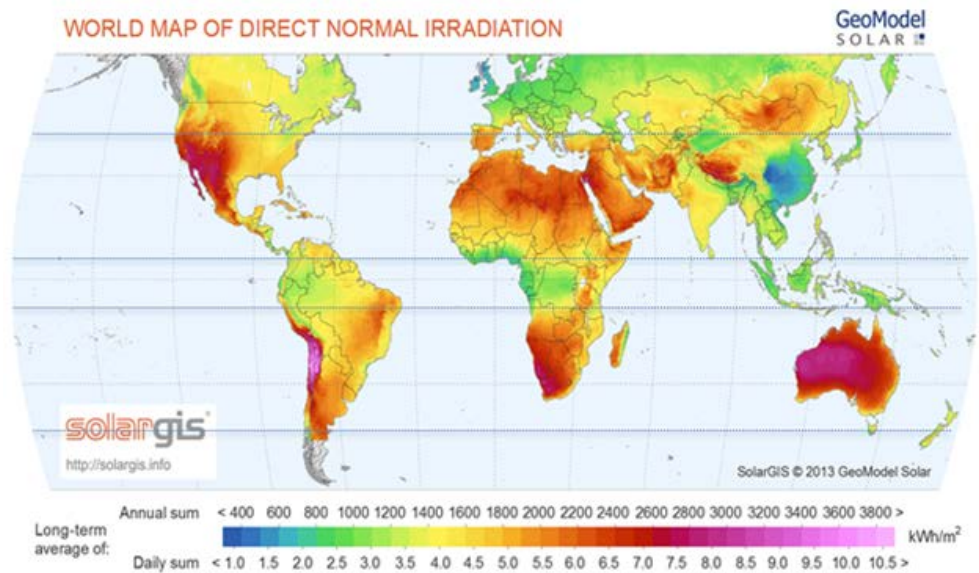


Fig. 1-5. Emplazamientos potenciales a nivel mundial para la ubicación de centrales termosolares (fuente: <http://solargis.info>)

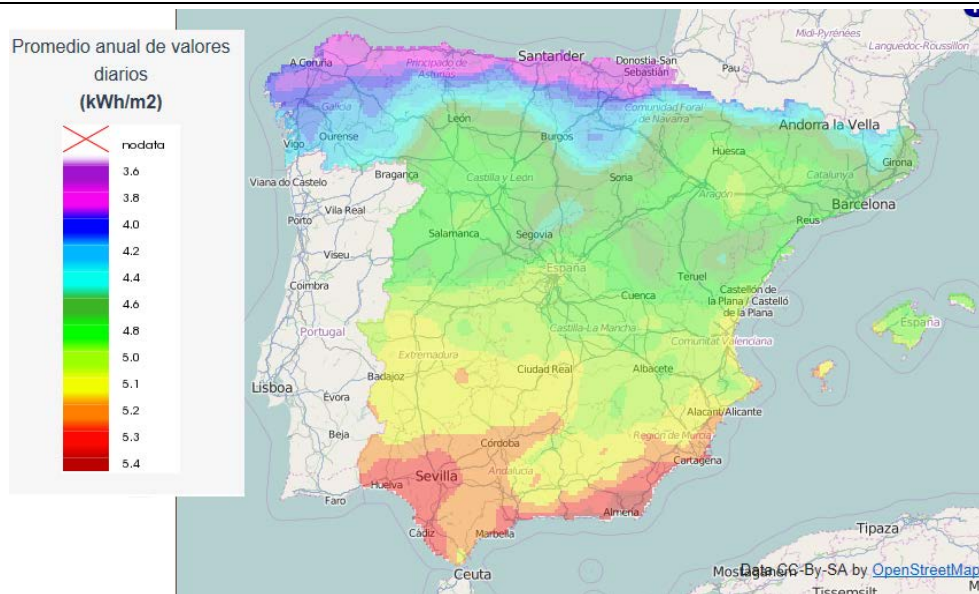


Fig. 1-6. Mapa de radiación solar global obtenido para un año tipo en España (fuente: <http://www.adrase.es/>)

En la Fig. 1-7 se muestra la importancia que presenta la adecuada selección del emplazamiento. Pudiéndose reducir el coste relativo de la electricidad, respecto del caso base (planta tipo Gemasolar), entre un 32.3 y un 36.1 % según el emplazamiento y el tamaño de la planta sin considerar ninguna mejora tecnológica [14].

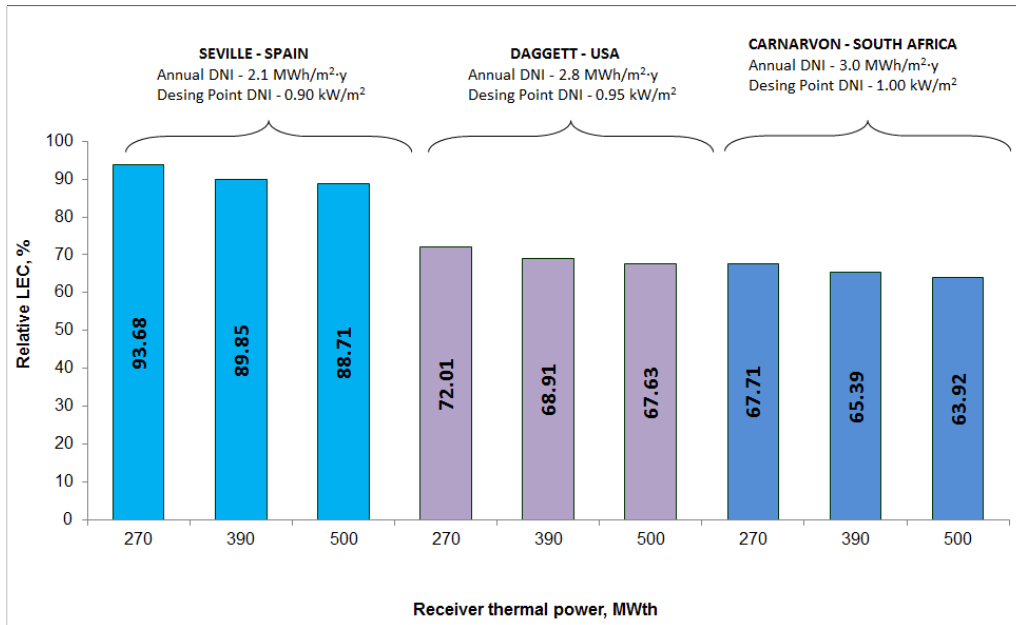


Fig. 1-7. Influencia del emplazamiento y del tamaño de planta sobre el coste relativo de la electricidad (fuente: [14])

1.5 Clasificación de los sistemas de colectores según la razón de concentración

En las aplicaciones termosolares de baja temperatura se emplean siempre colectores solares sin concentración. En este caso, todos los elementos del subsistema solar tienen el mismo emplazamiento físico. En las aplicaciones de temperatura más elevada, distinguimos dos elementos claramente diferenciados, como ya hemos mencionado, el receptor y el concentrador, con funcionalidades y ubicaciones distintas. El receptor es el elemento del sistema donde la radiación se absorbe y se convierte en otro tipo distinto de energía. El concentrador o sistema óptico es la parte del colector que dirige la radiación hacia el receptor [15].

En la literatura se pueden encontrar diversas definiciones de la razón de concentración, siendo las más habituales [16]:

- Razón de concentración geométrica: es el ratio entre el área de la apertura del concentrador y el área del receptor.

$$C_g = \frac{A_a}{A_r} \quad (1-1)$$

- Razón de concentración óptica: es el ratio entre el flujo solar en la apertura del receptor y el flujo solar en la apertura del concentrador.

$$C_{opt} = \frac{\dot{q}_a}{\dot{q}_r} \quad (1-2)$$

Atendiendo a la razón de concentración geométrica, se distinguen las siguientes tecnologías termosolares:

- Colectores sin concentración ($C = 1$):
 - Colectores sin capa de vidrio.
 - Colectores de placa plana.
 - Colectores avanzados: de vacío, con superficie selectiva en el absorbedor, etc.
- Colectores con concentración ($C > 1$):
 - Colectores lineales Fresnel: $C > 60$ (línea central del receptor).
 - Colectores cilindro parabólicos: $C = 30-90$.
 - Sistemas de receptor central: $C = 200-1000$.
 - Discos parabólicos: $C = 1000-5000$.

Los colectores sin concentración se diseñan para trabajar a temperaturas relativamente bajas, en general hasta 100 °C, aunque los tubos de vacío pueden alcanzar hasta 130 °C. En cuanto a los colectores de concentración, suelen trabajar a mayores temperaturas.

1.6 Producción de electricidad con tecnologías de concentración solar

Las tecnologías de concentración solar para producción de electricidad presentan un esquema básico común. La parte solar de la planta tiene el objetivo principal de aumentar la temperatura de un fluido de trabajo mediante el uso de la energía solar concentrada (Fig. 1-8), mientras que en la parte convencional, se encarga de transformar la energía térmica contenida en el fluido de trabajo en electricidad. Todas las tecnologías suelen presentar 4 elementos

principales [9]: El concentrador solar, el receptor, el fluido de trabajo y el ciclo de potencia para conversión de la energía térmica a energía eléctrica. De manera opcional, pueden incluir un sistema de almacenamiento térmico y/o un sistema de combustible fósil.

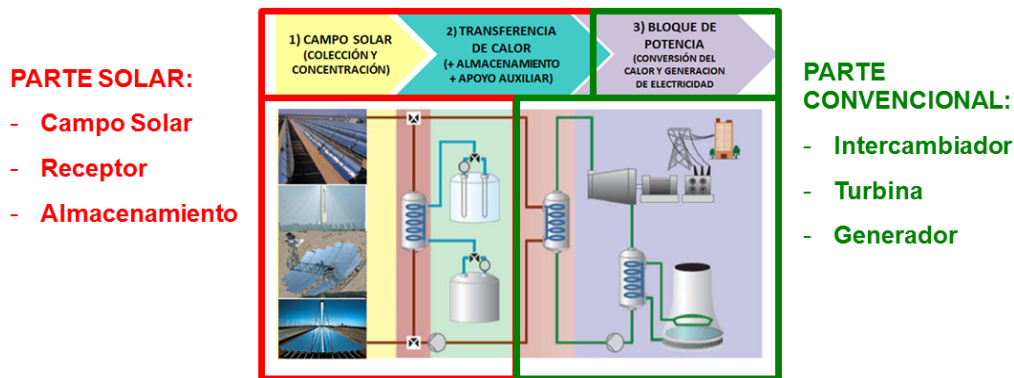


Fig. 1-8. Esquema de funcionamiento de una planta termosolar para producción de electricidad (fuente: [9])

En función del diseño de cada componente (concentrador, receptor, ciclo de potencia y almacenamiento) existen numerosos tipos de sistemas, incluso combinaciones con otras tecnologías renovables y no renovables, pero las principales tecnologías termosolares son: colector lineal Fresnel, colectores cilindro parabólicos, sistemas de receptor central y discos parabólicos.

1.6.1 Reflectores Lineales tipo Fresnel (LFR)

Los reflectores lineales Fresnel, son sistemas de foco lineal con seguimiento en un eje que deben su nombre a uno de sus componentes principales: las lentes reflectoras Fresnel. Éstas reflejan la radiación solar directa concentrándola sobre la línea focal del sistema, en la que se sitúa el receptor, que puede ser de tipo mono-tubo con concentrador secundario o multi-tubular. Esta radiación concentrada sobre el tubo absorbedor hace que el fluido que circula por su interior se caliente, transformando de esta forma la radiación solar en energía térmica.

Estos colectores utilizan como reflectores primarios largas líneas de espejos Fresnel (que pueden ser planos o ligeramente curvados, bien con curvatura circular o bien aunque menos habituales, con curvatura parabólica). La óptica del sistema trata de conseguir un efecto parábola, mediante la sectorización de la superficie reflectante, que disminuye tanto la eficiencia óptica del sistema, como el coste de producción y mantenimiento. En la Fig. 1-9 se puede ver un ejemplo de este tipo colector.

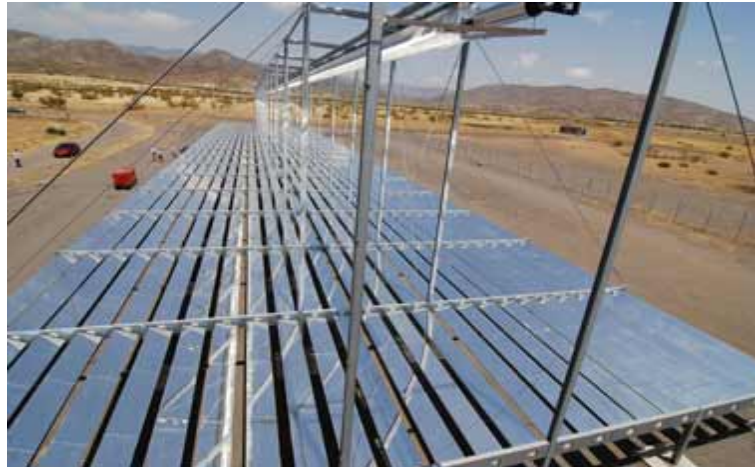


Fig. 1-9. Lazo Fredesmo situado en la Plataforma Solar de Almería (fuente: <http://www.psa.es>)

Los espejos alargados que conforman el reflector primario giran durante el día siguiendo al sol. Son los encargados de reflejar y concentrar la luz del sol en el receptor

Debido a que el movimiento relativo de todos los espejos es el mismo, si están correctamente posicionados, es posible realizar un acoplamiento mecánico que simplifique el sistema de seguimiento, ya que varias filas de espejos pueden estar accionadas por un mismo motor. Este acoplamiento se puede hacer con un engranaje de tornillo sin fin, como es el caso del prototipo Solarmundo [17].

Algunas investigaciones han demostrado que los espejos Fresnel funcionan mejor si tienen una ligera curvatura. La eficiencia óptica puede llegar a mejorar hasta un 13 %. Esta curvatura se puede conseguir a través del curvado en frío, gracias a un sistema de vacío en el mismo lugar de montaje [18].

La configuración del receptor de un sistema Fresnel presenta muchos más grados de libertad que en el caso de un colector cilindro parabólico. Básicamente pueden distinguirse dos tendencias en la literatura especializada:

- **Diseño mono-tubo:** se basa en el uso de un único tubo (con un diámetro comprendido entre los 7.5 cm y los 18 cm), dentro de una cavidad provista de un concentrador secundario en forma de doble parábola –lo que en inglés se denomina Compound Parabolic Collector, CPC– y de una cubierta transparente en su parte frontal, enfrentada al campo de espejos primarios. La transmitancia del vidrio es cercana al 95 %, para lo cual hay que darle un tratamiento antireflectante. La cubierta transparente permite crear cuasi-vacío en el espacio interior, que reduce notoriamente las pérdidas por convección; aunque la principal razón de crear el cuasi-vacío es proteger el recubrimiento selectivo que suele tener el tubo (Fig. 1-10).

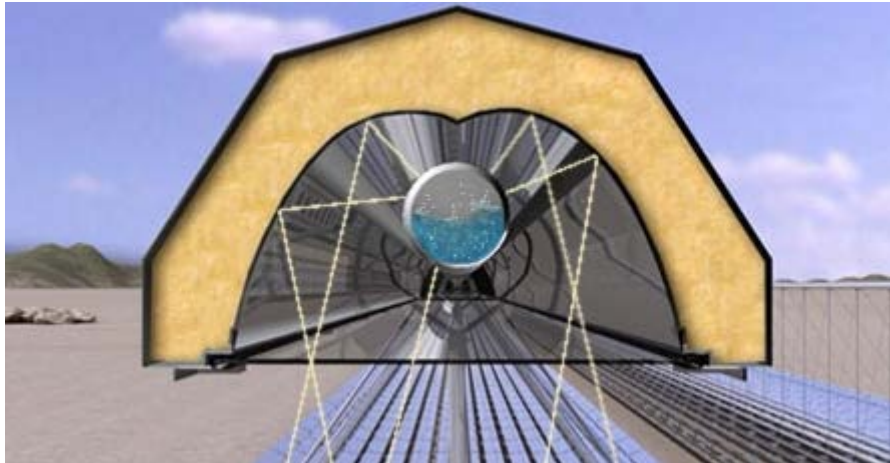


Fig. 1-10. Esquema de un concentrador secundario de la tecnología Fresnel (fuente: <http://www.psa.es>)

- Diseño multi-tubo: desde el punto de vista constructivo suelen ser más sencillos. Los tubos no suelen tener recubrimiento selectivo, por lo que se hace innecesario el vacío interior de la cavidad y, por tanto, la cubierta transparente. Tampoco suelen tener un reflector secundario. En este caso, lo que se estudia es la forma de la cavidad para intentar captar la máxima radiación posible, así como el diámetro de los tubos que optimiza la transferencia de calor (Fig. 1-11).

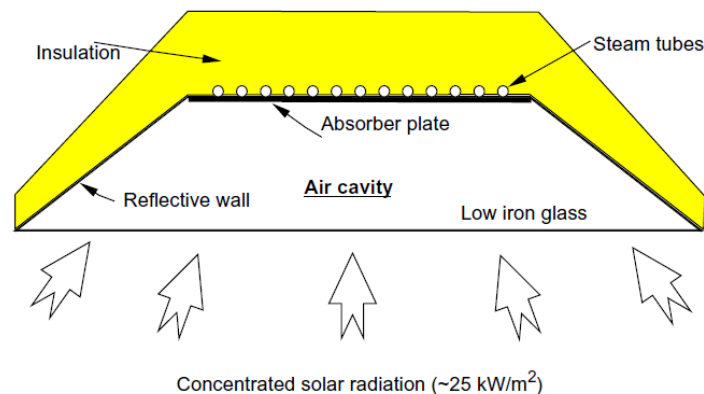


Fig. 1-11. Esquema de un diseño de receptor multi-tubo (fuente: [19])

En la actualidad, parece que la tendencia es a realizar LFR con receptores mono-tubo. Tras un estudio comparativo se concluyó que el diseño monotubo permitía captar más energía que el multitubo y, a partir de ahí, el trabajo se centró en la optimización económica de dicho diseño: perfil específico del concentrador secundario (apertura y curvatura del CPC), altura sobre el campo de espejos primarios, diámetros del tubo, materiales, etc.

La sencillez de este diseño hace que su coste sea el menor de los cuatro tipos de centrales termosolares, pero también, su eficiencia óptica es la más baja.

En la actualidad hay diversos proyectos con la tecnología Fresnel en operación y varios en construcción. La primera planta en operación, según los datos publicados por SolarPACES, fue la situada en Kimberlina (EEUU) con una potencia neta de 5 MW_e. Tras esta planta, le siguieron varias: Augustin Fresnel (Francia) con una potencia neta de 250 kW_e, CNIM (Francia) con una potencia neta de 1 MW_e, y las plantas situadas en Murcia (España) Puerto Errado 1 de 1.4 MW_e y Puerto Errado 2 de 30 MW_e. Además de las plantas anteriores, todas ellas acopladas a un ciclo Rankine, existe una planta Fresnel integrada en una planta convencional de carbón en Liddell (Australia), proporcionando vapor saturado a la planta [20-26].

1.6.2 Colector Cilindro Parabólico (CCP)

Los colectores cilindro parabólicos, son sistemas de foco lineal con seguimiento en un eje que deben su nombre a uno de sus componentes principales: la superficie reflectante cilindro parabólica. Ésta, refleja la radiación solar directa concentrándola sobre un tubo absorbedor colocado en la línea focal de la parábola, que hace que el fluido que circula por su interior se caliente, transformando la radiación solar en energía térmica.

Estos colectores utilizan estructuras soporte para conformar la superficie reflectante. La superficie reflectante, no está sectorizada, como ocurría con los colectores Fresnel, por lo tanto, presentará una mayor eficiencia óptica al concentrar la radiación solar sobre el receptor. Por otro lado, el receptor está compuesto de un tubo absorbedor circular con un recubrimiento selectivo y contenido en una cubierta de vidrio con su correspondiente recubrimiento antireflectante [27] para reducir las pérdidas infrarrojas. El receptor se mueve simultáneamente con la superficie reflectante (Fig. 1-12) lo cual hace que la eficiencia óptica del conjunto reflector-receptor sea mayor que en el caso de las plantas de colectores Fresnel. Por el contrario, necesita juntas rotativas para unir las partes móviles con las partes fijas, lo que complica tanto su construcción como su funcionamiento (por la posibilidad de fugas).

En un inicio, estos colectores se utilizaron para aportar calor de proceso a diversas aplicaciones industriales (producción de acetona, industria láctea y tratamiento de residuos), aunque no se llegó a consolidar como una opción, empleándose para calor de proceso colectores de vacío avanzados [28, 29].

Posteriormente, la investigación en el campo solar mostró una nueva aplicación, la producción de electricidad. Esta tecnología es la más extendida a nivel mundial. En poco tiempo se desarrollaron las plantas termosolares Solar Electric Generating System (SEGS), que todavía hoy son una prueba fiable de la madurez tecnológica de los colectores cilindro parabólicos. Las SEGS, cuentan con una extensión aproximada de 2.5 millones de metros cuadrados, en California (EEUU) y una potencia neta total de 340 MW_e [11]. En España, de las 50 plantas termosolares con 2303.9 MW_e en operación, 45 plantas corresponden a la tecnología de colectores cilindro parabólico, con una potencia total instalada de 2222.6 MW_e [30].

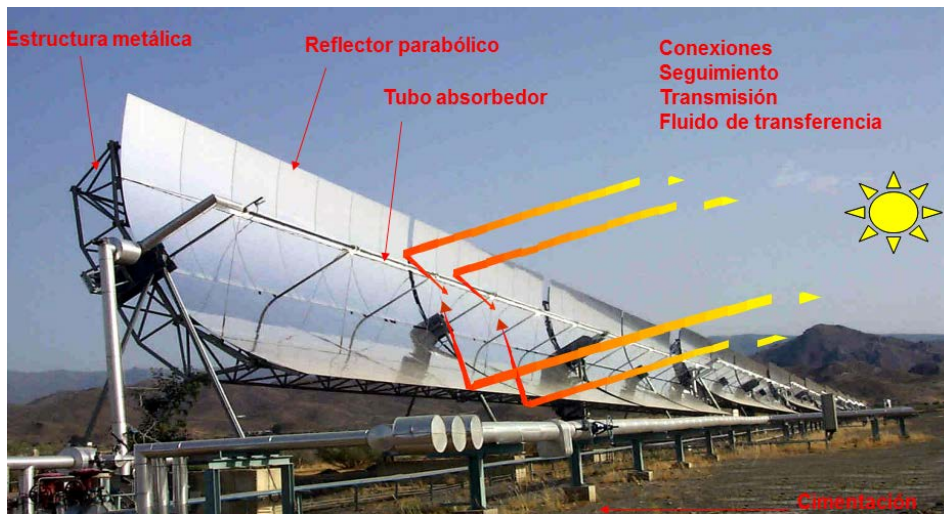


Fig. 1-12. Lazo de colectores cilindro parabólicos situado en la Plataforma Solar de Almería (fuente: <http://www.psa.es>)

Las plantas SEGS fueron desarrolladas por un grupo de empresas estadounidenses, israelíes y alemanas. La compañía Luz Internacional Limited, fundada en 1979, fue la que diseñó, comercializó e instaló las primeras nueve plantas en California. En la actualidad ocho de ellas están en operación, con una potencia nominal de 340 MW_e. Posteriormente, se construyeron plantas en España, Italia, EEUU, Marruecos, Argelia, etc. Y en la actualidad se están desarrollando importantes proyectos en Sudáfrica, Israel, China, Canadá, India, etc.

La estructura soporte del colector cilindro parabólico responde a dos técnicas preferentemente, la espacial y la de tubo soporte central o tubo torque. La primera es la que se utiliza en los colectores LS-3 de Luz y en el colector Eurotrough y la segunda, la que se utiliza en el colector patentado por la empresa Sener [31, 32] y en los colectores LS-1 y LS-2, de Luz.

El diseño más utilizado actualmente es el colector Eurotrough, y su versión actual, el SKALET [33]. Consiste básicamente en un armazón rectangular con brazos soporte para los espejos. El eje de rotación se sitúa en el centro gravedad, unos milímetros por encima del armazón externo. Su diseño rígido permitió además alargar la longitud del colector, obteniéndose dos versiones distintas del colector Eurotrough, de 100 y 150 metros respectivamente.

Respecto al reflector del colector cilindro parabólico, la opción que más se utiliza es, sin duda, emplear vidrio como medio soporte. En este caso, sobre la cara posterior del vidrio se deposita una fina película de plata protegida por una película de cobre y otra de pintura epoxi. Dependiendo del espesor del vidrio sobre el que se deposita la película reflexiva de plata, se tienen dos tipos diferentes de espejos: a) de vidrio grueso (espesor > 3 mm), o b) de vidrio delgado (espesor < 1.5 mm). El vidrio grueso es el que se emplea en los colectores LS-3 (Fig. 1-13) y en el colector Eurotrough, y precisa ser curvado en caliente, en hornos especiales.

El receptor del colector cilindro parabólico está constituido por un tubo absorbedor situado en la línea focal. Su función es la de transformar la energía solar concentrada en energía térmica en un fluido. El tubo absorbedor está compuesto a su vez por dos tubos concéntricos: uno interior metálico, por el que circula el fluido calorífero, y otro exterior, de cristal.

El tubo metálico lleva un recubrimiento selectivo que le proporciona una elevada absorptividad (~94 %) en el rango de la radiación solar y una baja emisividad en el espectro infrarrojo (~15 %), lo que le proporciona un elevado rendimiento térmico.

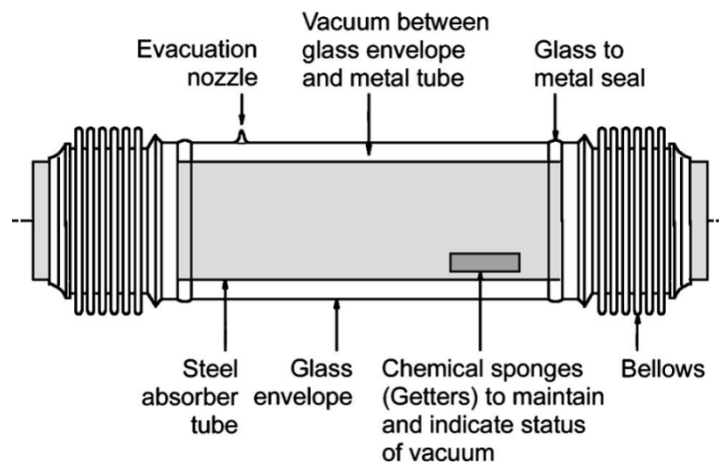


Fig. 1-13. Esquema del tubo absorbedor del colector LS-3 (fuente: Flabeg Solar Internacional, <http://www.flabeg.com/index.html>)

El tubo de cristal que rodea al tubo interior metálico tiene una doble misión: por un lado, proteger el recubrimiento selectivo de las incidencias meteorológicas, y reducir las pérdidas térmicas por convección en el tubo absorbedor. Este tubo suele llevar un tratamiento antirreflexivo en sus dos caras, para aumentar su transmisividad y, consecuentemente, el rendimiento óptico del colector.

Cuando entre el tubo metálico y el tubo de vidrio se hace el vacío para que no se degrade la superficie selectiva, los extremos del tubo de vidrio van unidos, mediante una soldadura vidrio-metal, a un fuelle metálico que va soldado por su otro extremo al tubo metálico interior. De esta forma se logra que exista un espacio anular estanco entre el tubo interior metálico y el tubo exterior de vidrio, a la vez que el fuelle metálico sirve para compensar la diferente dilatación térmica de los tubos de vidrio y metal.

Para asegurar el vacío en el espacio anular, se colocan adheridas al tubo metálico unas piezas pequeñas, denominadas getters, que tienen por misión absorber las escasas moléculas de las diferentes sustancias que, con el paso del tiempo, puedan ir penetrando en dicho espacio.

Para hacer el vacío, una vez fabricado el tubo se conecta una bomba de vacío a una pequeña toma que existe en la cubierta de vidrio (oliva de evacuación), la cual se sella cuando se ha alcanzado el vacío deseado.

1.6.3 Discos parabólicos

Los discos parabólicos, son sistemas de foco puntual con seguimiento en dos ejes, que deben su nombre a uno de sus componentes principales: la superficie reflectante parabólica. Ésta, refleja la radiación solar directa concentrándola sobre el receptor situado en la zona focal del paraboloide. Estos sistemas son los que tienen mayores ratios de concentración, mejor eficiencia óptica y eficiencia global del sistema, pudiendo alcanzar temperaturas superiores a los 1500 °C.

Hasta la fecha, la tecnología solar de discos parabólicos se ha utilizado fundamentalmente acoplada a motores que funcionan según un ciclo Stirling, produciendo directamente electricidad (Fig. 1-14). También se ha estudiado el acoplamiento a micro-turbinas. En la actualidad, habida cuenta de las altas temperaturas alcanzadas en el foco del paraboloide, se están empezando a utilizar en aplicaciones termoquímicas.

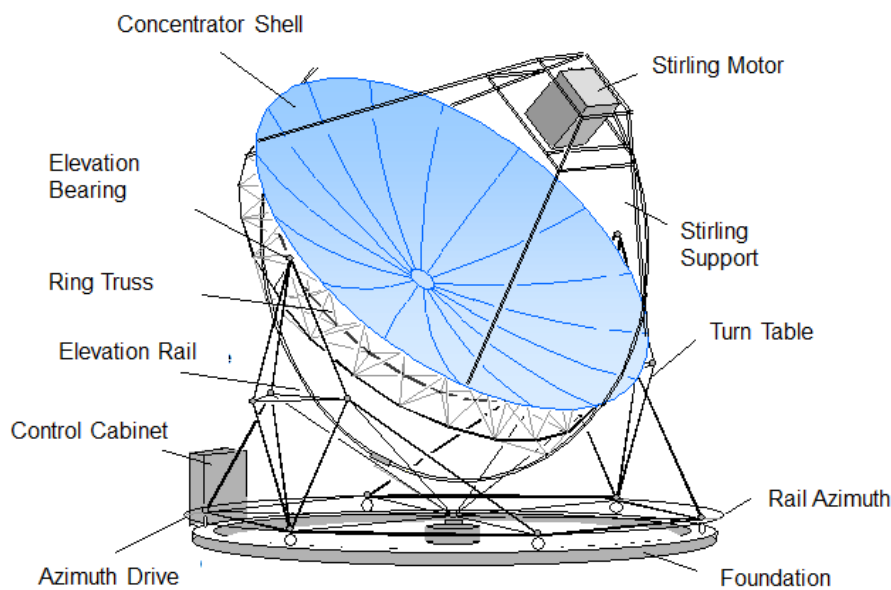


Fig. 1-14. Elementos básicos de un sistema disco Stirling. Prototipo Eurodish (fuente: [34])

Los discos parabólicos, al contrario que el resto de tecnologías termosolares, por su tamaño y modularidad, pueden ser sistemas distribuidos de producción de energía, lo que ha permitido su evolución, tanto en EEUU como en Europa, hacia la construcción de unidades autónomas que, además, pueden alimentarse adicionalmente con combustible fósil o biomasa, con lo que ofrece un abastecimiento continuo de energía [35]. Hasta la fecha, estos sistemas han demostrado eficiencias de conversión de la radiación solar en energía eléctrica con valores promedio diario del 25 % y máximos del 30 %, en unidades de 7 a 25 kW_e. La elevada capacidad de concentración del disco, permite alcanzar una temperatura en el receptor alta, lo que producirá una eficiencia alta en el motor Stirling, del orden del 30 al 40 % [9].

Los receptores son del tipo cavidad, con una pequeña apertura y su correspondiente sistema de aislamiento. Habitualmente, se usan dos métodos para la transferencia de la radiación solar al gas de trabajo [36]:

- Iluminar un panel de tubos por el que circula el fluido de trabajo (helio, hidrógeno o aire).
- Tubo de calor, mediante el cual se vaporiza un metal líquido (normalmente sodio) que luego condensa en la superficie de los tubos por los que circula el gas de trabajo y refluye nuevamente al absorbedor.

La mayor experiencia de operación de sistemas disco-Stirling se circunscribe a unas pocas unidades ensayadas fundamentalmente en EEUU y en Europa, y más concretamente en la Plataforma Solar de Almería. El mayor impulso comercial que se dio a la tecnología fue de la mano del consorcio SES que previamente había adquirido la tecnología desarrollada por McDonnell Douglas y Boeing. El consorcio SES y su socio Tessera Solar, tras firmar un acuerdo de compraventa de energía para unas instalaciones de discos parabólicos en California, no pudo desarrollar el proyecto debido a su desaparición comercial. Por otro lado, Infinia, con su nuevo desarrollo de pistón libre, construyó una planta con discos de 3 kW_e de potencia unitaria. Pero diversos problemas de funcionamiento provocaron su parada antes de completar su evaluación. Esta planta estaba ubicada en Casa de los Pinos (Cuenca). A mediados del año 2012, no existía en el mundo ninguna central termosolar en funcionamiento con discos Stirling. Como ya se ha presentado, la investigación actual se centra en el desarrollo de ciclos termoquímicos y en micro-turbinas de gas. La eficiencia de estas últimas es algo menor que la de los motores Stirling. También se está investigando en la reducción de costes asociados a la eficiencia óptica del concentrador y del sistema de seguimiento [37].

1.6.4 Sistemas de receptor central

Los sistemas de receptor central, son sistemas de foco puntual con seguimiento en dos ejes. La radiación solar se capta por medio de un conjunto de espejos, llamados helióstatos, que reflejan la luz del sol concentrándola en una zona focal. En la zona focal se sitúa el receptor, que recibe la radiación solar concentrada y transfiere la energía al fluido de trabajo (agua, aire, sales). La energía térmica del fluido puede transformarse en energía eléctrica a través de un ciclo de potencia, bien sea un ciclo de Rankine o un ciclo Brayton.

El campo de helióstatos es, con diferencia, el elemento más caro dentro de una planta termosolar de torre, por ello se requiere un esfuerzo especial para optimizar su diseño. Aunque la situación y localización de los helióstatos está condicionada por las características del terreno en el que se va a situar la planta (forma de la parcela, desnivel, etc.) y la potencia de la misma, lo cierto es que lo que más condiciona la situación de los helióstatos es la morfología del receptor, distinguiéndose entre:

- Campo circular: está asociado a receptores cilíndricos exteriores. Existen helióstatos a ambos lados de la torre, aunque con mayor abundancia en la zona norte (en el caso del hemisferio Norte). Ejemplos de campos circulares son la planta Solar One, Solar Two y Gemasolar.
- Campo norte: está asociado a receptores tipo cavidad. Los helióstatos se sitúan en la zona norte del campo (en el caso del hemisferio Norte). Ejemplo de esta morfología es la planta CESA-1, y las plantas PS10 y PS20.

En la Fig. 1-15 y en la Fig. 1-16 puede observarse de forma esquemática cada una de estas morfologías.



Fig. 1-15. Planta PS10 con campo norte (fuente: abengoasolar.com)

Fig. 1-16. Planta Gemasolar con campo circular (fuente: sener.es)

En los sistemas de receptor central, los altos flujos de radiación incidente, entre 300 y 1000 kW/m², permiten trabajar a altas temperaturas e integrarse en ciclos más eficientes. Además, admiten fácilmente el funcionamiento híbrido en una gran variedad de opciones y tienen el potencial de generar electricidad con altos factores de capacidad mediante el uso de almacenamiento térmico.

El número de proyectos de centrales de torre ha sido muy numeroso, pero solamente unos pocos han culminado en la construcción de plantas experimentales/comerciales. En la Tabla 1-1 se recoge un listado de las principales. Tal y como se observa se caracterizan por ser sistemas de demostración de pequeño tamaño y, en su mayoría, tuvieron su periodo de operación en los años ochenta, con la excepción de las plantas TSA y Solar Two, cuya experiencia operacional se llevó a cabo en la década de los noventa. Estas experiencias han servido para demostrar la viabilidad técnica de las centrales de torre. Aunque actualmente apenas hay 530 MW_e en operación (PS10, PS20, Gemasolar, Ivanpah y Tonopah), la continua

investigación ha permitido reducir los costes de componentes modulares, como los helióstatos, y mejorar el resto de componentes, lo que hace que haya bastantes proyectos en marcha, especialmente en EEUU, Sudáfrica y Chile.

El sistema promovido en EEUU está basado en centrales con funcionamiento solar únicamente, con sales fundidas como fluido calo portador y grandes almacenamientos térmicos (superiores a las 10 horas equivalentes), como el proyecto Solar Two de 10 MW_e realizado en Barstow, California, entre 1996 y 1999, donde se demostró el bajo coste y la fiabilidad de las sales como fluido térmico, así como la viabilidad y eficiencia de un almacenamiento térmico de 3 horas. También se demostró, operando a carga parcial, el funcionamiento ininterrumpido durante una semana las 24 horas del día.

En Europa se desarrollaron dos esquemas de trabajo distintos que se complementan entre sí. El uso de plantas con receptor de tubos y vapor o sales fundidas como fluido térmico y el uso de receptores volumétricos con aire como fluido de trabajo, con una gran sencillez operacional y rangos más altos en la temperatura de trabajo. En el caso de los receptores de tubo, España es líder mundial en implantación y demostración de esta tecnología a nivel comercial. La planta PS10, de 11 MW_e, es la primera central de receptor central comercial instalada en el mundo con vapor de agua como fluido caloportador y, Gemasolar es la primera planta comercial en el mundo con tecnología de receptor central con sales fundidas a alta temperatura y almacenamiento térmico de muy larga duración.

La gran flexibilidad de las plantas de receptor central reside en la posibilidad de usar distintos tipos de receptores según su geometría, el mecanismo de transferencia de energía, el fluido de trabajo, etc.

Desde el punto de vista de su morfología, existen 2 tipos de receptores:

- Receptor exterior: asociado a un campo circular.
- Receptor de cavidad: asociado a un campo norte.

Además de los receptores exteriores y de cavidad, existen otros 2 tipos de receptores, que están asociados a una aplicación concreta:

- Receptores volumétricos: que están asociados a un fluido de trabajo, el aire.
- Receptores de lecho fluido: en este tipo de receptores se busca que la radiación solar incida directamente sobre unas partículas en suspensión para que se produzca una reacción termoquímica.

En la Fig. 1-17 se muestran cada uno de estos receptores.

Proyecto	País	Potencia (MW_e)	Fluido térmico	Medio de almacenamiento	Tipo	Puesta en marcha
SSPS	España	0.5	Sodio Líquido	Sodio	Demostración	1981
EURELIOS	Italia	1	Vapor	Sales de nitrato /Agua	Demostración	1981
SUNSHINE	Japon	1	Vapor	Sales de nitrato /Agua	Demostración	1981
Solar One	EEUU	10	Vapor	Aceite/Roca	Demostración	1982
CESA-1	España	1	Vapor	Sales de nitrato	Demostración	1982
MSEE/ Cat B	EEUU	1	Sales de nitrato	Sales de nitrato	Demostración	1983
THEMIS	Francia	2.5	Sal de Alta Tecnología	Sal Hitech	Demostración	1984
SPP-5	Rusia	5	Vapor	Agua/Vapor	Demostración	1986
TSA	España	1	Aire	Aire/Roca cerámica	Demostración	1993
Solar Two	USA	10	Sales de nitrato	Sales de nitrato	Demostración	1996
SOLGATE	España	0.3	Aire a presión	-	Demostración	2001
Weizmann	Israel	0.5	Aire a presión	-	Demostración	2001
PS10	España	11	Vapor	Vapor saturado	Comercial	2007
PS20	España	20	Vapor	Vapor saturado	Comercial	2009
Jülich	Alemania	1.5	Aire atmosférico	Aire/Roca	Demostración/ Comercial	2009
Sierra Sun Tower	EEUU	5	Vapor	-	Comercial	2009
CSIRO NSEC	Australia	0.5	-	-	Demostración	2010
Dahan	China	1.5	Vapor	-	Demostración	2011
Gemasolar	España	19.9	Sales de nitrato	Sales de nitrato	Comercial	2011
Ivanpah	EEUU	377	Vapor	-	Comercial	2014
Tonopah	EEUU	110	Sales de nitrato	Sales de nitrato	Comercial	2014

Tabla 1-1. Desarrollo de plantas de receptor central en el mundo (fuente: nrel.gov; csptoday.com)

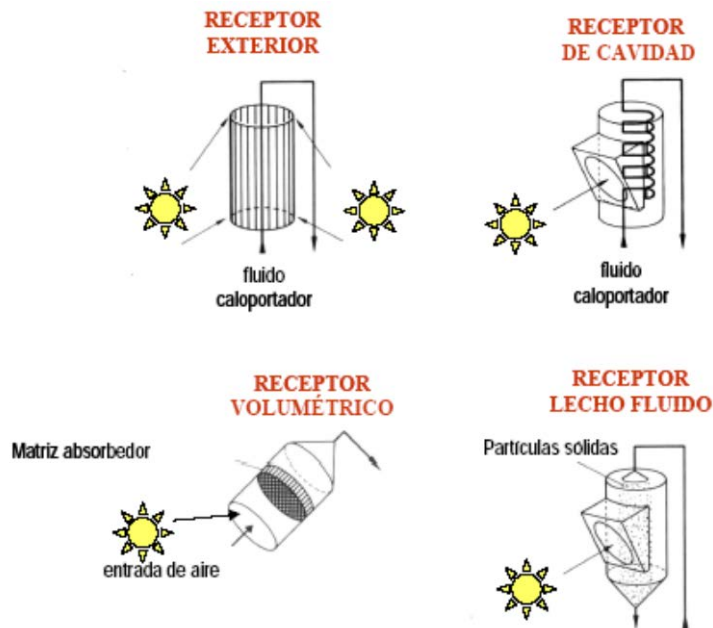


Fig. 1-17. Tipos de receptores en un sistema de receptor central (fuente: [38])

Desde el punto de vista del fluido de trabajo utilizado en el receptor, se distingue entre:

- Receptor de agua/vapor
- Receptor de sales
- Receptor volumétrico.

A continuación, se presentan brevemente los tres tipos tecnologías, a nivel comercial o pre-comercial, en función del fluido utilizado.

1.6.4.1 Receptor agua/vapor

El esquema de producción de este tipo de plantas, tiene en la literatura dos plantas experimentales como referencia. La primera de ellas es la central Solar One en EEUU con un receptor cilíndrico exterior, mientras que la segunda es la central CESA 1 en Almería, España, con un receptor tipo cavidad. Como consecuencia de estos proyectos de I+D, surgió el esquema de funcionamiento de las centrales comerciales operativas en la actualidad (PS10, PS20, Ivanpah). A continuación, describiremos brevemente el funcionamiento del receptor de estas dos plantas.

Solar One

La planta Solar One operó entre 1982 y 1984 en modo de planta piloto y de 1984 a 1987 como central de producción de electricidad con un sistema agua-vapor. Las condiciones de diseño del receptor fueron establecidas para obtener vapor a una temperatura de 516 °C y una presión de 100 bar. El receptor puede absorber hasta 42 MW_t, que se convirtieron en 10 MW_e de energía eléctrica, en un receptor exterior.

El sistema receptor consistía en un evaporador capaz de suministrar vapor sobrecalentado. Aunque el receptor era similar a una caldera convencional, su acoplamiento a un sistema solar provocó sus propios problemas. Así, por ejemplo, hubo que desarrollar algoritmos especiales de control para hacer frente a problemas relacionados con la variación del flujo de radiación sobre las superficies del receptor, los transitorios térmicos asociados a periodos de nubosidad y los problemas relacionados con la fatiga térmica derivada de los ciclados térmicos diarios a los que se encontraba sometido el receptor. Para evitar fugas, se intentaron minimizar las uniones soldadas.

Como características básicas del receptor se citan las siguientes [39]:

- El receptor se diseñó en forma cilíndrica, con una altura aproximada de 13.7 metros y un diámetro de 7 metros. Estaba constituido por 24 paneles, cada uno aproximadamente de 1 metro de ancho por 14 metros de largo. Seis paneles, situados en el lado sur del receptor, estaban destinados al precalentamiento del agua de alimentación, mientras que los restantes eran paneles de evaporación y sobrecalentamiento. Cada uno de los paneles del receptor constaba de 70 tubos con un sentido de circulación del agua ascendente.
- Como material se eligió Incoloy 800 con el objetivo de aguantar el ciclado térmico y los gradientes de temperatura que tiene lugar en la planta. Los tubos de un mismo panel eran tangentes entre sí y estaban soldados a lo largo de toda su longitud. Los tubos se diseñaron para aguantar una temperatura externa pico de 620 °C en condiciones normales de operación.
- Los paneles estaban pintados con Pyromark, para incrementar su absorción. Por su parte posterior, en sombra, se colocó un aislante para evitar las pérdidas térmicas hacia el interior del cilindro.

De los 24 paneles que componían el receptor, 6 se usaron para precalentamiento del agua y 18 para la evaporación y sobrecalentamiento. En la Fig. 1-18 se muestra un diagrama de flujo de los paneles que componían el receptor. Los paneles 1, 2, 3, 22, 23, 24 eran los seis paneles de precalentamiento, situados en la parte sur del receptor. El flujo de agua se distribuía primero entre los paneles 1, 2 y 3, con disposición en paralelo, y a continuación, por los paneles 22, 23 y 24, con la misma configuración. Los paneles de precalentamiento elevaban la temperatura del agua varios cientos de grados sin permitir que se evaporara. Los paneles 4 a 21 se encargaban de la evaporación y el sobrecalentamiento. Dichos paneles tenían una configuración en paralelo, de forma que el agua precalentada se dividía por 18 caminos

posibles, como se aprecia en la Fig. 1-18. Cada panel de evaporación tiene su propia válvula de control y caudalímetro su interior.

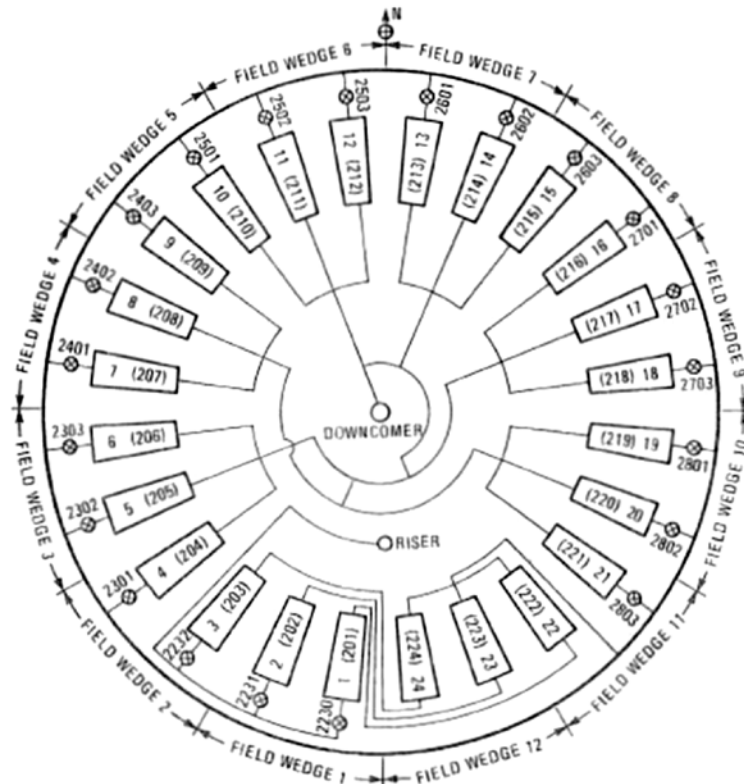


Fig. 1-18. Diagramas de flujo y nomenclatura de los caudalímetros para el receptor de la central Solar One (fuente: [40])

CESA 1

La planta CESA-1 en Almería, España, fue el otro gran proyecto experimental desarrollado íntegramente con diseño y tecnologías españolas. Se operó entre los años 1983 a 1986 en su configuración inicial. Las condiciones de diseño del receptor fueron establecidas para obtener vapor a una temperatura de 525 °C y una presión de 110 bar. El receptor puede absorber hasta 6.7 MW_t en un receptor de tubos tipo cavidad.

Con la cavidad se busca crear un efecto similar al del cuerpo negro, de tal forma que la radiación que entre en dicha cavidad sea absorbida prácticamente siempre por los tubos, tras un proceso de reflexiones múltiples. De esta forma se minimizan también las pérdidas hacia el exterior.

Como características básicas del receptor se citan las siguientes:

- El receptor, inclinado 20 °, tiene forma poligonal, de manera que la radiación entra por una de las caras y es absorbida por los tubos colocados en los tres paneles enfrentados a la cavidad. Existen otras dos paredes que no reciben prácticamente radiación, así que están recubiertas de un material aislante.
- El agua/vapor se bombea dando lugar a un esquema de recirculación forzada. El agua de alimentación se bombea a la zona de evaporación; de dicha zona sale una mezcla agua/vapor que se introduce en un separador de vapor; el vapor seco se envía a la zona de sobrecalentamiento, mientras que el agua líquida se recircula a la entrada del receptor.
- La ebullición tiene lugar en tres circuitos paralelos situados en el panel central y en los dos paneles laterales cada uno de los cuales consiste en tubos de diámetro exterior/interior igual a 33.4/26.64 mm. El panel central tiene 8 pasos y 20 tubos por paso, mientras que los paneles laterales tienen 6 pasos y 15 tubos por paso.
- El sobrecalentamiento tiene lugar en 6 paneles conectados en serie, cada uno consiste en 8 tubos horizontales y paralelos, de diámetro exterior/interior igual a 26.67/20.93 mm.
- Los tubos de la zona de ebullición están hechos de acero al carbono A-106 grado B, mientras que en la zona de sobrecalentamiento, el material es acero X-20 CrMoV 121.

En la Fig. 1-19 se muestra la circulación del fluido en el receptor CESA-1. Aunque los paneles de sobrecalentamiento se han representado encima de los de ebullición, en realidad están situados frente a dichos paneles.

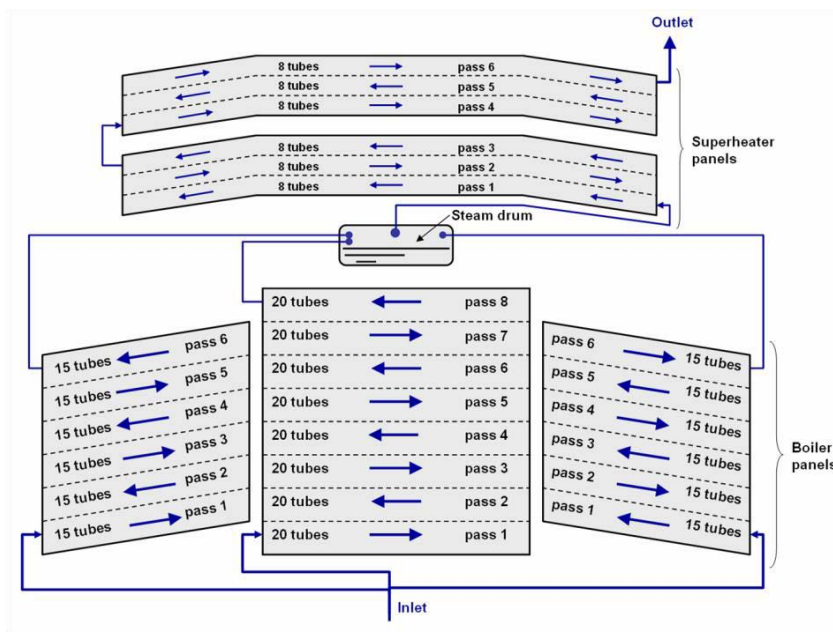


Fig. 1-19. Circulación del fluido en el receptor CESA 1 (fuente: [38])

Los tubos horizontales se soldaron unos a otros de tal forma que todo el panel se comportaba como un conjunto. Éste fue el principal inconveniente de este receptor, ya que se produjeron fallos por fatiga estructural, motivada por las tensiones diferenciales a las que se sometieron los tubos. Además, las soldaduras expuestas a la radiación solar concentrada acabaron fallando. Es por ello que en la actualidad se prefieren tubos verticales, independientes unos de otros, unidos mediante soldadura a una tubería colectora que está en la región no iluminada del colector.

Planta comercial PS10 / PS20

Las plantas PS10 y PS20 trabajan con agua/vapor como fluido de trabajo en condiciones de saturación. El esquema de funcionamiento de este tipo de plantas, de vapor saturado con receptor en cavidad, se podría identificar con el esquema de la planta CESA 1, eliminando la parte de sobresaturación del vapor.

El receptor, situado en la parte superior de la torre, es de tipo cavidad y diseño tubular. Está compuesto por cuatro paneles verticales de 5.5 metros de anchura y 12 de altura, dispuestos en una configuración semicilíndrica. La cavidad tiene una apertura cuadrada de 11 metros de lado. El interior está revestido de unos refractarios sobre los que se encuentra el circuito de agua.

En condiciones normales, el receptor es capaz de suministrar 51.9 MW_t de vapor saturado a 257 °C y 45 bar de presión, con un rendimiento pico superior al 92 % respecto a la potencia incidente.

La planta PS10 es la primera planta termosolar de receptor central a nivel mundial que produce electricidad de forma estable y comercial con una potencia nominal de 11 MW_e [41]. A través del receptor se produce el paso del agua, que cambia de estado a vapor saturado gracias a la radiación solar incidente. Una parte de este vapor es enviado directamente a la turbina donde generará electricidad mediante un ciclo Rankine. Otra fracción de vapor, tal y como se muestra en la Fig. 1-20, es utilizada para el almacenamiento térmico. En este caso el almacenamiento se realiza con el mismo fluido que recibe la radiación ya que se almacena el vapor directamente en tanques presurizados. Esta planta presenta una capacidad de almacenamiento de 30 minutos para una carga de turbina de aproximadamente el 50 % [42].

Hoy en día las plantas que utilizan este sistema no suelen presentar almacenamiento puesto que se realiza durante un periodo corto de tiempo ya que está condicionado por la presión del vapor. Otros inconvenientes son la dificultad de realizar un recalentamiento del vapor, limitando a la turbina a trabajar a temperaturas menores, y la menor calidad del vapor almacenado (disminución del rendimiento) por la existencia de pérdidas térmicas en el proceso de almacenamiento.

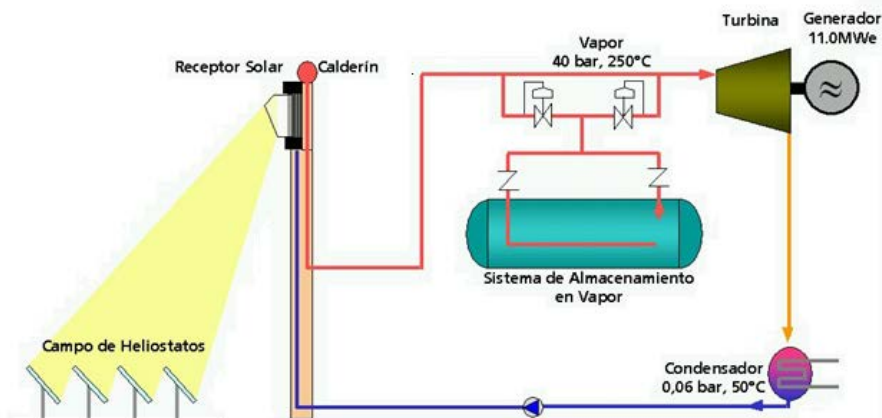


Fig. 1-20. Esquema de un sistema de receptor central usando agua/vapor como fluido de trabajo. Planta tipo PS10 (fuente: abengoasolar.com)

1.6.4.2 Receptor de sales fundidas

Al igual que en el caso anterior, el esquema de este tipo de plantas, presenta en la literatura dos plantas experimentales como sistemas de referencia. La primera de ellas es la central Solar Two en EEUU con un receptor cilíndrico exterior, mientras que la segunda es la central Themis en Targassonne, Francia, con un receptor tipo cavidad. Como consecuencia de estos proyectos de I+D, surgió el esquema de funcionamiento de las centrales comerciales operativas en la actualidad (Gemasolar, Tonopah). A continuación, se describe brevemente el funcionamiento del receptor de estas plantas.

Solar Two

La planta Solar Two operó 14 meses entre 1988 y 1989 para realizar pruebas y evaluaciones de la tecnología de sales fundidas. Las condiciones de diseño del receptor fueron fijadas para obtener sales fundidas a la salida del receptor a una temperatura de 565 °C, para un flujo medio de 430 kW/m², en un receptor exterior que puede absorber hasta 42.2 MW_t para producir 12.8 MW_e brutos. En la Fig. 1-21 se muestra el detalle de los paneles y del receptor de la planta Solar Two. El vapor que se obtenía en el generador de vapor tenía una temperatura de 535 °C y 100 bar de presión [43]. El fluido caloportador era una la mezcla eutéctica de sales de nitrato compuesta por un 60 % NaNO₃ y 40 % KNO₃, también conocida como Solar Salt.

Como características básicas del receptor se citan las siguientes [39, 43]:

- El receptor se diseñó en forma cilíndrica, con una altura aproximada de 6.2 metros y un diámetro de 5.1 metros. Estaba constituido por 24 paneles, y cada panel estaba formado por 32 tubos conectados a un colector superior e inferior.

- Como material se eligió aleación 316 H con el objetivo de aguantar el ciclado térmico y los gradientes de temperatura que tienen lugar en la planta. Los tubos se diseñaron para aguantar un flujo pico de 800 kW/m^2 .
- Los paneles estaban pintados con Pyromark, para incrementar su absorción. Por su parte posterior, en sombra, se colocó un aislante para evitar las pérdidas térmicas hacia el interior del cilindro.

La circulación de la sal a través del receptor se dividió en 2 circuitos (Fig. 1-22). En el primer circuito, la sal entra en el panel del norte en dirección este, circulando a modo de serpentin de un panel a otro. En el segundo circuito, la sal entra en el panel del norte en dirección oeste, circulando igualmente a modo de serpentin de un panel a otro. Tras atravesar 6 paneles, ambas corrientes se cruzan. De manera que la sal que circulaba por el circuito oeste, pasa a circular por el circuito este y viceversa. De esta manera, se suavizaban efectos propios de la evolución meteorológica del día.



Fig. 1-21. Primer plano del receptor Solar Two (fuente: [43])

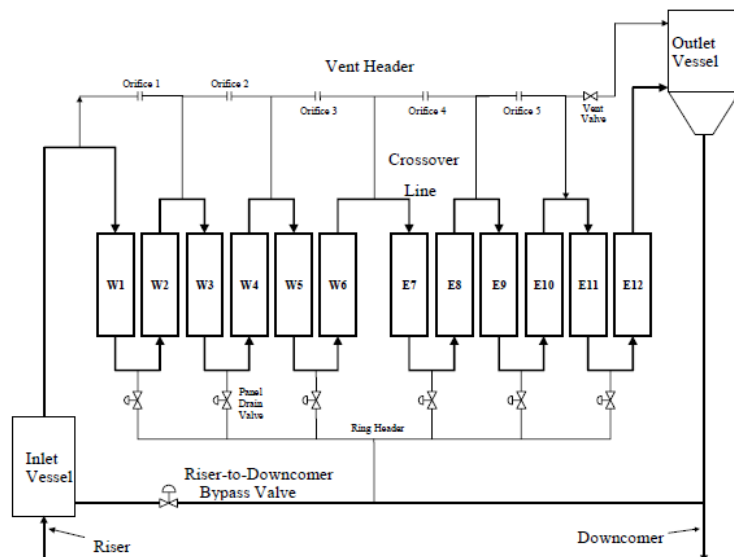


Fig. 1-22. Diagrama de circulación del fluido en la central Solar Two (fuente: [43])

Themis

El receptor de la central THEMIS es también un receptor tipo cavidad, que emplea en este caso la sal fundida Hitec ($53 \% \text{ KNO}_3$, $40 \% \text{ NaNO}_2$ y $7 \% \text{ NaNO}_3$) como fluido de transferencia de calor.

El receptor consta de 3 paneles activos, uno central y dos laterales, enfrentados en una cavidad. En este caso, también se aprovecha dos paneles adicionales, situados en el techo y en el suelo del receptor. En cada panel, los tubos son horizontales, con un diámetro exterior/interior igual a 18/15mm. El material de los tubos es acero inoxidable 316.

Como se puede observar en la Fig. 1-23, la sal fundida circula por dos circuitos en paralelo. En los paneles laterales, cada uno de los dos circuitos está compuesto por 6 pasos conectados en serie. El número de tubos por paso es variable, incrementándose a medida que se alejan dichos pasos de la zona central (desde 12 a 27 tubos por paso), de tal forma que el caudal másico por tubo disminuía a medida que se alejaba de la zona central (y, por tanto, disminuía también el coeficiente de transmisión de calor por convección a la sal).

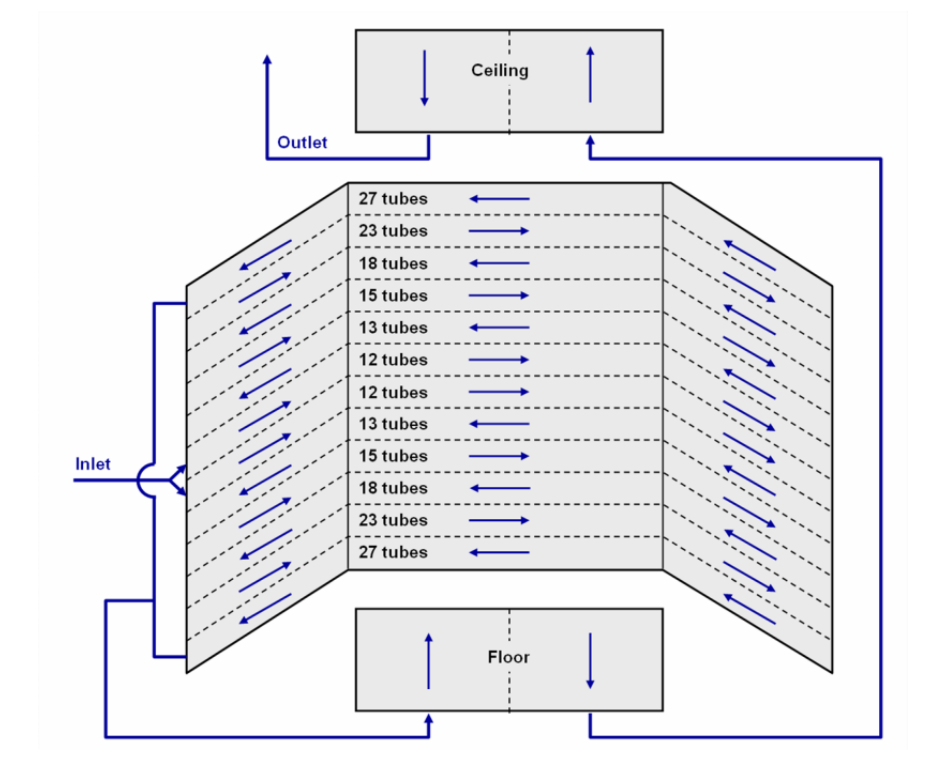


Fig. 1-23. Diagrama de circulación del fluido en el receptor THEMIS (fuente: [38])

Planta comercial Gemasolar

La planta Gemasolar trabaja con la mezcla Solar Salt como fluido de trabajo. El esquema de funcionamiento de este tipo de plantas, de sales fundidas con receptor cilíndrico exterior, se podría identificar con el esquema de la Solar Two (Fig. 1-24). El receptor se ha desarrollado a partir de las experiencias acumuladas en los ensayos realizados en la PSA en el marco de un acuerdo de colaboración entre SENER y CIEMAT.

En la planta, las sales inorgánicas se impulsan mediante una bomba desde el tanque frío donde se encuentran aproximadamente a $290\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta el receptor situado en lo alto de la torre. Una vez que alcanzan una temperatura en torno a $565\text{ }^{\circ}\text{C}$, se almacenan en un tanque de sales calientes hasta ser requeridas para la generación de vapor. La composición de las sales suele ser de un 60 % de nitrato sódico y un 40 % de nitrato potásico [14]. Presentan poca toxicidad, alta conductividad y alta capacidad calorífica, por lo que sus propiedades hacen que sea ejemplar como fluido de caloportador y de almacenamiento. Aunque el almacenamiento supone un incremento del coste de inversión de la planta, se ha demostrado que al aumentar la capacidad con almacenamiento hasta de 15 horas también se aumenta el aprovechamiento de la turbina por lo que se compensa el aumento del coste.

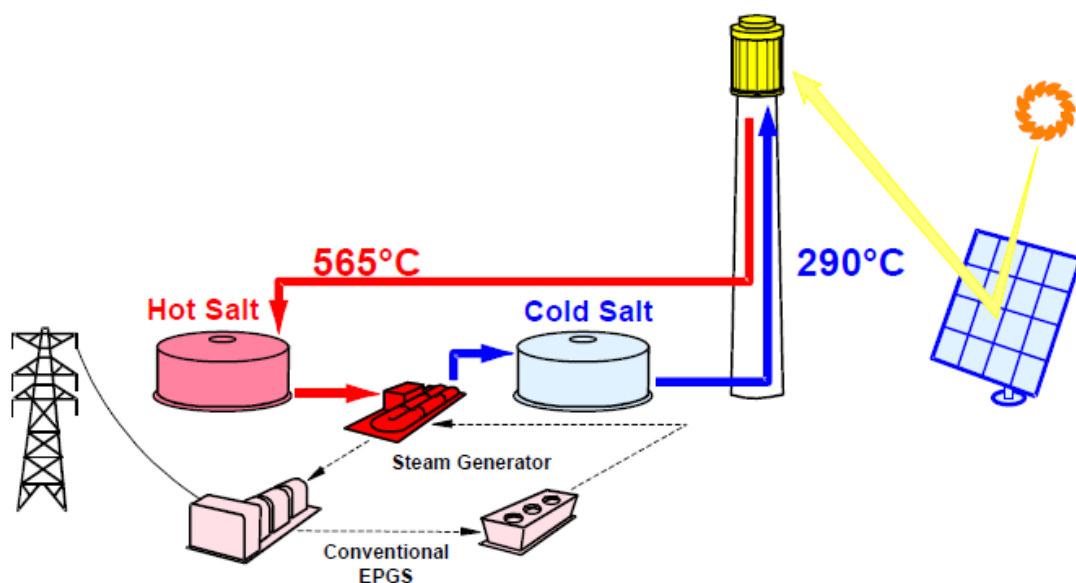


Fig. 1-24. Esquema de un sistema de receptor central usando sales fundidas de nitrato como fluido de trabajo. Planta tipo Gemasolar (fuente: [44])

1.6.4.3 Receptor volumétrico

Un receptor volumétrico consiste en un absorbedor poroso que puede tener diversas formas y materiales, metálico o cerámico, por el que fluiría aire. Cuando el material es metálico, la temperatura máxima de trabajo es en torno a $800\text{-}1000\text{ }^{\circ}\text{C}$, mientras que con materiales cerámicos se encuentra entre $1200\text{-}1500\text{ }^{\circ}\text{C}$ [45].

Tal y como se muestra en la Fig. 1-25, el aire pasa a través de la estructura del receptor volumétrico, produciéndose el intercambio directo por convección de energía térmica desde éste hacia el aire. Una vez que el aire alcanza altas temperaturas, se dirige hacia el generador de vapor con el objetivo de producir vapor que accione una turbina para finalmente producir electricidad mediante un ciclo Rankine. El vapor obtenido de la turbina se condensa para formar agua y de nuevo introducirse en el generador de vapor. Una parte del aire que sale del receptor

se almacena a altas temperaturas en un tanque. La corriente de aire que pasa por el generador de vapor y pierde su energía térmica puede seguir dos caminos: pasar por el tanque de almacenamiento y aumentar su temperatura para seguir al ciclo o recircularse al receptor volumétrico.

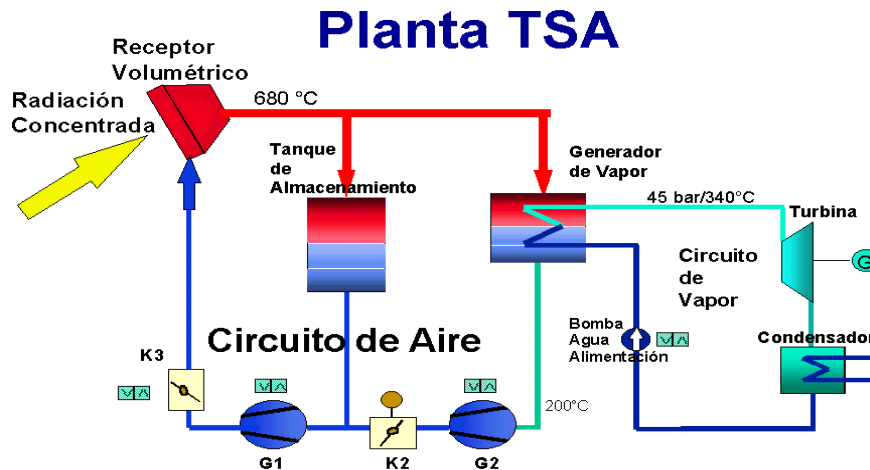


Fig. 1-25. Esquema de un sistema de receptor central usando aire como fluido de trabajo. Planta tipo TSA. (fuente: psa.es)

Otra opción que se encuentra en fase de investigación es la utilización directa del aire, mediante una turbina de gas, para la generación de electricidad. Para utilizar una turbina de gas, el aire tiene que introducirse a temperaturas y presiones muy elevadas. En este caso, sería necesaria la utilización de receptores volumétricos presurizados que presentan una ventana de cuarzo para generar la presión necesaria en el circuito de aire. Este tipo de receptores tienen mayor complejidad que los que utilizan el aire a presión atmosférica.

Planta de Jülich

La construcción de la planta de Jülich llega después de 20 años de trabajo en la tecnología de receptores de aire. La Solar Tower Jülich está localizada en el noroeste de Alemania y es una planta experimental cuyo objetivo principal es desarrollar métodos, herramientas y procedimientos para apoyar el diseño e ingeniería de los componentes principales y contribuir a la operación segura y eficiente de las futuras plantas de tecnología de aire [46].

La planta termosolar de Jülich (Fig. 1-26), construida por Kraftanlagen München - KAM, comenzó a operar conectada a red en Abril de 2009. El Instituto de Energía Solar Alemán (DLR) lidera el programa de investigación asociado a la construcción y operación de la planta. El presupuesto total del proyecto, incluyendo planificación, permisos, construcción, ensayos, investigación y operación durante 5 años, ascendió a 23 millones de €

El campo solar de la planta consiste en 2150 helióstatos de 8 m² y ocupa 8 Ha aproximadamente. El receptor, cuatro veces más grande que el ensayado en la PSA, tiene un área de apertura de 23 m² y está montado en lo alto de una torre de 60 m e inclinado hacia abajo con un ángulo de 25 °.

El receptor es el elemento clave de la planta. Se trata de un absorbedor volumétrico poroso, constituido por una serie de módulos construidos en carburo de silicio. La estructura de los módulos tiene forma de canales, siendo la superficie interior alrededor de 50 veces mayor que la apertura. Esto permite el uso del aire como fluido de trabajo a pesar de su bajo coeficiente de transferencia de calor [47]. El funcionamiento del absorbedor volumétrico y el esquema de sus componentes se pueden ver en el capítulo siguiente.



Fig. 1-26. Vista general del campo solar y la torre situada en Jülich (fuente: dlr.de)

La planta de Jülich opera según el siguiente esquema:

- En el circuito primario, el aire se succiona a través del receptor y se calienta hasta 700 °C.
- El aire caliente se emplea para generar vapor mediante un intercambiador de calor de tubos. El generador proporciona vapor a 485 °C y 27 bar, aunque el proceso puede también configurarse para operar hasta 500 °C y 100 bar.
- El vapor alimenta un bloque de potencia de 1500 kW.
- En paralelo al generador de vapor, en el circuito primario, está el sistema de almacenamiento térmico, que consiste en un gran depósito con un relleno cerámico poroso que funciona a modo de termoclina.
- Finalmente, el aire frío a la salida del generador de vapor y a la salida del almacenamiento, que aproximadamente está a 100 °C, se recircula al receptor (Fig. 1-27).

Es destacable que todos los equipos de la planta, excepto el sistema de refrigeración, se albergan en la torre.

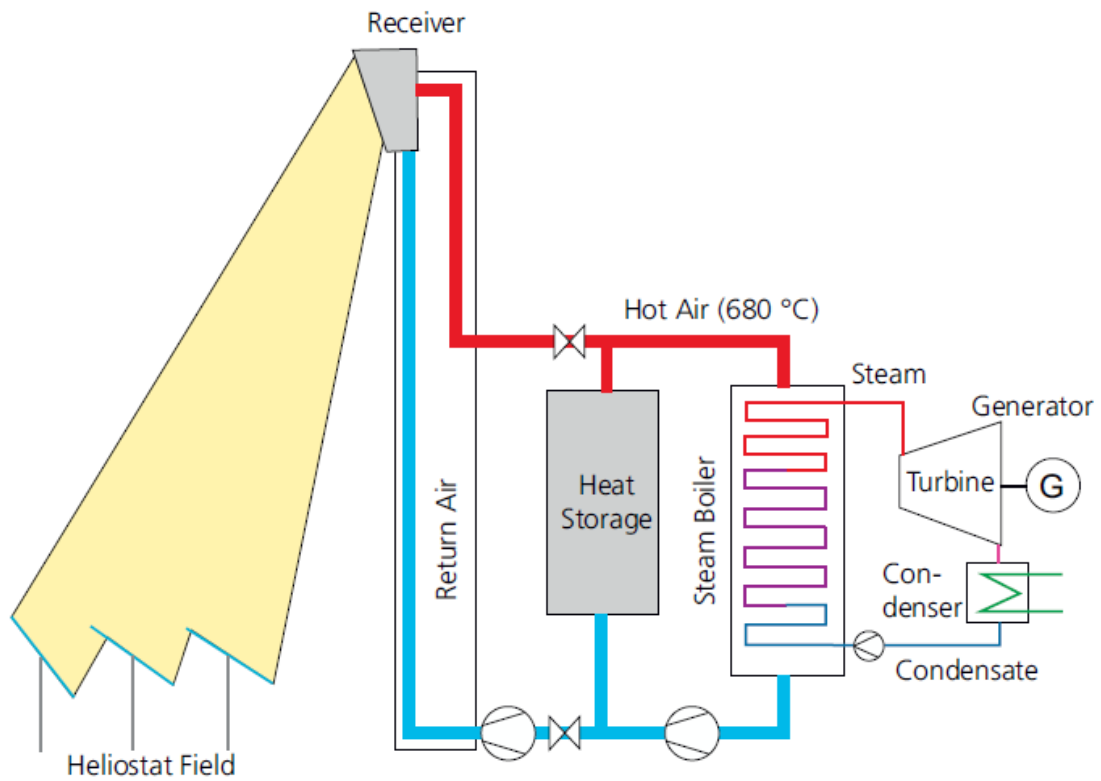


Fig. 1-27. Esquema de funcionamiento de la planta de Jülich (fuente: dlr.de)

En el siguiente capítulo, donde se presentan los antecedentes a través del estado del arte de los receptores volumétricos, se mostrará un repaso bibliográfico por los desarrollos de receptores volumétricos durante los últimos 35 años. En él, se mostrará con detalle el modo de operación de las plantas de receptores volumétricos, el tipo de receptores desarrollados (cerámicos y metálicos), así como su estado de presurización (atmosférica o presurizada), mostrando en cada caso sus ventajas e inconvenientes.

Capítulo **2**

ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

2.1 Estado del arte de la tecnología de receptores

volumétricos

2.1.1 Introducción

Como se ha visto en el capítulo anterior, los receptores de los sistemas de receptor central se dividen, en función de cómo se produce la transferencia de energía en, receptores de superficie o receptores volumétricos. Los receptores de superficie consisten generalmente en paneles tubulares, por cuyo interior circula el fluido caloportador (HTF, Heat Transfer Fluid); la energía radiante del sol se transforma en energía térmica de un fluido, existiendo una superficie intermedia (pared del tubo) a través de la cual se produce el intercambio de calor. En los receptores volumétricos, la energía radiante del sol no incide sobre una superficie, sino que se distribuye en un volumen. Esta energía radiante se puede transformar en energía química al incidir directamente sobre partículas reactivas (receptores de lecho fluido o absorción directa) o en energía térmica de un fluido gaseoso (receptores volumétricos).

Los receptores volumétricos surgen por la necesidad de contar con plantas termosolares de torre en las que la apertura del receptor sea reducida para minimizar las pérdidas térmicas y, al mismo, tiempo absorber mayor densidad de flujo solar concentrado que las tecnologías de tubos. De esta forma se ha potenciado la investigación y desarrollo (I+D) en el diseño y operación de receptores alternativos a los de tubos, con el objetivo de mejorar el proceso térmico, trabajar a mayor flujo solar y mayor temperatura, simplificar los diseños y la operación y reducir costes sin aumentar las pérdidas por radiación infrarroja.

En este contexto, en torno a los años ochenta, se iniciaron investigaciones sobre receptores de lecho fluido de absorción directa y receptores volumétricos de absorción indirecta, como diseño alternativo a los receptores de superficie con paneles de tubos. Dichas investigaciones se dividieron en:

- Estudios conceptuales de receptores, estudios de viabilidad, análisis termodinámicos, desarrollo de códigos de cálculo, estudios de mercado (comercialización).
- Ensayos de receptores en laboratorio y en planta piloto.

Con el objetivo principal de proporcionar al Departamento de Energía Estadounidense (DOE, Department of Energy) una evaluación de los principales sistemas de conversión termosolar con potencial comercial viable, Estados Unidos fue un país pionero en dichas investigaciones [48-51]. Compararon varios conceptos de receptores, entre los que se encontraban los volumétricos, para usarlos en ciclos de turbina de gas a muy alta temperatura. Los trabajos de Anderson [52] mostraron que los receptores volumétricos con gas eran menos atractivos que los de lecho fluido con inyección de partículas o de absorción directa, por lo que

la I+D en EE.UU. se decantó hacia el desarrollo de receptores de paneles de tubos con sales como fluido de trabajo y los receptores de lecho fluido con absorción directa.

Mientras tanto, en Europa se apostó por el concepto de receptor volumétrico y se desarrollaron los primeros prototipos, destacando entre otros:

- Un receptor con absorbedor de hilos metálicos para temperatura de salida del aire entre 700 y 800 °C. Este proyecto resultó de la cooperación entre la empresa Sulzer, el DLR (Institute of Solar Research of the German Aerospace Centre) y el Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas (CIEMAT), dentro de la tarea Small Solar Power Systems (SSPS) de la Agencia Internacional de la Energía (IEA) [53].
- Un receptor de rejillas cerámicas desarrollado por el DLR en Lampoldshausen para alcanzar una temperatura del aire de hasta 1200 °C.
- Un receptor de láminas metálicas promovido por Interatom/Emitec para temperaturas del aire de hasta 1000 °C.

Junto al prototipo de receptor de Sulzer, la empresa desarrolló un lecho de ensayo que se instaló en la torre Central Receiver System (CRS) de la Plataforma Solar de Almería (PSA – CIEMAT). Este lecho potenció una campaña intensa de ensayos sobre nuevos prototipos de absorbedores que en la actualidad sigue estando operativo.

Posteriormente, a mayor escala, el consorcio PHOEBUS, diseñó la primera planta de producción de electricidad, 30 MW_e, de receptor volumétrico con aire como fluido caloportador y ciclo Rankine para conversión de energía. Los numerosos estudios realizados para esta planta, tanto de diseño, como de viabilidad tecnológica y económica, demostraron las múltiples ventajas de esta tecnología frente a los receptores de tubo con sodio, sales fundidas de nitrato o agua/vapor como fluidos caloportadores [54, 55]. Fue entonces cuando Sulzer promovió la construcción de un prototipo de 2.5 MW_t, que fue ensayado en la torre CESA 1 de la PSA por el consorcio PHOEBUS, desarrollándose así la planta piloto TSA, con malla metálica de aleación base níquel 601 como absorbedor [56].

En este capítulo se presenta el estado del arte de los receptores volumétricos a partir de la publicación realizada por el autor de la presente tesis [57].

2.1.2 Receptores Volumétricos

La idea de un absorbedor volumétrico surgió como un modo de potenciar la operación a flujos solares mayores que los permitidos en los receptores de tubos. Conceptualmente, la radiación solar se absorbe sobre un elemento poroso tridimensional (espumas cerámicas, paquetes de hilos cerámicos o metálicos, elementos multicavidad tipo panel de abeja, etc.) y no sobre una superficie cuasi-bidimensional. Esto permite no incrementar las exigencias termomecánicas del material absorbedor, ni la superficie de apertura, lo que, además, contribuye a disminuir costes y, primordialmente, pérdidas por emisión infrarroja.

2.1.2.1 Descripción general de los receptores volumétricos

2.1.2.1.1 Principios de funcionamiento

Las ideas básicas de un receptor volumétrico son:

- Consta de un paquete de estructuras absorbedoras de porosidad específica, instalada en un volumen dentro del cuerpo del receptor (por tanto con una geometría tridimensional) de modo que la radiación solar concentrada es absorbida a través de la profundidad del paquete absorbedor, funcionando como una "trampa de luz". De este modo, se calientan las superficies de la estructura absorbedora.
- La radiación solar concentrada incidente calienta el material situado en un volumen. Al mismo tiempo, el fluido de trabajo que pasa sobre dicho volumen se calienta por convección con la superficie de la estructura, que se refrigera. La radiación solar se transforma por tanto en energía térmica de un fluido gaseoso.
- La incidencia de la radiación solar y la extracción de calor por convección ocurren en la misma superficie simultáneamente.

El resultado de esta idea es una diferencia de temperatura entre los elementos absorbedores y el fluido caloportador menor que en el caso de receptores de tubos. Como se observa en la Fig. 2-1, la temperatura del gas va aumentando en paralelo a la del material, de forma que las temperaturas más altas se producen en el interior de la matriz minimizándose las pérdidas exergéticas por diferencias de temperatura. Al producirse una succión del aire a través de la matriz volumétrica, las pérdidas convectivas teóricas son prácticamente nulas y, debido a la absorción de la radiación en profundidad por el efecto volumétrico, las partes más profundas del absorbedor son las más calientes, reduciendo las pérdidas por radiación infrarroja, ya que, gran parte de dicha radiación es emitida sobre otras capas de material absorbedor y no al ambiente como en los receptores de tubos.

2.1.2.1.2 Características de los volumétricos

En líneas generales, las principales ventajas de un receptor volumétrico de aire son:

- Posibilidad de trabajar a flujos similares o superiores a los de los receptores de tubo ($800 - 1000 \text{ kW/m}^2$), al producirse el intercambio de calor en todo el volumen interno del absorbedor.
- El aire como fluido caloportador, es inagotable, a coste cero y no tiene cambio de fase durante el ciclo de temperatura, simplificando mucho el diseño de toda la planta, y facilitando la operación, mantenimiento y reparación de componentes, y reduciendo los costes; pese a sus peores propiedades.

- Posibilidad de abordar diseños con dimensiones equivalentes a los receptores de sales o vapor a pesar de las peores propiedades del aire.
- Menor inercia térmica, que permite una mejor respuesta a transitorios.
- Baja pérdida de presión, que reduce el consumo parásito de energía.
- No requiere medidas especiales de seguridad como los sistemas presurizados y/o fluidos caloportadores peligrosos. No afecta al medio ambiente.
- Se puede usar en ciclos de gas ciclos combinados (gas – vapor).

Sin embargo, quedan muchos puntos por investigar y mejorar como los materiales y geometrías de los absorbedores y propiedades de transferencia de calor de los mismos.

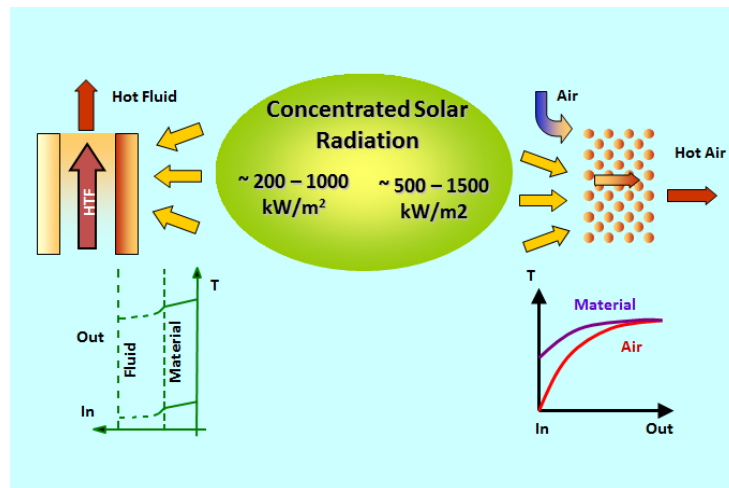


Fig. 2-1. Esquema de funcionamiento comparativo de un receptor de tubos y un receptor volumétrico (fuente: [58])

2.1.2.2 Particularidades de los receptores volumétricos

2.1.2.2.1 Materiales absorbedores

Los materiales de los receptores volumétricos pueden ser metálicos o cerámicos [59], en función del flujo solar, la temperatura alcanzada por el material absorbedor y la temperatura de salida del aire.

- Para temperaturas menores a $800 \text{ }^\circ\text{C}$, existen algunos aceros inoxidables y aleaciones base níquel, con alto contenido en cromo, que son los más adecuados para receptores volumétricos, por su resistencia a la oxidación a alta temperatura y su capacidad para formar óxidos de color negro, que aumentan la absorción de la radiación.
- Para temperaturas mayores a $800 \text{ }^\circ\text{C}$, los materiales más adecuados son los óxidos cerámicos. La alúmina (Al_2O_3) es el material ideal por sus propiedades termoquímicas y

bajo coste, pero sus propiedades ópticas son deficientes ya que es blanco. Otros materiales adecuados son los materiales cerámicos no – oxídicos, siendo el mejor el carburo de silicio (SiC) que presenta mejores propiedades ópticas que la alúmina, entre ellas, mayor absorptividad.

2.1.2.2.2 *Estabilidad del flujo de aire*

En un medio poroso, la densidad de flujo viene determinada por la diferencia de presión que una soplante genera a través de la muestra, entre entrada y salida de aire. Cuando la caída de presión causa diferentes densidades de flujo, éste se considera inestable. La inestabilidad puede estar relacionada con la obtención de bajos rendimientos siendo este problema uno de los principales puntos de estudio.

Kribus y colaboradores [60], en 1996, predijeron la aparición de flujo inestable de aire en los receptores volumétricos, lo que daba lugar a sobrecalentamientos puntuales y fallos locales, incluso con episodios de fusión y rotura del material absorbedor y, por tanto, generando bajos rendimientos.

Esta caída de presión se describe mediante la Ley de Darcy¹ [61], con la extensión de Forchheimer² [62]:

$$-\frac{dp}{dx} = \frac{\mu}{K_1} \cdot v + \frac{\rho}{K_2} \cdot v^2 \quad (2-1)$$

Donde p es la presión (Pa), x la coordenada de la dirección del flujo (m), K_1 el coeficiente de permeabilidad viscosa (m^2), K_2 el coeficiente de permeabilidad inercial (m), μ la viscosidad dinámica (kg/(m·s)), ρ la densidad del fluido (kg/m³) y v la velocidad del fluido (m/s). Los coeficientes K_1 y K_2 son característicos de la geometría del absorbedor [63].

¹ La ecuación de Darcy y la ecuación de Darcy con la extensión de Forchheimer se utilizan para describir el flujo de fluidos a través de medios porosos. Una descripción precisa del comportamiento del fluido a través del medio poroso es esencial para diseñar y operar medios porosos.

La ecuación de Darcy (Ecuación (2-1) sin el último término) describe una caída de presión lineal que es proporcional a la velocidad del fluido en el medio poroso. Se observó experimentalmente que solo era válida o aplicable para bajas velocidades. El parámetro K_1 (coeficiente de permeabilidad viscosa), también conocido como permeabilidad de Darcy, considera únicamente los efectos viscosos del fluido a través del medio poroso.

² Como consecuencia de la limitación de la ecuación de Darcy, Forchheimer añadió un segundo término dando lugar a la ecuación de Darcy – Forchheimer (Ecuación (2-1)), que incorpora los efectos inerciales y de turbulencia. De esta manera, la Ecuación (2-1) muestra una tendencia parabólica con el aumento de la velocidad del fluido, debido a la contribución de la inercia y la turbulencia. El parámetro K_2 (coeficiente de permeabilidad inercial), también conocido como permeabilidad No-Darciana, considera la resistencia inercial del fluido en el medio poroso.

En general, para un flujo solar dado, se puede aumentar la temperatura de salida del aire reduciendo la masa de aire a través del absorbedor, lo que normalmente está ligado a menores pérdidas de presión.

Si el flujo de aire es inestable, la relación entre la caída de presión y velocidad del fluido es lineal, es decir $K_2 = \infty$, y la ecuación (2-1) se simplifica, dando lugar a menores masas de flujo relacionados con aumentos de las pérdidas de presión.

En la Fig. 2-2 se representa la caída de presión cuadrática para diferentes flujos solares y un material con una caída de presión lineal característica ($K_2 = \infty$). Se observa que, para una caída de presión constante, las curvas de los flujos solares cortan a tres temperaturas diferentes, es decir, algunas partes del absorbedor tendrán bajos flujos máscicos mientras que otras tendrán altos flujos máscicos, lo que puede generar los mencionados problemas locales de inestabilidad, con sobrecalentamientos e incluso fusión del material.

Existe un flujo crítico por encima del cual se pueden producir inestabilidades, y se puede calcular mediante ecuación [64]:

$$I_{0,crit} = 1694 \cdot \beta \cdot \sigma \cdot T_0^4 \tag{2-2}$$

Donde $I_{0,crit}$ es el flujo crítico (W/m^2), β es un factor corrector (-), σ es la constante de Stefan Boltzmann ($W/(m^2 \cdot K^4)$) y T_0 es la temperatura de entrada (K).

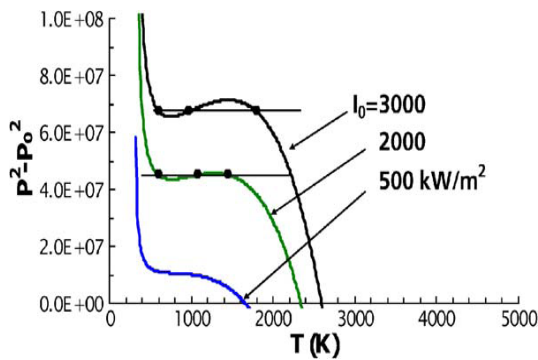


Fig. 2-2. Caída de presión cuadrática frente a temperatura del aire para distintos flujos solares y $K_2 = \infty$ (fuente: [64])

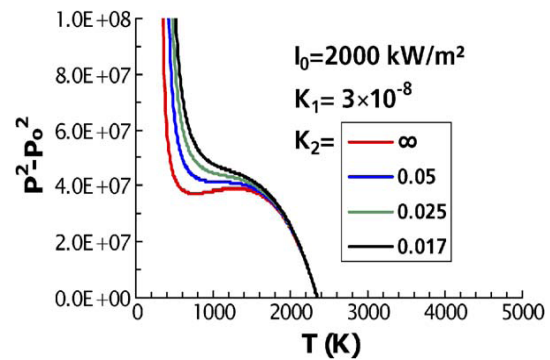


Fig. 2-3. Caída de presión cuadrática frente a la temperatura del aire y distintos valores del coeficiente de permeabilidad inercial (fuente: [64])

Cualquier pequeña perturbación, como una variación local de la presión del viento o de la radiación incidente, puede ser suficiente para pasar de una situación a otra.

Por su parte, la Fig. 2-3 representa la caída de presión cuadrática para distintos K_2 , a flujo solar constante. Se observa que un cambio en las características del absorbedor (en K_1 o K_2) tiene una influencia importante en las curvas y que a menor K_2 , menos probables son las inestabilidades porque la curva tiende a ser monótona decreciente con la temperatura.

La aparición de inestabilidad se observa únicamente en estructuras de panel de abejas con alta porosidad, mientras que en otros tipos de absorbedores (de malla de hilo o espumas cerámicas de panel de abeja de baja porosidad) la caída de presión viene determinada por un coeficiente cuadrático y su comportamiento es estable [63].

2.1.2.2.3 Receptores volumétricos y ciclos de potencia

Existen dos tipos principales de plantas de potencia termosolares en función de los receptores volumétricos:

- Receptor abierto con ciclo Rankine (Fig. 2-4): el aire atmosférico se calienta al pasar, mediante convección forzada, a través del receptor volumétrico metálico o cerámico y este calor se utiliza para producir vapor en un generador de vapor que, para el esquema PHOEBUS – TSA, cuenta con varias secciones separadas: un sobrecalentador, un recalentador, un evaporador y un economizador. A continuación el vapor se alimenta al ciclo Rankine [44]. Este diseño puede incluir un sistema de recirculación del aire para mejorar la eficiencia del receptor mediante el uso del aire frío que sale del generador para dos propósitos: enfriar la estructura soporte del receptor y reutilizar la entalpía del aire recirculado.

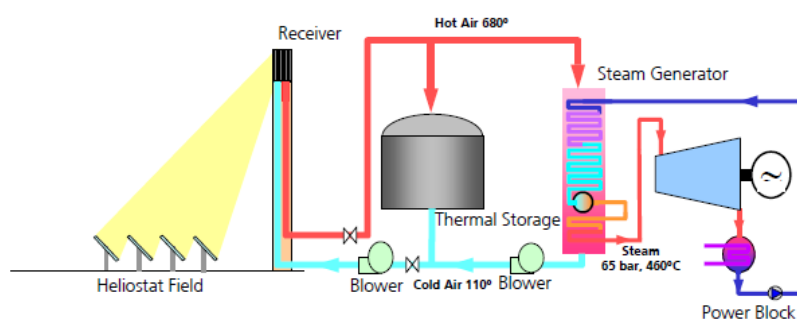


Fig. 2-4. Esquema de receptor volumétrico abierto acoplado a un ciclo Rankine (fuente: [44])

- Receptor presurizado con ciclo Brayton (Fig. 2-5): la introducción de energía solar mediante receptores volumétricos presurizados en una turbina de gas de un ciclo combinado (CC) ofrece importantes ventajas frente a otros conceptos de plantas de potencia híbridas. Un sistema prometedor que conseguiría explotar el potencial de la combinación solar – CC sería el precalentamiento solar del aire de salida del compresor antes de introducirlo en la turbina [65].

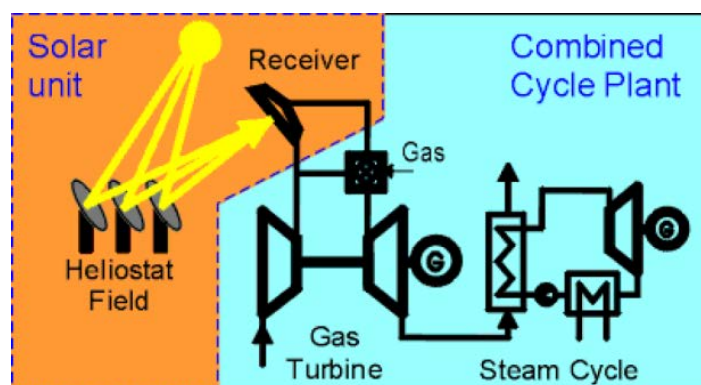


Fig. 2-5. Esquema de receptor volumétrico cerrado acoplado a un ciclo Brayton
(fuente: [44])

El precalentamiento solar del aire ofrece mejor rendimiento, ya que la energía solar absorbida por el aire se transforma en la parte de alta eficiencia del CC. Para un determinado tamaño de planta solar, esta mejora llevaría a un menor tamaño del campo de heliostatos y, por tanto, a una menor inversión en la parte solar de este tipo de ciclos que en los de ciclo Rankine. Además, este sistema puede aplicarse a un amplio rango de potencias, de 1 a 100 MW_e.

La parte solar debe seleccionarse de manera flexible en función de la temperatura de salida del receptor, que puede ser mayor que con otros sistemas híbridos (por ejemplo, ciclos solares combinados con colectores cilindro parabólicos) [44, 66].

2.1.3 Clasificación de absorbedores volumétricos

Esta revisión se centra en los diseños desarrollados y propuestos como más prometedores, más sencillos y los que hasta el momento no han encontrado espacio en el desarrollo comercial.

El número de absorbedores desarrollados está en torno a setenta, con gran variedad en cuanto a geometría, material, tipo de aplicación, potencia del prototipo, etc.

En el presente apartado se elabora una clasificación propia en función del material absorbedor y la presión de operación del receptor. Así, se distinguen cuatro grupos:

- Tipo TSA: receptores volumétricos abiertos con absorbedor metálico.
- Tipo SOLAIR: receptores volumétricos abiertos con absorbedor cerámico.

- Tipo REFOS: receptores volumétricos cerrados con absorbedor metálico.
- Tipo DIAPR: receptores volumétricos cerrados con absorbedor cerámico.

2.1.3.1 Receptores volumétricos abiertos con absorbedor metálico (Tipo TSA)

Como ya se ha comentado al inicio de este capítulo, tras numerosos estudios [67, 68] en EEUU, se concluyó que los receptores volumétricos eran menos atractivos que los receptores de tubos o los de partículas, excepto en actividades que conllevaran inversiones mínimas.

Pero el potencial técnico de los sistemas de receptor central avanzados para la producción de electricidad a alta temperatura [52], relanzó las investigaciones en receptores volumétricos. Fricker inició el desarrollo de la tecnología de volumétricos abiertos con absorbedor metálico. La Tabla 2-1 presenta un resumen de los más destacados que se describen a continuación.

Nombre	Año	Potencia (kW _t)	Lecho de ensayo
Mk I	1985	2.5	Disco
Sulzer 1	1987	200	Lecho Sulzer – PSA
Sulzer 2	1988	200	Lecho Sulzer – PSA
CATREC I	1988/89	200	Lecho Sulzer – PSA
TSA	1993	2500	CESA 1 – PSA
Sandia – Bechtel 1	1993	2.5	Laboratorio
Sandia – Bechtel 2	1993/94	200	Lecho Sulzer – PSA
CATREC II	1994/95	200	Lecho Sulzer – PSA
SIREC	2001	250	Lecho Sulzer – PSA

Tabla 2-1. Principales receptores abiertos con absorbedor metálico

2.1.3.1.1 Mk – I

Fricker fue el impulsor de los receptores volumétricos en Europa [69]. En 1985 se construyó un prototipo con absorbedor volumétrico de hilos metálicos [70], de unos 62 mm de diámetro de apertura y 2.5 kW_t de potencia, que fue ensayado en el foco de un disco parabólico de 2.7 m de diámetro, con un flujo solar de más de 1000 kW/m². La evaluación posterior mostró una eficiencia entre un 70 – 90 %, con una temperatura máxima de salida del aire de 842 °C, sin que se dañara ni el absorbedor ni el dispositivo experimental.

2.1.3.1.2 *Sulzer 1*

El receptor Sulzer 1 es la evolución natural del Mk – I, por lo que también es conocido como Mk – II [53]. Tuvo como objetivos principales la demostración de la viabilidad del concepto “paquete de alambres” (wire pack), la determinación de la eficiencia del receptor, así como analizar su comportamiento dinámico y adquirir experiencia en la operación [68]. Fue la culminación de la idea de Fricker de 1982 [69].

El receptor, de diámetro interno 875 mm y diseñado para una potencia de 200 kW_t, se ensayó en la PSA en agosto de 1987. El absorbedor estaba formado por mallas de hilo de acero inoxidable AISI 310, con diámetro de hilo de 0.4 mm y un paso de luz de 1.65 mm [71]. Tras el absorbedor se colocó una lámina metálica perforada que asegurara el flujo de aire. Además, se usó un sistema de recirculación del aire caliente hacia el absorbedor, que se estimó en un 60 % [72]. Durante los ensayos se alcanzó una temperatura media en el aire de salida de hasta 780 °C, con una potencia a la salida de hasta 222 kW_t. La eficiencia esperada a 550 °C era de un 80 %, mientras que la experimental se estimó en torno a un 70 %. Para contribuir a la experimentación, los laboratorios SANDIA elaboraron modelo numérico, HOTAIR [73].

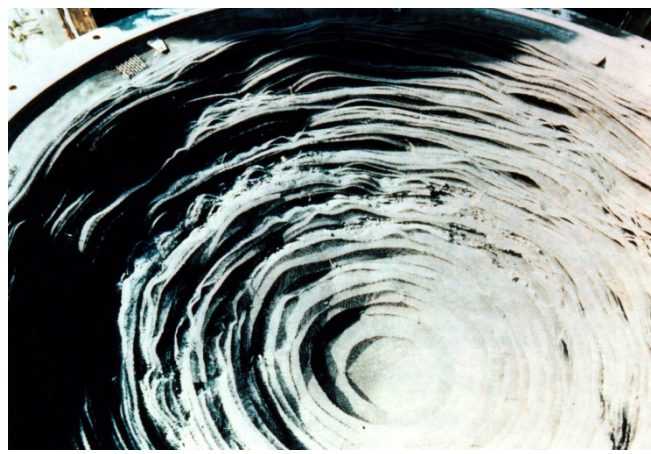


Fig. 2-6. Imagen del absorbedor Sulzer 1 (fuente: [71])

En el examen posterior se comprobó que el absorbedor falló por deformación, falta de sujeción debido a las altas temperaturas y por efecto de la gravedad (Fig. 2-6), lo que produjo una distribución irregular del caudal en la apertura, una refrigeración insuficiente del material absorbedor y una disminución considerable de la eficiencia a altas temperaturas, desde un 80 % al comienzo de los ensayos hasta un 50 % al final. A pesar de que no se consiguieron las eficiencias esperadas, los resultados se consideraron buenos por ser el primer escalado de un receptor volumétrico.

2.1.3.1.3 *Sulzer 2*

El receptor Sulzer 2 surgió con el objetivo de modificar los fallos del Sulzer 1. Se eligió la PSA para la instalación permanente del lecho experimental, lecho Sulzer, y para ensayar el nuevo prototipo.

El absorbedor (Fig. 2-7) se construyó a partir de cordón de malla de hilo metálico con forma anular [71], que se fijó superficialmente a la apertura del lecho de ensayo. Los problemas observados en Sulzer 1 mostraron la importancia de elegir bien el material del absorbedor, de cara a la durabilidad del mismo. Los materiales usados fueron:

- Aleación de níquel, cromo y hierro (tipo Nicrofer[®]), cuyo análisis posterior mostró elevada corrosión intergranular que hizo que los hilos se rompieran al desmontar el absorbedor tras los ensayos.
- Aleación de hierro y cromo (tipo Fecralloy[®]), que presentó mayor resistencia a la corrosión y cuyos hilos no se rompían en el desmontaje.



Fig. 2-7. Imagen del absorbedor Sulzer 2 (fuente: [71])

Este absorbedor operó a flujos pico de 760 kW/m^2 y temperaturas de salida de aire de hasta 700°C , siendo la máxima potencia ganada de 226 kW_t . En la Fig. 2-8 se muestran las eficiencias obtenidas según la temperatura del aire a la salida. Se observa que a temperaturas en aire de salida entre $650 - 680^\circ\text{C}$, las eficiencias fueron del 75 %, mientras que a 550°C fueron del 79 %, aunque disminuyeron hasta 73 % a medida que el absorbedor se deterioró.

Los resultados de la evaluación de este prototipo [71] mostraron la simplicidad del diseño y operación del receptor. Sus principales ventajas fueron [74] la construcción sencilla, el bajo coste de los materiales, la baja caída de presión y la poca inercia térmica. Además, se comprobaron algunos puntos críticos como [74] la sensibilidad a los puntos calientes. Sin embargo, no se obtuvo el esperado efecto volumétrico y la temperatura de salida no fue estable (contribución baja de la inercia térmica). Pese a esto, los resultados motivaron a la comunidad internacional a explorar otros receptores volumétricos y hacer estudios de diseños, formándose

el consorcio PHOEBUS [55, 75], para el desarrollo del prototipo PHOEBUS – TSA de 2.5 MW_t [56], del que se hablará más adelante, y realizar estudios del diseño para una planta de 30 MW_e en Jordania [55, 75-78].

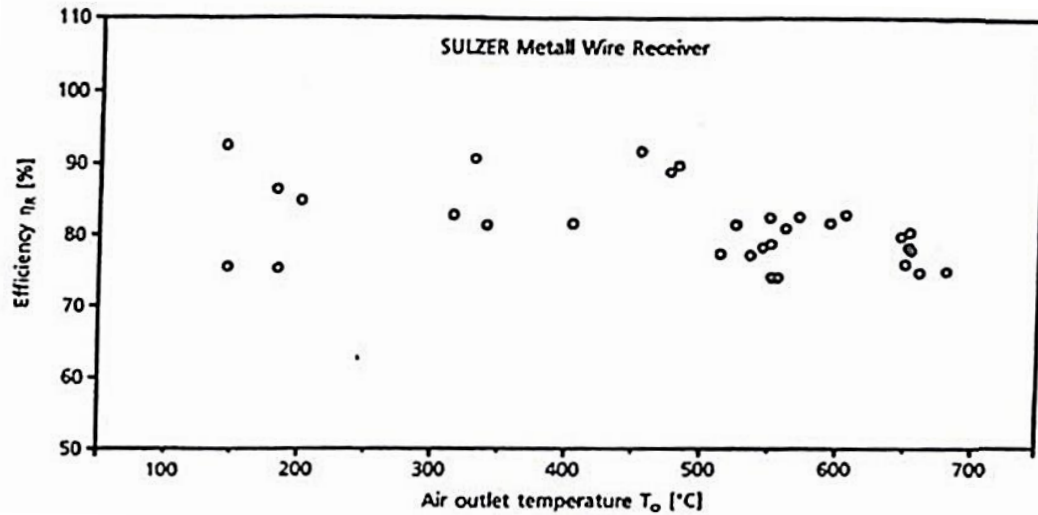


Fig. 2-8. Resultados experimentales del rendimiento en función de la temperatura de salida del aire en el absorbedor Sulzer 2 (fuente: [79])

2.1.3.1.4 CATREC I

El absorbedor CATREC I (CATalyst – RECeiver) fue desarrollado por la compañía Interatom junto con su asociada Emitec [80]. Se construyó a partir del diseño de las estructuras utilizadas en catalizadores de motores. El DLR apostó por este diseño. El receptor consistía en un absorbedor de 940 mm de diámetro y 90 mm de espesor, de acero inoxidable, X₅CrAl₂O₅ + Ce, cuyo punto de fusión es 1470 °C [72]. La estructura del absorbedor era de 62 canales por cm², cada uno de ellos de 1.6 mm² de apertura y paredes de 0.05 mm de espesor (Fig. 2-9).

Este diseño ofrecía una serie de innovaciones [81] tales como una densidad superficial alta para la transferencia de calor, baja superficie frontal, por el pequeño espesor de las paredes de los canales (menor pérdida radiativa) y una estructura autoportante fácilmente escalable.

Entre noviembre de 1988 y marzo de 1989 se realizaron los ensayos en el lecho Sulzer de la PSA, que limitó la potencia máxima a la salida a 200 kW_t. La evaluación de los resultados, realizados entre Interatom y la PSA puso de manifiesto:

- Una eficiencia del absorbedor del 82 % para potencias solares incidentes entre 50 y 350 kW_t, para temperaturas medias del aire de salida entre 50 °C y 460 °C y caudales máxicos de aire entre 0.6 – 0.8 kg/s [81].

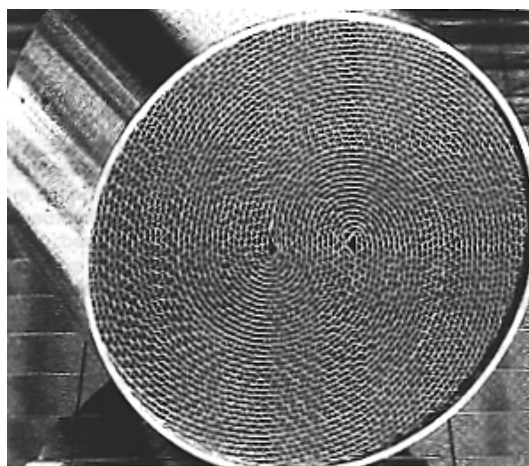


Fig. 2-9. Catalizador Emitec usado para los absorbedores CATREC I y CATREC II (fuente: [82])

- Una temperatura máxima medida de 1070 °C para el material metálico, 826 °C para el aire de salida en el anillo central, 260 °C para el aire de salida en el anillo exterior. La temperatura media y la eficiencia fueron 570 °C y 75 %, respectivamente. La Fig. 2-10 muestra la eficiencia en función de la temperatura del aire a la salida del absorbedor.

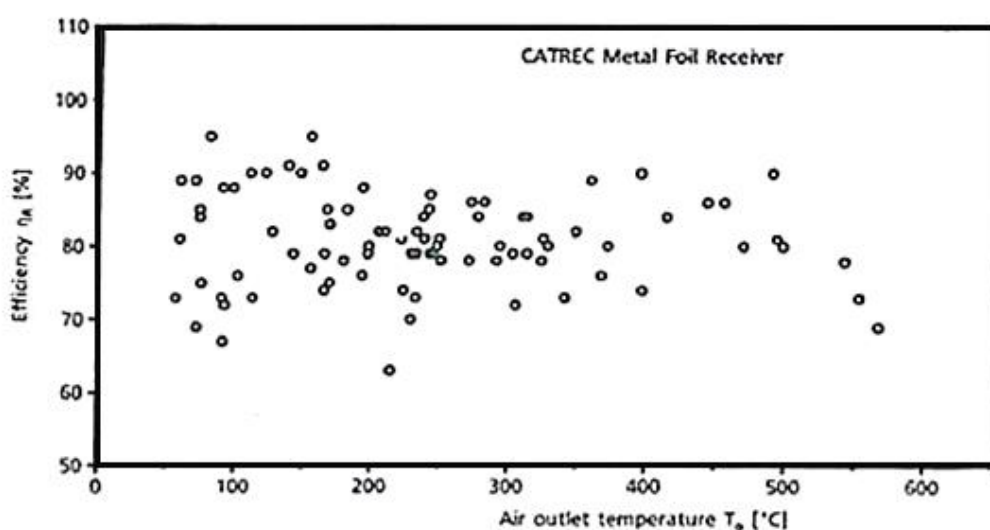


Fig. 2-10. Resultados experimentales del rendimiento en función de la temperatura de salida del aire, obtenidos con el absorbedor CATREC 1 (fuente: [79])

- Presentó una serie de inconvenientes que debían ser tenidos en cuenta para posteriores diseños. La temperatura del aire de salida fue siempre menor de la esperada, lo que se atribuyó a que la dilatación térmica producía huecos entre las piezas soldadas del absorbedor (Fig. 2-11), causando derivaciones de aire y pérdida de eficiencia [81], y a que no se había obtenido un flujo de aire adecuado con el regulador. Además, la distribución de flujo solar frente al flujo másico no fue correcta y se produjeron puntos calientes con fusión del material absorbedor (Fig. 2-12).

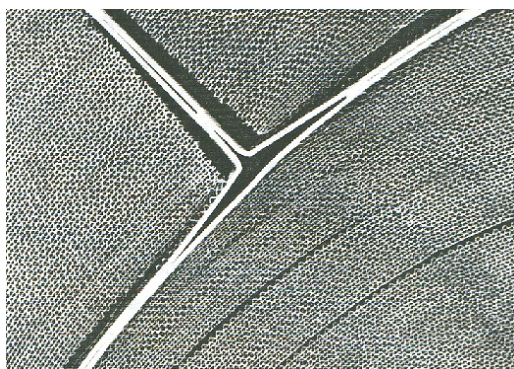


Fig. 2-11. Imagen de los huecos entre módulos del absorbidor CATREC I (fuente: [81])



Fig. 2-12. Imagen del área de fusión del absorbidor CATREC I (fuente: [81])

Tras estos resultados, se propusieron una serie de mejoras como utilizar un absorbedor de módulos hexagonales y evitar huecos por deformación térmica en la unión, dando lugar a CATREC II.

2.1.3.1.5 *TSA*

Como ya se ha mencionado, tras los resultados de Mk – I [70] y los receptores Sulzer [53], o Mk II y Mk III, se promovió el proyecto PHOEBUS – TSA de 2.5 MW_t [56], con un concepto de receptor volumétrico con aire atmosférico, que incluía el desarrollo del receptor, generador de vapor, sistema de almacenamiento térmico y circuito (conducciones, soplantes, aislamiento, etc.) [83].

El receptor está constituido por tres elementos: un absorbedor de hilos metálicos, modulares y bien soportados, un sistema de retorno de aire y una estructura soporte con la instrumentación, conducciones y aislamientos necesarios.

El absorbedor modular está constituido por mallas de hilo metálico de aleación 601, enrollado para formar anillos (wire knitted packs). Las dimensiones de los módulos hexagonales eran 28 cm de diámetro y espesor de 5 cm (Fig. 2-13 y Fig. 2-14).

Los ensayos se realizaron entre abril y octubre de 1993. Desde entonces, ha sido operado ocasionalmente como instalación de demostración, acumulando alrededor de 500 horas de ensayo.

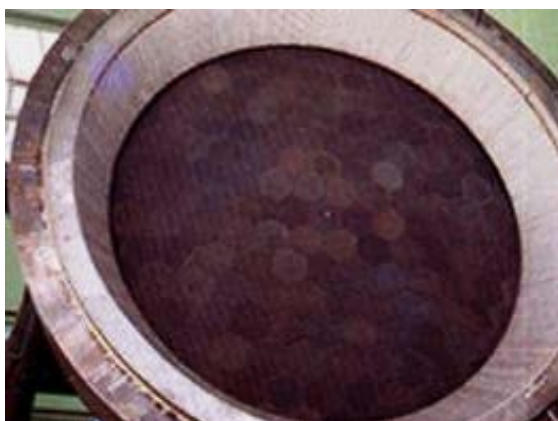


Fig. 2-13. Absorbedor TSA. Vista frontal (fuente: [84])



Fig. 2-14. Absorbedor TSA. Detalle de módulos frontal (fuente: [42])

Los principales resultados tras la campaña de ensayos fueron [85, 86]:

- Se obtuvo una temperatura media del absorbedor de 750 °C en menos de 30 minutos desde la puesta en marcha de la instalación y unos 30 minutos después, el aire a la salida alcanzó 700 °C, con densidades de flujo medias de 300 kW/m².
- En las condiciones anteriores, y con un ratio de retorno de aire del 60 %, se obtuvo una eficiencia del absorbedor del 85 %.
- Se obtuvieron densidades de flujo solar pico de 800 kW/m² y potencias máximas en aire de salida de 3 MW_t.
- La potencia nominal del receptor alcanzó valores máximos de 2934 kW_t.
- El diseño del absorbedor permitía su escalado a cualquier tamaño de planta.

La eficiencia del absorbedor, descontando las pérdidas por conducción lateral desde la cámara caliente a la salida del absorbedor y el cono de retorno de aire, se muestran en la Tabla 2-2.

T _{aire salida absorbedor} , °C	500	600	700
η _{absorbedor} , %	83 – 93	75 – 92	68 – 89

Tabla 2-2. Principales resultados del absorbedor TSA

Los principales resultados de las distintas condiciones de operación del receptor se muestran en la Tabla 2-3.

$T_{\text{aire salida receptor}}, ^\circ\text{C}$	500	600	700
$P_{\text{receptor}}, \text{MW}_t$	1.2 – 2.0	2.1 – 2.6	2.1 – 3.9
$\eta_{\text{absorbedor}}, \%$	71 – 78	70 – 77	68 – 74

Tabla 2-3. Principales resultados del receptor TSA

También se presentan algunos resultados de la primera campaña de ensayos en la Fig. 2-15 y en la Fig. 2-16.

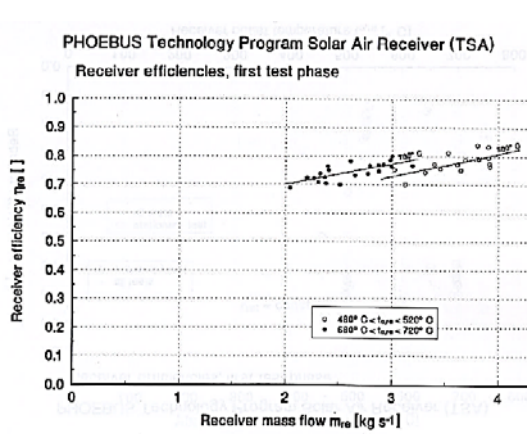


Fig. 2-15. Eficiencia del receptor TSA en función del flujo másico (fuente: [86])

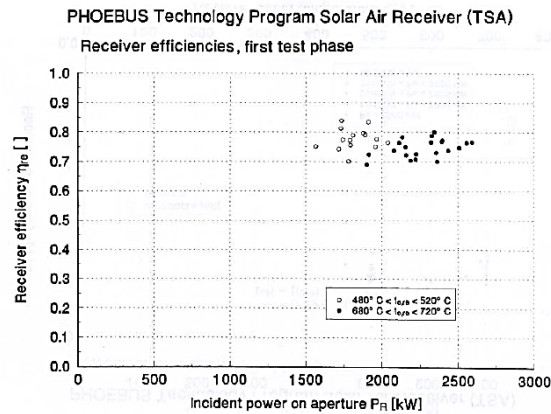


Fig. 2-16. Eficiencia del receptor TSA en función de la potencia incidente en la apertura (fuente: [86])

La experiencia PHOEBUS – TSA [86] se consideró un éxito, ya que resolvió bien el problema de aumentar un primer factor de escala, mostrando un rendimiento aceptable. Además, el absorbedor mostró una buena durabilidad durante 500 horas. Pese a que la planta diseñada por el consorcio PHOEBUS no se construyó [44], este absorbedor/receptor es una referencia actual para todos los diseños de receptor volumétrico conectados a ciclo de vapor.

2.1.3.1.6 Sandia – Bechtel 1

Con el propósito de validar experimentalmente el código de diseño HOTWIRE desarrollado por los laboratorios SANDIA y la Universidad de Nuevo México [87], en 1993 se construyó un absorbedor cilíndrico por superposición de 17 discos circulares de hilo metálico de aleación 80 % Ni – 20 % Cr. El absorbedor tenía un diámetro de 67 mm, 60 mm de profundidad y 3.2 mm de separación entre pantallas. Se usaron dos tipos de discos: los 9 primeros con hilo de diámetro de 0.011 cm y los 8 restantes con diámetro de hilo de 0.021 cm. [88]. El prototipo de laboratorio se introdujo en un tubo de acero que, a su vez, estaba dentro en una cápsula de pírax con entrada para el aire frío y una salida para el caliente a través del absorbedor, como muestra la Fig. 2-17.

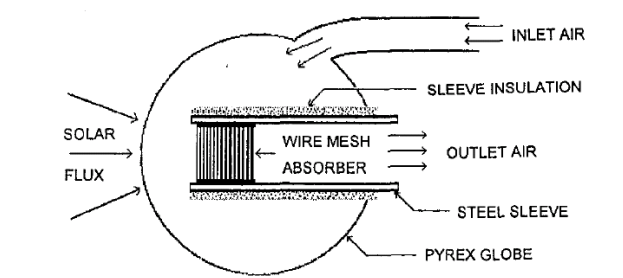


Fig. 2-17. Disposición experimental del absorbedor Sandia – Bechtel (fuente: [88])

Los ensayos se realizaron con un simulador solar, con un flujo radiativo medio de 660 kW/m^2 , siendo 890 y 400 kW/m^2 el valor en el centro y borde respectivamente y la potencia total incidente 2.5 kW_t . La eficiencia del absorbedor varió entre 80 y 69% , con temperaturas de salida del aire de entre 320 y $820 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente.

Se observó que el tiempo para alcanzar las condiciones estacionarias fue muy alto, 40 minutos a flujo medio y 25 minutos a flujo alto [89], lo que se atribuyó a la inercia del dispositivo experimental. El código desarrollado representaba razonablemente bien tanto la eficiencia del absorbedor como el perfil de temperaturas en cada capa. Sin embargo, los coeficientes de intercambio convectivo no fueron bien estimados. En los análisis del modelo de transferencia radiativa se concluyó que es importante recuperar la radiación infrarroja de la parte trasera del absorbedor.

Los buenos resultados obtenidos en laboratorio y la concordancia con el modelo, llevaron a plantear un escalado de diseño a un prototipo de 250 kW_t , Bechtel 2, para ser probado en la PSA [90].

2.1.3.1.7 *Sandia – Bechtel 2*

El absorbedor Bechtel 2 fue fabricado por Bechtel, asistido por los laboratorios SANDIA en 1993 [87]. Se determinó que este receptor podría obtener aire a $700 \text{ }^\circ\text{C}$ a presión atmosférica con una eficiencia del receptor cercana al 90% . La matriz volumétrica consistía en un apilamiento de 15 discos de 0.87 m de diámetro, formados por mallas de hilo metálico de aleación 80% Ni – 20% Cr y contenidos en una carcasa de acero inoxidable 304, diseñada para acoplarse a los adaptadores de los anillos absorbedores y al sistema de refrigeración. El aro metálico de cada disco estaba construido en acero inoxidable 316. La parte interior de los aros fue pintada con un recubrimiento cerámico de color blanco para minimizar la absorción. Los anillos más finos, con menor superficie, se colocaron en la parte frontal para tratar de reducir la temperatura del hilo y las pérdidas térmicas por re-radiación y por tanto aumentar la eficiencia del receptor.

Los ensayos comenzaron en julio de 1993. La temperatura máxima alcanzada durante la operación fue de 563 °C [90], con una temperatura pico en el centro de 656 °C. Las eficiencias del receptor se evaluaron en un 90 % a 200 °C y 66 % a 566 °C, muy por debajo del esperado 90 % a 700 °C [89], lo que fue atribuido a que:

- Los orificios del distribuidor del aire, situados en la placa trasera del lecho, no se optimizaron y por ello, la temperatura media de salida del aire del anillo central fue siempre mucho mayor que las de los otros anillos. Este desequilibrio en el flujo de aire fue tal que la temperatura del aire y de los hilos internos era significativamente mayor que la temperatura promedio del aire a la salida.
- Este diseño de absorbedor podía ser sensible a los efectos del viento por su elevada porosidad.
- El recubrimiento blanco cerámico usado en los aros fue resquebrajándose y la radiación solar incidía en el disco, produciendo un sobrecalentamiento de la pared del receptor (no aislada) y, por tanto, un aumento de las pérdidas radiativas y convectivas tras 40 ensayos.
- En las primeras capas de mallas se modificó la composición de los óxidos formados pasando de gris oscuro a marrón oscuro. No obstante las restantes mallas mantuvieron su integridad.

Como conclusión, se plantearon mejoras en el diseño como comprimir la estructura y reducir el efecto del viento. Sin embargo, SANDIA terminó por abandonar esta idea.

2.1.3.1.8 CATREC II

Sobre las experiencias del CATREC I, se diseñó una versión mejorada que se construyó en 1993 y se ensayó desde mayo 1994 a mayo 1995 en la PSA. Las modificaciones fueron [91]:

- El absorbedor se construyó con 7 módulos hexagonales del mismo tamaño (240 mm entre planos) a partir de los módulos absorbedores del receptor TSA y se unieron con soldadura continua de carcasa a carcasa (Fig. 2-18).
- Durante el montaje, se tuvo especial precaución de no dejar huecos entre los módulos que pudieran provocar derivaciones del aire de entrada.
- Se consiguieron diferentes saltos de presión en la placa perforada posterior al absorbedor, que permitió obtener un caudal másico de aire distinto en el receptor.
- Se usó el mismo material del CATREC I ($X_5CrAl_2O_5 + Ce$), con espesor de pared de 0.05 mm y sección de apertura de cada canal de 1.6 mm².



Fig. 2-18. Imagen de la soldadura de los 7 módulos para su ubicación en el lecho Sulzer de la PSA (fuente: [82])

Los principales resultados y observaciones tras los ensayos fueron [82]:

- La máxima temperatura en el aire de salida fue 400 °C y 440 °C en la primera y segunda campaña de ensayos respectivamente.
- Al intentar alcanzar una temperatura promedio de salida del aire de 500 °C, se fundió uno de los módulos absorbedores.
- La máxima temperatura registrada en el absorbedor fue de 1069 °C.

Se concluyó que el CATREC II, igual al CATREC I, no era capaz de suministrar una temperatura de aire a la salida de al menos 700 °C, y no era eficiente en la transferencia del calor al aire. Para buscar una explicación, se ensayó un absorbedor con la misma estructura y 80 mm de diámetro, en el horno solar de Colonia (Alemania). En los ensayos se obtuvo una temperatura del aire de salida de 850 °C. Simultáneamente se desarrolló un código para modelizar el comportamiento del absorbedor.

En estos estudios se concluyó que, para alta temperatura y alto flujo solar, el diseño óptimo de los absorbedores volumétricos debía atender no solo a la estabilidad del material sino también a la estabilidad del caudal de aire (mediante el diseño geométrico del absorbedor y el control del caudal de aire en sus zonas). Uno de los resultados más importantes de este diseño fue que permitió observar por primera vez el fenómeno de las inestabilidades de flujo [63]. Esto es lo que ocurre en módulos absorbedores pequeños (80 mm diámetro) y sólo pueden prevenirse fomentando la transferencia de calor entre elementos contiguos del material absorbedor. Los absorbedores con geometría de mallas o de espumas tienden a presentar menos inestabilidades de flujo.

2.1.3.1.9 *SIREC*

En 2001, CIEMAT – PSA diseñó y ensayó el receptor SIREC (Sistemas de REceptor Central), que constaba de un absorbedor de malla de hilo metálico, un sistema de conductos para recirculación de aire y un soporte cilíndrico aislado térmicamente.

El material absorbedor era la aleación base níquel Haynes 230 (57 % Ni–22 % Cr–14 % W–2 % Mo–0.5 % Mn–0.4 % Si–0.3 % Al–0.1 % C–0.02 % La–0.015 % B), en cuya composición, el pequeño porcentaje de tierras raras (elementos químicos como los del grupo de los lantánidos) da mejores propiedades de durabilidad al material. El absorbedor consistía en un paquete de 15 pantallas de malla de hilo metálico, de 0.2 mm de diámetro y 0.72 mm de separación entre hilos, con una separación entre mallas de 1 cm, entre las que se dispuso un anillo para el aislamiento radial y para amortiguar los efectos de las dilataciones de las pantallas [92]. Cada pantalla contenía una malla de hilo.

En el diseño original el receptor tenía un diámetro efectivo de 0.76 m de apertura, lo que implicaba una reducción de la superficie absorbadora en torno a un 24 %, respecto al diseño original (Fig. 2-19). El sistema de distribución del caudal de aire incorporó un sistema de cinco conductos cilíndricos concéntricos para compensar la distribución radial del flujo solar incidente y fomentar una distribución radial homogénea de temperaturas.

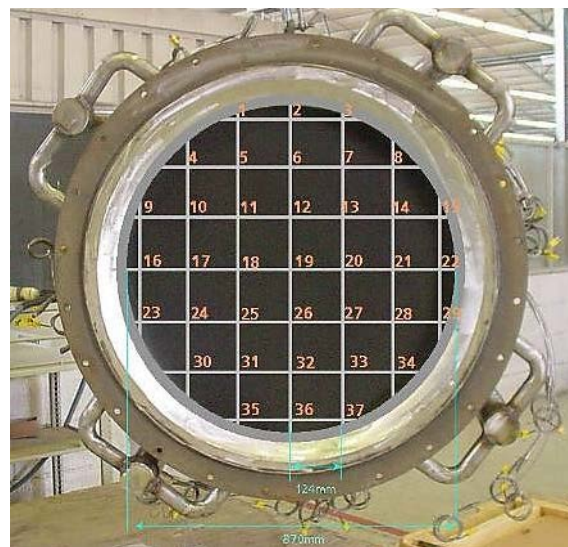


Fig. 2-19. Vista frontal del receptor SIREC – 1 con esquema de localización de termopares en la parte trasera (fuente: [93])

Las condiciones nominales de operación para las que se diseñó el receptor fueron: presión atmosférica, temperatura media en aire de salida de 800 °C (puntualmente se ensayaría para 850 °C), caudal de aire entre 0.3 – 0.4 kg/s, flujo solar medio de 450 kW/m², con picos de 700 kW/m².

Los ensayos comenzaron en septiembre 2001 y los principales resultados obtenidos fueron [92]:

- La máxima temperatura de salida del aire fue de 973 °C, con gradientes térmicos de unos 500 °C a lo largo del absorbedor, que dio lugar a fusiones locales (menores de 1 cm de diámetro).
- Las mayores eficiencias, del orden del 85 %, se registraron con temperaturas de unos 500 °C y potencias medias incidentes de 160 kW_t. En la Fig. 2-20 se muestran todos los resultados.

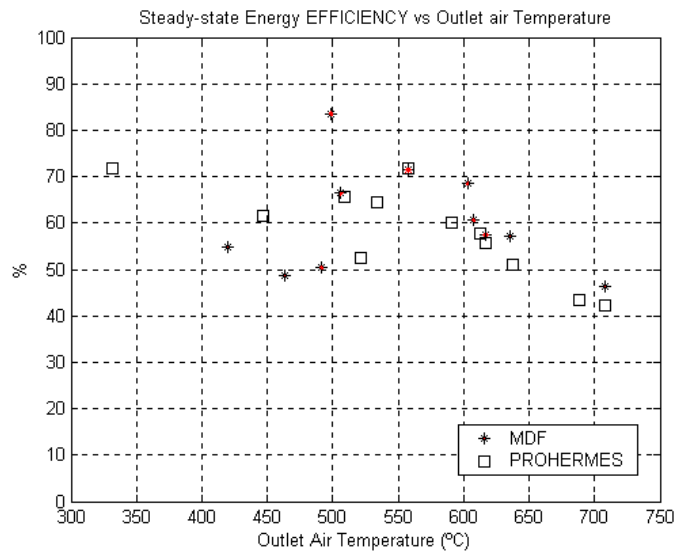


Fig. 2-20. Eficiencia del absorbedor SIREC en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [93])

Las principales conclusiones que se obtuvieron de los ensayos fueron:

- Dificultad en el control de la distribución radial del caudal de aire, lo que dio lugar a gradientes térmicos elevados y problemas para superar los 600 °C en el anillo más externo o promedios de 760 °C en toda la superficie. Como solución se intentó homogeneizar el flujo incidente pero no se consiguió esa homogeneización sobre el mapa de temperaturas a la salida.
- Se sobrepasó el límite térmico del material ocasionando fusiones en la parte central (menores de 1 cm de diámetro).

- El diseño del sistema de recirculación de aire produjo sombras que redujeron el área efectiva de absorción solar en un 24 %, lo cual dificultó la homogeneización de temperatura y produjo un imprevisto efecto de enfriamiento en los elementos externos del receptor.
- Se mantuvo un perfil de temperaturas gaussiano, con mayor temperatura en el centro, incluso al invertir el flujo solar incidente. Se explicó por una razón geométrica, en la que el anillo deflector del sistema de recirculación de aire tenía un doble efecto sobre el receptor:
 - Provocaba sombras en el 24 % del área de apertura exterior del receptor (anillos externos).
 - Redirigía, por su anillo en bisel, parte de la radiación incidente en la zona exterior hacia la zona central.

2.1.3.2 Receptores volumétricos abiertos con absorbedor cerámico (Tipo SOLAIR)

La razón principal para que surgiera el interés por los absorbedores cerámicos fue la limitación que tenían los absorbedores metálicos en las temperaturas del aire de salida.

Desde un punto de vista termodinámico, una mayor temperatura en el fluido caloportador permite alcanzar mayor rendimiento global de planta. Éste, junto a los siguientes argumentos, fomentaron la elección de absorbedores cerámicos: permiten trabajar a mayor flujo solar y mayor gradiente térmico, esto permite reducir la apertura del receptor y con ello las pérdidas infrarrojas.

Los principales y más destacados diseños de receptores abiertos con absorbedor cerámico se presentan a continuación en la Tabla 2-4 y pasarán a desarrollarse en los siguientes subapartados.

Siglas	Año	Potencia (kW_t)	Lecho de ensayo
Sanders – US Army	1975	25	White Sands
Sanders – JPL	1980	50 – 60	California
Sanders – GIT	1978	250	Georgia
Tipo panal CNRS	1986	6.5	Horno – Odeillo
Rejilla cerámica 400	1986	120	Disco – Lampoldshausen
Rejilla cerámica 600	1988	120	Disco – Lampoldshausen
Selectivo CNRS	1988	6.5	Horno – Odeillo
Espuma Sandia	1989	200	Lecho Sulzer – PSA
CeramTec	1989	200	Lecho Sulzer – PSA
Conphoebus – Naples	1990	200	Lecho Sulzer – PSA
DLR – Selectivo	1992	200	Lecho Sulzer – PSA
CorRec	1996	200	Lecho Sulzer – PSA
HITREC I	1996	200	Lecho Sulzer – PSA
HITREC II	1998	200	Lecho Sulzer – PSA
SOLAIR – 200	2002	200	Lecho Sulzer – PSA
SOLAIR – 3000	2003	3000	CESA 1 – PSA

Tabla 2-4. Principales receptores abiertos con absorbedor cerámico

2.1.3.2.1 Receptor tipo panal de Sanders

En 1975 Sanders Associates Inc. desarrolló un receptor tipo cavidad, para su aplicación en discos parabólicos [67, 68], de láminas cerámicas llamado receptor de panal (Fig. 2-21), tanto con ventana de cuarzo (Fig. 2-22) como sin ella.

Se probaron algunos desarrollos con este receptor con cubierta de cuarzo [68], discos parabólicos y ciclo Brayton, en el U.S. Army Heat Furnace (White Sands) y en el Jet Propulsion Laboratory (JPL). Algunos de los resultados más destacados de estas pruebas fueron:

- U.S. Army – 1975: receptor de SiC con diámetro de absorbedor de 285 mm, ensayado en el horno solar de la U.S. Army en White Sands. La ventana de cuarzo, de 140 mm de diámetro, era plana. La potencia de salida fue de 25 kW_t, y se alcanzaron temperaturas del aire de 930 °C y flujos pico de 500 kW/m².
- JPL – 1980: se ensayó un receptor de α – SiC con ventana de cuarzo, en el Jet Propulsion Laboratory del California Institute of Technology. Se obtuvo una potencia y temperatura del aire a la salida de 50 – 60 kW_t y 1460 °C, respectivamente. El absorbedor llegó a 1650 °C con un flujo solar pico de 10 MW/m².

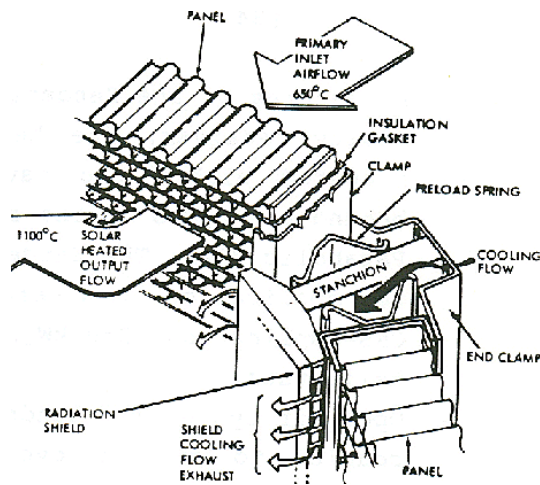


Fig. 2-21. Detalles de la matriz que actúa como intercambiador de calor en el receptor tipo panel de Sanders (fuente: [72])

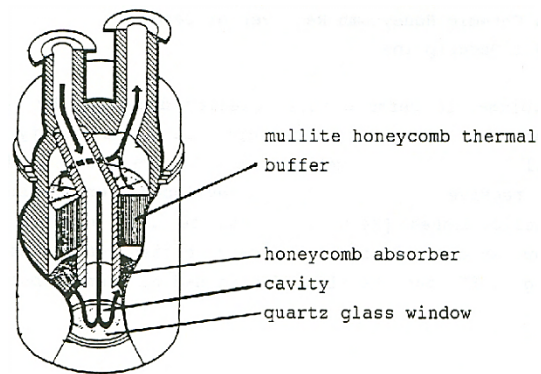


Fig. 2-22. Receptor de Sanders para discos parabólicos (fuente: [94])

En 1978, el programa se completó con el escalado y ensayo del receptor Sanders en un sistema de receptor central realizado por el Georgia Institute of Technology (GIT), Fig. 2-23, para analizar su viabilidad comercial para una planta de 250 MW_t de potencia que correspondían a 100 MW_e [67]. Los principales datos de diseño del receptor fueron [67]:

- Absorbedor de matriz cerámica de SiC.
- Diámetro de apertura de 508 mm.
- Presión atmosférica
- Temperatura de entrada de 650 °C.
- Temperatura de salida de 1100 °C.
- Máxima temperatura del material de 1190 °C.
- Potencia a la salida de 95 kW_t.

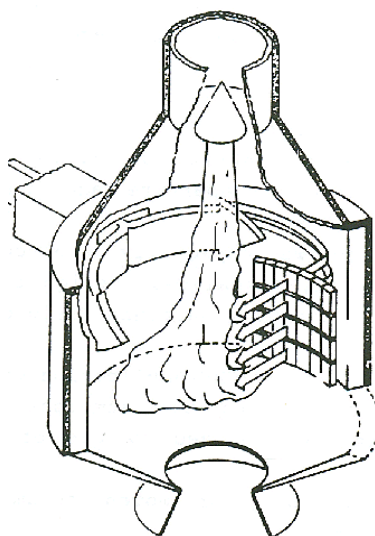


Fig. 2-23. Receptor 250 kWt de Sanders para torre (fuente: [94])

La conclusión del programa de ensayos del módulo Brayton, en 1985, fue que pese al buen comportamiento del sistema solar, el mayor obstáculo era la viabilidad en un motor Brayton eficiente y a bajo coste. Así que los esfuerzos se centraron en la parte de desarrollo de un motor de 20 – 40 kW_e.

2.1.3.2.2 Receptor tipo panel CNRS

En 1986, el CNRS estudió y desarrolló un volumétrico de láminas cerámicas en el Institute de Science et de Génie des Matériaux et Procédés (IMP) [95, 96]. El diseño resultante se muestra en la Fig. 2-24. Las celdas del panel cerámico eran cuadradas, con una longitud del canal del diámetro hidráulico multiplicado por 40. Se investigaron tres tamaños del diámetro hidráulico: 1.35 mm, 5 mm, y 10 mm.

Las principales características de este receptor fueron [72]:

- La matriz absorbedora era directamente irradiada por el flujo solar. Podía actuar como semi – cavidad con la ventana o como receptor externo sin ventana.
- Como absorbedor, se podía usar carburo de silicio (SiC) o mullita ($Al_2O_3 - SiO_2$).
- En función del material absorbedor, el receptor podía alcanzar temperaturas de 1300 °C o más de 2000 °C. Los ensayos se llevaron a cabo con temperaturas de salida de 650 °C.

Este receptor fue ensayado en el concentrador solar situado en Odeillo con 6.5 kW_t de potencia para una radiación de 1000 kW/m^2 [95, 96]. Se usó una ventana de cuarzo plana con un diámetro de apertura de 100 mm. Los principales resultados fueron una temperatura de salida del gas de 600 °C tanto para el carburo de silicio como para la mullita y un flujo pico sobre el receptor de 1250 kW/m^2 .

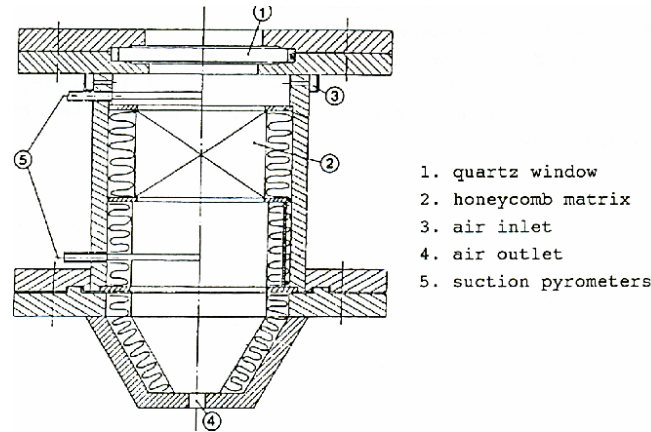


Fig. 2-24. Esquema del receptor IMP (fuente: [72])

Se utilizó un modelo matemático que predijo de manera razonable unas eficiencias en el rango del 80 – 85 % para temperaturas de salida de 650 °C , en línea con los resultados experimentales que fueron de 84 % (SiC) y 80 % (Mullita) para una temperatura a la salida de 600 °C . Los resultados muestran que la eficiencia térmica en el caso del carburo de silicio es mayor que con la matriz de mullita. Esto es debido a que durante los ensayos, la temperatura en los primeros centímetros de la mullita era más alta, lo que implicó mayores pérdidas.

2.1.3.2.3 Receptor de rejilla cerámica – DFVLR 400mm

Entre los años 1986 y 1988, se probaron dos diseños de receptores volumétricos a partir de rejillas cerámicas de SiC como absorbedor, para una potencia de diseño de 120 kW_t [72]. La primera generación de estos receptores se ensayó en el disco parabólico (PAN) del DLR en Lampoldshausen.

El absorbedor, de 27 rejillas de fibra cerámica, se fijó a un marco cerámico que a su vez era sostenido por una carcasa de acero. La apertura estaba cerrada por una doble ventana refrigerada de 400 mm de diámetro. Tras los primeros ensayos, se observó que la absorción solar en la doble ventana era tan alta que no fue posible alcanzar una elevada temperatura en el aire de salida. Por todo ello, se decidió cambiar a una sola ventana sin refrigeración para los ensayos, que se hicieron a presión atmosférica [68].

Los resultados más destacables fueron:

- Se alcanzó una temperatura de salida de aproximadamente 700 °C un minuto después de empezar los ensayos, debido a la baja inercia térmica de las fibras cerámicas.
- Se alcanzó una temperatura de 1000 °C a los 25 minutos debido a la mayor inercia térmica del marco cerámico.
- La máxima potencia incidente sobre el receptor fue de 840 kW/m² y la máxima potencia entregada fue de 92 kW_t.
- En total, se trabajó durante más de 20 horas a alta temperatura, entre 700 y 900 °C.

Pese a que las rejillas cerámicas permitían trabajar a un flujo mayor de 1 MW/m², los problemas con la ventana no se solucionaron. También se comprobó que era necesario disminuir el efecto que los marcos cerámicos tenían sobre la temperatura, al disminuir su inercia térmica y, por tanto, se decidió construir un prototipo mayor.

2.1.3.2.4 Receptor de rejilla cerámica – DFVLR 600mm

La segunda generación de este receptor (Fig. 2-25) fue diseñada y construida en 1988 con una apertura de 600 mm de diámetro. El absorbedor tenía 20 capas de material cerámico, con una distancia entre capas de 7 mm, y una absorptancia del 85 %. La apertura fue cerrada por una ventana de cuarzo y los ensayos se realizaron a presión atmosférica [72].

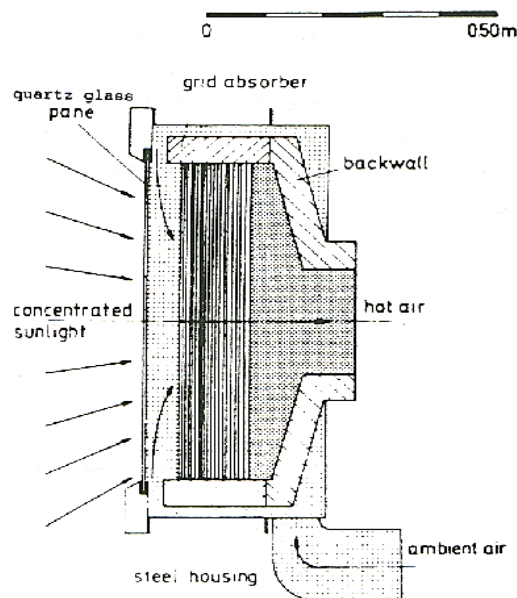


Fig. 2-25. Segunda generación de absorbedor de rejilla cerámica DFVLR 600 mm (fuente: [72])

Los principales resultados experimentales obtenidos fueron:

- Máxima temperatura a la salida: 1200 °C.
- Máxima potencia entregada: 100 kW_t.
- Eficiencia en torno al 54, 59, 69 y 75 % para temperaturas de salida de 1180, 1100, 1020 y 850 °C y densidades medias de flujo de 445, 477, 477, 472 kW/m² respectivamente. El absorbedor era capaz de trabajar a densidades de flujo de hasta 2.5 MW/m².
- El buen aislamiento de la carcasa mantenía el marco del absorbedor caliente y permitió rápidas reacciones en un día nublado.

Tras los ensayos, se observó la oxidación del SiC a temperaturas superiores de 1000 °C y la fractura de la ventana de cuarzo en la zona de mayor temperatura, debido a la falta de flexibilidad del sellado.

2.1.3.2.5 Receptor Selectivo CNRS

Con la idea de evitar el sobrecalentamiento en la parte frontal de los receptores volumétricos [97] y la consiguiente disminución de la eficiencia térmica, surgió la idea de un lecho empaquetado con dos materiales de distintas propiedades ópticas, desarrollado por el CNRS francés en 1988.

El principio de funcionamiento consistía en dos lechos de partículas cuyos coeficientes de absorción y de dispersión eran diferentes. El primer lecho, expuesto a la radiación solar, era transparente al rango solar (0.2 – 1.5 micras) y absorbedor en el rango infrarrojo (1.5 – 20 micras), mientras que el segundo lecho absorbía la radiación solar. Esto provocaba un gran calentamiento del segundo lecho, produciendo emisión infrarroja que era absorbida por el primer lecho. Las principales propiedades ópticas de este lecho pueden encontrarse en [98]. Los principales parámetros geométricos de diseño fueron [72]: una ventana plana de cuarzo de 6 mm de espesor y un receptor con un diámetro de 80 mm. Se ensayaron dos tipos de combinaciones de materiales.

2.1.3.2.5.1 Vidrio – SiC

En los lechos de vidrio – SiC, la temperatura de salida del gas fue limitada a 500 °C para no superar el punto de fusión del vidrio. Los ensayos se realizaron en un concentrador de eje vertical de 6.5 kW_t.

El resultado positivo fue la confirmación de que la temperatura máxima se alcanzó en el interior de los lechos, evitando que fuese en la superficie frontal del absorbedor [98]. La eficiencia máxima fue del 70 % para todas las temperaturas menores de 500 °C [72]. Si se compara con un lecho únicamente de SiC, se comprueba que el receptor multi – lecho tiene una mejor eficiencia. También se estudió la influencia del espesor del primer material sobre la eficiencia del receptor, comprobándose que ésta variaba y que un valor de unos 5 mm era el

espesor adecuado. A la par, se desarrolló un modelo matemático que predecía aceptablemente los resultados experimentales.

El uso combinado de vidrio – SiC está limitado para aquellas aplicaciones que requieran temperaturas menores a 500 °C (temperatura de fusión del vidrio).

2.1.3.2.5.2 Sílice – SiC

El absorbedor consistía en una estructura tipo panal con sílice pura como primer lecho y SiC como segundo lecho, evitando así la restricción de temperatura. El receptor se ensayó con una ventana de cuarzo, en el horno solar de 1 MW_t de Odeillo aunque solo se trabajó a un 5 % de su potencia máxima [98]. El aire se introducía por unos pequeños orificios en la parte frontal del receptor (Fig. 2-26).

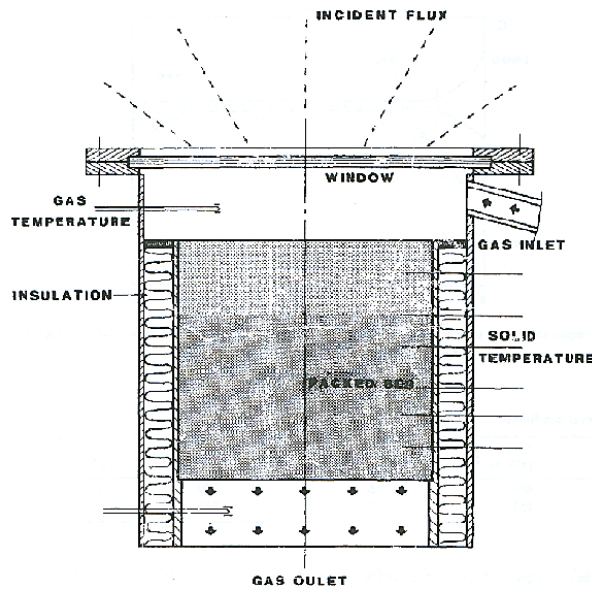


Fig. 2-26. Doble lecho empaquetado sílice – SiC para el receptor selectivo CNRS (fuente: [98])

Igual que en el caso anterior, se observó que la eficiencia térmica variaba en función del espesor del primer lecho. Los principales resultados experimentales se muestran en la Tabla 2-5 [99]:

Espesor del lecho, mm	1 – 5		10		15	
Temperatura, °C	692	814	511	797	558	703
Eficiencia, %	82	78	92	76	90	74

Tabla 2-5. Eficiencia en función del espesor del primer lecho para el caso de doble lecho empaquetado (sílice – SiC), receptor selectivo CNRS

Estos ensayos permitieron demostrar que la eficiencia del receptor dependía de la temperatura de salida del gas y del espesor del primer lecho, obteniéndose que, para este diseño, la profundidad óptima era de 5 mm.

2.1.3.2.6 *Espuma Cerámica de Sandia*

En 1989, como parte de la tarea VII de la Agencia Internacional de la Energía, Sandia diseñó y construyó un nuevo absorbedor volumétrico [100], que se ensayó en el lecho Sulzer de la PSA. El diseño inicial del absorbedor fue llevado a cabo por la Universidad de Colorado [101] usando el código HOTAIR [73], desarrollado por Sandia para seleccionar la geometría y el espesor del receptor volumétrico.

Como absorbedor se seleccionó una espuma cerámica de alúmina con una pureza del 92 %, dada la facilidad para construir piezas de cualquier geometría y sus buenas propiedades térmicas. El absorbedor se construyó con 17 piezas de espuma con un 80 % de porosidad (20 ppi – pores per inch–) y 3 cm de espesor [72], ver la Fig. 2-27. Éstas fueron sumergidas en pintura negra “Pyromark 2500” para incrementar su absorción hasta el 97 %. Las piezas se sujetaron a la placa soporte del lecho de ensayos mediante tornillos dispuestos en los vértices de las piezas.

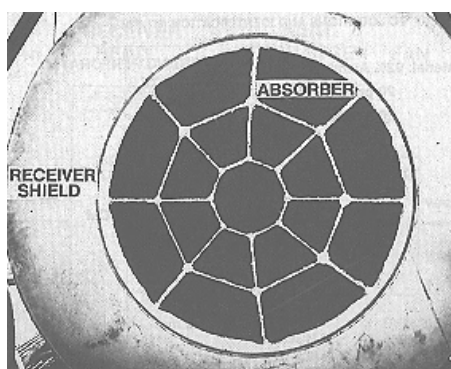


Fig. 2-27. Vista frontal del receptor de espuma cerámica de Sandia (fuente: [102])

Los resultados más destacables fueron los siguientes [102]:

- Se consiguieron flujos pico y medios de 824 kW/m^2 y 410 kW/m^2 , respectivamente.
- La máxima temperatura promedio en el aire de salida fueron $730 \text{ }^\circ\text{C}$, con una eficiencia del 54 % (Fig. 2-28) y una temperatura en el material de $1350 \text{ }^\circ\text{C}$.
- A una temperatura media de $550 \text{ }^\circ\text{C}$ en el aire de salida, se obtuvo una eficiencia del 65 % (Fig. 2-28) y una temperatura del material de $900 \text{ }^\circ\text{C}$.
- El tiempo de respuesta fue de 365 segundos (en los absorbedores Sulzer era de 100 segundos).
- Tras las 70 horas de ensayos con esta espuma cerámica, se obtuvieron resultados similares a las primeras mallas de hilo metálico (Sulzer).

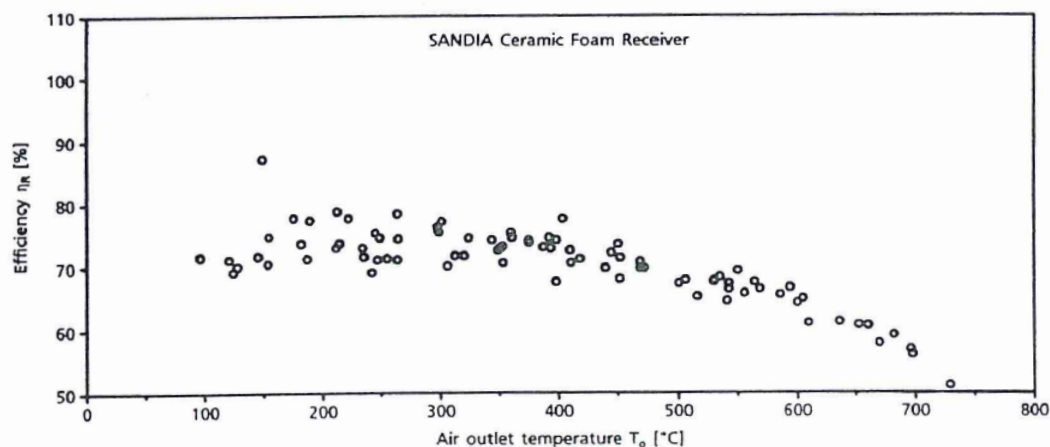


Fig. 2-28. Eficiencia de la espuma cerámica de Sandia en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [79])

En la figura anterior se observa que, a pesar de obtener temperaturas superiores a $700 \text{ }^\circ\text{C}$, las eficiencias fueron bajas. La diferencia de temperatura entre el material y el aire llegó a ser de más de $600 \text{ }^\circ\text{C}$, lo que se aleja mucho del propósito de los volumétricos. Las conclusiones a las que se llegó fueron que la densidad óptica del material fue muy elevada, la aplicación de la pintura Pyromark[®] creó capas muy gruesas que bloquearon algunos poros y que el aislamiento limitó el área efectiva del absorbedor (se estimó una pérdida del 5 % del área efectiva).

Como aspectos positivos, el material no sufrió apenas ningún deterioro y se adaptó bien a los cambios de flujo solar [103]. Por ello, este tipo de absorbedores se consideraron una línea prioritaria de investigación.

2.1.3.2.7 *CeramTec*

Este absorbedor fue desarrollado entre el DLR, Interatom y Hoechst CeramTec [104]. Estaba compuesto por varillas de carburo de silicio con silicio infiltrado (SiSiC) por sus buenas propiedades termo-mecánicas. Para potenciar el efecto volumétrico se hizo un diseño escalonado en la longitud de las varillas y láminas, de forma que cada segunda lámina y varilla era 10 mm más corta que la anterior. Así, se pretendió reducir las pérdidas radiativas frontales [105], crear un cierto laberinto al caudal de aire y un aligeramiento de la estructura, (Fig. 2-29).

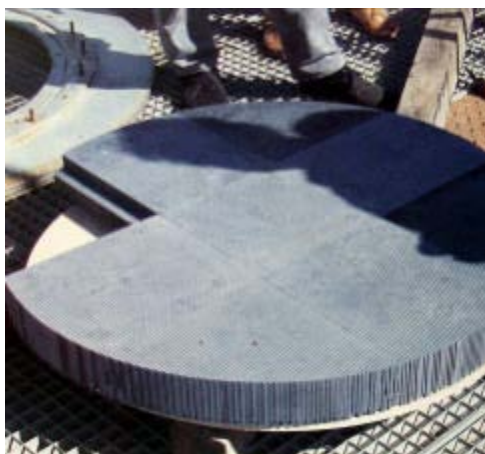


Fig. 2-29. Vista delantera de absorbedor CeramTec
(fuente: [106])

El absorbedor, formado por 9 monolitos debido a las limitaciones de tamaño para la producción, tenía un diámetro de 950 mm y 100 mm de espesor. Los canales eran rectangulares, de 3x3 mm, la sección de las varillas era de 3x3 mm y el espesor de las láminas que separaban las varillas era de 0.75 mm. Los cálculos termodinámicos revelaron que se podía trabajar a 1000 °C de temperatura de salida del aire, sin superar los 1400 °C en la operación. Los resultados de los cálculos termodinámicos se publicaron en [107].

El absorbedor se ensayó entre noviembre de 1989 y marzo de 1990 en la PSA. Durante estos ensayos la eficiencia se calculó indirectamente, mediante balance energético en el intercambiador aire/agua. Los resultados más destacables fueron los siguientes [104, 108]:

- Eficiencias de un 89 % para una temperatura del aire de salida de 500 °C (Fig. 2-30) y potencias totales de 234 kW_t.
- Para una potencia total de 330 kW_t, la temperatura máxima en el aire de salida fue de 782 °C, con un 59 % de eficiencia (Fig. 2-30) y 1320 °C en el material.
- Algunos de los monolitos se rompieron durante los ensayos debido a la aparición de estrés mecánico, por la limitada libertad de expansión, y el estrés térmico, provocado por las diferencias térmicas entre distintas partes del monolito.

Un inconveniente detectado fue el gran peso relativo de la estructura y su pérdida de calor debido a su gran espesor relativo. También se observó un gradiente entre la temperatura del aire y la del material a la salida, perdiendo parte del efecto volumétrico.

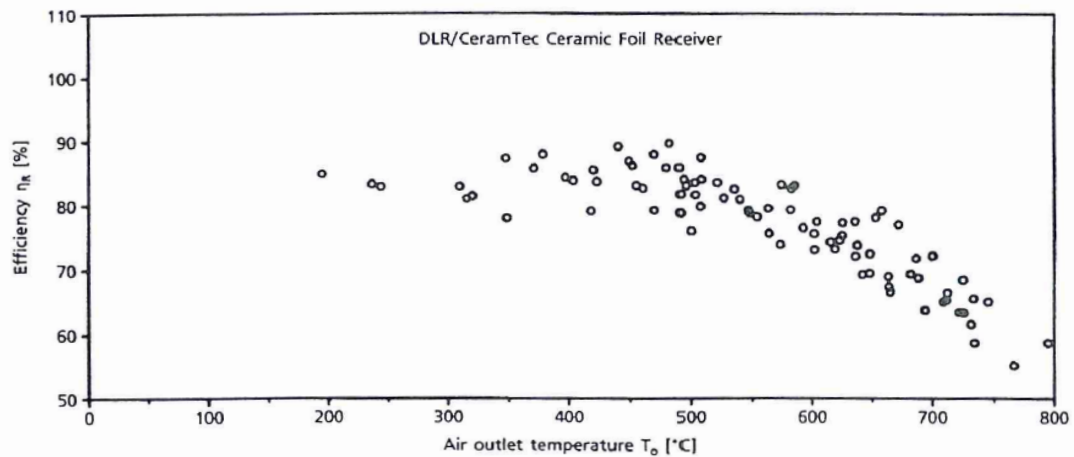


Fig. 2-30. Eficiencia del absorbedor CeramTec en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [79])

Para futuros diseños se debía tener en cuenta la baja eficiencia térmica a alta temperatura por las pérdidas frontales del absorbedor y la rotura de algunos monolitos por gradientes térmicos.

2.1.3.2.8 *Conphoebus* – Naples

En 1990 se desarrolló un nuevo absorbedor multicavidad de SiSiC [109], que se ensayó en la PSA. Consistía en un paquete cerámico de 9 piezas (Fig. 2-31), con canales de 9.0 mm x 4.8 mm de paso, 150 mm de longitud, espesor de pared horizontal de 1.6 mm y vertical de 5 mm [110]. Para reducir las pérdidas radiativas y aumentar el coeficiente convectivo en la parte frontal, se retranqueó alternativamente 10 mm una barra sí y otra no (Fig. 2-32). Lo mismo se hizo con las láminas.



Fig. 2-31. Vista frontal del receptor Conphoebus – Naples. Detalle de las 9 secciones (fuente: [110])

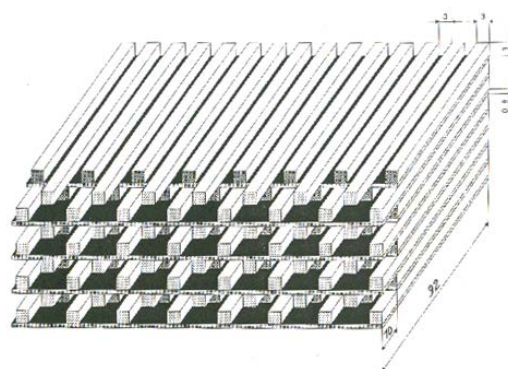


Fig. 2-32. Esquema absorbedor en el receptor Conphoebus – Naples. Vista del retranqueo de las varillas y láminas (fuente: [111])

Durante los ensayos los resultados más significativos fueron los siguientes [111]:

- Se alcanzó un flujo solar promedio máximo de 768 kW/m^2 con un máximo puntual de 917 kW/m^2 .
- La máxima temperatura media en aire de salida fue de $790 \text{ }^\circ\text{C}$, con un pico de $890 \text{ }^\circ\text{C}$ en los canales centrales.
- La temperatura máxima registrada en el material estuvo entre $1250 - 1300 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Las curvas de eficiencia mostraron valores entre 20% y 90% en ensayos con caudales de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ y $0.51 \text{ m}^3/\text{s}$.
- Los mejores datos se encontraron para un flujo solar de 800 kW/m^2 que proporcionaban una temperatura del aire de salida de $600 \text{ }^\circ\text{C}$ y una eficiencia en torno al 80% .
- Tras 30 días de ensayo sólo hubo algunos puntos de fusión locales en los canales centrales del absorbedor.

Entre los objetivos del Conphoebus estaba la validación de un código para el diseño y simulación de este tipo de absorbedores. Tras la comparación de resultados medidos frente a simulados, se consideró que su modelización era adecuada [110]. Las principales conclusiones de todo el trabajo fueron que el uso de materiales cerámicos, como el SiSiC, permitía trabajar a mayor temperatura del aire de salida, que el rendimiento alcanzado a $600 \text{ }^\circ\text{C}$ fue bueno aunque se podía mejorar y, que el diseño con retranqueo fue una buena manera de aumentar el efecto volumétrico.

2.1.3.2.9 DLR – Selectivo

En 1992 la empresa Hoechst CeramTec AG, a petición del DLR, fabricó un absorbedor [112] que consistía en una estructura multicavidad de SiSiC con una porosidad del 40 %, un diámetro hidráulico de 3 mm, un espesor de la pared horizontal de 0.8 mm y de 3 mm en la pared vertical [104, 110]. Como el proceso de fabricación no permitía reducir el espesor de las paredes verticales, se rediseñó y decidió dar un ángulo de 30 ° a la parte frontal del absorbedor (Fig. 2-33) para reducir las pérdidas radiativas [113]. Además, se añadió una retícula de cuarzo transparente en la parte frontal (Fig. 2-34) con la intención de retrasar espacialmente la absorción y utilizar el cuarzo para unas primeras reflexiones, a la vez que se intentaba reducir la pérdida por radiación infrarroja. Esto se denominó “efecto aislante transparente” [103], ya que la radiación infrarroja absorbida por la estructura de cuarzo puede ser re-absorbida debido a que el mismo aire que la refrigera pasa posteriormente al absorbedor. Los canales de la retícula de cuarzo tenían una sección de paso de 20 mm x 20 mm, 80 mm de longitud y un espesor de 1 mm. Heraeus la fabricó con un tamaño de 835 mm de diámetro para adaptarse al lecho Sulzer de la PSA.

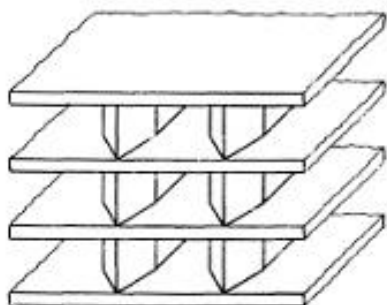


Fig. 2-33. Detalle de la apertura de la retícula absorbidora en el receptor selectivo ensayado por el DLR (fuente: [112])

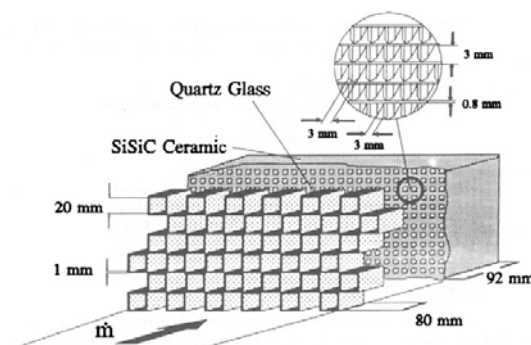


Fig. 2-34. Esquema de las retículas, de cuarzo – SiSiC del receptor selectivo ensayado por el DLR (fuente: [112])

De los ensayos realizados se obtuvieron los siguientes resultados [114]:

- Se alcanzó una temperatura máxima del aire de salida de 750 °C con un flujo solar medio de 600 kW/m² y la eficiencia fue del 60 %.
- Para temperaturas del aire menores a 500 °C, la eficiencia del absorbedor con la capa de cuarzo era menor que sin la capa de cuarzo, lo que se atribuyó a las pérdidas por reflexión.
- Para temperaturas del aire superiores a 500 °C, se observaron eficiencias similares en ambos casos, lo que se explicó por la compensación de la estructura de cuarzo al reducir las pérdidas infrarrojas.
- Para obtener temperaturas del aire superiores a 600 °C, fue necesario reducir el caudal de aire por debajo de 0.2 kg/s, lo que conlleva incertidumbre en las medidas y unas conclusiones poco claras.

El material SiSiC de este fabricante resultó ser demasiado brillante, aumentando las pérdidas por reflexión. No obstante, el material soportó muy bien el estrés térmico y temperaturas de más de 1400 °C sin dañarse.

Las conclusiones principales de este estudio fueron que, pese a los estudios numéricos, la estructura de cuarzo no ofreció una mejora sustancial al absorbedor, en términos de eficiencia, y que el material absorbedor debía de ser menos brillante o mate para disminuir las pérdidas reflexivas.

2.1.3.2.10 CorRec

Entre 1996 y 1997 DLR encargó un absorbedor CorRec (CORdierite RECeiver), basado en los soportes de catalizadores para automoción de retícula de cordierita extruida, en este caso, bloques cuadrados de 150 mm de lado pintados con Pyromark®. Los bloques se adaptaron al lecho Sulzer y se sujetaron por su propio peso con la apertura inclinada 30° hacia el campo de helióstatos.

Los principales resultados experimentales obtenidos fueron los siguientes [106]:

- Se alcanzó una temperatura media en aire de salida de 880 °C con una eficiencia del 80 % y un flujo pico de 800 kW/m².
- El absorbedor mostró un buen comportamiento térmico, sin embargo, la operación fue difícil, produciéndose sobrecalentamientos locales.
- La estructura absorbedor presentó fusiones locales principalmente en los lados de la apertura.
- La pintura Pyromark® se fue degradando y se volvió brillante con los ensayos.
- Tras los ensayos se concluyó que este diseño no presentaba ventajas operacionales.

2.1.3.2.11 HITREC I

En 1996, el DLR comenzó el diseño del HITREC I [106] (HIGH Temperature RECeiver), que fue ensayado en la PSA hasta 1998. El objetivo era demostrar la capacidad de trabajar a temperaturas medias del aire a la salida del receptor superiores a 1000 °C, así como demostrar la durabilidad del receptor en un circuito completo, conectado a un intercambiador de calor y acoplado a una turbina [115].

El absorbedor está formado por láminas cerámicas de SiC recristalizado, con una porosidad del 50 %, soportado en una copa hexagonal de SiSiC, con 120 mm entre planos (ver Fig. 2-35), lo que le confería un carácter modular que conllevaba un montaje y desmontaje fácil mediante anclajes elásticos. Las copas que contienen el absorbedor estaban sujetas sobre una estructura metálica de acero inoxidable (Fig. 2-36), refrigerada por aire. Entre las copas se dejó una distancia de 4 – 5 mm para la recirculación del aire caliente. El receptor estaba formado por 37 copas, con una superficie total de apertura de 0.491 m² [116].

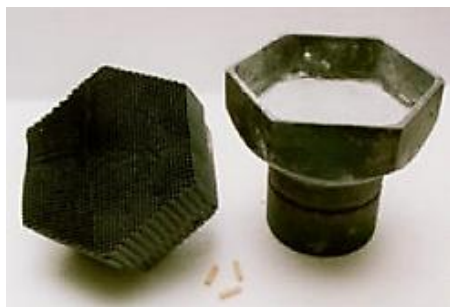


Fig. 2-35. Monolito y copa del receptor HITREC I (fuente: [106])



Fig. 2-36. Estructura de acero inoxidable con las copas del receptor HITREC I (fuente: [106])

Las principales conclusiones obtenidas tras la experimentación fueron [116]:

- La temperatura máxima media alcanzada fue de 980 °C para una eficiencia en torno al 68 % y una potencia en el receptor de 300 kW_t. No se alcanzaron mayores temperaturas por la limitación del lecho de ensayo.
- Comparando con diseños anteriores, se obtuvo una eficiencia térmica buena, del 75 – 80 % (79 % era la predicción) para 800 °C de temperatura media del aire a la salida.
- La diferencia de temperatura sobre la superficie del absorbedor fue menor de 150 °C.
- El receptor mostró cortos tiempos de arranque y su operación fue sencilla.

Al finalizar los ensayos, se observó la deformación de la estructura de acero inoxidable por un error de diseño y por la carencia de un sistema de control de flujo másico de refrigeración. Aunque esto no afectó a la operación del receptor, no se consideró aceptable para grandes receptores. La experiencia global se consideró un éxito y por ello se planificó una prolongación del proyecto como HITREC II y SOLAIR.

2.1.3.2.12 *HITREC II*

En 1998, CIEMAT, INABENSA y DLR se unieron en un proyecto para el desarrollo del HITREC II de 200 kW_t [106], con una apertura de 0.41 m². Los objetivos eran resolver los problemas de la estructura de acero inoxidable del HITREC I. Las copas del receptor se hicieron de apertura hexagonal en SiSiC y el absorbedor en SiC recristalizado, con una porosidad del 50 %. La estructura soporte estaba construida en Incoloy[®] 800 (40 % Fe – 35 % Ni – 23 % Cr), una aleación especialmente indicada para resistir alta temperatura y con la ventaja añadida de que el coeficiente de expansión térmica del SiSiC y de la aleación 800 son similares. En la estructura soporte se puso una doble membrana que se refrigeró tanto por aire ambiente como por aire recirculado que finalmente salía al exterior por las ranuras entre las copas, refrigerando también el mecanismo soporte, Fig. 2-37 y Fig. 2-38.

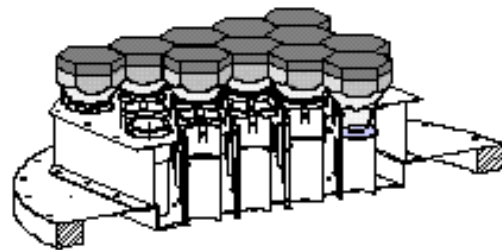
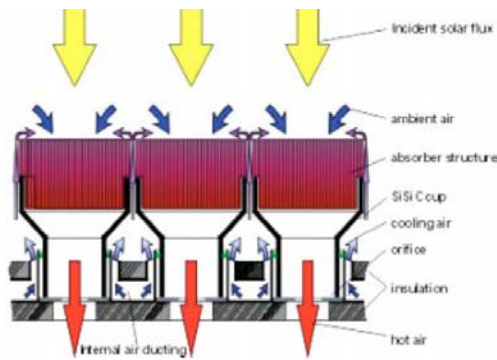


Fig. 2-37. Principio de funcionamiento del receptor HITREC II (fuente: [117])

Fig. 2-38. Diseño del receptor HITREC II (fuente: [117])

Las principales conclusiones obtenidas tras la experimentación y el análisis de los resultados fueron las siguientes [117]:

- Aunque se esperaban mejores resultados, a 700 °C se obtuvo una eficiencia térmica del 76 ± 7 % (Fig. 2-39).
- Una de las copas se rompió dos veces durante los ensayos debido a una refrigeración excesiva en la zona, que generó gradientes entre el centro y los lados de la misma.
- Pese a la sencilla estructura para acoplar las copas, el sistema presentaba dificultades a la hora de reemplazarlas.
- Se consiguió obtener una estructura soporte en acero inoxidable duradera.
- La tasa de retorno de aire recirculado mostró valores razonables de hasta un 45 %.

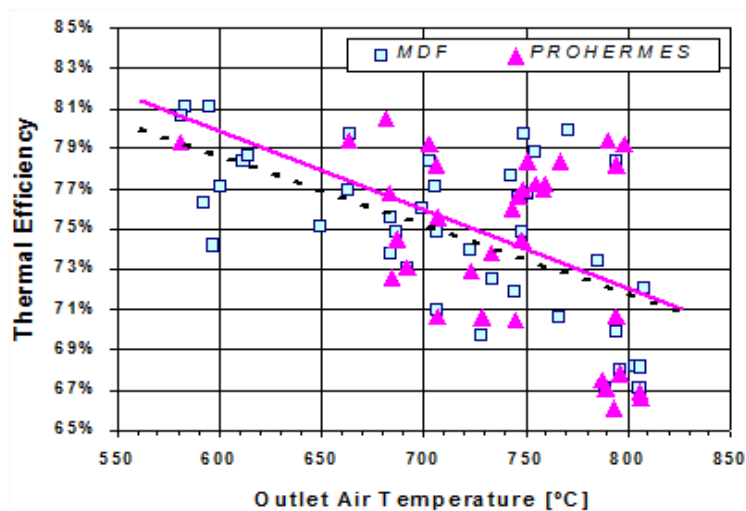


Fig. 2-39. Eficiencia del absorbedor HITREC II en función de la temperatura de salida del aire. (fuente: [117])

A pesar de obtener una eficiencia térmica menor que el HITREC I [106], justificada por una baja precisión en la fabricación de los módulos, se consideró que los resultados eran aceptables, si bien quedan preguntas pendientes en temas de durabilidad, tipos, formas y tamaños de la estructura absorbidora, materiales, mejora de eficiencia y optimización de la tasa de retorno de aire.

2.1.3.2.13 *SOLAIR – 200*

El objetivo del proyecto SOLAIR fue diseñar y examinar un receptor volumétrico abierto, totalmente modular, con alta eficiencia y duradero, para altos flujos solares incidentes, que pudiera manejarse de una manera sencilla y segura y, con temperaturas promedio del aire a la salida de 800 °C [106]. El proyecto se dividió en dos fases [118], en la primera se realizó un diseño avanzado del HITREC 200 kW_t, llamado SOLAIR 200, con una apertura de 0.62 m² [119], construido como un solo módulo para evaluar su funcionamiento térmico así como el comportamiento del receptor. La segunda parte del proyecto consistió en ensamblar estos módulos para desarrollar un receptor de 3 MW_t (SOLAIR 3000). Para el SOLAIR 200 se usaron 36 copas cuadradas de 131 mm de lado (Fig. 2-40). Debido a que la estructura metálica del HITREC II se mostró duradera, se decidió construir la estructura metálica para este receptor en acero AISI 310 en lugar del Incoloy 800 por su menor coste. El sistema de ensayo se equipó con más de 140 sensores [120, 121].

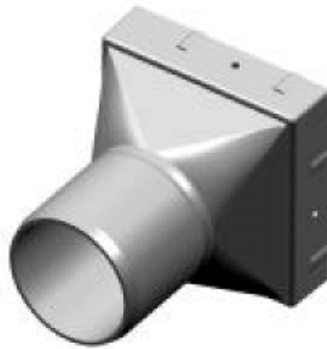


Fig. 2-40. Módulo receptor SOLAIR – 200
(fuente: [84])

La campaña de ensayos comenzó en Marzo 2002 y terminó en Febrero 2003. Durante dicha campaña se usaron tres materiales absorbedores o configuraciones:

- Configuración 1: 36 absorbedores fabricados en SiC recristalizado (re – SiC).
- Configuración 2: los 18 absorbedores en la mitad superior del absorbedor de SiSiC y la otra mitad se mantuvo con los de SiC recristalizado de la configuración 1 (ver Fig. 2-41).
- Configuración 3: se fijaron unas láminas de fibras porosas de 2 mm de espesor en la parte frontal de 18 copas (parte izquierda del receptor), ver Fig. 2-42.



Fig. 2-41. Configuración 2 del receptor SOLAIR 200: copas superiores de SiSiC, copas inferiores de re – SiC
(fuente: [119])



Fig. 2-42. Configuración 3 del receptor SOLAIR 200: láminas en la mitad izquierda, de la configuración 2 (fuente: [119])

Tras la evaluación de los resultados se destacó que sólo las configuraciones 1 y 2 alcanzaron temperaturas superiores a los 800 °C. Las eficiencias obtenidas en éstos fueron [119]:

Configuración	1		2	
Temperatura, °C	700	800	700	800
Eficiencia media, %	81 ± 6	75 ± 6	83 ± 6	74 ± 6

Tabla 2-6. Eficiencia de las dos configuraciones principales del receptor SOLAIR 200

A través de las copas nuevas situadas para la configuración 2, se obtuvo una temperatura del aire a la salida mayor que en las que ya estaban y la diferencia de temperatura entre distintos puntos del receptor no superaba los 100 °C.

Los resultados obtenidos fueron buenos, superando los 800 °C como temperatura media del aire a la salida, demostrándose por los estudios posteriores que con las copas de SiSiC se obtenían mayores temperaturas. Por todo ello, tras estos ensayos, se continuó con el proyecto y se procedió a la construcción del SOLAIR 3000.

2.1.3.2.14 SOLAIR – 3000

El objetivo era desarrollar y demostrar un nuevo receptor volumétrico de aire con módulos de absorbedores cerámicos con mejor fiabilidad y funcionamiento y, reduciendo el coste de los componentes. Un requisito para el éxito de estos receptores era reducir la apertura y mantener la potencia sobre el mismo.

En el receptor SOLAIR 3000 se redujo la superficie absorbedora (2.6 x 2.2 m) entre un 20 – 30% [84, 122] en comparación con el receptor TSA para la misma potencia incidente, ver Fig. 2-43. Se diseñó para producir temperaturas medias en el aire de salida entre 680 – 800 °C y soportar temperaturas de 1000 °C a presión atmosférica. El receptor estaba formado por 270 copas de 140 mm de lado, Fig. 2-44. Las copas eran de SiSiC con apertura cuadrada y circular en la parte trasera, como se mostró en la Fig. 2-40. El absorbedor con estructura en panel de abeja se fabricó en SiC recristalizado con una porosidad en torno al 50 %. La apertura del absorbedor era de 5.67 m².



Fig. 2-43. Estructura soporte receptor SOLAIR 3000
(fuente: psa.es)



Fig. 2-44. Montaje de las copas del receptor
SOLAIR 3000 (fuente: psa.es)

Los ensayos se realizaron entre Junio 2003 y Junio 2004, acumulando 115 horas. El receptor se equipó con más de 180 sensores de temperatura y de radiación solar concentrada.

Los resultados más destacables de los ensayos realizados fueron los siguientes [122]:

- Se alcanzaron valores de radiación en la apertura del absorbedor de 2950 kW_t [122].
- Para las condiciones nominales, en torno a 750 °C y un flujo solar medio entre $370 - 520 \text{ kW/m}^2$ (potencia entre $2100 - 2950 \text{ kW}_t$), la eficiencia térmica varió entre $70 - 75 \%$.
- Las estimaciones de la eficiencia térmica, teniendo en cuenta las incertidumbres de los datos en estado estacionario, fue del $74 \pm 9 \%$ a 700 °C y del $72 \pm 9 \%$ a 750 °C (Fig. 2-45). Las incertidumbres se debían a los errores en medida de flujo de aire y potencia solar incidente.
- La tasa de retorno de aire varió entre $49 \pm 4 \%$ y $52 \pm 4 \%$ para un amplio rango de velocidades de viento y flujos máxicos de aire.
- Se estimaron tiempos de respuesta del receptor de 10 a 14 minutos.
- Se midieron flujos sobre apertura de hasta 800 kW/m^2 y temperaturas medias del aire en la salida de 800 °C , con picos de 950 °C .
- En condiciones nominales se observaron diferencias de temperaturas sobre el absorbedor de hasta 450 °C .

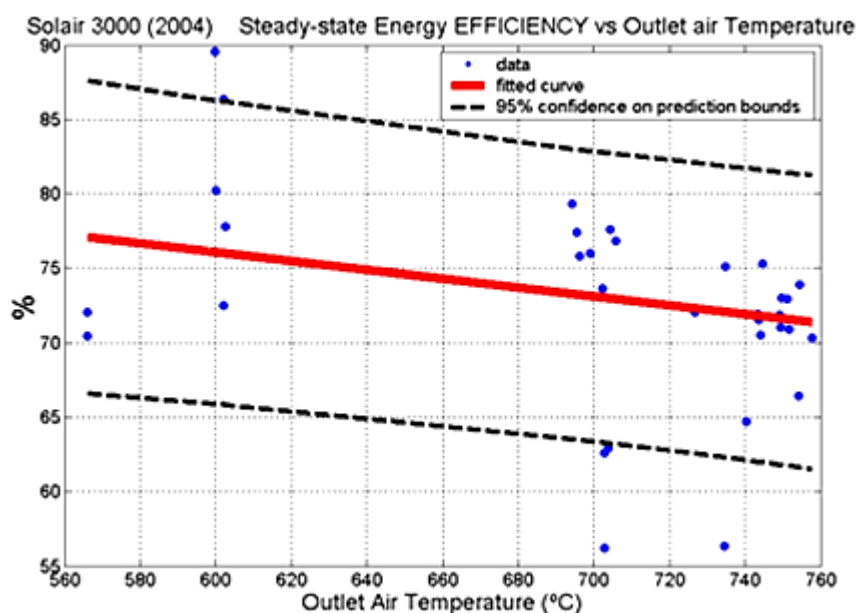


Fig. 2-45. Eficiencia del receptor SOLAIR 3000 en función de la temperatura de salida del aire (fuente: [122])

Con la intención de evaluar el receptor en su conjunto, las copas fueron fabricadas de tres maneras distintas y con diferentes procedimientos de fijación de los monolitos. La única diferencia fue la cantidad de superficie fijada. Durante los ensayos, algunos monolitos se desprendieron al despegarse de la copa. Más tarde se comprobó que los distintos sistemas de fijación de las copas y el diferente comportamiento térmico entre los monolitos era la causa del aumento de tensiones en la zona y la rotura de las piezas. Estas unidades se reemplazaron por nuevas unidades que incluyeron un sistema de fijación mejorado, sin observarse nuevos contratiempos.

Finalmente, se concluyó que los principales objetivos de diseño modular y fijación se habían alcanzado. Además, los resultados termodinámicos obtenidos se consideraron muy positivos pese a la incertidumbre de la medida del caudal de aire y la potencia solar incidente, en torno a un 9 %.

Debido a estos resultados, en Junio del año 2006, se decidió construir una planta de receptor central con almacenamiento térmico y receptor volumétrico usando la tecnología SOLAIR 3000, en Jülich, Alemania. Consistió en una planta con una potencia de 1.5 MW_e que comenzó la operación a comienzos del año 2009, y se conectó a red en Abril del año 2009 [123]. El objetivo del proyecto era demostrar, por primera vez, la viabilidad de la tecnología de receptor volumétrico en una planta pre-comercial.

2.1.3.3 Receptores volumétricos cerrados con absorbedor metálico o cerámico (Tipo REFOS o Tipo DIAPR)

En este apartado se describen todos los receptores volumétricos cerrados, tanto con absorbedores metálicos como cerámicos, puesto que sólo se ha encontrado en la bibliografía un estudio del primer tipo de absorbedor, el receptor REFOS.

Diversos estudios [65, 124, 125] han mostrado que el acoplamiento de los sistemas de receptor central en una turbina de gas ofrece ventajas significativas respecto a otros conceptos de plantas solares híbridas. Dicho acoplamiento puede realizarse mediante:

- Precalentamiento solar del aire del compresor antes de entrar a la cámara de combustión.
- Reformado solar del gas natural (producción de gas de síntesis), para su posterior quemado en la cámara de combustión.

La primera opción ofrece un mejor funcionamiento ya que la energía solar térmica absorbida en el aire es directamente convertida en energía eléctrica con una alta eficiencia en un ciclo combinado (CC).

La segunda opción ofrece ventajas con el acoplamiento de la parte solar a un CC. La turbina de gas únicamente requiere una cámara de combustión modificada con un quemador capaz de operar con gas natural y con gas de síntesis. La planta solar opera de forma independiente a las plantas convencionales e incluso pueden estar localizadas a cierta distancia conectadas por una tubería de gas.

La idea de estos conceptos, dio lugar a la aparición de los receptores volumétricos presurizados para conseguir las altas temperaturas de los receptores volumétricos abiertos pero con aire a presión. Los diseños de receptores presurizados con absorbedor metálico/cerámico más destacados se resumen a continuación, en la Tabla 2-7.

Siglas	Año	Potencia (kWt)	Lecho de ensayo
Selectivo DLR	1987	100	Modelización
PLVCR – 5	1989	5	Horno – Sandia
PLVCR – 500	1990	500	PSA
Atlantis	1990	500	Sandia
Porcupine	1990	10	Horno – Weizmann
VOBREC – 1	1992	100	Disco – Lampoldshausen
VOBREC – 2	1994	100	Disco – Lampoldshausen
DIAPR 30 – 50	1994	30 – 50	Torre – Weizmann
DIAPR Multi etapa	1996	60	Torre – Weizmann
REFOS	1996	350	CESA 1 – PSA
SOLGATE	2001	1200	CESA 1 – PSA

Tabla 2-7. Principales receptores volumétricos cerrados con absorbedor metálico y cerámico

2.1.3.3.1 Receptor Selectivo DLR

El concepto de receptor volumétrico con dos o más zonas con diferentes propiedades de absorción y emisión fue investigado por MC Energie – und Umwelttechnik GMBH (FRG) entre 1987 – 1988 [97, 126]. La primera zona fue construida con un material cuasi transparente a la radiación solar y cuasi opaco a la radiación térmica, permitiendo el paso de la radiación hacia el interior del absorbedor y evitando la pérdida de radiación térmica, dando lugar a una pérdida por radiación menor. La segunda zona era de un material muy absorbente de la radiación solar. El propósito era alcanzar valores de absorción altos, poca re-radiación y, por lo tanto, alta eficiencia incluso a altas temperaturas. En la Fig. 2-46 se muestra un ejemplo de un receptor selectivo de dos zonas.

La estructura absorbidora se encontraba en una carcasa doble con ventana, para trabajar en ciclo cerrado y a presión, formando un receptor cavidad. Con este diseño, se podrían alcanzar temperaturas de 2200 °C con bajas pérdidas térmicas. Se propuso que la primera capa de material fueran bolas de cuarzo y la segunda fuera de un material cerámico [72]. Se podían añadir más capas, por ejemplo de fibras cerámicas. Según el diseño teórico, el receptor soportaría flujos de 2250 kW/m² y se obtendrían eficiencias de hasta el 90 %. Dentro de los objetivos del proyecto no se encontraba el de construir un prototipo, por lo que sólo se cuentan con los datos obtenidos en las simulaciones.

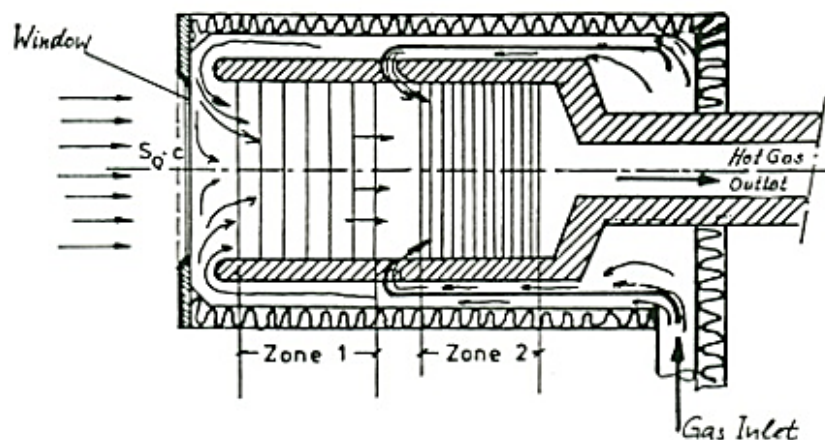


Fig. 2-46. Configuración del receptor selectivo DLR (fuente: [72])

2.1.3.3.2 *PLVCR* – 5

En 1989, el DLR diseñó un receptor volumétrico cerámico presurizado, PLVCR (Pressure Loaded Volumetric Ceramic Receiver), que se ensayó en el horno solar de Sandia, con una potencia de 5 kW_t [127]. En la construcción se utilizó un absorbedor de Si_3N_4 (SIRCON[®]) [128] con un diámetro de 150 mm, un espesor de 18 mm y 20 ppi, pintado con Pyromark para incrementar la absorptancia hasta el 90 % y con una ventana de cuarzo abovedada. El aire, comprimido, era dirigido a la zona de la carcasa sometida a presión y desde allí, era succionado atravesando el absorbedor cerámico, ver la Fig. 2-47 y Fig. 2-48. Los datos de diseño más relevantes fueron:

- Potencia térmica de 5 kW_t .
- Presión de trabajo 10 bar.
- Temperatura de salida por encima de 1000 °C .
- Máximo flujo incidente sobre la apertura igual a 2 MW/m^2 .

Los primeros ensayos mostraron que la ventana no soportaba la presión de trabajo (3 – 5 bar), especialmente en las juntas y se sustituyó por una nueva con forma elíptica, que fue ensayada con éxito.

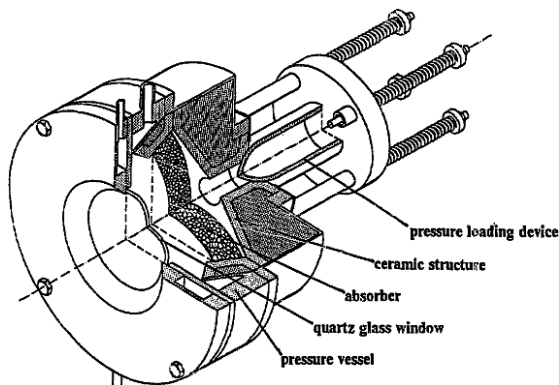


Fig. 2-47. Partes del receptor PLVCR – 5 (fuente: [129])

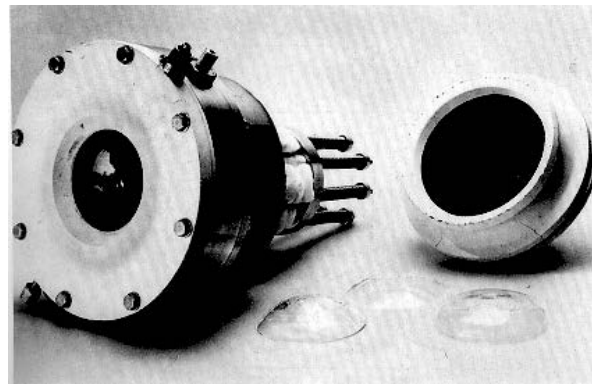


Fig. 2-48. Receptor PLVCR – 5 (fuente: [129])

Tras 14 ensayos realizados se completaron 8 horas de operación y los principales resultados obtenidos fueron [129]:

- Presión del receptor a temperatura ambiente igual a 4.76 bar.
- Presión del receptor a temperaturas de salida de 1050 °C de 4.2 bar.
- Potencia del receptor a temperaturas de salida de 1000 °C de 2.5 – 3.7 kW_t.
- Eficiencia del receptor a temperaturas de salida de 1050 °C del 71 % [103].

Pese a que se detectaron problemas con la ventana y con el sellado de la carcasa metálica y la estructura cerámica, que no permitieron alcanzar la presión de diseño de 10 bar, se obtuvieron buenos resultados, por lo que se proyectó el PLVCR – 500.

2.1.3.3.3 PLVCR – 500

En 1990 se ensayó en la PSA el PLVCR – 500, ver Fig. 2-49. El diseño y la operación fue igual que para el PLVCR – 5. Se construyó con la idea de mostrar la modularidad del sistema receptor con reconcentrador. Para ello, se utilizó una ventana de cuarzo abovedada con diámetro de 610 mm y un espesor de 10 – 12 mm, un absorbente de Si₃N₄ con un recubrimiento negro de SiC (con una absorbancia del 95 %), de 650 mm de diámetro y 25 mm de espesor y una porosidad de 20 ppi. Se utilizó un aislamiento en la estructura hecho de fibra cerámica reforzada, matriz de Sauereisen N°8 y fibras de SiC (Nicalon), SiTiCO (Tyranno) y Al₂O₃ (Nextel). El reconcentrador secundario, con forma geométrica de concentrador parabólico compuesto hexagonal (HCPC), Fig. 2-50, se diseñó con un sistema de refrigeración por agua [129].

Los parámetros de diseño más relevantes fueron:

- Potencia térmica de 500 kW_t.
- Presión de trabajo de 10 bar.
- Temperaturas de salida por encima de los 1000 °C.
- Máximo flujo incidente sobre apertura igual a 3 MW/m².

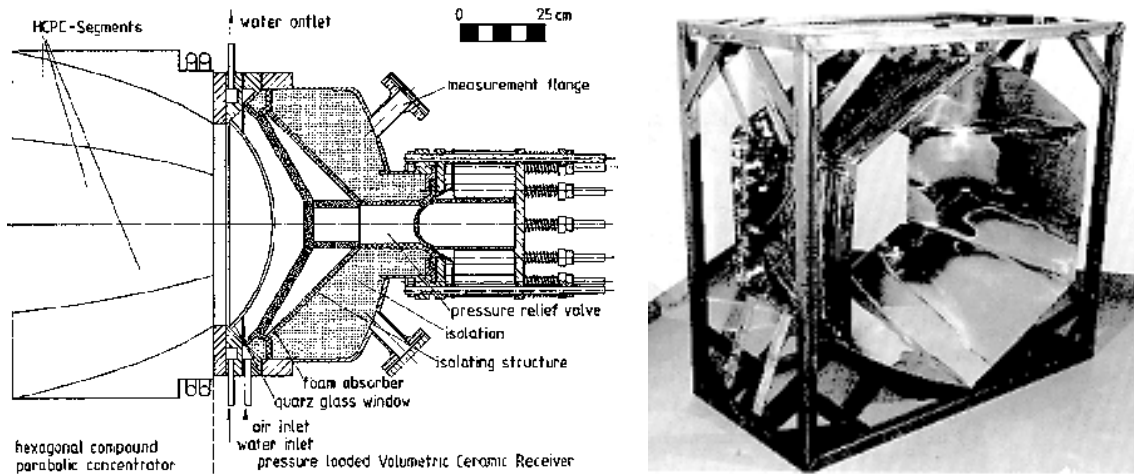


Fig. 2-49. Receptor PLVC 500 (fuente: [129])

Fig. 2-50. Concentrador parabólico compuesto hexagonal del receptor PLVC 500 (fuente: [129])

Los ensayos en la PSA se dividieron en 3 etapas [130]:

- Etapa 1: se alcanzaron temperaturas de hasta 700 °C, con presiones de trabajo de 3.6 bar y una entrega de 100 kW_t. Tras cada ensayo se observaron pequeñas grietas en la ventana que fueron creciendo al avanzar los ensayos, hasta que finalmente la ventana se rompió por la parte central. La razón más probable, fue una mala distribución del aire de entrada al receptor, que dio lugar a un enfriamiento excesivo en algunas partes de la ventana y un gradiente de temperatura muy alto, con el consiguiente estrés térmico.
- Etapa 2: se usó para ensayar el concentrador secundario. Se instaló una nueva ventana de 12 mm de espesor con un marco más flexible para compensar el movimiento de la misma y se mejoró la distribución del aire. La distribución de flujo a la entrada del concentrador fue más adecuada para ensayar el receptor que la distribución que se originaba tras el concentrador. Debido a esto, los ensayos se realizaron sin ventana.
- Etapa 3: se ensayó únicamente el receptor sin el concentrador. Se alcanzó una temperatura máxima a la salida de 960 °C, obteniéndose una potencia de 92.4 kW_t, a una presión de 4.15 bar, con una eficiencia de 57.3 %. Durante los ensayos, aparecieron grietas en la ventana y no se pudieron superar presiones de trabajo de 4 bar debido a las fugas.

Las eficiencias del receptor fueron bastantes bajas debido a dos razones:

- El flujo incidente en el receptor fue muy bajo, de 150 a 500 kW/m². El estudio teórico mostró que se podían alcanzar buenas eficiencias con flujos de 1 MW/m² aproximadamente, con el concentrador secundario.
- El análisis óptico del recubrimiento del absorbedor mostró que presentaba una alta reflectancia en el infrarrojo, originando mayor pérdida radiativa térmica y mayor temperatura frontal del absorbedor.

Al final del ensayo se documentó que el principal problema del receptor fue el marco de la ventana. Era vital que el marco fuera lo suficientemente flexible como para evitar estrés mecánico debido a los diferentes coeficientes de expansión térmica.

2.1.3.3.4 *Atlantis*

En 1990, se llevaron a cabo ensayos con un receptor volumétrico en lazo cerrado, de rejilla cerámica, con forma de panal de abeja y canales lisos de sección de 1 mm x 1 mm. Éste fue desarrollado por la Atlantis Energy Ltd. y ensayado en la torre de Sandia National Laboratories en Alburquerque, Nuevo Mexico.

Antes de construir el prototipo de 500 kW_t, se hicieron ensayos de laboratorio con un absorbedor de 1 cm² utilizando un disco parabólico. Se obtuvieron temperaturas de hasta 840 °C, con flujos de hasta 1500 kW/m². El área de apertura del absorbedor era de 0.8 m x 0.7 m y la absortancia era del 80 % [131].



Fig. 2-51. Derecha: Vista de uno de los cuatro tubos con el absorbedor.
Izquierda: Vista frontal (fuente: [132])

Se realizaron dos campañas de ensayos, una en 1990 [132] y otra, tras algunas modificaciones en la retícula absorbedor, en 1992[133]. Los resultados más destacables fueron:

- Eficiencias de 82 – 84 % (± 7 %) para temperaturas de 710 – 760 °C.
- Eficiencias de 72 – 76 % (± 7 %) para temperaturas de 810 – 840 °C.
- La temperatura máxima del aire a la salida del receptor fue de 1050 °C, con un flujo solar incidente de 500 kW/m² [134].
- Con flujos de ensayo de 780 kW/m², se obtuvieron temperaturas del aire a la salida de 710 °C.

Al final de los ensayos no se observaron daños en el absorbedor pero sí algunas grietas en los extremos de los tubos de cuarzo que los contenían.

Los resultados se consideraron positivos y se proyectó la construcción de un absorbedor de 3 MW_t, aunque no hay información de si esta ampliación se llevó a cabo.

2.1.3.3.5 *Porcupine*

Entre 1990 – 1992 el Instituto Weizmann (WIS) desarrolló un absorbedor volumétrico llamado Porcupine [135]. Inicialmente desarrollaron 4 configuraciones de absorbedor que ensayaron en su horno solar para una potencia de 10 kW_t. En la Fig. 2-52 se muestra el dispositivo experimental que constaba de una campana de cuarzo para cubrir el absorbedor con una transmitancia del 92 % que admitía un rango de incidencia entre 0 – 65 °. El absorbedor consistía en una serie de pines o púas cerámicas implantadas en un soporte. La principal novedad fue que las púas estaban alineadas con la dirección de la radiación solar incidente, y que el flujo tenía una dirección perpendicular a ambos, lo cual introducía un flujo turbulento y mejoraba la transferencia convectiva de los pines al fluido (Fig. 2-53). Las púas eran de alúmina – sílice (60 % Al₂O₃), con una longitud que varió de 30 a 60 mm, y un diámetro interior de 2 mm y exterior de 3 mm. El espacio entre filamentos fue entre 2 y 8 veces el diámetro exterior. El soporte, relativamente flexible, permitía que cada elemento se expandiera y se contrajera libremente con la temperatura, evitando, por tanto, el estrés térmico. El gas de trabajo en los ensayos fue CO₂.

Se realizaron ensayos similares con un absorbedor de láminas y con una espuma para comparar con su nuevo diseño.

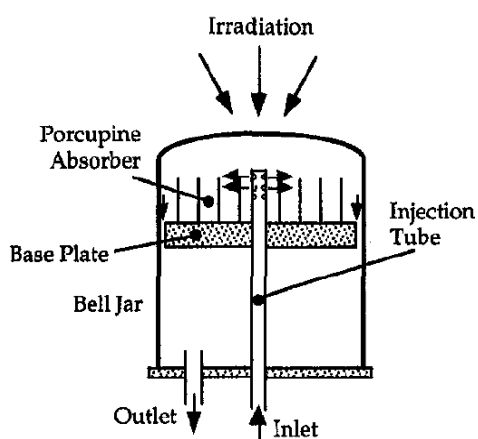


Fig. 2-52. Dispositivo experimental para probar el absorbente Porcupine (fuente: [135])

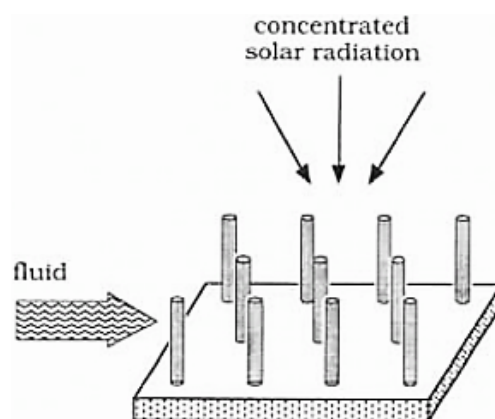


Fig. 2-53. Porcupine: nuevo concepto de absorbente volumétrico (fuente: [135])

2.1.3.3.5.1 Porcupine 1

En el absorbente Porcupine 1 se usaron 390 pines y una entrada de fluido caloportador con las configuraciones S1 y S2 de la Fig. 2-54. Este esquema no se adaptaba al flujo radiativo incidente lo que provocó que la potencia útil fuese de 2600 a 3980 W, según la entrada de aire usada, S1 o S2, y una eficiencia baja, del $34 \pm 2 \%$ [135]. Se introdujeron algunas modificaciones, que dieron lugar al absorbente Porcupine 2:

- Mejoras en la entrada del aire refrigerante (Fig. 2-54).
- Nueva disposición de los pines para aumentar el área de intercambio, especialmente en la parte central donde la radiación era mayor.
- Se utilizó un nuevo recubrimiento en la superficie de transferencia de calor (pines) para aumentar su absorptancia.

2.1.3.3.5.2 Porcupine 2

De la evolución del Porcupine 1 surgió el Porcupine 2. Con las mejoras citadas se pasó de 390 a 432 pines consiguiéndose mejorar la eficiencia ($42 \pm 4 \%$) y la potencia absorbida (2870 – 3390 W), según la entrada de aire utilizada: H1 y H2, [135]. Sin embargo, la temperatura media del gas a la salida fue de 597 °C indicando una pobre transferencia de calor. También se observó una variación de unos 800 °C en 30 mm dentro de un mismo filamento (de la parte superior a la parte media), lo que implicaba que la radiación no penetraba en las púas del absorbente.

A pesar de estos gradientes térmicos de varios cientos de °C/cm, el absorbedor no sufrió ningún desperfecto. Para resolver este problema, se varió la configuración de entrada del gas de la H1 a la H2 (Fig. 2-54) y se observó que la temperatura en la parte superior respecto al caso anterior, descendió en 100 °C. Pero esto apenas supuso un pequeño incremento en la temperatura del aire a la salida del absorbedor; 625 °C en lugar de 597 °C.

2.1.3.3.5.3 Porcupine 3

En el Porcupine 3, se pasó de 432 a 390 filamentos, manteniéndose la configuración H2, lo que incrementó la potencia en un 40 %. La disminución del número de púas permitió una mejor penetración de la radiación en el absorbedor, aumentando, por tanto, la temperatura en la parte baja y disminuyendo los gradientes de temperatura en los filamentos. La eficiencia fue mejor (53 ± 6 %) y se consiguió una potencia de salida entre un 23 – 28 % (3560 – 7100 W, según la entrada de aire utilizada: H2 y H3) superior a los dos casos del Porcupine 2 [135].

Posteriormente, se realizó un nuevo cambio en la configuración de entrada, pasando a la H3 de la Fig. 2-54. Al incrementar la radiación incidente solo un 8 %, se consiguió una potencia de salida un 20 % superior que en el caso anterior, aunque la temperatura de salida obtuvo un pequeño incremento, pasando de 766 °C a 778° C. El gradiente de temperatura a lo largo de un pin fue mejor que en ninguno de los casos anteriores.

2.1.3.3.5.4 Porcupine 4

En el Porcupine 4, la configuración fue similar a la anterior, salvo que los filamentos tenían una longitud de 30 mm en lugar de 60 mm (tres casos anteriores) y el color era blanco. Al acortar la longitud se forzaba al gas a moverse por toda la región frontal, mejorando la transferencia de calor convectiva. La configuración de entrada del gas fue la H4 de la Fig. 2-54. La eficiencia media conseguida con este absorbedor fue mucho mayor que las series anteriores, 79 ± 8 %, [135] y para la misma potencia de entrada se obtuvo temperatura media de salida mayor y una potencia de salida mayor (5740 – 10130 W). El color no tuvo efecto en el funcionamiento que aparentemente dependía más de su geometría.

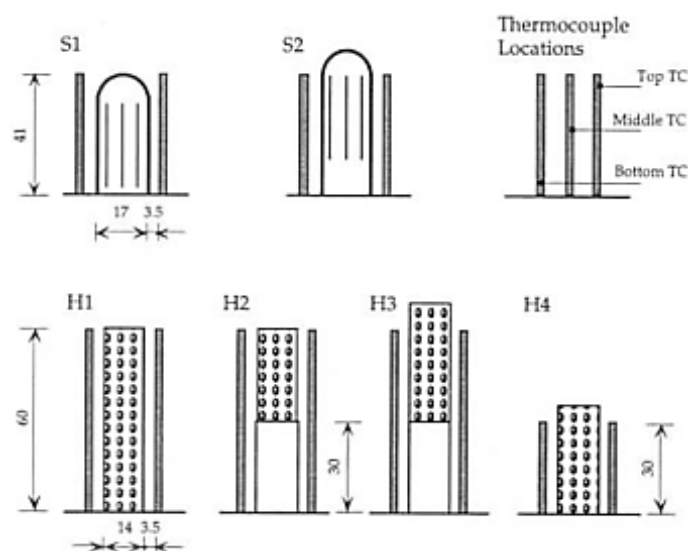


Fig. 2-54. Sistemas de refrigeración y localización de los termopares en los pines para el absorbente Porcupine 1, 2, 3 y 4 (fuente: [135])

2.1.3.3.5.5 Comparativa del Porcupine frente a otros diseños

Como se ha mencionado, además, se ensayaron dos estructuras, una con forma de panel de abeja y una espuma, bajo condiciones similares. Ambos receptores se colocaron más lejos del foco para evitar exceder la temperatura máxima de los termopares ($1350\text{ }^{\circ}\text{C}$), por tanto, estuvieron sometidos a un menor flujo solar, produciendo menor temperatura y potencia de salida. La eficiencia de la estructura en panel de abeja fue de $50 \pm 18\%$ y de $59 \pm 4\%$ para la espuma.

A pesar de estar sometidos a un menor flujo, el panel sufrió fusiones y la espuma pequeñas roturas en la zona central.

La máxima temperatura del absorbente Porcupine 4 (en la parte alta de los filamentos) fue significativamente menor que la temperatura de estos dos absorbentes, especialmente cerca de la zona central. Esto se debió al ajuste entre la radiación solar incidente y la transferencia convectiva del nuevo diseño.

Globalmente se observaron los siguientes resultados:

- El absorbente Porcupine 4 entregaba un 100 % más potencia que la espuma y el panel y un 30 – 40 % más que el absorbente Porcupine 3.
- La temperatura obtenida con Porcupine 4 fue $300 - 350\text{ }^{\circ}\text{C}$ superior a la espuma y la estructura en forma de panel y $150 - 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ mayor que el Porcupine 3.

En conclusión, se puede decir que el Porcupine 4 soportaba hasta 4 MW/m^2 de radiación incidente, con una temperatura máxima del absorbedor de entre $1300 - 1400 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que transfería 3 MW/m^2 al gas de trabajo. Para una temperatura del aire de salida de $940 \text{ }^\circ\text{C}$ se obtuvo una potencia de salida de 9 kW_t , mientras que para $820 \text{ }^\circ\text{C}$ se obtuvieron 10 kW_t . Las eficiencias globales estuvieron en el entorno del 80% para los rangos citados. El desarrollo se consideró exitoso y se proyectó ensayarlo en torre. El concepto fue patentado por Yeda Research & Development, Ltd [135].

2.1.3.3.6 VOBREC – 1

Varios estudios para sistemas solares descentralizados mostraron que la unión de un sistema de concentración solar y una unidad de potencia constituía una opción real para generación de electricidad a un coste competitivo [136]. Mientras los sistemas Disco – Stirling se operaban como unidades de demostración, los sistemas Disco – Brayton mostraban resultados desalentadores [137]. Los progresos en la construcción de micro-turbinas de 30 kW_{el} [138, 139] presentaban esta opción como atractiva. En 1992, el receptor volumétrico “Volumetric Brayton RECeiver” (VOBREC) fue desarrollado para combinarlo con un motor Brayton en un disco parabólico. Esta combinación ofrecía el potencial de mejorar la vida del motor y tener menor coste de mantenimiento que un motor Stirling. Las condiciones de operación para el motor Brayton “solarizado” de 30 kW_{el} de potencia eran las siguientes [140]:

- Temperatura de entrada: $610 \text{ }^\circ\text{C}$ (el aire es precalentado en un recuperador).
- Temperatura de salida: $870 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Presión de operación: 3 bar .
- Potencia térmica absorbida: 100 kW_t .

La primera versión, VOBREC – 1, fue ensayada en el disco parabólico PAN en las instalaciones del DLR. El receptor (Fig. 2-55) tenía una apertura de 350 mm de diámetro y un absorbedor de 40 mm de espesor. La radiación concentrada atravesaba la ventana de cuarzo de 5 mm de espesor y 0.5% de absortancia, con forma parabólica y razón geométrica, altura/radio, de 1.2 [141], lo que reducía las pérdidas por reflexión especular en torno a un 1% y permitía trabajar a presión. El absorbedor estaba construido de una espuma de alúmina reticulada, con una porosidad del 92% y 10 ppi , que fue pintada en color negro para aumentar su absortancia.

Se realizaron ensayos entre junio de 1992 y marzo de 1993. Se operó en lazo cerrado por lo que el aire caliente se enfriaba en un tubo refrigerador.

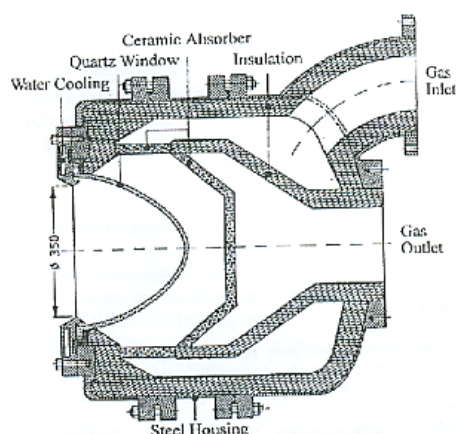


Fig. 2-55. Esquema del receptor volumétrico VOBREC – 1
(fuente: [140])

Lo principales resultados obtenidos fueron los siguientes [142, 143]:

- Se operó durante 15 horas aproximadamente con temperaturas superiores a 500 °C.
- Se alcanzaron temperaturas de salida del aire iguales a 939 °C para temperaturas de entrada de 578 °C.
- La presión máxima de operación fue de 3 bar.
- Para temperaturas del aire de 900 °C, la eficiencia fue aproximadamente un 86 %.
- Las eficiencias del absorbedor variaron entre un 74 – 86 %, con un error entre 5 – 11 %, según las condiciones climatológicas.
- La potencia máxima absorbida fue de 70 kW_t a una temperatura de entrada de 580 °C y de salida de 900 °C.

Tras los ensayos, se comprobó que dos fragmentos del receptor sufrieron grietas, pero no afectaron a su comportamiento. La ventana de cuarzo no mostró ningún problema.

También se sabía a priori que debido a la pobre eficiencia óptica del disco PAN, el nivel de potencia a la salida del receptor no podría alcanzar los 100 kW_t, por ello se proyectó la incorporación de un concentrador secundario y, surgió el VOBREC – 2.

2.1.3.3.7 VOBREC – 2

El receptor fue el mismo que se usó en el VOBREC – 1, añadiéndole un concentrador secundario que fue construido con 18 segmentos de aluminio, refrigerados con agua, aproximándose a la geometría de un Concentrador Elíptico Compuesto (CEC). Además, se ensayaron dos nuevos materiales absorbedores, Si_3N_4 y SiC, con mejor resistencia al choque térmico, y se utilizó un nuevo método de montaje con una estructura de fibras cerámicas [140]. Por razones económicas, se usó la misma ventana abovedada de cuarzo en ambos casos, con el inconveniente de que al trabajar en distintas condiciones de flujo, las pérdidas por reflexión pasaron del 1 %, en el VOBREC – 1, a un 3.2 % en el VOBREC – 2.

El absorbedor presentaba dos secciones para el aire, una zona de entrada y otra de salida. El aire accedía a la cavidad por la sección de entrada para ser irradiado. En la sección de salida se colocó el absorbedor dividido en 3 secciones distintas, permitiendo que la cavidad se adaptara a las distintas condiciones de flujo.

2.1.3.3.7.1 *Absorbedor Si_3N_4*

El absorbedor de Si_3N_4 tenía 20 ppi y una porosidad del 94 %. Para aumentar su absorptancia fue recubierto con un pigmento de óxido metálico negro. Los ensayos se llevaron a cabo en octubre de 1994 durante 15 días. Los resultados principales que se obtuvieron en estado estacionario fueron [144]:

- Temperatura máxima a la salida del receptor de 851 °C, para una temperatura de entrada de 587 °C y una presión de 3 bar. La potencia absorbida fue de 83 kW_t, la mayor de todos los ensayos, con una eficiencia del 74 %.
- Máxima eficiencia en torno a 83 %, para temperaturas de entrada y salida de 475 °C y 713 °C, respectivamente. La presión de trabajo fue igual a 2.5 bar y la potencia absorbida fue de 63 kW_t.

En la sección de entrada (zona de baja radiación), se situó una pantalla de hilo metálico para ensayarla como posible material en esta zona. Durante los ensayos se desprendió y absorbió más cantidad de radiación de la prevista, ocasionando fusiones locales y bloqueos en el flujo de aire.

La principal conclusión fue que el Si_3N_4 no cumplía como material absorbedor, debido a que su absorptancia tenía que ser corregida con pintura negra y además era muy brillante. Este absorbedor mejoraba la potencia térmica del receptor VOBREC – 1, de 70 kW_t, pero no se alcanzó la potencia prevista de 100 kW_t.

2.1.3.3.7.2 Absorbedor SiC

Tras los ensayos con el absorbedor Si_3N_4 , se procedió a utilizar el absorbedor SiC en la sección de salida del receptor. Se usaron tres tipos de fragmentos cuya absorptancia variaba entre 90.4 y 95.3 %. Los ensayos comenzaron en agosto de 1995 con un total de 20 horas experimentales y una radiación incidente entre 500 – 900 W/m^2 . Los principales resultados, obtenidos en estado estacionario, fueron [144]:

- Máxima temperatura a la salida del receptor igual a 865 °C, para una temperatura de entrada de 571 °C y una presión de 3 bar. La potencia absorbida fue en este caso de 91 kW_t para una eficiencia del receptor del 79 %.
- Máxima eficiencia en torno al 83 %, para temperaturas de entrada y salida iguales a 548 y 807 °C, respectivamente. La presión de trabajo fue 3.2 bar y la potencia absorbida de 93 kW_t .
- Máxima potencia absorbida igual a 95 kW_t , a una temperatura de entrada y de salida del aire de 555 y 819 °C, respectivamente, con una eficiencia del receptor del 80 %, trabajando a 3 bar.

Los ensayos se realizaron sin incidencias. Sólo se registraron algunos puntos calientes con temperaturas de 1300 °C en la sección central. Se estimó que la eficiencia podría haberse mejorado en torno a un 3% con una ventana optimizada. La potencia absorbida por el receptor cumplió con las expectativas iniciales.

2.1.3.3.8 DIAPR 30 – 50

Este receptor se diseñó para un flujo medio sobre la apertura de 4000 – 8000 kW/m^2 , equivalente a un factor de concentración de 5000 – 10000 soles, conseguido gracias a un concentrador secundario.

Los primeros ensayos se llevaron a cabo en el horno solar del instituto Weizmann, para una potencia de 10 kW_t en 1992 (sección 2.1.3.3.5). Entre 1994 – 1996, se ensayó en la torre una versión modificada del receptor DIAPR (Fig. 2-56), con una potencia nominal de entrada de 30 – 50 kW_t , que constaba de tres componentes principales [145-147]:

- Absorbedor volumétrico tipo Porcupine: las púas tenían unas dimensiones de 2 mm x 3 mm x 30 mm y estaban insertadas en una placa de alúmina.
- Ventana de alta presión con un espesor de 2.25 mm, para separar la cavidad del receptor del aire ambiente y permitir trabajar a alta presión, a la vez que se minimizaban las pérdidas por reflexión a un 1 %. Se despreció la absorción debida a la ventana.
- Concentrador secundario.

2.1.3.3.8.1 DIAPR 1996

Se acumularon alrededor de 250 horas de ensayos, con unos niveles de potencia entre 30 – 50 kW_t. Los resultados más destacables fueron los siguientes [148, 149]:

- Temperatura media de salida del aire igual a 1200 °C.
- Presión de operación igual a 20 bar, con un flujo medio en la entrada de 4000 kW/m².
- Temperatura máxima para el absorbedor y la ventana de 1600 °C y 600 °C, respectivamente. Las máximas temperaturas permitidas eran de 1800 °C y 800 °C, para cada uno de los elementos anteriores.
- Eficiencia global entre 70 – 80 %.

2.1.3.3.8.2 DIAPR 1998

Según se realizaban ensayos, la evaluación de los mismos dio lugar a modificaciones en el diseño, apareciendo el DIAPR 1998 (Fig. 2-57) [148]. Los principales cambios realizados fueron los siguientes:

- Se eliminó la segunda entrada de aire.
- Se sustituyeron los tres tubos para extraer el aire por un único tubo de 18 mm de diámetro.
- Se añadió una entrada, que fue sellada para estos ensayos, para conectar los precalentadores (diseño posterior).

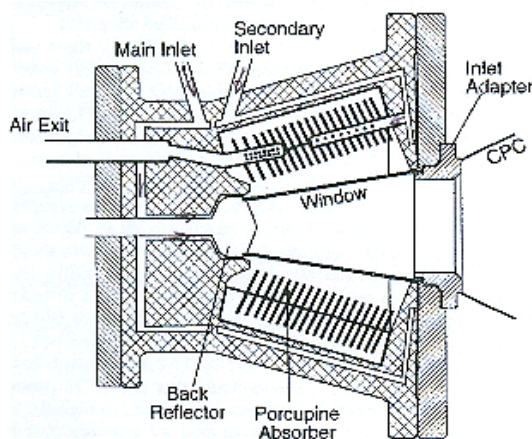


Fig. 2-56. Sección del receptor DIAPR 1996 (fuente: [148])

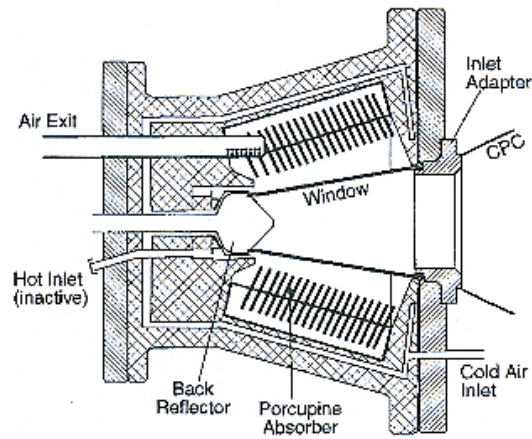


Fig. 2-57. Sección del receptor DIAPR 1998 (fuente: [148])

El flujo medio sobre la apertura se situó entre 3600 – 5300 kW/m², lo que implicaba una concentración de 4500 – 6600 soles, por debajo de los 10 000 soles que se alcanzaron en los ensayos del año 1996, atribuido a la no utilización de las etapas dieléctricas en la ventana de cuarzo [150]. Los principales resultados mostrados por ambos receptores fueron:

- Al incrementar el flujo másico de aire en un 75 % (80 – 140 kg/h), la potencia a la salida aumentó un 34 %, de 28 a 37.5 kW_t.
- Para el mismo incremento del flujo másico de aire, se produjo un descenso en la temperatura del aire de un 25 %, de 1200 a 900 °C.

La eficiencia, calculada por trazado de rayos, oscilaba entre 70 y 90 %. Desde los primeros ensayos en 1996 hasta los ensayos de 1998, se produjo un deterioro importante en el campo de helióstatos, así como la ausencia de elementos importantes en la ventana de cuarzo del segundo receptor, lo que explicó los peores resultados respecto a su antecesor. Se esperaba que con una óptica optimizada en todos los elementos, se pudieran alcanzar eficiencias en el rango de 85 – 90 %.

Por primera vez se documentó el ensayo de un receptor volumétrico presurizado trabajando en una torre a 1200 °C y 20 bar de presión, sin que el receptor sufriese ningún daño. Un diseño ópticamente adecuado hubiese proporcionado mejores resultados en términos de eficiencia. En gran medida el uso del concentrador secundario con el novedoso sistema de extracción de luz concentrada fue un gran paso en el resultado del DIAPR.

2.1.3.3.9 *DIAPR Multi – etapa*

La principal forma de pérdida de energía en los sistemas de receptor central es la emisión térmica. Se demostró que estas pérdidas pueden ser reducidas de una manera significativa dividiendo la apertura en distintas partes sometidas a distintos niveles de radiación [151]. El fluido de trabajo era calentado gradualmente al pasar a través de las distintas etapas del receptor.

En 1996, el Instituto Weizmann construyó un receptor de dos etapas [152]. La etapa de baja temperatura o precalentadores, [153], fue diseñada como un receptor tubular en forma de cavidad, y la de alta temperatura que era el receptor DIAPR [149]. Ver la Fig. 2-58 y la Fig. 2-59 respectivamente.

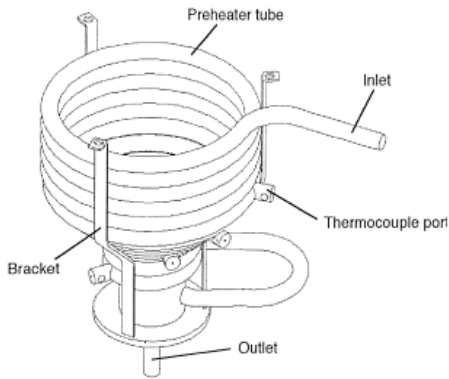


Fig. 2-58. Receptor de baja temperatura o precalentador del receptor DIAPR Multi – etapa (fuente: [152])

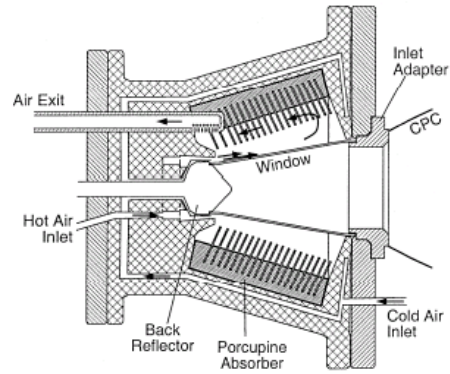


Fig. 2-59. Receptor de alta temperatura del receptor DIAPR Multi – etapa DIAPR (fuente: [152])

El diseño del WIS consistió en cuatro precalentadores con sus correspondientes concentradores secundarios (basados en la geometría del concentrador parabólico compuesto – CPC), rodeando parte del concentrador secundario central, también con geometría de CPC, que conducía a la etapa de alta temperatura, ver la Fig. 2-60. El flujo medio a la entrada de la etapa de alta temperatura fue de 2500 – 4000 kW/m², menor que los 8000 kW/m² de diseño, debido al deterioro de la calidad óptica del concentrador desde su construcción. El flujo medio sobre los precalentadores, etapa de baja temperatura, se estimó en 850 – 1400 kW/m².

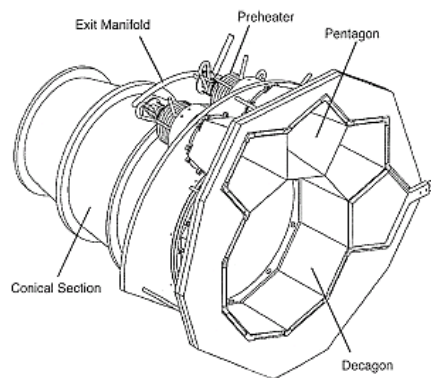


Fig. 2-60. Precalentadores junto al CPC central del receptor DIAPR Multi – etapa (fuente: [152])

La etapa central constaba de un absorbente volumétrico tipo Porcupine (sección 2.1.3.3.5) [135] cerrado mediante una ventana de cuarzo [150]. El funcionamiento básico consistía en dividir el aire en dos corrientes, una principal distribuida a través de los cuatro precalentadores y luego dirigida a la parte del receptor de alta temperatura (DIAPR) y una segunda corriente que pasaba directamente al DIAPR y que se usaba para refrigerar la ventana de cuarzo.

Entre septiembre 1998 y mayo 1999 se operó el receptor un total de 40 horas. Los resultados más relevantes fueron los siguientes:

- Temperatura media del aire a la salida igual a 1000 °C, con los precalentadores suministrando aire a temperatura media de 650 – 750 °C.
- Potencia entregada entre 30 y 60 kW_t, dividida en partes iguales entre las dos etapas del receptor.
- Presión media igual a 16 – 19 bar.

No se pudo calcular la eficiencia ya que no se pudo medir la potencia incidente en el receptor. Las estimaciones que se hicieron mediante trazado de rayos daban resultados incoherentes. Esto se debió a la pobre calidad óptica de los helióstatos, y a que los reflectores usados en los CPC disminuyeron su reflectividad [152].

2.1.3.3.10 REFOS

Los receptores cuyo objetivo era el precalentamiento solar del aire para su introducción en un ciclo combinado (Fig. 2-61) fueron evolucionando [154]. En 1996, se comenzó un proyecto para demostrar la viabilidad técnica de los receptores volumétricos modulares y presurizados [144, 155]. Los objetivos técnicos del receptor REFOS fueron los siguientes (datos para cada módulo):

- Potencia térmica absorbida máxima igual a 350 kW_t.
- Presión de operación de 15 bar.
- Temperatura de salida del aire de hasta 800 °C.
- Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida menor de 150 °C.

Se pretendía una eficiencia del receptor, incluyendo un concentrador secundario mejorado, igual al 80 %.

El receptor volumétrico presurizado que se muestra en la Fig. 2-62, constaba de una ventana de cuarzo que lo aislaba, así como un absorbedor formado por mallas de hilo metálico y, tras él, una placa perforada para conseguir la distribución másica de aire necesaria.

Durante el año 1998 se desarrolló la primera fase del proyecto REFOS, que consistió en instalar y evaluar el concentrador secundario en la torre CESA de la PSA [66]. Esta fase se completó con un total de 18 días y 90 horas de ensayo, determinándose una eficiencia óptica del 75 – 79 %.

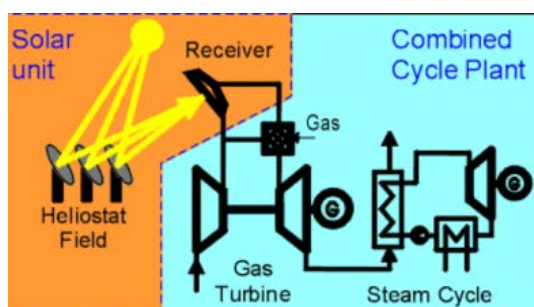


Fig. 2-61. Sistema de precalentamiento de aire solar mediante receptor volumétrico (fuente: [156])

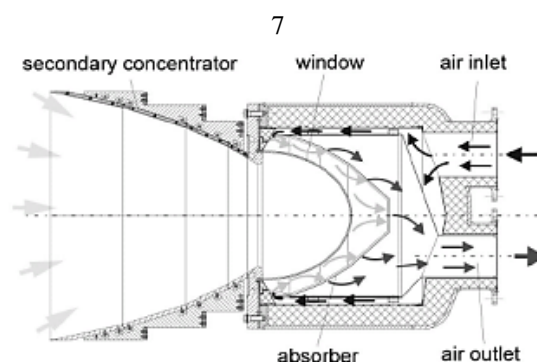


Fig. 2-62. Diseño del receptor volumétrico presurizado REFOS, con concentrador secundario (fuente: [156])

En la segunda fase se acopló el receptor al concentrador secundario y se ensayó un total de 247 horas. Los resultados mostraron una eficiencia térmica del receptor del 63 – 75 % para temperaturas del aire en la salida entre 450 – 800 °C y una presión de 15 bar [157]. Se observaron discrepancias entre estos resultados y los datos calculados, que fueron atribuidas a:

- Pérdidas conductivas a través de la carcasa del receptor y baja absorción de la malla de hilo metálico.
- Pérdidas por absorción y reflexión en el concentrador secundario.
- Pérdidas por reflexión y re-radiación en la ventana y absorbente.

Se supuso un ennegrecimiento por oxidación del absorbente metálico cuando se alcanzaran temperaturas altas durante los ensayos. Sin embargo, se observó que sólo unas pequeñas áreas se volvieron completamente negras, mientras que la mayoría del absorbente tenía un color grisáceo. Una importante ventaja que ofrece este receptor es su pequeña caída de presión, que entre la entrada y la salida fue de unos 18 mbar.

Paralelamente a los ensayos se desarrolló un nuevo concentrador secundario. Aunque la apertura siguió siendo hexagonal, la salida pasó a tener 18 lados (Fig. 2-63). Con estos cambios geométricos su eficiencia óptica pasó del 75 % al 86 %, debido principalmente a la ampliación del ángulo de aceptación. Se pensó que todo esto, combinado con un mejor aislamiento y un absorbente oscurecido a priori, podría conseguir eficiencias del orden del 80 %, siendo ésta la continuación natural del proyecto REFOS que se podría introducir como REFOS – 2.

En el verano del 2000, el nuevo concentrador fue ensayado durante más de 60 horas con distintas configuraciones de apunte de heliostatos. La máxima potencia medida en el calorímetro fue de 453 kW_t [156]. Con el nuevo concentrador se consiguió el incremento del 10 % de eficiencia esperado.

Se concluyó que el objetivo principal del proyecto se había alcanzado: demostrar el funcionamiento de un receptor presurizado hasta 15 bar.

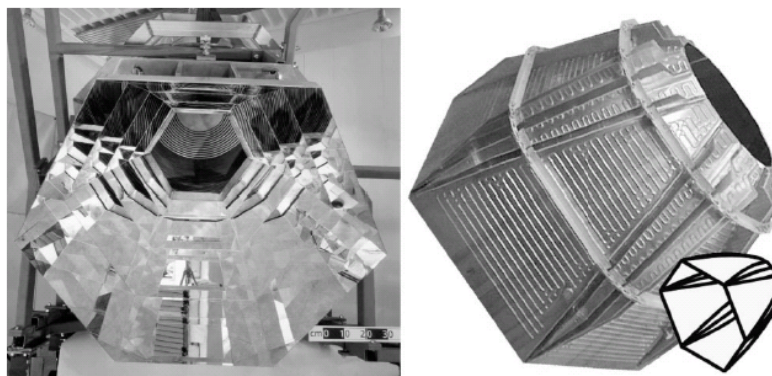


Fig. 2-63. Evolución del concentrador secundario del receptor REFOS.
Izquierda: antiguo concentrador. Derecha: nuevo concentrador (fuente: [156])

El hecho de instalar un concentrador implicaba un incremento en la eficiencia térmica del receptor, a pesar de las pérdidas ópticas producidas. Esta mejora era tanto más significativa cuando se pasaba de un diseño robusto (primer concentrador ensayado en 1998) a un diseño optimizado (segundo concentrador ensayado en el 2000).

Se produjeron importantes mejoras tanto en la eficiencia óptica del concentrador como en la eficiencia térmica del receptor.

2.1.3.3.11 SOLGATE

El proyecto SOLGATE comenzó en el año 2001, con el objetivo de desarrollar un receptor solar presurizado compuesto de 3 módulos en serie, de 400 kW_t cada uno, que suministraran aire presurizado a 1000 °C para alimentar una turbina de gas.

El módulo superior del receptor, Fig. 2-64, fue el módulo de baja temperatura. El concepto, similar al utilizado en el receptor DIAPR multi – etapa, consistió en un multi – tubo con forma helicoidal unido al concentrador secundario. El módulo central fue el de media temperatura y en él se instaló el receptor REFOS. Finalmente, en la parte inferior se encontraba el módulo de alta temperatura donde se instaló otro receptor REFOS en el que la malla metálica del absorbedor fue sustituida por un absorbedor cerámico. El absorbedor cerámico fue de SiC con 20 ppi y una absorción del 96 %. El diseño de este receptor, compuesto de 3 módulos, se hizo para aumentar la temperatura unos 200 – 250 °C en cada módulo [158].

Los ensayos se dividieron en dos fases. La primera fase estuvo centrada en alcanzar una temperatura de 800 °C y en demostrar la posibilidad de operar la turbina de gas con el receptor. La segunda fase se centró en aumentar la temperatura de salida a 1000 °C. En todo este proceso se trabajó con un sistema de refrigeración de la ventana, especialmente a altas temperaturas, por el riesgo de recristalización del cuarzo.

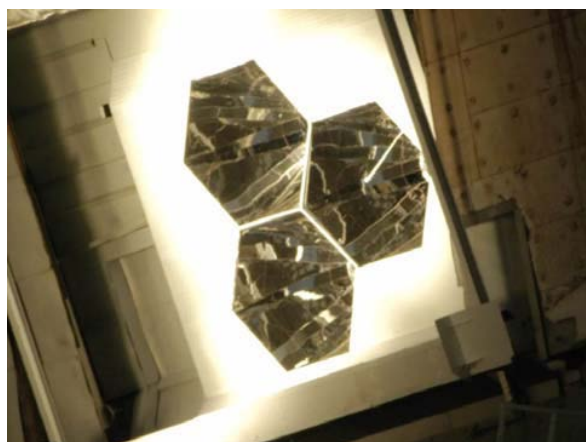


Fig. 2-64. Imagen de los módulos que componen el receptor SOLGATE (fuente: [159])

Durante la primera fase de ensayos, se alcanzaron temperaturas de 800 °C y el sistema entregó 230 kW_e a la red. En la segunda fase de ensayos, la temperatura llegó a 960 °C, con una radiación directa de 770 W/m² y una eficiencia del 70 %. En estas condiciones de operación, la fracción solar fue del 70 % [159].

Con estos resultados, se demostró la viabilidad de los receptores volumétricos presurizados para producir temperaturas cercanas a los 1000 °C, capaces de alimentar una turbina de gas. Todos los componentes fueron ensayados exitosamente y los costes y operación presentaron un escenario prometedor para futuras plantas de generación de electricidad.

2.1.4 Resumen y conclusiones

Se ha elaborado una revisión de los receptores volumétricos con todo el material publicado disponible. La información parece no ser completa en algún caso, debido al distinto grado de detalle existente en la bibliografía consultada. El análisis se ha llevado a cabo con unos 36 receptores con absorbedor metálico o cerámico, ensayados en distintos centros de investigación. Excepto el receptor TSA, de absorbedor metálico, y el SOLAIR 3000, de absorbedor cerámico, ninguno de estos conceptos ha sido desarrollado más allá del nivel conceptual o de los primeros ensayos. El tipo de absorbedor dominante en las investigaciones ha sido de material cerámico (24 diseños cerámicos, 10 diseños metálicos y 2 absorbedores selectivos).

El diseño cerámico comenzó con el trabajo de Sanders en EEUU, que promovió la investigación de este tipo de receptores desde 1975 hasta 1986, siendo el más avanzado hasta la actualidad el receptor SOLAIR 3000 con una potencia de 3 MW_t, conseguido por el CIEMAT junto al DLR y ensayado en la PSA y que, pese a algunos problemas estructurales, alcanzó temperaturas medias a la salida de 800 °C. Si bien, el CorRec y el HITREC 1, alcanzaron

mayores temperaturas, el material absorbedor de CorRec fue muy sensible a los gradientes térmicos y fue difícil de operar, mientras que el HITREC – 1 fue la base del desarrollo del receptor SOLAIR 3000.

Como consecuencia de los buenos resultados del receptor SOLAIR 3000, se desarrolló en Jülich, Alemania, la primera planta pre-comercial usando la tecnología de receptor volumétrico con una potencia de 1.5 MW_e.

Respecto a los absorbedores metálicos, el primero fue diseñado por Sulzer, para una planta con aire atmosférico, usando un ciclo Rankine y almacenamiento térmico. Actualmente, el más desarrollado es el TSA, ensayado en la PSA. Pese a que hubo otros receptores que alcanzaron mejores niveles de temperaturas de salida, como el Sulzer 1 y el SIREC, fue, sin embargo, el receptor TSA el que funcionó durante más de 500 horas sin problemas, alcanzando temperaturas medias de 700 °C a la salida para un receptor con una potencia de 2.5 MW_t, lo que no ocurrió con los otros dos receptores. La Plataforma Solar de Almería (PSA) ha jugado y juega un papel vital en la I+D de receptores volumétricos, con el ensayo de 16 de los 25 receptores volumétricos abiertos más importantes en sus instalaciones

Los receptores que han sido analizados se podrían agrupar principalmente en las tres categorías presentadas, cada uno de los cuales puede producir valores de salida del receptor comparables (temperatura, presión y caudal másico). Las aplicaciones de los receptores volumétricos se podrían clasificar en tres categorías principales:

- Receptor abierto de media-alta temperatura (< 800 °C): principalmente para la generación de vapor para la producción eléctrica (ciclos Rankine).
- Receptor abierto de alta temperatura (> 800 °C): para la generación de vapor o para calor de proceso.
- Receptores cerrados de alta temperatura (> 800 °C): para una gran variedad de aplicaciones, desde ciclos de turbina de gas hasta procesos químicos.

Los receptores volumétricos presentan claras ventajas en comparación a los receptores de tubos: diseño más sencillo, bajo peso, operación simple, menor precio, etc, [76]. Por estas razones se necesitan menores costes de inversión, menores costes de operación y mantenimiento y menores costes energéticos. Los receptores con cubierta tienen además el potencial de ser usados para procesos químicos. Los receptores volumétricos tiene obviamente ventajas frente a los receptores de tubos que justifican que continúen los trabajos de I+D.

Con esta revisión queda demostrado que se han realizado esfuerzos importantes en I+D durante las últimas tres décadas, empezando en EEUU y posteriormente en Europa, quedando la tecnología de los receptores volumétricos suficientemente probada y con un altísimo potencial de implantación, tanto en plantas de receptor central, como en aplicaciones en discos. Si bien, aún quedan problemas o incógnitas sin resolución:

- Geometrías óptimas para la absorción de la radiación y evaluación de las propiedades de transferencia de calor.
- Estudio de la durabilidad de los materiales sometidos a altos flujos solares y sometidos a ciclos térmicos.
- Los códigos para el análisis de la transferencia de calor que no han sido comparados y evaluados completamente.
- Desarrollo convergente de un modelo de intercambio radiativo junto al desarrollo de un receptor volumétrico.

2.1.5 Resume and conclusions

A review of volumetric receivers has been prepared from all the published material available. The information appears to be incomplete in some cases given the differing degrees of detail that exist in the works consulted. The analysis was carried out with 36 receivers with metallic or ceramic absorbers, tested in different research centers. Except for the TSA receiver, a metallic absorber, and the SOLAIR 3000, a ceramic absorber, none of these ideas have been tested beyond either the point of concepts or preliminary tests. The predominant type of absorber in the research has been of ceramic materials (24 ceramic designs, 10 metallic designs and 2 selective absorbers).

The ceramic design began with the work of Sanders in the US, who promoted research on this type of receiver from 1975 to 1986. The most advanced ceramic receiver to date is the SOLAIR 3000 with a receiver thermal power of 3 MW_t , obtained by the CIEMAT together with DLR. It has been tested at the PSA and, despite some structural problems, reached average temperatures at the outlet of 800°C . Even if the CorRec and the HITREC 1 reached higher temperatures, CorRec's absorber material was very sensitive to heat gradients, and it was difficult to operate, while the HITREC 1 was the basis for the development of the SOLAIR 3000 receiver.

As a consequence of the good results of the SOLAIR 3000, the first experimental plant using the volumetric receiver technology, with a capacity of 1.5 MW_e , was built in Jülich, Germany.

With respect to the metallic absorbers, the first was designed by Sulzer for a plant with atmospheric air using a Rankine cycle and thermal storage. Currently the most highly developed concept is the TSA, tested at the PSA. Despite there being other receivers that reached higher output temperature levels, such as the Sulzer 1 and the SIREC, it was, however, the TSA receiver that operated for more than 500 hours without problems, reaching average temperatures of 700°C at the outlet for a receiver with a receiver thermal power of 2.5 MW_t , something that did not happen with other receivers. The Plataforma Solar de Almeria (PSA) has played and continues to play a vital role in the R&D of volumetric receivers, with tests of 16 of the 25 most important volumetric receivers at its facilities.

The receivers that have been analyzed may be grouped mainly into the three categories given, each one of which can produce comparable outlet values (temperature, pressure and mass flow). The applications of the volumetric receivers may be classified in three main categories:

- Open medium-to-high temperature receiver (800 °C): mainly for producing steam for electricity generation (Rankine cycles).
- Open high-to-temperature receiver (> 800 °C): for producing steam or process heat.
- Closed high temperature receivers (> 800 °C): for a great variety of applications, from gas turbine cycles to chemical processes.

The volumetric receivers offer clear advantages compared to tube receivers: simpler design, low pressure, simple operation, lower price, etc. [76]. For these reasons they need lower investment and have lower operating, maintenance and energy costs. In addition, receivers with windows can be used for chemical processes. Compared to tube receivers, volumetric receivers have obvious advantages that justify the continuation of R&D efforts.

With this review it has been demonstrated that important efforts in R&D have been made in the last three decades, beginning in the US and later in Europe, amply demonstrating the volumetric receiver technology and its very great potential for implementation in both central receiver plants and parabolic dishes. Even so, unknowns and problems remain to be solved:

- Optimal geometries for the absorption of radiation and evaluation of the heat transfer coefficients.
- Study of the durability of materials subjected to high solar fluxes and thermal cycles.
- The computer codes for analyzing the heat transfer have not been compared and evaluated thoroughly.
- Convergent development of a radiative exchange model together with the development of a volumetric receiver.

2.2 Objetivos

A la vista de la información presentada en el estado del arte de los receptores volumétricos y de las incertidumbres pendientes para optimizar la eficiencia de esta tecnología, el grupo de Alta Concentración Solar de la Unidad de Sistemas Solares de Concentración de la Plataforma Solar de Almería, decidió abordar el concepto de porosidad gradual en los receptores volumétricos metálicos como mecanismo potencial para mejorar el concepto volumétrico.

Para ello, en primer lugar fue necesario diseñar y construir una instalación experimental a escala de laboratorio, que reprodujera las condiciones reales del sub – sistema receptor de una central de torre, y a continuación realizar un plan de ensayos que permitiera adquirir información de la eficiencia de distintas combinaciones de absorbedores volumétricos de porosidad gradual.

En paralelo, y siguiendo con la línea innovadora que presenta este trabajo, se decidió complementar los resultados experimentales con un modelo global que analizara los procesos de transferencia de calor en estado de no equilibrio térmico. Dichos procesos constan fundamentalmente de tres partes bien diferenciadas, la transferencia de calor convectiva, la radiativa y la caída de presión. El trabajo teórico comenzó seleccionando un software que permitiera reproducir las geometrías utilizadas en la parte experimental y simular las condiciones de trabajo para obtener el coeficiente convectivo de transferencia de calor. Una vez obtenidos los coeficientes de transferencia de calor de manera detallada, se implementó el modelo global con las ecuaciones correspondientes a la transferencia radiativa y de caída de presión en un modelo homogéneo equivalente.

Finalmente, se realizó una comparativa de resultados experimentales y teóricos con objeto de darle el correspondiente grado de validez al modelo obtenido.

Este marco de apertura de una nueva línea de investigación en la Plataforma Solar de Almería, ha permitido la realización de presente tesis, habiendo sido el principal investigador de todo el trabajo desarrollado y que se presenta a continuación.

2.2.1 Objetivo general

Análisis de nuevas configuraciones de mallas metálicas de porosidad variable en su aplicación en absorbedores volumétricos, desde el punto de vista experimental, mediante ensayos a escala de laboratorio, y desde el punto de vista teórico, mediante el desarrollo de un modelo termofluidodinámico que pueda simular la eficiencia y funcionamiento de distintas configuraciones.

2.2.2 Objetivos específicos

- Conocer el estado del arte de esta tecnología para definir algunas de las posibles mejoras a estudiar.
- Ensayar, a escala de laboratorio, un sistema de concentración solar con absorbedores volumétricos de distintas configuraciones y operando a distintas condiciones de trabajo.
- Desarrollar un modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local que simule de forma teórica los absorbedores utilizados en la parte experimental y que, tras su validación correspondiente, permita predecir el comportamiento de diferentes absorbedores volumétricos a distintas condiciones operativas.
- Obtener una comparativa de comportamiento y eficiencia al utilizar absorbedores de porosidad única y de porosidad gradual y aportar conclusiones que puedan repercutir en futuros diseños a escala de planta piloto y/o comercial y nuevas líneas de trabajo.

Esta tesis doctoral se ha desarrollado en el marco de los proyectos de investigación “SOLGEMAC: Aprovechamiento térmico de la energía solar de manera gestionable, eficiente y modular en sistemas de alta concentración”, “ALCCONES: ALmaCenamiento y CONversión de la Energía Solar térmica de concentración”, de la convocatoria de Tecnologías 2009 y 2013 respectivamente, de cuatro años de duración que ha sido financiado por la Comunidad de Madrid y “DETECSOL: Nuevos DEsarrollos para una TECnología termoSOLar más eficiente” con referencia ENE2014-56079-R, financiado por el Gobierno de España mediante fondos FEDER.

2.3 Objectives

In light with the information presented in the volumetric absorbers review and the remaining uncertainties regarding the optimization of this technology's efficiency, the High Solar Concentration group of the Solar Concentration Systems Unit at the Plataforma Solar de Almeria decided to address the idea of gradual porosity in the metallic volumetric receivers as a potential mechanism to improve the volumetric concept.

To do that, first of all, it was necessary to design and construct an experimental test bed at lab scale that reproduced the actual conditions of the power tower, and later develop a testing plan to acquire information on the efficiency of different combinations of volumetric absorbers with gradual porosity.

In parallel with this, and following the innovative line this work represents, it was decided to supplement the experimental results with a comprehensive model to analyze the heat transfer processes in local thermal non-equilibrium. These processes consist basically of three well differentiated parts: convective heat transfer, radiative heat transfer and pressure drop. The theoretical work began by selecting software that would allow the reproduction of the geometries used in the experimental part and simulate the operating conditions in order to obtain the convective heat transfer coefficient. After exhaustively gathering heat transfer coefficients, the comprehensive model was implemented with the equations for radiative heat transfer and pressure drop in an equivalent homogeneous model.

Finally, a comparison of the experimental and theoretical findings was carried out in order to give the appropriate degree of validity to the model.

This framework for the opening of a new line of research at the Plataforma Solar de Almeria has allowed the carrying out of the present thesis, the author having been the principal investigator of the work carried out and presented below.

2.3.1 Overall objective

Analysis of new configurations of metallic wire mesh with variable porosity from an experimental point of view, through lab-scale tests, and a theoretical point of view, through the development of a thermal-fluid-dynamic model that can simulate the efficiency and operation of different configurations.

2.3.2 Specific objectives

- To understand the state of the art of this technology in order to set forth some possible improvements to be studied.
- To test, on a lab scale, a concentrated solar power system with volumetric absorbers of different configurations operating in different working conditions.
- To develop an equivalent homogeneous model in local thermal non-equilibrium that simulates theoretically the absorbers used in the experimental part and that, after its validation, predicts the behavior of different volumetric absorbers under different operating conditions.
- To obtain a comparison of the behavior and efficiency of absorbers with single / homogeneous porosities and gradual porosities and, provide findings that can affect future designs at the level of pilot and/or commercial plants, as well as new lines of research.

This PhD has been carried out in the framework of the “SOLGEMAC: Aprovechamiento térmico de la energía solar de manera gestionable, eficiente y modular en sistemas de alta concentración”, “ALCCONES: ALmaCenamiento y CONversión de la Energía Solar térmica de concentración” projects, in the 2009 and 2013 technology program funded by Comunidad de Madrid, and the “DETECSOL: Nuevos DEsarrollos para una TECnología termoSOLar más eficiente” project funded by the Spanish government with ERDF funds with reference ENE2014-56079-R.

Capítulo 3

DESARROLLO EXPERIMENTAL

En este capítulo se aborda un nuevo concepto experimental de absorbedores volumétricos que trata de minimizar las pérdidas radiativas frontales, que es su principal pérdida térmica, mediante el estudio de nuevas configuraciones de mallas metálicas de porosidad variable. Para el desarrollo de estos absorbedores se emplearán mallas metálicas disponibles comercialmente en el mercado de aleación 310 y los resultados principales se compararán con los absorbedores de referencia para malla metálica y para matriz cerámica, que son el receptor TSA y el receptor SOLAIR respectivamente.

En primer lugar el capítulo describe la instalación diseñada y construida por el doctorando para la realización de ensayos de absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y de porosidad heterogénea que sirva para ampliar la información presente en la bibliografía. Esta instalación consta de una lámpara de xenón de 4000 W, un sistema receptor en el que se sitúan los absorbedores volumétricos, un intercambiador aire-agua con el que poder realizar un balance calorimétrico adecuado, así como un sistema de extracción y ventilación del aire.

Posteriormente se presenta la metodología experimental seguida, describiendo el tipo de empaquetamiento seleccionado para el apilamiento de las mallas metálicas, así como el criterio usado para determinar el espesor óptimo de cada absorbedor. También se detalla el método adoptado para la medida de la potencia incidente sobre el absorbedor. Y por último, dentro de la sección metodológica, se presenta el tratamiento realizado con los datos experimentales hasta obtener la eficiencia de cada absorbedor y la matriz de ensayos realizados.

Finalmente se presentan los principales resultados obtenidos, empezando por los absorbedores de porosidad homogénea, después los absorbedores de doble porosidad y en último lugar los absorbedores de triple porosidad. Se concluye comparando los mejores absorbedores con los absorbedores de referencia, SOLAIR y TSA.

El capítulo finaliza con un resumen y las conclusiones de los principales resultados obtenidos a partir de los múltiples ensayos realizados para distintos absorbedores volumétricos de porosidad homogénea, y de doble y triple porosidad gradual decreciente.

3.1 Objetivos del capítulo

Como se ha presentado en la sección 2.2, objetivos, la presente tesis doctoral pretende ahondar en el conocimiento experimental de la influencia de la porosidad variable sobre el comportamiento de nuevos diseños y configuraciones de absorbedores volumétricos. Para ello, se parte de seis mallas comerciales con distintas características geométricas pero buscando parejas de porosidades similares, de manera que para cada pareja de porosidad similar se pudiera estudiar la influencia de sus parámetros geométricos (diámetro de hilo y superficie específica).

El presente capítulo va a mostrar dos trabajos, uno de diseño de la instalación y otro de realización de la experimentación.

A continuación se resumen las principales actividades llevadas a cabo:

- En primer lugar se ha diseñado una instalación experimental para la evaluación de absorbedores volumétricos. Así, en la primera sección del capítulo se describe la instalación y se presenta su diseño y la instrumentación necesaria para su correcto funcionamiento.
- Una vez desarrollada la instalación, y adquiridas las mallas metálicas con los requisitos deseados (parejas de porosidad similar y distintas características geométricas), se presenta la metodología seguida, basada en la medida de la transmisividad a través de los absorbedores para determinar su espesor, así como el apilamiento utilizado basado en la información bibliográfica y en restricciones de diseño.
- Por último, se presentan los resultados obtenidos de los ensayos de absorbedores volumétricos de distintas características y configuraciones:
 - Porosidad homogénea: 6 absorbedores.
 - Doble porosidad: 12 absorbedores.
 - Triple porosidad: 8 absorbedores.
 - Absorbedores de referencia: SOLAIR y TSA.
- Cada absorbedor se ensaya para cuatro caudales volumétricos distintos, repitiendo cada uno de estos ensayos un mínimo de tres veces. La información obtenida es tratada y finalmente se presenta la temperatura del aire estimada tras el absorbedor volumétrico, así como la eficiencia de cada uno de ellos. Estas variables son las utilizadas en las comparaciones entre los distintos desarrollos y con los absorbedores de referencia.

El conjunto de información obtenida experimentalmente permite esbozar futuras líneas de trabajo en el desarrollo de absorbedores volumétricos optimizados para mejorar el estado del arte actualizado en la presente tesis doctoral.

3.2 Descripción de la instalación experimental

3.2.1 Esquema general de la instalación

La instalación experimental que se presenta a continuación surgió como una necesidad tras la finalización de diferentes proyectos financiados, con el objetivo de encontrar nuevos diseños y configuraciones de absorbedores volumétricos que mejoraran los resultados presentes en la bibliografía. Fue entonces cuando surgió la intención de desarrollar este trabajo de tesis doctoral.

La instalación experimental ha sido diseñada, puesta en marcha y operada por el autor de la presente tesis. La Fig. 3-1 muestra el aspecto general de la misma con todos sus componentes y equipos.



Fig. 3-1. Panorámica de la instalación experimental y sus componentes

- A Lámpara de xenón de 4 kW con un rectificador de corriente continua y un concentrador elipsoidal, que actúa como simulador solar.
- B Porta-muestras con un diámetro variable (40; 50; 60 mm) y un espesor máximo de 80 mm.
- C Intercambiador de calor helicoidal aire-agua con una doble función, por un lado refrigerar el aire a la salida del absorbedor para que no dañe la soplante y el caudalímetro de aire y por otro lado, permitir la evaluación termodinámica mediante un lazo calorimétrico.

- D Sistema de extracción de aire con el que se regulan los caudales de paso a través del absorbedor.
- E Sensores de temperatura para el registro de las temperaturas del aire, del agua y las temperaturas superficiales de los aislamientos, con las que obtener las pérdidas térmicas.
- F Sistema de Adquisición de Datos (SAD) con el que registrar y guardar todas las variables medidas en la instalación.
- G Cámara infrarroja para la medida instantánea de la temperatura en la superficie frontal del absorbedor.
- H Sistema de medida del mapa de flujo de la lámpara que está compuesto por un radiómetro tipo Gardon y un posicionador, con los que se puede determinar la potencia incidente en la muestra.

A continuación se describen estos componentes con detalle.

3.2.2 Lámpara de arco corto de xenón

Una lámpara de arco o luz de arco es el término general para un tipo de lámpara que produce luz mediante un arco eléctrico, también llamado arco voltaico. La lámpara consiste en dos electrodos, normalmente construidos en tungsteno, que están separados por un gas. Existen distintos tipos de lámparas en función del gas que está contenido en el bulbo: neón, argón, xenón, etc. [160, 161]. En la Fig. 3-2 se muestra el esquema interno de una lámpara de arco. Se observa un cátodo con forma puntiaguda y un ánodo con forma redondeada, contenidos en un bulbo esférico de cuarzo de diámetro d_{bulbo} y separado por la banda de electrodo d_{arco} .

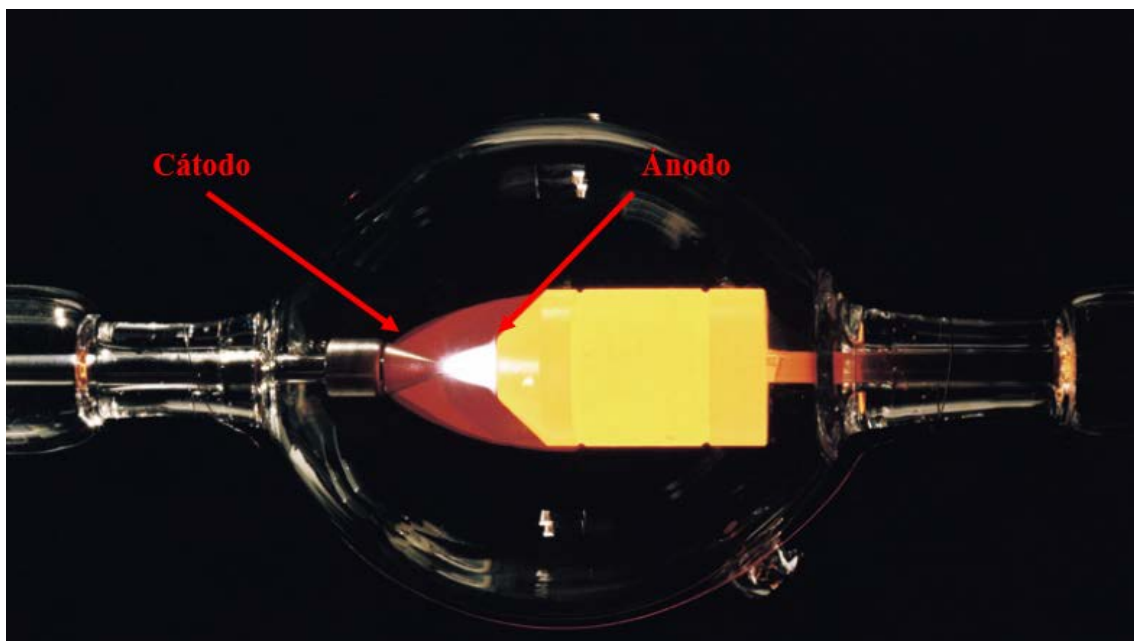


Fig. 3-2. Lámpara de arco corto de xenón en funcionamiento (fuente: [162])

El arco eléctrico se consigue ionizando el gas interior de la lámpara, aplicando un voltaje elevado, característico para cada tipo de gas, y convirtiéndolo en un medio eléctricamente conductivo.

Las lámparas de arco se utilizan como simuladores solares, tanto para aplicaciones sin concentración como con concentración. Los primeros, caracterizados por emitir una radiación uniforme con una distribución espectral que se aproxima a la del espectro solar, son principalmente usados para la prueba de sistemas fotovoltaicos y colectores solares de agua [163, 164]. Los segundos, caracterizados por emitir un flujo radiativo alto, son usados para ensayar componentes y materiales en aplicaciones térmicas y termoquímicas a alta temperatura. El objetivo de su diseño es el de simular las distribuciones direccionales, espaciales y espectrales de la radiación solar concentrada, similares a los obtenidos en el plano focal de sistemas con alta concentración solar, como los colectores cilindro parabólicos, discos parabólicos, sistemas de receptor central y hornos solares [165, 166]. Para esto, se acopla la

lámpara a reflectores ópticos apropiados, y así, pueden suministrar un haz continuo de radiación térmica similar al de los sistemas de concentración solar. Se suelen usar arcos que producen radiación en longitudes de onda del espectro visible con una potencia adicional en el infrarrojo y en el ultravioleta. También se pueden aplicar filtros ópticos que ajustan la distribución espectral del arco para coincidir con el espectro del solar, tanto para una masa de aire 0 (AM0) (extra-terrestre) [167] como para una masa de aire 1.5 (AM1.5) (terrestre) [168]. Por ejemplo, una lámpara de arco de argón de alta potencia eléctrica (200 kW entrada), cercada por un espejo cilindro-elíptico como el diseñado por el ETH-Zurich, Fig. 3-3 [169], es capaz de transmitir hasta 75 kW de potencia radiativa continua en su plano focal, con flujos pico de 4250 kW/m². Esos flujos radiativos corresponden a temperaturas de estancamiento que sobrepasan los 2900 K. Se podría ir más allá acoplando un tándem que conste de un concentrador parabólico compuesto (CPC) [170], que podría aumentar la concentración un 30% y un 90% para un 2D-CPC, Fig. 3-4, y 3D-CPC, respectivamente.

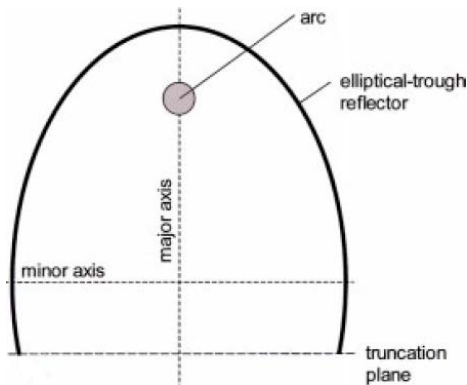


Fig. 3-3. Espejo cilindro-elíptico (fuente: [169])

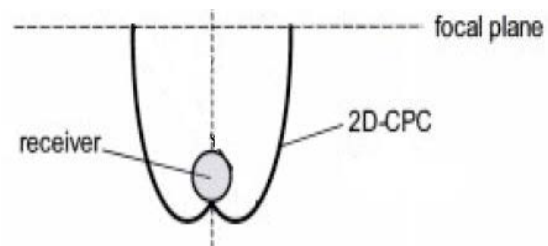


Fig. 3-4. Tándem CPC-2D (fuente: [169])

Las lámparas disponibles actualmente están limitadas a una potencia de entrada de 30 kW. Cuando se necesita una potencia radiativa mayor, es necesario conectar diversas unidades en serie [171].

Algunas de lámparas de arco xenón disponibles en el mercado junto con sus respectivas potencias y dimensiones están enumeradas en la Tabla 3-1.

Modelo del arco de xenón	P _{el} (kW)	d _{arco} (mm)	d _{bulbo} (mm)
Osram XBO 4000 W HS OFR	4	7.0	70
Osram XBO 10000 W HS OFR	10	13.5	90
Ushio UXW 15000 W	15	9.0	100

Tabla 3-1. Potencia eléctrica y dimensiones de algunas lámparas de arco de xenón (fuente: [172-174])

Para la evaluación experimental de receptores volumétricos presentada en esta tesis, se ha utilizado como simulador solar a escala de laboratorio una lámpara de xenón de la marca Wasman XHH con una bombilla de 4000 W, un rectificador de la marca kelonik y modelo KCS R-150 y con un concentrador parabólico acoplado, cuyas características aparecen en la sección 3.2.2.4. Su aspecto se muestra en la Fig. 3-5 y en la Fig. 3-6.



Fig. 3-5. Lámpara de xenón y concentrador parabólico



Fig. 3-6. Detalle del simulador solar utilizado

A continuación se describe la óptica de la lámpara, las posibles configuraciones, así como su distribución espectral para, finalmente, presentar las características de la lámpara utilizada en la presente tesis doctoral.

3.2.2.1 Descripción de la óptica de la lámpara de xenón

Los focos de un elipsoide de revolución son ópticamente puntos conjugados, es decir, todos los rayos originados en uno de los focos deben pasar a través del otro tras una reflexión especular simple. Los espejos elipsoidales ofrecen, por tanto, una alta eficiencia en la transferencia de radiación suministrada por una buena conexión entre la fuente y el objetivo cuando éstos están posicionados en cada uno de los focos.

Sin embargo, ya que la fuente radiativa tiene una superficie finita, su imagen será magnificada tras la reflexión. Así, hay situaciones donde el reflector elipsoidal ya no transporta la radiación eficientemente y parte de la radiación que abandona la fuente nunca alcanzará el objetivo tras una o varias reflexiones.

Existe un parámetro que estima dicho efecto, es el factor de intercambio, definido como la fracción de energía difusa que abandona una superficie y que llega a una segunda superficie tanto directamente como por todas las reflexiones especulares intermedias [175]. El factor de intercambio puede ser determinado colocando dos esferas, una en cada uno de los focos de un elipsoide-reflector, tal y como se describe en [176], donde se obtuvo que, cuanto menor es la excentricidad y la dimensión de la fuente, mayor será el factor de intercambio.

En la Fig. 3-7 se representa un elipsoide de revolución truncado, donde F_1 y F_2 son los focos y queda definido por el semieje mayor, a , el semieje menor, b , la semi-distancia focal c , ($c = \sqrt{a^2 - b^2}$), y su excentricidad e ($e = c/a$).

Si la fuente de radiación se encuentra centrada en F_1 , el objetivo se posiciona en F_2 con su superficie perpendicular al semi-eje mayor (a), cuanto mayor sea el diámetro de truncación, ($d_{\text{truncación}}$) mayor será la potencia radiativa reflejada.

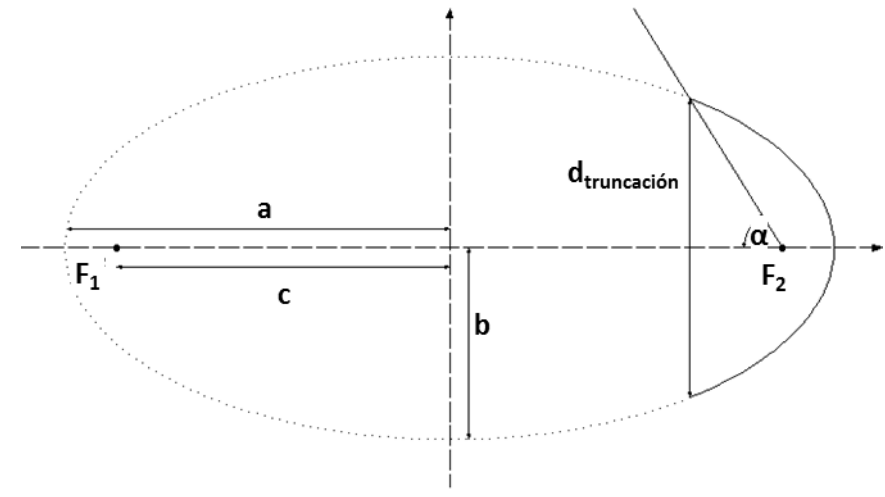


Fig. 3-7. Elipsoide de revolución truncado con limitaciones geométricas

Otro parámetro importante es el ángulo de truncación, α , definido como la mitad del ángulo formado desde el punto focal que contiene a la fuente radiativa hasta ambos extremos del diámetro de truncación.

Usando las relaciones geométricas presentadas por Petrasch [177] se obtiene la Fig. 3-8. En esta figura se presenta la variación de la excentricidad (e) con el ángulo de truncación (α) para tres valores de la distancia focal (0.42; 1; 2 m) y tres valores del diámetro de truncación (0.30; 0.45; 0.95 m). Se observa que diámetros de truncación y ángulos de truncación altos, y bajos valores de la distancia focal conducen a valores pequeños de la excentricidad, lo cual lleva a un mayor valor del factor de intercambio, a cambio de tener mayores porciones de radiación que no es interceptada por el espejo elíptico. Consecuentemente, los parámetros geométricos para un diseño óptico resultarán de un compromiso entre maximizar la radiación interceptada por el reflector elipsoidal y minimizar la radiación pérdida en el objetivo [178].

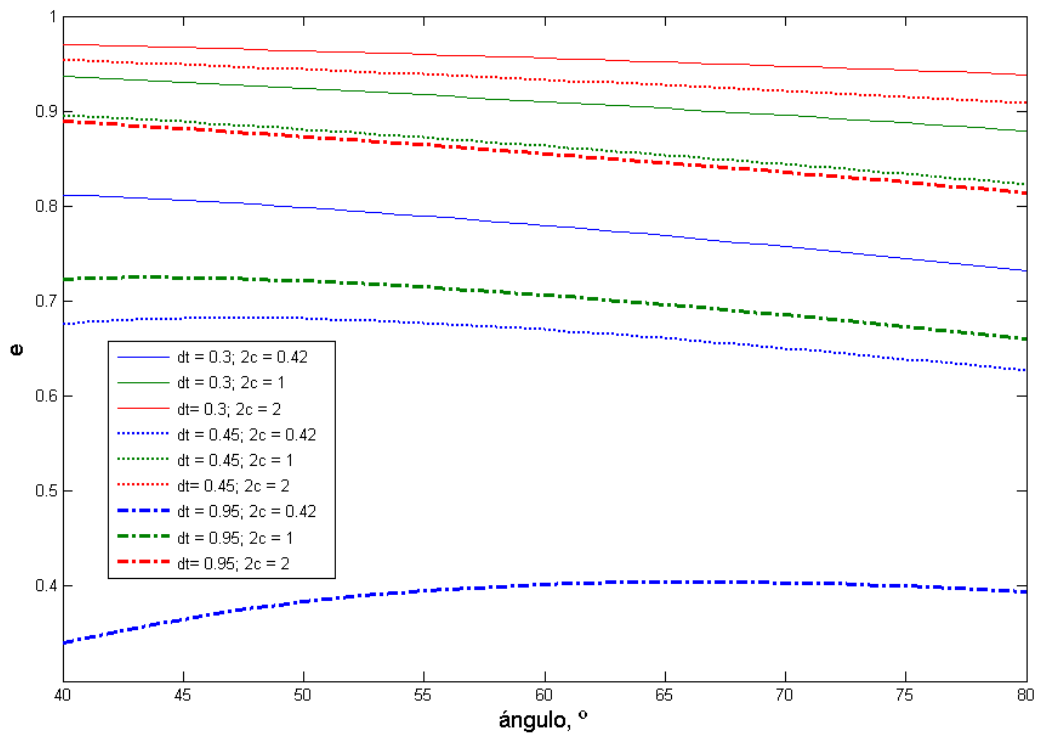


Fig. 3-8. Valor de la excentricidad (e) de un elipsoide como función del ángulo de truncación, para varias distancias focales (2c) y diámetros de truncación (dt)

3.2.2.2 Configuración de la óptica de la lámpara de xenón

Respecto a la configuración óptica del sistema, existen dos opciones, mostradas en la Fig. 3-9:

- Posicionar el arco con su eje perpendicular al semieje mayor del elipsoide añadiendo una lente esférica secundaria (Fig. 3-9-a).
- Posicionar el arco en el semieje mayor del elipsoide, sin espejo esférico (Fig. 3-9-b).

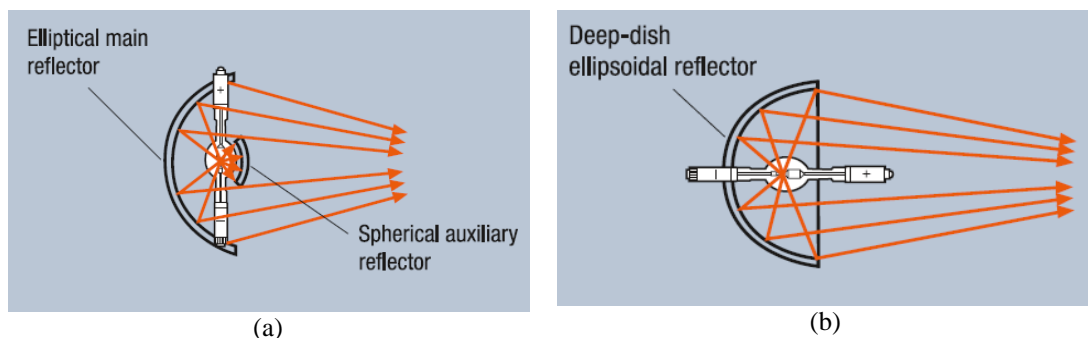


Fig. 3-9. Configuraciones ópticas de la lámpara de xenón (fuente: [162]). (a) Lámpara posicionada con su eje perpendicular al semieje mayor. (b) Lámpara posicionada en el semieje mayor

Las primeras lámparas desarrolladas se construyeron para ser operadas en posición vertical y perpendicular al semieje mayor, ya que esta era la única posición con la que se conseguía un arco lo suficientemente estable entre el cátodo (en la parte inferior) y el ánodo (en la parte superior). Para ello era necesario el montaje de un doble reflector con un receptor elíptico principal y un receptor esférico auxiliar para una utilización óptima del flujo luminoso.

Hasta 1970 no se obtuvieron desarrollos exitosos en la posición horizontal, en el semieje mayor. Esta posición permitía utilizar reflectores elípticos más profundos, que aumentaban el factor de intercambio en un 30 %.

3.2.2.3 Distribución espectral de la lámpara de xenón

La distribución espectral de las lámparas de xenón es otra característica muy importante a la hora de su utilización como simuladores solares. La Fig. 3-10 muestra la potencia radiativa emitida por una lámpara de arco xenón y la de un cuerpo negro a 6200 K aplicando la ley de Planck. El espectro de un arco de xenón se aproxima al espectro solar en el rango visible de longitudes de onda (250-800 nm), con la excepción de un pico en torno a los 480 nm. En el infrarrojo cercano, las discrepancias son más significativas. Se pueden aplicar filtros ópticos avanzados para ajustar la distribución espectral de forma que coincida lo máximo posible con el espectro solar.

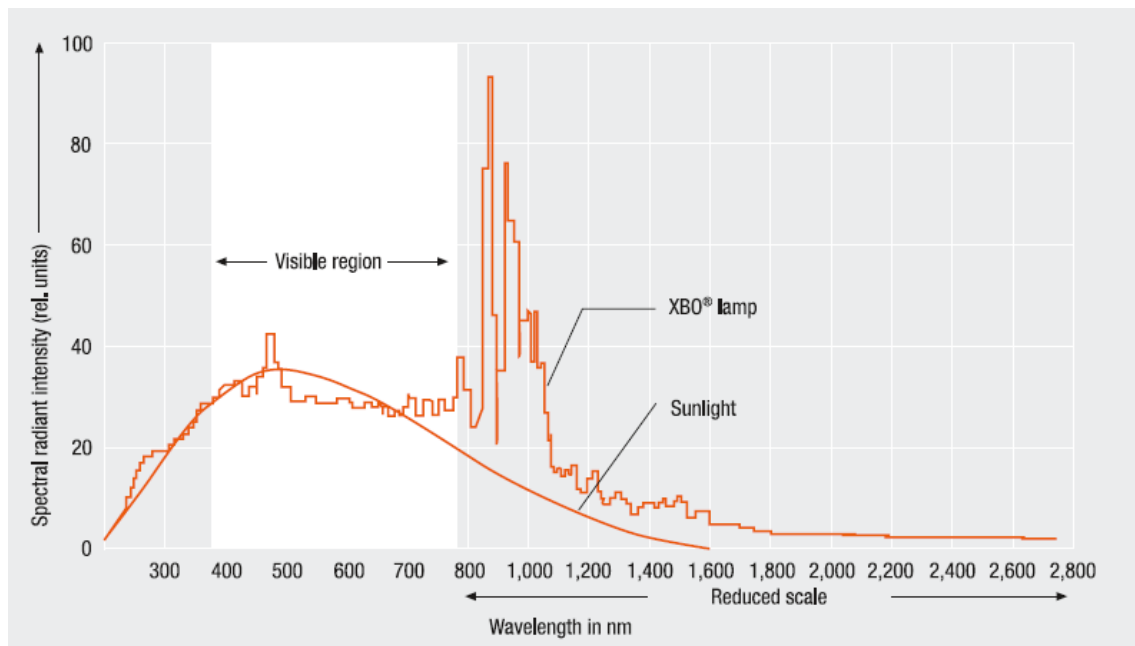


Fig. 3-10. Distribución espectral de la potencia radiativa emitida por una lámpara de arco corto de xenón y el de un cuerpo negro a 6200K (fuente: [162])

Las lámparas se alimentan de corriente continua tras ser transformada la corriente alterna mediante un rectificador. Una vez prendido el arco, la eficiencia de conversión eléctrica a térmica se calcula a través de la siguiente expresión:

$$\eta_{el} = \frac{1}{P_{nom}} \int_{\lambda_2}^{\lambda_1} Q_{\lambda} \cdot d\lambda \quad (3-1)$$

Donde η_{el} es la eficiencia de conversión eléctrica a térmica, P_{nom} (W) es la potencia nominal de entrada al sistema y Q_{λ} (W/nm) es la potencia emitida espectralmente.

Para el rango de longitudes de onda de 250-800 nm y para una potencia eléctrica de entrada de 4 kW, la conversión del sistema es del 29 %. Se asume que la variación del η_{el} no es significativa entre los distintos tipos de lámparas [177].

Para evaluar el comportamiento de los absorbedores, es necesario conocer la potencia incidente en la superficie frontal del absorbedor, y por tanto, la eficiencia en la conversión de la lámpara.

3.2.2.4 Características de la lámpara de xenón utilizada

Para la obtención de los datos experimentales de esta tesis, la lámpara de 4 kW utilizada tiene la configuración óptica presentada en la Fig. 3-9-b. Los principales parámetros óptico-geométricos del simulador solar utilizado se detallan a continuación:

- Diámetro de truncación ($d_{truncación}$): ~ 0.295 m
- Distancia focal ($2c$): ~ 0.42 m
- Semi-ángulo de truncación (α): $\sim 60^\circ$
- Semi-eje mayor del elipsoide (a): ~ 0.268 m
- Semi-eje menor del elipsoide (b): ~ 0.167 m

3.2.3 Muestras y porta-muestras

El porta-muestras consiste en un tubo circular de 60 mm de diámetro interior, una longitud de 80 mm y un espesor de 5 mm. Debido a la versatilidad con la que se diseñó la instalación, se desarrollaron también dos porta-muestras de 50 y 40 mm de diámetro para poder ensayar en la instalación muestras de tres diámetros diferentes (60, 50 y 40 mm).

Para reducir las pérdidas laterales producidas a través del porta-muestras se usó 90 mm de manta de alúmina con una densidad de 0.096 g/cc como aislante, rodeando el porta-muestras. En la Fig. 3-11 se detallan las dimensiones del receptor y del aislante utilizado.

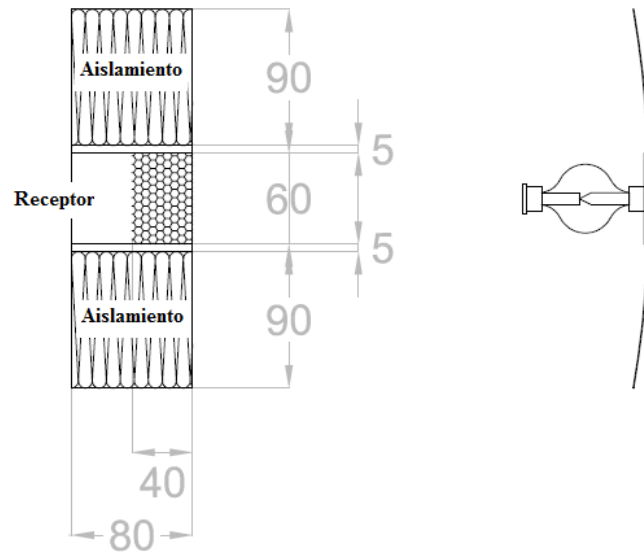


Fig. 3-11. Esquema del sistema porta-muestras con sus dimensiones (en mm)

Para llevar a cabo medidas de la temperatura del aire en distintos puntos, se realizaron un total de 24 orificios en el tubo porta-muestras, divididos en 6 secciones, a su vez, éstas se dividieron de manera que las secciones impares tenían 4 orificios en las posiciones Norte (N), Este (E), Oeste (O) y Sur (S) y las secciones pares tenían sus 4 orificios en las secciones NE, SE, SO y NO.

En la Fig. 3-12 se presenta una imagen en perspectiva del porta-muestras con un absorbedor de canales, los termopares y la lámpara.

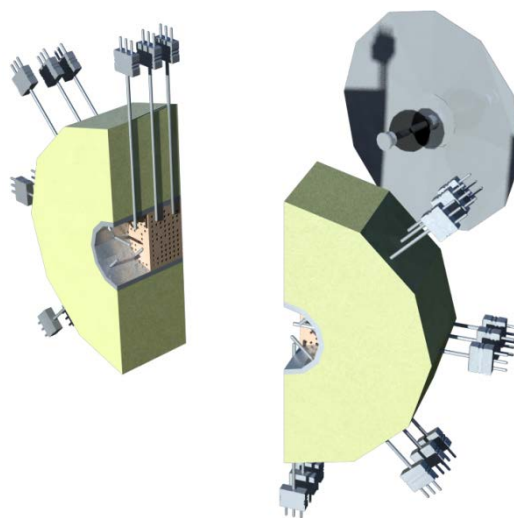


Fig. 3-12. Porta-muestras con aislamiento y termopares

Las muestras son las encargadas de recibir la radiación concentrada y transformarla en energía térmica mediante el uso de un fluido caloportador, que posteriormente será usado, principalmente en aplicaciones termo-mecánicas (ciclos de potencia) y en otros casos para aplicaciones químicas (producción de combustibles u otros procesos industriales endotérmicos que requieran alta temperatura o alta concentración).

3.2.4 Intercambiador de calor helicoidal aire-agua

Un intercambiador helicoidal consiste en un serpentín metálico que se coloca en la región anular entre dos cilindros concéntricos como en la Fig. 3-13. Los fluidos circulan por el interior de la tubería metálica y por la región anular, realizándose el intercambio de calor a través de la pared del serpentín [179]. Este tipo de intercambiadores suponen la mejor opción frente a intercambiadores de tubos concéntricos, habitualmente usados en sistemas continuos con necesidades de calor intermedias, en las siguientes circunstancias:

- Cuando el espacio disponible es limitado, de manera que no se puede instalar un gran tramo de tubería recta.
- Cuando se va a trabajar en condiciones de régimen laminar o bajos caudales, situación en la que un intercambiador de carcasa y tubos puede ser anti-económico debido a que el calor transmitido es pequeño.
- Cuando la caída de presión de un fluido está limitada.

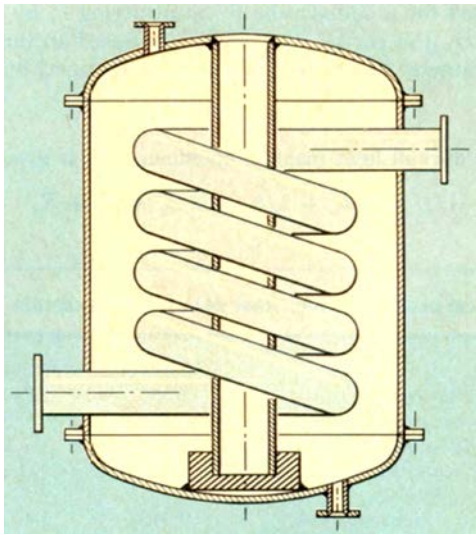


Fig. 3-13. Esquema de un intercambiador de calor helicoidal (fuente: [179])

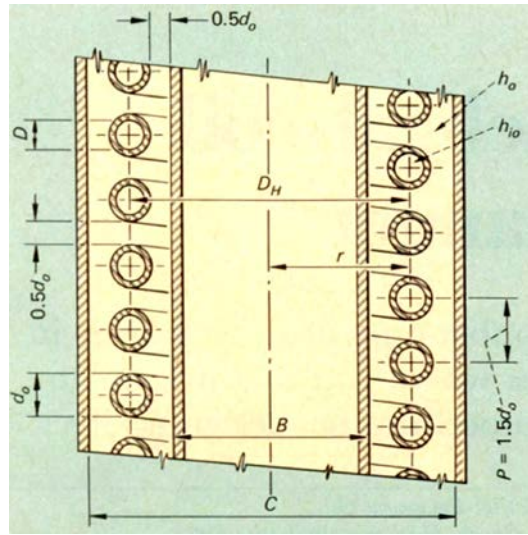


Fig. 3-14. Sección transversal del intercambiador helicoidal (fuente: [179])

3.2.4.1 Teoría para el diseño de un intercambiador helicoidal

3.2.4.1.1 Consideraciones para el diseño de un intercambiador helicoidal

Las principales consideraciones previas a tener en cuenta para el diseño, mostradas en la Fig. 3-14, son las siguientes [179]:

- Las dimensiones de ambos cilindros se determinaran por la velocidad del fluido en la región anular para cumplir los requisitos de transferencia de calor.
- El espacio mínimo entre las paredes anulares y el serpentín y entre dos vueltas consecutivas del serpentín deben ser iguales ($0.5 \cdot d_0$).
- El “pitch”, p , que es el espacio entre dos vueltas consecutivas del serpentín (medido de centro a centro), es de “ $1.5 \cdot d_0$ ”.
- Considerando que la velocidad media del fluido es uniforme, la velocidad másica del fluido, G_s , se calcula en función del mínimo espacio entre la hélice y la pared del cilindro.

3.2.4.1.2 Determinación de los coeficientes de transferencia de calor

Para calcular los coeficientes de calor en el serpentín y en la región anular, deben conocerse los siguientes parámetros geométricos, que aparecen en la Fig. 3-14:

- La longitud del serpentín, L , necesaria para hacer N vueltas:

$$L = N \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r)^2 + p^2} \quad (3-2)$$

Donde r es el radio de apertura de la espiral o hélice.

- El volumen ocupado por el serpentín, V_c :

$$V_c = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d_0^2 \cdot L \quad (3-3)$$

- El volumen anular, V_a :

$$V_a = \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (C^2 - B^2) \cdot p \cdot N \quad (3-4)$$

Donde C y B son los radios interno y externo de la sección anular.

- El volumen disponible para el flujo del fluido en la región anular, V_f :

$$V_f = V_a - V_c \tag{3-5}$$

- El diámetro equivalente del serpentín, D_e :

$$D_e = \frac{4 \cdot V_f}{\pi \cdot d_o \cdot L} \tag{3-6}$$

3.2.4.1.2.1 Coeficiente de transferencia de calor en la región anular

El coeficiente de transferencia de calor en la zona anular, h_0 , puede ser calculado usando una de las siguientes ecuaciones:

- Para números de Reynolds superiores a 10 000 [180]:

$$Nu_{De} = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} = 0.36 \cdot Re^{0.55} \cdot Pr^{0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \tag{3-7}$$

Donde Re es el número de Reynolds basado en el diámetro exterior de la sección anular (D_e), Pr es el número de Prandtl, μ es la viscosidad del fluido evaluada a la temperatura media de película, μ_w es la viscosidad del fluido evaluada a la temperatura de la pared y k es la conductividad térmica del fluido.

- Para números de Reynolds comprendidos entre 50 y 10 000 [181]:

$$Nu_{De} = \frac{h_0 \cdot D_e}{k} = 0.6 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{0.31} \tag{3-8}$$

- Para números de Reynolds inferiores a 50, el número de Nusselt depende del ratio D_e/C , como se muestra en la Tabla 3-2 [182]:

D_e/C	Nu
0.00	3.66
0.05	4.06
0.10	4.11
0.25	4.23
0.50	4.43
1.00	4.86

Tabla 3-2. Número de Nusselt para flujo laminar en la región anular

3.2.4.1.2.2 Coeficiente de transferencia de calor en la región interior

El coeficiente de transferencia de calor del fluido que circula por el interior del serpentín, h_i , se obtiene usando un método para tuberías rectas, bien a través de la relación de Sieder-Tate, o mediante el gráfico del factor Colburn, j_H frente al número de Reynolds [180], que es lo que se ha utilizado en esta tesis.

$$j_H = \frac{h_i \cdot D}{k} \cdot Pr^{-0.33} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{-0.14} \quad (3-9)$$

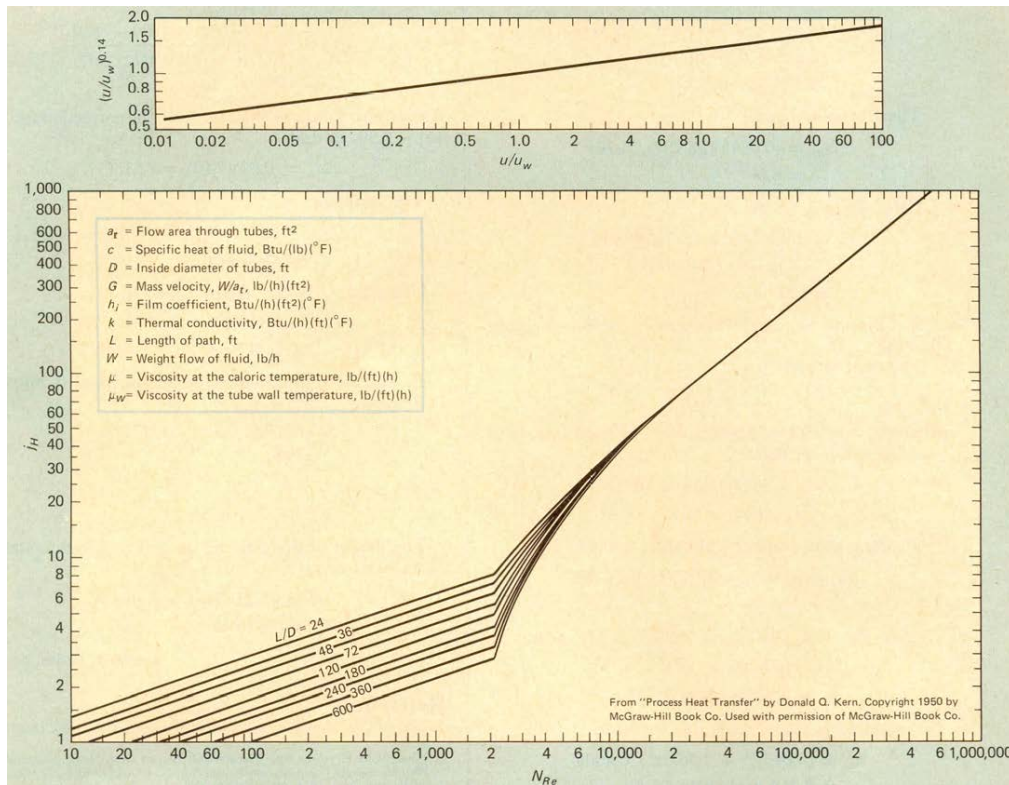


Fig. 3-15. Factor Colburn frente al número de Reynolds para la transferencia de calor por el interior del tubo (fuente: [179])

Cualquiera de los coeficientes debe ser corregido para un serpentín multiplicándolo por un factor geométrico:

$$h_{ic} = h_i \cdot \left(1 + 3.5 \cdot \left(\frac{D}{D_H}\right)\right) \quad (3-10)$$

El coeficiente basado en el diámetro exterior del serpentín, h_{i0} , se obtiene:

$$h_{i0} = h_{ic} \cdot \left(\frac{D}{d_0}\right) \quad (3-11)$$

3.2.4.1.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor, U, está relacionado con los coeficientes de película, con las incrustaciones y la resistencia de las paredes. En base al diámetro exterior del serpentín d_0 , la expresión del coeficiente global de transferencia de calor, U_{i0} , es:

$$\frac{1}{U_{i0}} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{i0}} + \frac{x}{k_c} + R_t + R_a \quad (3-12)$$

Siendo x el espesor de la pared que separa ambos fluidos (que se ha aproximado a pared recta) y k_c la conductividad del material de dicha pared. R_t y R_a son las resistencias de ensuciamiento en el tubo y en el espacio anular, respectivamente. Estos dos últimos términos se consideran despreciables en el presente estudio para el cálculo del área de intercambio.

3.2.4.1.3 Determinación del área de intercambio

La ecuación de diseño básica que determina el área de intercambio necesaria en un intercambiador es:

$$dA = \frac{dQ}{U \cdot \Delta T} \quad (3-13)$$

Donde dA es el elemento de superficie necesario para transferir una cantidad de calor dQ a un punto del intercambiador de calor, con un coeficiente global de transferencia de calor U y con una diferencia de temperaturas entre las dos corrientes ΔT .

Si se integra la ecuación (3-13) se obtiene el área externa necesaria para transferir el calor total, Q :

$$A_{i0} = \int_0^{Q_T} \frac{dQ}{U_{i0} \cdot \Delta T} \quad (3-14)$$

Para integrar la ecuación (3-14), U_{i0} y ΔT deben ser funciones conocidas de Q . En algunos casos, U_{i0} varía fuertemente y de manera no-lineal a través del intercambiador de calor. En esos casos, es necesario evaluar U_{i0} y ΔT en varios puntos intermedios e integrarlos numérica o gráficamente. En muchos casos es posible calcular un valor medio para el coeficiente global de transferencia de calor U_{i0m} , a partir de la ecuación (3-12) y definir el correspondiente valor de la diferencia de temperaturas en media logarítmica ΔT_{ml} . Así hay dos casos principales:

- $U \sim$ constante: Siempre que las distintas evaluaciones de U en distintos puntos del intercambiador difieran en menos de un 5 %, se puede considerar que U tiene un valor constante y se puede tomar el valor de U como la media de los valores extremos. En este caso el área es:

$$A_{i0} = \frac{Q_T}{U_{i0m} \cdot \Delta T_{ml}} \quad (3-15)$$

- $U \neq$ constante: Si el valor de U no es constante a lo largo del intercambiador, la mejor opción es hacer una evaluación por tramos (a mayor número de puntos, mayor precisión de los resultados), para obtener una integración lo más precisa. En este caso el área es:

$$A_{i0} = \frac{Q_T}{(U_{i0m} \cdot \Delta T)_{ml}} \quad (3-16)$$

Una vez obtenida el área necesaria y conociendo que la superficie de intercambio del serpentín es $A = \pi \cdot d_0 \cdot L$, mediante el uso de la ecuación (3-2) se puede obtener el número de giros necesarios del serpentín:

$$N = \frac{A_{i0}}{\left(\pi \cdot d_0 \cdot \left(\frac{L}{N}\right)\right)} \quad (3-17)$$

3.2.4.2 Procedimiento de cálculo de los parámetros del intercambiador helicoidal

En esta sección se presenta el procedimiento de cálculo utilizado para obtener el área de intercambio necesaria para la instalación así como los demás parámetros geométricos.

Para el cálculo del área de intercambio, que es el principal parámetro de diseño, es necesario conocer, previamente, la temperatura del aire a la entrada del intercambiador así como su caudal. También resulta interesante fijar un rango de salto térmico para el agua, que nos permita acotar los casos de estudio. Por último, la selección del material que se usará para construir la instalación, así como sus características geométricas será vital para fijar condiciones técnicas.

3.2.4.2.1 Caudal de aire

En primer lugar, se analizan los posibles rangos de temperatura de trabajo para el aire. El objetivo es incrementar la temperatura del aire desde la temperatura ambiente, 20 °C, hasta unos 800 °C (Caso base). Para el diseño del intercambiador se consideran dos casos límite:

- Incrementar la temperatura del aire desde el ambiente hasta 1000 °C (caso límite superior).
- Incrementar la temperatura del aire desde el ambiente hasta 600 °C (caso límite inferior).

Una vez fijado el rango de salto térmico del aire, es necesario calcular el caudal. Para ello, y en base a las medidas previas realizadas sobre el simulador solar, se fija un potencia máxima de la lámpara en la zona focal de 1500 W, una potencia media de 1000 W y una potencia mínima de 350 W. Conocido el salto térmico y la potencia ganada por el aire, se puede obtener el caudal de aire aplicando un sencillo balance de energía:

$$\dot{m}_{aire} = \frac{P_{aire}}{\int_{T_{amb}}^T c_{aire}(T) \cdot dT} \quad (3-18)$$

Donde P_{aire} (W) es la potencia del aire, C_{aire} (J/kg · K) es la capacidad calorífica del aire, y \dot{m}_{aire} (kg/s) es el caudal másico. Las propiedades del aire utilizadas se presentan en la sección 3.3.3.4.

Los caudales de aire varían desde un valor mínimo de 0.31 g/s hasta un valor máximo de 2.31 g/s. Considerando que el aire entra al receptor a una temperatura próxima a la ambiente (20 °C) el caudal volumétrico de aire varía de 0.94 a 6.92 m³/h.

3.2.4.2.2 Caudal de agua

El caudal de agua es una variable importante de control utilizada para conocer la potencia cedida por el aire al agua y ganada por el agua. Según el caudal fijado, el incremento será mayor para un caudal bajo, o menor para un caudal alto.

En este caso, el rango de salto térmico para el agua se fijó en un intervalo entre 1 y 10 °C, considerando un valor central de 5 °C como el caso base para el agua.

El caudal de agua se calcula aplicando el mismo balance que en la sección precedente, usando las propiedades físicas del agua y considerando que el aire cede su energía al agua (intercambiador de calor adiabático).

Así, se obtiene que los caudales de agua varían desde un mínimo de 8.4 g/s hasta un máximo de 357.1 g/s. Considerando que el agua entra al intercambiador a una temperatura próxima a la ambiente (20°C), el caudal volumétrico de agua variaría entre 0.03 y 1.29 m³/h.

3.2.4.2.3 *Material y condiciones geométricas*

El material seleccionado para la construcción del intercambiador es acero inoxidable austenítico AISI 304 L (ver sección 3.3.3.6.1). Para la selección de este material se utilizan criterios técnicos (adecuación de sus propiedades a las temperaturas de trabajo) y económicos.

La Tabla 3-3 muestra las dimensiones y algunas características del material utilizado:

Diámetro interior, mm	13
Diámetro exterior, mm	15
Temperatura de formación de cascarilla en modo continuo, °C	925
Temperatura de formación de cascarilla en modo intermitente, °C	840
Temperatura de fusión, °C	1380-1450
Temperatura de trabajo en forja, reblandecimiento, °C	1200

Tabla 3-3. Dimensiones y características del acero inoxidable austenítico AISI 304 L

Para poder construir el serpentín con una aleación 304 L se han de tener en cuenta una serie de consideraciones estructurales:

- Obtener un diámetro de la espiral o hélice lo menor posible para minimizar el volumen de la camisa de agua.
- Mantener una separación de la espiral o hélices del serpentín y la carcasa exterior de $0,5 \cdot d_0$, para garantizar que en ningún caso la espiral toque la carcasa exterior y que sea lo más ajustada posible, para obtener la mayor velocidad de circulación del fluido.
- Conseguir una separación entre espirales del serpentín de $0,5 \cdot d_0$ para mejorar la transferencia de calor entre los dos fluidos.

3.2.4.2.4 *Área necesaria*

Para el cálculo del área de intercambio necesaria, según los supuestos presentados en las secciones previas, se consideran las siguientes asunciones:

- Para el cálculo del coeficiente convectivo del aire (fluido interior) se usan las expresiones de la sección 3.2.4.1.2.2.
- Para el cálculo del coeficiente convectivo para el agua (fluido exterior) se usa la correlación de la sección 3.2.4.1.2.1.
- Conductividad del acero inoxidable austenítico AISI 304 L como se ha expuesto en la sección 3.3.3.6.1.
- Se desprecian los términos relativos a las resistencias de ensuciamiento debido a las incrustaciones: R_t y R_a .

Tras analizar todas las opciones presentadas, como el rango de incremento de temperatura para el aire (600 – 1000 °C), los distintos caudales de aire y caudales de agua, resultó que $U \neq$ constante. En este caso, para obtener el área de intercambio total, se sectoriza el dominio de estudio, de manera que en cada tramo se calcula el coeficiente U y se considera que en ese intervalo el valor de U es constante, obteniéndose el valor del área por tramos. El área total resulta de sumar todas las áreas parciales calculadas anteriormente. Cuanto menor sea la sectorización más fiable resulta el cálculo del área global.

Haciendo uso de Matlab, se calcula el área para las distintas combinaciones presentadas anteriormente seleccionándose el caso más desfavorable.

Con este procedimiento se detectó que el mayor requerimiento de área de intercambio ocurre para una temperatura de entrada del aire al intercambiador de 600 °C con una potencia de 1500 W y un incremento de la temperatura del agua de 10 °C siendo el área necesaria de 0.15 m^2 y la longitud de 3.1 m.

Es necesario destacar, que si consideramos que el caudal de aire es fijo para un incremento de temperatura deseado, el caudal de agua actúa como variable de control de su propio incremento de temperatura. Es decir, en las condiciones de diseño presentadas, el incremento de temperatura del agua será de en torno a 10 °C, pero si fuese necesario, se podría incrementar el caudal de agua y por tanto su velocidad, con lo que aumentarían los mecanismos de transferencia de calor y el incremento de temperatura del agua sería menor. Es habitual en los intercambiadores de este tipo, aplicar un factor de seguridad de entre un 5-10 % de la longitud obtenida. En este caso se aplicó un factor del 10 % y se redondeó la longitud total del tubo a 3.5 m para que la instalación pueda funcionar, en el futuro, con otro simulador solar de mayor potencia que el actual.

Sustituyendo la ecuación (3-2) en la ecuación (3-17) se obtienen el número de giros de debería presentar el serpentín para cumplir con los requisitos de diseño:

$$N = \frac{A_{i0}}{(\pi \cdot d_0 \cdot \sqrt{(2 \cdot \pi \cdot r)^2 + p^2})} \quad (3-19)$$

Para el caso presentado, el serpentín debería completar 10.6 vueltas. Para el proceso de construcción se indicó que con los 3.5 m de tubo, se deberían completar entre 10-11 vueltas.

3.2.4.3 Resumen de los parámetros y dimensiones característicos del intercambiador helicoidal utilizado

Para la construcción final del intercambiador existen algunas variables limitadas por el propio proceso de fabricación.

A continuación se presentan las principales características y dimensiones del intercambiador fabricado para la caracterización termodinámica de los distintos absorbedores volumétricos ensayados.

- Diámetro medio de la hélice (D_H): 120 mm, es decir dos veces el radio medio del serpentín, mínimo diámetro posible según las limitaciones de fabricación.
- Diámetro exterior de la hélice: 135 mm, que corresponde con el diámetro exterior del tubo de acero inoxidable austenítico AISI 304 L más el diámetro medio de la hélice.
- Diámetro interior de la hélice: 105 mm, que corresponde con el diámetro exterior del tubo de acero inoxidable austenítico AISI 304 L menos el diámetro medio de la hélice.
- Separación de la hélice de la carcasa: 20 mm, por recomendación del fabricante.
- Separación entre espirales de la hélice: 10 mm, para evitar complicaciones constructivas.
- “Pitch” o paso entre dos vueltas (p): 25 mm, según las recomendaciones de la sección 3.2.4.1.1.
- Longitud total del tubo intercambiador: 3.5 m, como se ha presentado en la sección 3.2.4.2.4.

Además, para reducir las posibles pérdidas laterales producidas a través del intercambiador se utiliza manta de alúmina con una densidad de 0.096 g/cc como aislante, rodeando el sistema intercambiador.

En la Fig. 3-16 se detallan las dimensiones del porta-muestras, del intercambiador y del aislante utilizado para ambos sistemas.

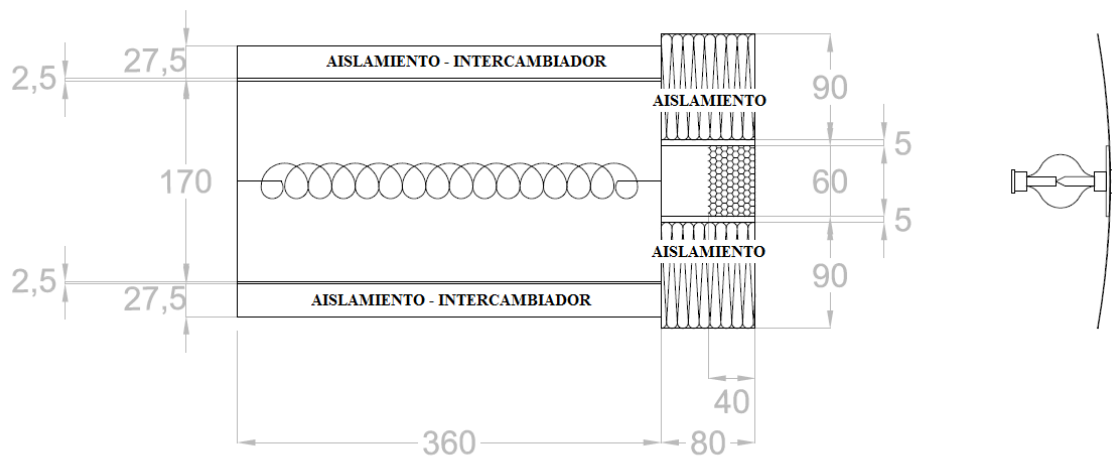


Fig. 3-16. Esquema del sistema porta-muestras y del intercambiador con sus dimensiones (en mm)

3.2.5 Sistema de extracción de aire y circulación de agua

Para llevar a cabo la extracción del aire tras su paso por el intercambiador de calor se utiliza una soplante de vacío comercial, Becker SV 5.90/1 (Fig. 3-17). Junto al sistema de extracción se sitúa un caudalímetro de aire, de la marca ABB y modelo 267CS y una válvula para controlar y ajustar manualmente el caudal de aire, de media pulgada y tipo mariposa.

Por otro lado, para la impulsión del agua a través del intercambiador de calor se usa una bomba de agua Grundfos Comfort UP15-14B (Fig. 3-18), apta para la circulación de líquido en pequeños sistemas industriales. En el caso aquí presentado, la bomba es utilizada para mover un fluido en un circuito cerrado.

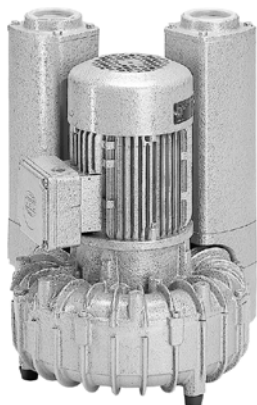


Fig. 3-17. Soplante de aire



Fig. 3-18. Bomba de agua

3.2.6 Sistema de control e instrumentación

3.2.6.1 Medidores de temperatura

3.2.6.1.1 Termopares

Un termopar es un sensor de temperatura formado por la unión de dos metales distintos que generan una fuerza electromotriz. Esta diferencia de voltaje se relaciona linealmente con la diferencia de temperatura existente entre un extremo llamado punto caliente o terminal de medida y el otro extremo denominado punto frío o referencia. La magnitud del voltaje generado depende de las características de los conductores utilizados, por ejemplo, sus condiciones metalúrgicas y los cambios en la composición del material. Presentan la ventaja de medir a temperaturas elevadas y adaptarse a distintos medios [183].

Para proteger este instrumento de medida de atmósferas dañinas, fluidos corrosivos o daños mecánicos se utilizan los termopares montados en termopozos que resisten condiciones de trabajo extremas. Con este montaje el tiempo de respuesta del termopar aumenta, por lo que se tiende a reducir la masa del material y la pared del termopozo.

Según la pareja metálica utilizada para su construcción, se nombra el termopar con una letra identificativa. Los termopares más usados en instalaciones solares de alta concentración son de tipo T, J, E, K, R y S. En el caso de la instalación utilizada en la presente tesis, los termopares utilizados son los siguientes:

- Termopar K: su composición es de níquel, cromo y aluminio. Se caracteriza por su alta resistencia a atmósferas oxidantes gracias a la presencia de níquel. La instalación dispone de 24 termopares de este tipo situados en las distintas partes del receptor excepto en el punto focal donde las altas temperaturas superan el rango óptimo de este tipo de termopares.
- Termopar T: formado por cobre y níquel. Presentan alta resistencia a la humedad y a atmósferas oxidantes y reductoras. Son ideales para temperaturas de trabajo bajas. La instalación cuenta con dos termopares T, uno de ellos situado en la parte superior del receptor para medir la temperatura ambiente y el otro a la salida del intercambiador para medir la temperatura del aire.
- Termopar S: constituido por platino y rodio. Se caracteriza por ser muy apropiado para trabajar a temperaturas elevadas aunque su coste es muy superior. Se dispone de un único termopar de este tipo situado en el punto focal para realizar la medición de las altas temperaturas de esta zona.

A continuación se muestra una tabla con las características más relevantes de los termopares utilizados en la instalación.

Termopar	Conductor	Material	Rango de temperaturas continuo (°C)	Rango de temperatura intermitente (°C)
K	+	Níquel-Cromo	0 a 1100	-180 a 1300
	-	Níquel-Aluminio		
T	+	Cobre	-185 a 300	-250 a 400
	-	Cobre-Níquel		
S	+	Platino-10 % Rodio	0 a 1550	0 a 1700
	-	Platino		

Tabla 3-4. Características de los termopares K, T y S



Fig. 3-19. Termopar K



Fig. 3-20. Termopar T

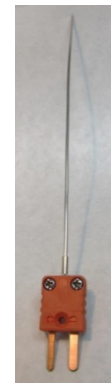


Fig. 3-21. Termopar S

Todos estos sensores de temperatura presentan un error o tolerancia en la medida debido al propio material que los compone. En la siguiente tabla se presentan los errores típicos de este tipo de sensores:

Termopar	Rango de temperatura 1	Tolerancia 1	Rango de temperatura 2	Tolerancia 2
	°C	°C	°C	°C
K	-40 a 375	± 1.5	375 a 1100	± 0.004 · Temp (°C)
T	-40 a 125	± 0.5	125 a 350	± 0.004 · Temp (°C)
S	0 a 1100	± 1.0	125 a 1600	± (1 + 0.003 · Temp (°C) - 1100)

Tabla 3-5. Errores máximos asociados a la medidas con termopares tipo K, T y S

3.2.6.1.2 Termorresistencias

También denominadas RTD, se trata de un tipo de sensor de temperatura basado en la variación de la resistencia eléctrica de un conductor con el cambio de temperatura. Están formadas por una placa metálica con dos cables soldados en sus extremos entre los que se mide la resistencia del material al paso de la corriente eléctrica [183]. La relación fundamental entre la resistencia y la temperatura es la siguiente:

$$R_T = R_0(1 + \alpha T) \quad (3-20)$$

El parámetro R_T corresponde a la resistencia eléctrica a una temperatura en °C, mientras R_0 es la resistencia eléctrica a 0 °C. El coeficiente de temperatura de la resistencia se denomina α . Las termorresistencias suelen usarse cuando:

- Se requiere una precisión alta.
- La temperatura a medir está por debajo de 400°C.
- No se requiere un tiempo de respuesta rápido.
- Se quieren evitar problemas eléctricos, que pueden ocurrir utilizando termopares (menos fuentes de errores).

Actualmente, las más utilizadas son las termorresistencias de platino (PT100) que tienen una resistencia de 100 ohmios a una temperatura de 0 °C. Presentan una gran tenacidad ante la corrosión y una linealidad en un rango muy amplio de temperaturas.

En la instalación experimental encontramos varias termorresistencias PT100 situadas en diferentes zonas. Una PT100 está situada en la superficie del intercambiador de calor, para registrar la temperatura de la superficie exterior del aislante, mientras que las otras dos se ubican en la entrada y la salida de éste, para registrar la temperatura del agua. También se encuentran dos PT100 en el receptor, para registrar las pérdidas térmicas a través del aislamiento mediante la temperatura superficial. Finalmente encontramos una PT100 a la salida del intercambiador de calor para medir la temperatura del aire frío.

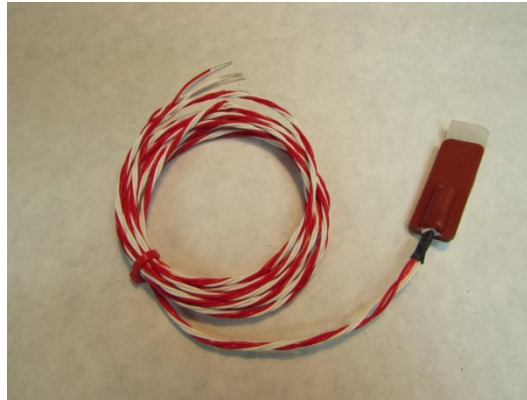


Fig. 3-22. Termorresistencia PT100

El error de una termorresistencia varía de manera lineal con la temperatura mediante la siguiente expresión:

$$Tolerancia = 0.005 \cdot T(^{\circ}C) + 0.3 \quad (3-21)$$

3.2.6.2 Medidor del caudal de agua

El circuito intercambiador requiere de una circulación continua de agua, por lo que se necesita en primer lugar una bomba que impulse el agua (ver sección 3.2.5), en segundo lugar un contador de agua y en último lugar un amplificador de la señal obtenida en el contador.

El contador de agua instalado en el sistema, emite una señal que no se puede registrar por el sistema de adquisición de datos, por ello, la señal emitida se lleva a un dispositivo electrónico encargado de amplificar la señal, para posteriormente registrarla en el sistema de adquisición.

3.2.6.2.1 Contador de agua

El contador de agua, cuyo modelo es el WMT2025, se utiliza para registrar el volumen de agua que se encuentra circulando durante el ensayo. Está formado en su interior por una turbina y un sensor de temperatura. Su funcionamiento consiste en un rotor con varios álabes o palas que giran por la acción del fluido en torno a un eje soportado por unos cojinetes. La velocidad angular de rotación de las palas es proporcional al caudal volumétrico. De esta forma, cada vez que la pala pasa por un mismo punto se genera un pulso de voltaje.

El contador se encuentra situado a la salida del intercambiador de calor, por lo que la generación de pulsos, gracias al movimiento de la turbina, da información del volumen de agua caliente que pasa por el contador. Estos pulsos se envían al amplificador que es el encargado de realizar la lectura y enviar la señal apropiada al sistema de adquisición de datos.

3.2.6.2.2 *Amplificador*

El amplificador de la marca Kessler Ellis y modelo KEP SC-FF es el dispositivo encargado de aumentar la intensidad de la señal que proviene del contador de agua. Es un equipo de transconductancia ya que proporciona una intensidad de corriente de salida a partir de una tensión de entrada. Así, este dispositivo se encarga de otorgar a la señal procedente del contador de agua una señal de intensidad y transmitirla al sistema de adquisición.

De manera breve, el registro del caudal de agua se puede desglosar en tres pasos principales:

- En primer lugar, el contador de agua emite una señal de voltaje cada vez que pasan a través del contador un caudal de 1.25 litros.
- Después, esta señal se amplifica mediante un amplificador y se le otorga una intensidad de corriente, mediante el uso de un conversor. Al aumentar la amplitud de la señal, la frecuencia de la señal es la misma pero se añade una incertidumbre de $\pm 0.1 \%$.
- Por último, el sistema de adquisición de datos registra la señal y el tiempo transcurrido entre dos señales, para finalmente, tener el caudal de agua circulante por el intercambiador.

3.2.6.3 *Medidor del caudal de aire*

El aire es la principal variable de control del dispositivo de ensayo, ya que con su ajuste, se determina el gradiente térmico que se va a producir. Para ello, se requiere una soplante que haga circular el aire en la instalación (ver sección 3.2.5), un caudalímetro que registre el caudal circulante y una válvula de control con la que ajustar el caudal.

3.2.6.3.1 *Caudalímetro de aire*

Consiste en un transmisor que mide el caudal de aire mediante un sensor de presión diferencial, con un amplificador que se conecta directamente al sistema de adquisición de datos, ver Fig. 3-23, de la marca ABB y modelo 267 CS.

El sensor de presión diferencial consiste en una membrana de silicio, cuya deformación se transmite mediante una señal de voltaje. La precisión de la medida depende principalmente de la correcta instalación del transmisor en la tubería. La configuración de la medición debe ser evaluada tanto como sea posible desde condiciones ambientales críticas, tales como las variaciones de temperatura, importantes vibraciones y golpes, ya que esto puede influir en la su calidad de toma de datos.

El transmisor tiene un rango de operación de 4 a 20 mA, que corresponde con un caudal de 0 a 20 m³/h. Esta medida puede visualizarse tanto en la pantalla del propio caudalímetro como en el sistema de adquisición.

3.2.6.3.2 *Válvula de control*

Para la regulación del caudal de aire y de agua de la instalación se dispone de dos tipos de válvulas de control. Una válvula es un elemento final de control que regula el paso de un fluido mediante la restricción del área de flujo. Al variar el área de flujo se produce un aumento o una disminución de la pérdida de carga del fluido y esto se traduce en una variación del caudal (ver Fig. 3-24).



Fig. 3-23. Caudalímetro de aire



Fig. 3-24. Válvula de compuerta

3.2.6.4 *Cámara de infrarrojos*

Todos los cuerpos emiten radiación infrarroja en función de su temperatura, de manera que aquellos cuya temperatura es elevada, emiten una mayor cantidad de radiación.

El dispositivo utilizado para determinar las emisiones de infrarrojos de un cuerpo es la cámara térmica o cámara infrarroja. Su funcionamiento está basado en la transformación de radiación térmica para longitudes de onda entre $3\ \mu\text{m}$ y $14\ \mu\text{m}$ (infrarroja) en imágenes. Para ello, consta de una matriz de detectores fotónicos que permiten registrar la radiación emitida por el cuerpo en imágenes completas facilitando la visualización de zonas con distintas temperaturas.

La cámara infrarroja se utiliza principalmente para la medida instantánea de la temperatura y de los gradientes térmicos espaciales del área frontal del absorbedor. Mediante esta técnica se puede realizar el análisis de la temperatura frontal del absorbedor de manera más precisa que en el caso de los termopares y las termorresistencias, que necesitan tener contacto con el material. La medición se realiza mediante la integración de la irradiancia procedente del campo de visión del absorbedor y su conversión en temperatura a través de un circuito electrónico que lleva incorporado la cámara. La cámara utilizada es de la marca Flir y su modelo el A40M.

La temperatura obtenida puede presentar errores debido a parámetros como: irradiancia emitida por el receptor y geometría de éste, absorción atmosférica y dispersión, radiación reflejada por los objetos circundantes, precisión en la conversión irradiancia-temperatura, campo de visión del detector de infrarrojos y el posible error en la digitalización de la señal.



Fig. 3-25. Cámara de infrarrojos de la empresa FLIR

3.2.6.5 Medida del mapa de flujo

La medida del flujo concentrado incidente en la superficie de los distintos absorbedores volumétricos es vital para la determinación de la potencia incidente y para poder asociar el comportamiento de los distintos absorbedores ensayados al flujo incidente. Para realizar estas medidas se usan los siguientes equipos:

- Simulador solar de 4 kW, compuesto por una lámpara de xenón y un concentrador parabólico (Fig. 3-5 y Fig. 3-6).
- Posicionador con seguimiento de alta precisión en tres ejes guiado por un controlador de motores, de la marca Newport y modelo MM4006 (Fig. 3-26).
- Radiómetro refrigerado mediante agua de la marca Vatell y modelo TG1000-4 (Fig. 3-27).

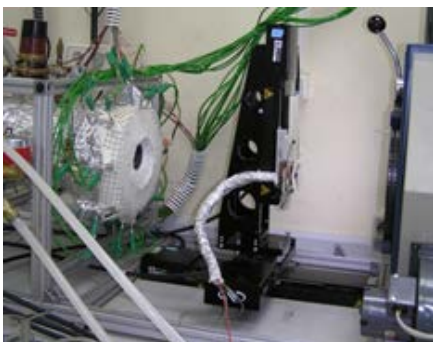


Fig. 3-26. Posicionador en 3 ejes colocado entre la lámpara y el dispositivo de ensayos



Fig. 3-27. Radiómetro tipo Gardon

3.2.6.5.1 Radiómetro

Un radiómetro es un instrumento utilizado para detectar y medir la potencia solar radiante, principalmente la intensidad de energía térmica de los rayos infrarrojos. El radiómetro utilizado en los ensayos de esta tesis es de tipo “Gardon” (Fig. 3-27) y su medición está basada en un transductor tipo termopar diferencial. Está constituido de cobre y constatán® (aleación de cobre y níquel). La superficie del radiómetro está pintada con una fina capa (2-4 micras) de color negro (Zynolite o grafito coloidal) con el objetivo de aumentar la absorptividad y alcanzar un nivel de señal adecuado [184].

El principio de funcionamiento de este instrumento se basa en la generación de un voltaje que es proporcional a la radiación incidente en el sensor. Este tipo de sensores están refrigerados por agua para minimizar las pérdidas por re-radiación, 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 (constatán) hacia los extremos, donde existe una temperatura menor. El tiempo de respuesta del sensor es de unos 0.5 segundos. 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 1% [185].

En esta tesis el simulador utilizado emite una potencia máxima de ~1.2 kW sobre la apertura, con un error de ± 0.036 kW (± 3 % de error en la medida de potencia [184]).

3.2.6.5.2 Sistema de posicionamiento

Una de las principales características de la instalación es la posibilidad de trabajar en distintos planos en función de la potencia incidente deseada, conociendo de antemano la máxima potencia y el máximo flujo incidente suministrado por la lámpara.

Para realizar una medida adecuada del mapa de flujo incidente en el plano deseado, se coloca el radiómetro en un sistema de posicionamiento en tres ejes, con una alta precisión, que controlado mediante un software desde un ordenador, realiza el barrido sobre el plano de estudio.

El mapa de flujo se mide para una sección cuadrada, en la que el tamaño de sus lados es igual al diámetro del absorbedor ensayado más 10 mm. Con este margen en la medida, podemos estimar los errores existentes en la medida del mapa de flujo por un inadecuado posicionamiento. La Fig. 3-28 muestra por un lado un círculo de 30 mm de diámetro, que corresponde a la sección del absorbedor (línea de color azul), y el barrido realizado con el sistema de posicionamiento y, la correspondiente medida realizada con el radiómetro (puntos de color rojo).

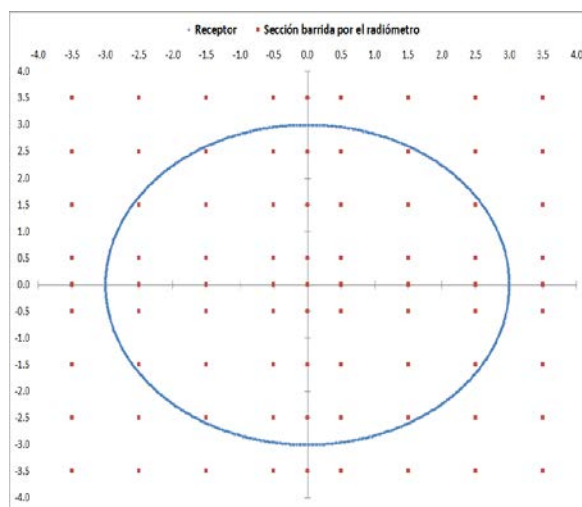


Fig. 3-28. Sección de barrido realizada por el sistema de seguimiento

3.2.6.6 Sistema de adquisición de datos

Para la adquisición de los datos, se usa un multímetro que almacena la información de los sensores, y para su visualización un software, LabView, con el que se ha desarrollado una pantalla de control que presenta los datos en tiempo real.

3.2.6.6.1 Multímetro

El multímetro es un equipo encargado de registrar los datos, que está configurado con un multiplexor de relé como se ve en la Fig. 3-29. El multímetro cuenta con tres entradas de tarjeta de 20 canales cada una, por lo que se puede triplicar el número de canales hasta 60. La marca es Keysight – Agilent, y el modelo 34970. Para el archivo y extracción de datos se usa el software Agilent Bechlink Datalogger 3.

Los multímetros multiplexores se utilizan para controlar múltiples señales durante períodos prolongados de tiempo, entre ellas están:

- Temperatura con termopares, RTD, y termistores.
- Voltaje en corriente continua y alterna.
- Frecuencia y periodo.
- Corriente continua y alterna.

Dentro de una tarjeta, se pueden configurar distintos canales para diversas señales, de manera que se pueden escanear y visualizar todas las medidas simultáneamente. En este caso, el sistema de adquisición se configura para registrar las siguientes señales:

- 23/24 termopares tipo K.

- 1/0 termopar tipo S.
- 2 termopares tipo T.
- 6 PT100.
- 2 señales de intensidad.

Todas estas variables se registran en intervalos de 15 segundos y son almacenadas en el multímetro.



Fig. 3-29. Vista frontal del multímetro multiplexor

3.2.6.6.2 Pantalla de control

En paralelo al almacenamiento de las señales por parte del multímetro, el software de control, de National Instruments LabView versión 7.1, permite visualizar los datos almacenados en tiempo real. Por otro lado, el software es el encargado de dar la orden de grabar datos al multímetro y en él se pueden fijar criterios como el tiempo de muestreo y configurar el tipo de señal que será almacenada en el multímetro.

Dentro de este programa también se dispone de una pantalla que permite visualizar las temperaturas u otras variables en puntos concretos del sistema, así como su evolución temporal mediante gráficas.

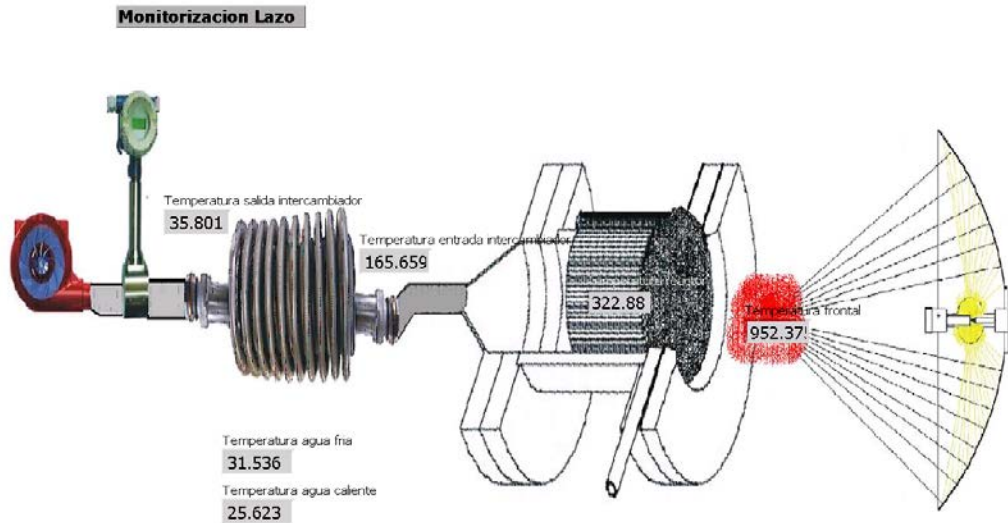


Fig. 3-30. Pantalla de control del dispositivo de receptores volumétricos

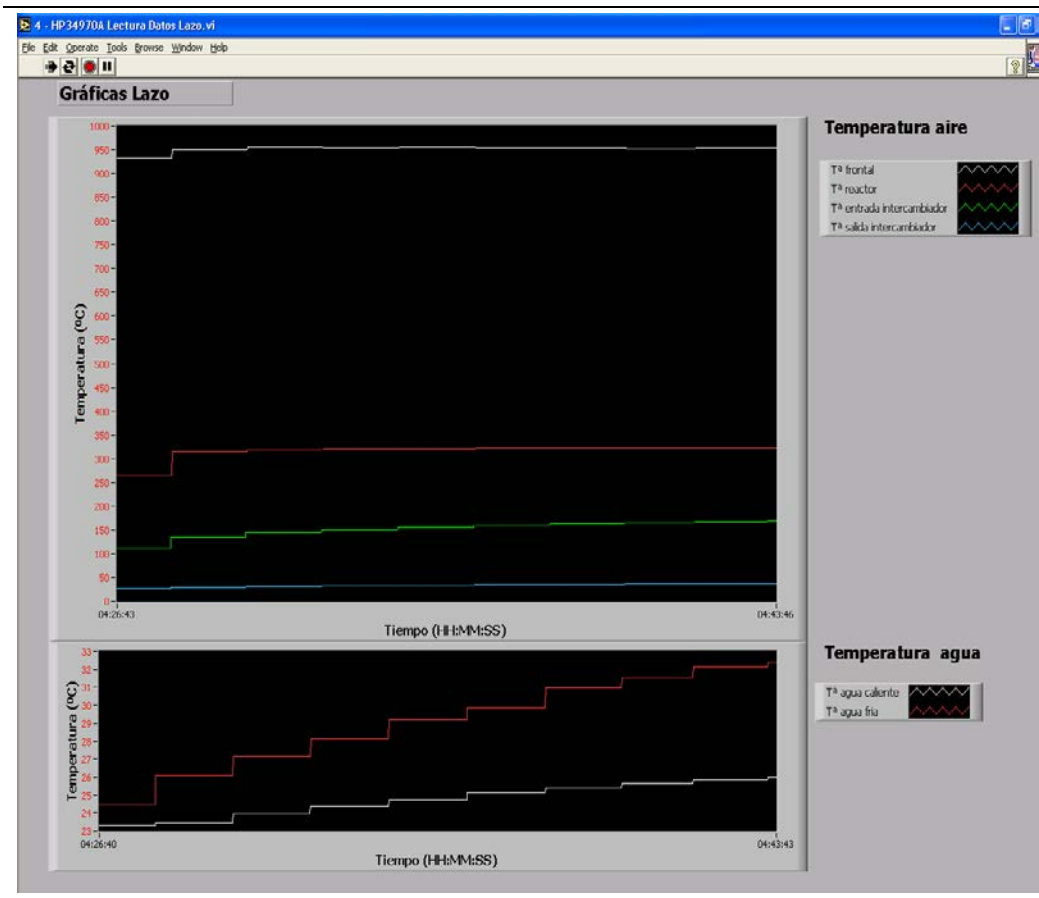


Fig. 3-31. Pantalla de visualización temporal de variables

3.3 Metodología experimental

3.3.1 Selección de absorbedores

En esta sección se presentan los materiales de los absorbedores que se ensayan experimentalmente, indicando algunas de sus principales propiedades. Además, se describen los tipos de empaquetamiento de mallas metálicas presentados en la literatura y por último, se establecen los requisitos para construir y determinar el espesor de los absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y de porosidad heterogénea, doble y triple.

3.3.1.1 Materiales ensayados y sus propiedades

Con la intención de ahondar en el comportamiento óptico-térmico de los absorbedores volumétricos, se han ensayado absorbedores fabricados con diferentes materiales y diseños. En primer lugar, se han ensayado absorbedores de aquellos receptores volumétricos considerados de referencia y presentados en el capítulo 2. El receptor de referencia de los absorbedores metálicos es el TSA construido con una aleación 601 en base níquel descrito en la sección 2.1.3.1.5, mientras que el receptor de referencia de los absorbedores cerámicos es el SOLAIR construido con carburo de silicio recristalizado y descrito en la sección 2.1.3.2.14.

En segundo lugar, para la construcción de nuevos diseños se ha utilizado una aleación 310, adecuada para trabajar a alta temperatura y que ya fue utilizada en los receptores Sulzer 1 y Sulzer 2.

En la Tabla 3-6 se presenta la composición de la aleación base níquel 601, que es una aleación que por su alto contenido en níquel y cromo se utiliza, de manera general, en aplicaciones que requieren resistencia a la corrosión y al calor, y de la 310 que es un acero inoxidable adecuado para aplicaciones de alta temperatura.

Aleación	Ni	Cr	Fe	C	Mn	Si	Cu	Al	Ti
601	58-63	21-25	Resto	< 0.1	< 1.5	< 0.5	< 1.0	1-1.7	0.3-0.5
310	19-22	24-26	Resto	< 0.25	< 2.0	< 1.5	-	-	-

Tabla 3-6. Composición de la aleación 601 y 310, en % en peso, según la norma UNS N06601 y UNS S31000

En la Tabla 3-7 se presentan algunas propiedades físicas de los tres materiales ensayados, para un rango de trabajo similar. Se observa que las principales propiedades son muy similares en ambas aleaciones metálicas. Por otro lado, el carburo de silicio presenta una mayor conductividad y un menor coeficiente de expansión térmica que las aleaciones metálicas.

Propiedades	Conductividad térmica	Coefficiente de expansión	Calor específico
Unidades	W/m-K	μm/m-K	J/kg-K
Rango de validez, °C		20-500	
SiC	78	4.0	320
Aleación 601	11.2 – 19.5	15.2	448 - 578
Aleación 310	18.7	19.4	502

Tabla 3-7. Propiedades físicas de la aleación 601, 310 y del SiC

En la Fig. 3-32 se observa el absorbedor de SiC ensayado, formado por canales cuadrados de 2 mm de lado, y una porosidad del 49.5 %. Las probetas fueron fabricadas con un diámetro de 50 mm, un espesor de 44 mm. Por otro lado, en la Fig. 3-33 se observa el absorbedor TSA con una porosidad del 97 %, un diámetro de 50 mm, un espesor similar al del SiC, y un diámetro de hilo de 0.12 mm.

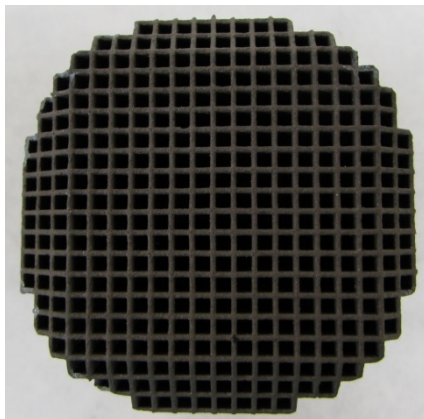


Fig. 3-32. Absorbedor de SiC



Fig. 3-33. Absorbedor TSA

Para el estudio del efecto de la porosidad gradual se adquirieron mallas metálicas de acero inoxidable AISI 310, con porosidades similares pero diferentes diámetros de hilo y paso de luz. Una vez analizada la información comercial de distintos suministradores españoles y europeos, se seleccionaron tres porosidades similares y dos tipos de mallas para cada una de ellas. En la Tabla 3-8 se muestra la porosidad lineal (ver sección 3.3.1.2.1 y 3.3.1.2.2), la porosidad volumétrica (ver sección 3.3.1.2.1 y 3.3.1.2.2), el diámetro de hilo y el paso de luz de cada una de las seis mallas estudiadas.

Los conceptos de porosidad lineal y porosidad volumétrica aparecen en la sección 3.3.1.2.1 y 3.3.1.2.2, mientras que el paso de luz hace referencia a la distancia libre entre dos hilos paralelos $\left(\frac{1}{M} - d\right)$, como se ve en la Fig. 3-37.

Malla	Porosidad lineal	Porosidad volumétrica	Diámetro de hilo	Paso de luz
-	%	%	mm	mm
A	64	83.9	1.00	4.0
B	61	82.3	0.70	2.5
C	54	78.4	0.50	1.4
D	51	76.4	0.16	0.4
E	38	66.7	0.63	1.0
F	37	66.0	0.13	0.2

Tabla 3-8. Porosidad lineal, porosidad volumétrica, diámetro de hilo y paso de luz de las mallas de aleación 310 seleccionadas

En la Fig. 3-34 se muestra una imagen de las mallas metálicas comerciales utilizadas para la construcción de distintos absorbedores volumétricos ensayados en la presente tesis doctoral con un diámetro de 50 mm.

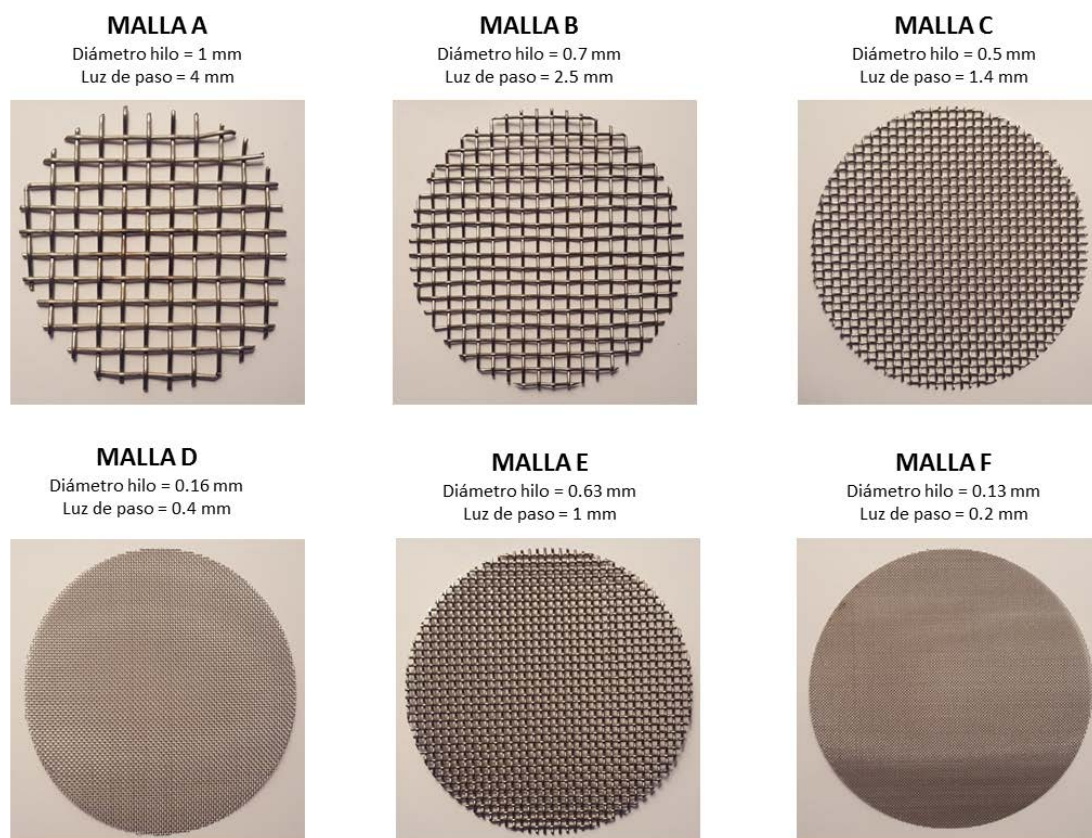


Fig. 3-34. Mallas metálicas comerciales base para la construcción de absorbedores de porosidad gradual

3.3.1.2 Características del empaquetamiento de mallas

En la presente tesis doctoral se ha trabajado con mallas metálicas planas comerciales para estudiar la influencia las distintas configuraciones sobre el comportamiento global de distintos absorbedores volumétricos. En la Fig. 3-35 se muestran los tipos básicos de configuración de mallas planas con sección circular. Las mallas comerciales utilizadas para este trabajo son las mallas planas de pantalla cuadrada.

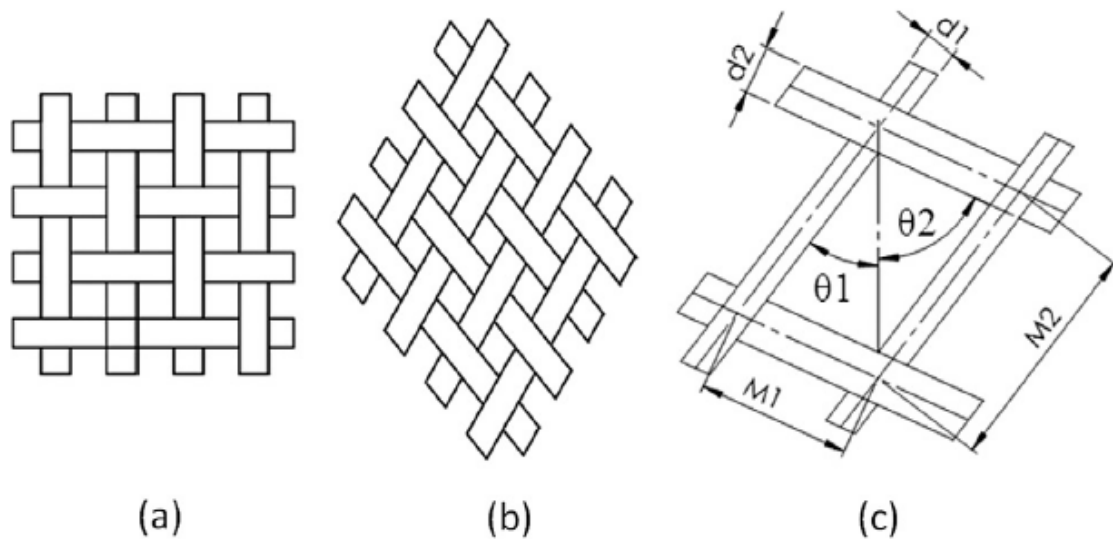


Fig. 3-35. Malla metálica plana. a) Pantalla cuadrada; b) Pantalla diamante; c) Pantalla arbitraria (fuente [186])

En el momento de fabricar las distintas configuraciones geométricas, la bibliografía presenta dos opciones extremas para el empaquetamiento de mallas metálicas: empaquetamiento alineado y empaquetamiento escalonado, como se muestra en la Fig. 3-36. Un empaquetamiento alineado de mallas metálicas cuenta con unas propiedades periódicas en su estructura, y la misma porosidad, superficie específica y conductividad térmica que una malla individual de las mismas características geométricas. Por el contrario, un empaquetamiento escalonado presenta distintas propiedades respecto a la malla individual, que dependerán del factor de compactación (cf). Una malla alineada se corresponde a una malla escalonada con un factor de compactación que tiene la unidad como valor. Para las mallas escalonadas, el factor de compactación es siempre menor que la unidad.

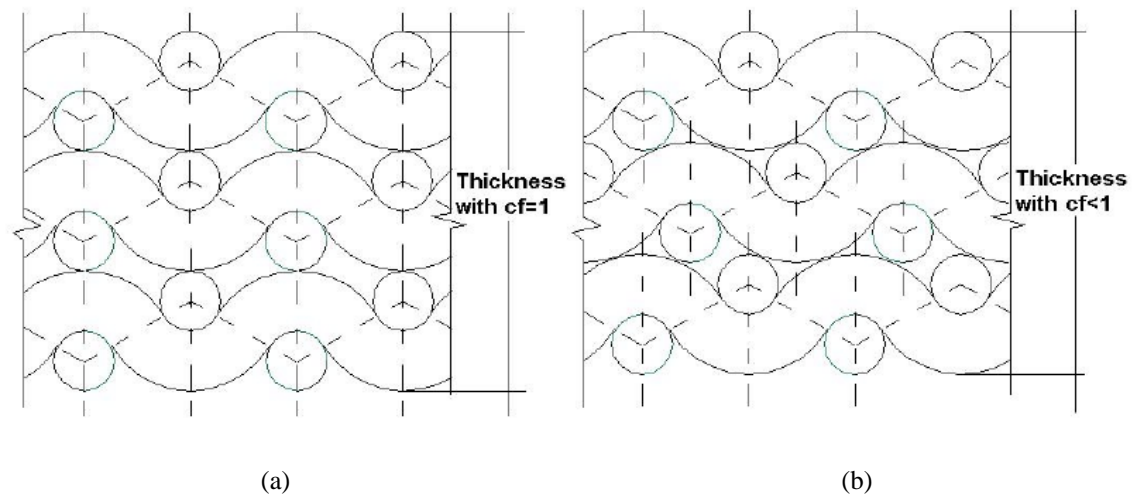


Fig. 3-36. Tipos de empaquetamientos. a) Alineado; b) Escalonado (fuente: [187])

Los empaquetamientos expuestos tienen las siguientes características principales:

- El empaquetamiento alineado tiene una menor pérdida de carga, una menor transferencia de calor al tratarse de una geometría que escenifica una estructura de tipo canales, a pesar de no serlo completamente, y una mayor dificultad de alineamiento en mallas con hilos finos y pasos de luz pequeños (malla tipo D y F en la Tabla 3-8 y en la Fig. 3-34).
- El empaquetamiento escalonado presenta una mayor pérdida de carga y transferencia de calor al interponer más superficie contra el fluido, y se asemeja más a un empaquetamiento aleatorio, que es lo habitual en este tipo de absorbedores, principalmente para aquellos casos con mallas que tengan hilos finos (malla tipo D y F en la Tabla 3-8 y en la Fig. 3-34).

A nivel experimental, el empaquetamiento alineado presenta una gran dificultad debido a la necesidad de cortar todas las mallas de una manera exactamente igual, y su posterior alineamiento resulta muy complejo incluso a escala de laboratorio y especialmente para mallas con diámetros de hilo y luces de paso muy pequeños. Por otro lado, el empaquetamiento escalonado es más factible, pero también presenta dificultades a la hora de su composición debido a que a nivel industrial estas mallas deberían venir cortadas cumpliendo unos determinados requisitos para conseguir este tipo de empaquetamiento.

Por todo ello, para la realización de la experimentación, se optó por fabricar absorbedores en los que las mallas impares mantenían la misma orientación (al igual que en el empaquetamiento escalonado), mientras que las mallas pares fueron rotadas 45° respecto a las mallas impares. Este tipo de empaquetamiento, a pesar de no ser un empaquetamiento escalonado como indica la teoría, sí que lo es en la práctica ya que se consiguen prácticamente los mismos efectos citados anteriormente.

A continuación, se presentan las principales variables geométricas que caracterizan un apilamiento de mallas metálicas: la porosidad volumétrica, la superficie específica y el diámetro hidráulico de ambos apilamientos según la información bibliográfica [186-188].

3.3.1.2.1 *Malla metálica de pantalla cuadrada y empaquetamiento alineado*

En la Fig. 3-37 se muestra una celda representativa de una malla metálica de pantalla cuadrada. Es importante precisar que una malla cuadrada es una malla metálica con una pantalla arbitraria (ver Fig. 3-35) que cumple los siguientes parámetros geométricos:

- $\theta_1 = \theta_2 = 45^\circ$
- $M_x = M_y = M$
- $d_x = d_y = d$
- $M_x = M_y = M = 1/(d + \text{paso_de_luz})$

Donde θ_1 y θ_2 ($^\circ$) es el semi-ángulo formado entre dos hilos (Fig. 3-35-c), d_x y d_y (mm) es el diámetro del hilo en el eje x y en el eje y respectivamente, y M_x y M_y (mm^{-1}) es una distancia característica de la malla que depende de sus parámetros geométricos.

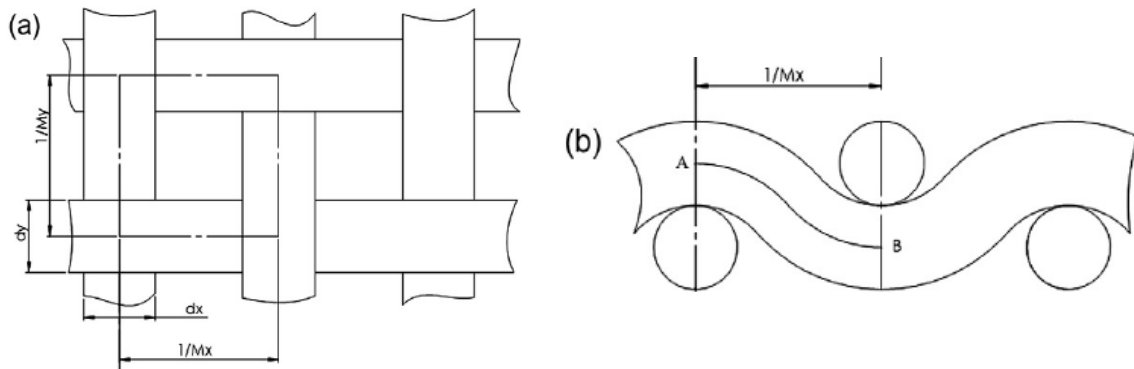


Fig. 3-37. Malla de hilo metálico rectangular. a) Vista en planta; b) Vista frontal. Fuente: [186]

Usando relaciones geométricas básicas, de acuerdo con la Fig. 3-37-b, se tiene que la distancia del arco AB en la dirección “x”, l_x a partir de ahora, es:

$$l_x = \frac{1}{M} \left(\frac{M \cdot d}{2} + \frac{1}{2 \cdot M \cdot d} \right) \cdot \arcsin \left(\frac{1}{\left(\frac{M \cdot d}{2} + \frac{1}{2 \cdot M \cdot d} \right)} \right) \tag{3-22}$$

Conocida la distancia del arco AB en la dirección “x”, tenemos que la superficie S_x , y el volumen V_x , del hilo en la dirección “x” son:

$$S_x = \pi \cdot d \cdot l_x \tag{3-23}$$

$$V_x = \pi \cdot d^2 \cdot l_x / 4 \quad (3-24)$$

Si se cambia el sub-índice “x” por el sub-índice “y” se obtendría la superficie y el volumen en la dirección “y”, y por lo tanto, la superficie y el volumen total de la parte sólida quedarían de la siguiente manera:

$$S_s = S_x + S_y \quad (3-25)$$

$$V_s = V_x + V_y \quad (3-26)$$

El volumen total de una celda unitaria V_{tot} según la Fig. 3-37-a es:

$$V_{tot} = \frac{d_x + d_y}{M_x \cdot M_y} \quad (3-27)$$

Porosidad lineal

De modo similar a como se realiza en los absorbedores de canales, la porosidad lineal se definiría de la siguiente manera:

$$\phi_l = \frac{\left(\frac{1}{M} - d\right)^2}{\left(\frac{1}{M}\right)^2} \quad (3-28)$$

Esta porosidad es independiente del tipo apilamiento de mallas utilizado.

Porosidad volumétrica

La porosidad volumétrica ϕ de una estructura porosa se define como el ratio de huecos en el volumen sobre el volumen total de la celda unitaria considerada (Fig. 3-37-a)

$$\phi = 1 - \frac{V_s}{V_{tot}} \quad (3-29)$$

Aplicando los criterios que deben cumplir las mallas de pantalla cuadrada, presentados al inicio de la sección 3.3.1.2.1, y renombrando la siguiente variable se obtiene:

$$C = \left(\frac{M \cdot d}{2} + \frac{1}{2 \cdot M \cdot d} \right) \cdot \arcsin \left(\frac{1}{\left(\frac{M \cdot d}{2} + \frac{1}{2 \cdot M \cdot d} \right)} \right) \quad (3-30)$$

Y la porosidad de una malla metálica de pantalla cuadrada con un empaquetamiento alineado queda definida por:

$$\emptyset = 1 - \frac{\pi \cdot M \cdot d \cdot C}{4} \quad (3-31)$$

Superficie específica

La superficie específica a_v de una estructura porosa se define como el ratio de superficie total de sólido sobre el volumen total de la celda unitaria considerada (Fig. 3-37-a)

$$a_v = \frac{S_s}{V_{tot}} \quad (3-32)$$

Aplicando los criterios que deben cumplir las mallas de pantalla cuadrada, presentados al inicio de esta sección, y renombrando la variable C con la ecuación (3-30), se obtiene la superficie específica de una malla metálica, de pantalla cuadrada, con un empaquetamiento alineado:

$$a_v = \pi \cdot M \cdot C \quad (3-33)$$

Multiplicando la ecuación (3-33) por el diámetro del hilo, se crea un parámetro adimensional $a_v \cdot d$ de una celda representativa que permite analizar el ratio de mejora de la superficie específica en un espesor del diámetro del hilo.

$$a_v \cdot d = \pi \cdot M \cdot d \cdot C \quad (3-34)$$

Diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico de un medio poroso, necesario para determinar el valor del número de Reynolds, se define de la siguiente manera según Kaviany [188]:

$$d_h = \frac{4 \cdot \emptyset}{a_v} \quad (3-35)$$

3.3.1.2.2 Malla metálica de pantalla cuadrada y empaquetamiento escalonado

En el caso del empaquetamiento escalonado, el factor de compactación (cf) es determinante para la obtención de la porosidad y de la superficie específica. De manera general el parámetro cf sería [189]:

$$cf = \frac{t_N}{N \cdot (d_x + d_y)} \quad (3-36)$$

Donde t_N es el espesor de las mallas apiladas, N es el número de malla metálicas y d_x y d_y es el diámetro del hilo en la dirección “x” e “y”. En el caso de tener una sola malla, $N=1$, y sin compresión, el valor de $t_N = d_x + d_y$, por lo tanto $cf = 1$. Como norma general $cf \leq 1$.

La superficie y el volumen total de una celda unitaria se calculan de manera análoga al apilamiento alineado de la sección anterior.

Porosidad volumétrica

La porosidad volumétrica, \emptyset , de una estructura porosa se define como el ratio de huecos en el volumen sobre el volumen total de la celda unitaria considerada (Fig. 3-37-a), que para el caso de una estructura con apilamiento escalonado, queda de la siguiente forma:

$$\emptyset = 1 - \frac{\pi \cdot M \cdot d \cdot C}{4 \cdot cf} \quad (3-37)$$

En realidad el caso del empaquetamiento alineado es un caso especial del empaquetamiento escalonado donde $cf = 1$.

Superficie específica

La superficie específica a_v de una estructura porosa se define como el ratio de superficie total de sólido sobre el volumen total de la celda unitaria considerada (Fig. 3-37-a), como muestra la ecuación (3-32).

Aplicando los criterios que deben cumplir las mallas de pantalla cuadrada, presentados al inicio de la sección 3.3.1.2.1, y renombrando la variable C con la ecuación (3-30), se obtiene la superficie específica de una malla metálica de pantalla cuadrada con un empaquetamiento escalonado:

$$a_v = \frac{\pi \cdot M \cdot C}{cf} \quad (3-38)$$

Multiplicando la ecuación (3-38) por el diámetro del hilo, se crea un parámetro adimensional $a_v \cdot d$ de una celda representativa que permite analizar el ratio de mejora de la superficie específica en un espesor del diámetro del hilo.

$$a_v \cdot d = \frac{\pi \cdot M \cdot d \cdot C}{c_f} \quad (3-39)$$

Diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico de un medio poroso, necesario para determinar el valor del número de Reynolds, se define de la siguiente manera según Kaviani [188]:

$$d_h = \frac{4 \cdot \phi}{a_v} \quad (3-35)$$

Resumen de los principales datos de las mallas comerciales utilizadas

A continuación, en la Tabla 3-9, se muestran los datos calculados que caracterizan las mallas utilizadas (porosidad, superficie específica y diámetro hidráulico) ampliando la información geométrica presentada en la Tabla 3-8. Se exponen los datos para los dos tipos de empaquetamientos presentados, alineado y escalonado, pero sólo se tendrán en cuenta de aquí en adelante los datos del empaquetamiento escalonado.

Datos generales		Empaquetamiento alineado			Empaquetamiento escalonado		
Malla	Porosidad lineal	ϕ	a_v	d_h	ϕ	a_v	d_h
-	%	%	m^{-1}	mm	%	m^{-1}	mm
A	64	83.9	645	5.202	70.1	1194	2.349
B	61	82.3	1013	3.250	67.6	1849	1.464
C	54	78.4	1729	1.814	62.0	3044	0.814
D	51	76.4	5910	0.517	61.8	9552	0.259
E	38	66.7	2114	1.262	47.7	3322	0.574
F	37	66.0	10476	0.252	46.9	16330	0.115

Tabla 3-9. Porosidad, superficie específica y diámetro hidráulico para dos tipos de empaquetamiento: alineado y escalonado

3.3.1.3 Determinación del espesor de los absorbedores

Para la selección del espesor de los absorbedores de porosidad homogénea y de porosidad gradual se utiliza como parámetro de diseño global, que la absorción por parte del absorbedor sea el 100 % de la radiación emitida por el simulador solar, o lo que es lo mismo, que el absorbedor transmita un 0 % de la radiación concentrada incidente en su superficie.

Para la realización de estas medidas se usan los siguientes equipos:

- Simulador solar de 4 kW, compuesto por una lámpara de xenón y un concentrador parabólico (Fig. 3-5 y Fig. 3-6).
- Receptor en el que se colocan las probetas (Fig. 3-38, Fig. 3-39, Fig. 3-40 y Fig. 3-41).
- Posicionador con seguimiento de alta precisión en tres ejes (Fig. 3-26).
- Radiómetro refrigerado mediante agua (Fig. 3-27).

El procedimiento seguido para la medida de la radiación transmitida a través del absorbedor es el siguiente:

- Mediante el uso de un radiómetro Gardon y del sistema de posicionamiento, se realiza una medida del mapa de flujo tras el receptor sin que éste contenga ningún absorbedor (Fig. 3-38 y Fig. 3-39).
- Posteriormente, se colocan los distintos absorbedores en el sistema receptor y se mide el mapa de flujo tras el absorbedor de la misma manera que cuando no había ninguna muestra (Fig. 3-40 y Fig. 3-41).
- Se incrementa el espesor de los absorbedores hasta que la medida del radiómetro sea menor o igual al propio error del radiómetro (± 0.02 mV), lo que indica que la radiación recibida por éste es nula o prácticamente nula.

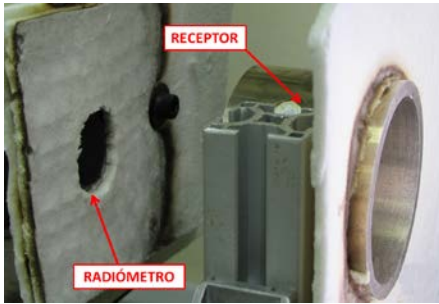


Fig. 3-38. Vista frontal del receptor sin muestra y del radiómetro

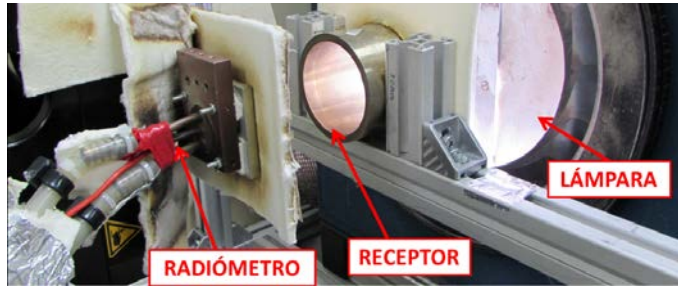


Fig. 3-39. Vista trasera del receptor sin muestra, de la lámpara con la compuerta cerrada y del radiómetro

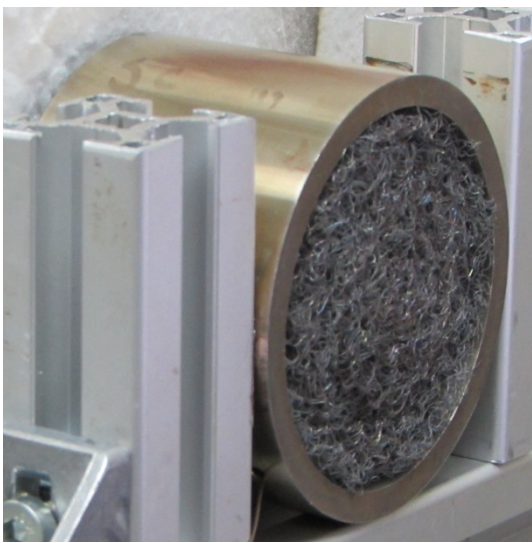


Fig. 3-40. Vista frontal del receptor con una muestra del absorbente TSA



Fig. 3-41. Vista frontal del receptor con una muestra del absorbente TSA en operación

Como ya se ha presentado, el mapa de flujo se mide al inicio de cada ensayo con un radiómetro tipo Gardon, en un plano Z, siguiendo el barrido presentado en la Fig. 3-28 y a continuación, se determina la transmisión de cada medida aplicando la siguiente expresión:

$$\tau_{absorbedor} = \frac{\left(\int_{-y}^y \int_{-x}^x \phi_{incidente,z}(x,y) \cdot dx \cdot dy \right)_{absorbedor}}{\left(\int_{-y}^y \int_{-x}^x \phi_{incidente,z}(x,y) \cdot dx \cdot dy \right)_{sin-absorbedor}} \quad (3-40)$$

En las siguientes secciones se establecen los criterios de transmisividad fijados para los absorbentes de porosidad homogénea, de doble porosidad y de triple porosidad siguiendo el criterio de apilamiento presentado en la sección 3.3.1.2 para todos los tipos de absorbentes.

3.3.1.3.1 Porosidad homogénea

Para los absorbedores de porosidad homogénea, el criterio que determina el número de mallas que componen el absorbedor es que el conjunto de mallas tenga una transmisividad de la radiación menor al 0 % del flujo concentrado incidente en la superficie frontal, añadiendo un ± 5 % que corresponde al error de medida del radiómetro Gardon (± 0.02 mV).

$$\tau_{abs-porosidad-homogenea} \leq 0 \pm 5 \% \quad (3-41)$$

La Fig. 3-42 presenta tres medidas experimentales de transmisividad, en tanto por ciento, para un absorbedor compuesto por malla tipo A en función del número de mallas utilizadas (desde 1 hasta 12 mallas) y siguiendo el criterio de apilamiento presentado en la sección 3.3.1.2.

Se observa que para las tres medidas realizadas, con 10 mallas del tipo A se consigue transmitir el mínimo de radiación, equivalente al error del radiómetro (4.13 %).

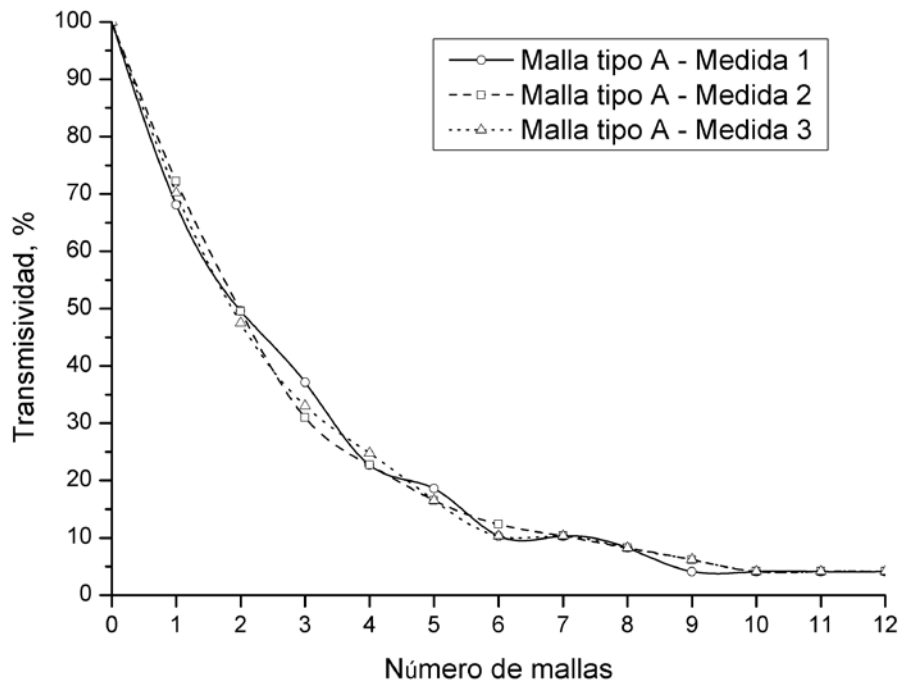


Fig. 3-42. Medidas de transmisividad según el número de mallas apiladas para la malla tipo A

En el caso de que las medidas experimentales no coincidieran, se seleccionaría el caso más desfavorable, es decir, el mayor número de mallas.

3.3.1.3.2 *Porosidad doble*

Para los absorbedores de porosidad doble el criterio fijado para determinar el número de mallas que componen el absorbedor es que cada conjunto de mallas de una porosidad tenga una transmisividad de la radiación menor al 50 % del flujo concentrado incidente en la superficie frontal $\pm 5 \%$ que corresponde al error de medida del radiómetro.

$$\tau_{abs-porosidad-1} \leq 50 \pm 5 \% \quad (3-42)$$

$$\tau_{abs-porosidad-2} \leq 0 \pm 5 \% \quad (3-43)$$

$$\tau_{abs-porosidad-doble} \leq 0 \pm 5 \% \quad (3-44)$$

La Fig. 3-43 presenta tres medidas experimentales de transmisividad, en tanto por ciento, para un absorbedor de doble porosidad compuesto por malla tipo A y tipo C en función del número de mallas utilizadas, siguiendo el criterio de apilamiento presentado en la sección 3.3.1.2 y el criterio de transmisividad de las expresiones (3-42), (3-43) y (3-44). Se observa que para las tres medidas realizadas, con 2 mallas del tipo A y 7 mallas del tipo C se consigue transmitir el mínimo de radiación, equivalente al error del radiómetro (4.43 %).

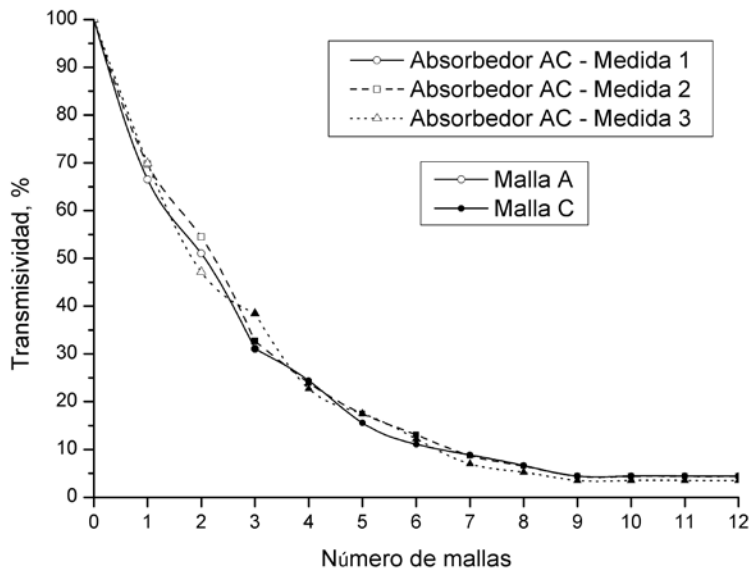


Fig. 3-43. Medidas de transmisividad para un absorbedor tipo AC según el número de mallas apiladas para la malla tipo A y tipo C

3.3.1.3.3 *Porosidad triple*

Para los absorbedores de porosidad triple el criterio fijado para determinar el número de mallas que componen el absorbedor es que cada conjunto de mallas de una porosidad tenga una transmisividad de la radiación menor al 33 % del flujo concentrado incidente en la superficie frontal $\pm 5 \%$ que corresponde al error de medida del radiómetro.

$$\tau_{abs-porosidad-1} \leq 67 \pm 5 \% \quad (3-45)$$

$$\tau_{abs-porosidad-2} \leq 33 \pm 5 \% \quad (3-46)$$

$$\tau_{abs-porosidad-3} \leq 0 \pm 5 \% \quad (3-47)$$

$$\tau_{abs-porosidad-triple} \leq 0 \pm 5 \% \quad (3-48)$$

La Fig. 3-44 presenta tres medidas experimentales de transmisividad, en tanto por ciento, para un absorbedor de triple porosidad compuesto por malla tipo A, tipo C y tipo E en función del número de mallas utilizadas (desde 1 hasta 12 mallas), siguiendo el criterio de apilamiento presentado en la sección 3.3.1.2 y el criterio de transmisividad de las expresiones (3-45), (3-46), (3-47) y (3-48).

Se observa que para las tres medidas realizadas, con 2 mallas del tipo A, 1 mallas del tipo C y 3 o 4 mallas del tipo E se consigue transmitir el mínimo de radiación, equivalente al error del radiómetro (4.47 %). Como se ha mencionado previamente, para la malla tipo E, se selecciona el caso más desfavorable y se eligen 4 mallas para la construcción del absorbedor de porosidad triple.

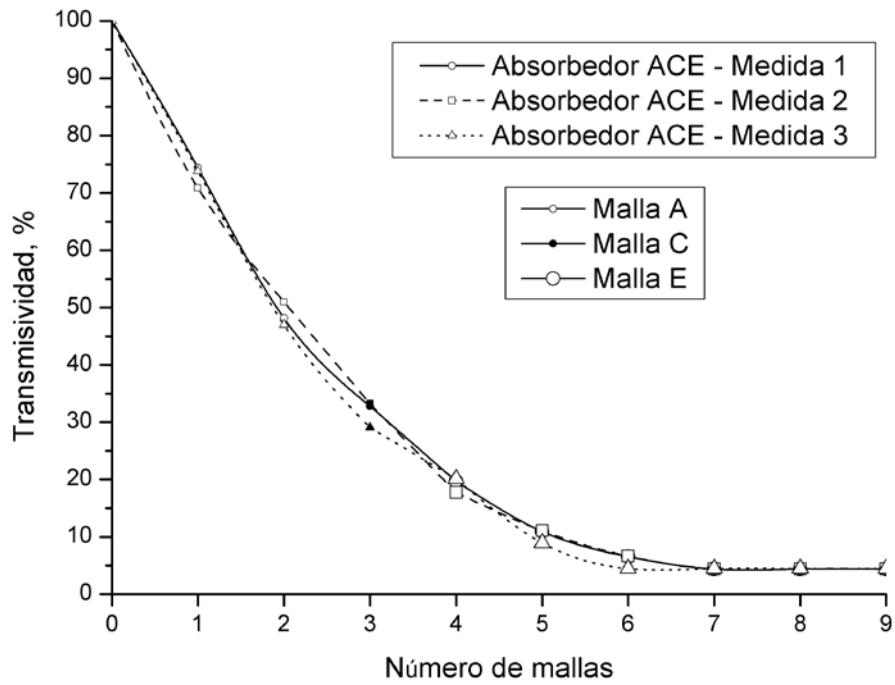


Fig. 3-44. Medidas de transmisividad para un absorbedor tipo ACE según el número de mallas apiladas para la malla tipo A, tipo C y tipo E

3.3.1.3.4 *Resumen de los absorbedores construidos*

En la Tabla 3-10 se presentan los 26 diseños de absorbedores volumétricos construidos a partir de mallas metálicas comerciales (Fig. 3-34) y que son ensayados experimentalmente. Además, se describe la composición del número de mallas de cada absorbedor volumétrico. De los 26 absorbedores, 6 de ellos son de porosidad homogénea o de una única porosidad, 12 son de porosidad doble y 8 son de porosidad triple.

Malla	Porosidad lineal, %	Nº mallas tipo 1	Nº mallas tipo 2	Nº mallas tipo 3
A	64	10	-	-
B	61	9	-	-
C	54	8	-	-
D	51	8	-	-
E	38	5	-	-
F	37	6	-	-
A-C	64-54	2	7	-
A-D	64-51	2	8	-
A-E	64-38	2	5	-
A-F	64-37	2	6	-
B-C	61-54	2	8	-
B-D	61-51	2	7	-
B-E	61-38	2	5	-
B-F	61-37	2	5	-
C-E	54-38	2	5	-
C-F	54-37	2	6	-
D-E	51-38	2	5	-
D-F	51-37	2	5	-
A-C-E	64-54-38	2	1	4
A-C-F	64-54-37	2	1	5
A-D-E	64-51-38	2	1	6
A-D-F	64-51-37	2	1	6
A-C-E	61-54-38	2	1	4
A-C-F	61-54-37	2	1	5
A-D-E	61-51-38	2	1	5
A-D-F	61-51-37	2	1	5

Tabla 3-10. Número de mallas que componen 26 diseños diferentes de absorbedores volumétricos

3.3.2 Medida del mapa de flujo

3.3.2.1 Procedimiento en la toma de medidas

La bombilla de xenón es un componente que se degrada con el paso del tiempo. La vida media de este tipo de bombillas es de 1000 a 1200 horas. Es por ello que se hace necesario controlar la degradación del flujo de radiación para tener unas condiciones de operación cuasi-estables durante la vida de la bombilla y con alta precisión. Con este propósito, durante los períodos experimentales con distintas probetas de absorbedores volumétricos, la medida del mapa de flujo se realiza diariamente, antes de iniciar los ensayos. De esta manera se tiene información del flujo y la potencia incidentes sobre la superficie de las probetas. Para la realización de las medidas se utiliza un radiómetro Gardon refrigerado con agua. A este procedimiento se le denomina “método de medida directa del mapa de flujo”. El método directo necesita más tiempo que otros métodos indirectos, pero asegura una alta fiabilidad en los resultados obtenidos.

Para la toma de medidas mediante el método de medida directa, se coloca el radiómetro Gardon sobre un posicionador de seguimiento en tres ejes Fig. 3-26 que, controlado mediante ordenador, realiza un barrido sobre los distintos planos de trabajo en los que se colocarán las muestras de ensayo, como se presentó en la sección 3.2.6.5.

En la Fig. 3-28 se muestra una sección de barrido seguida por el radiómetro montado sobre el posicionador de tres ejes. El barrido consiste en mantener el radiómetro en un plano fijo (eje Z), moviéndolo secuencialmente a través de una serie de coordenadas relativas en los ejes X e Y, y adquiriendo medidas para una sección de características conocidas.

3.3.2.2 Precisión en la toma de medidas

El proceso de adquisición de datos es un proceso secuencial, si bien la precisión en la adquisición puede ser variable. En el presente apartado se analiza la precisión necesaria en la medida del mapa de flujo para caracterizar adecuadamente el flujo incidente sobre la apertura del absorbedor.

Una vez definida la superficie de trabajo, se debe definir el paso entre medidas. Se han estudiado tres niveles de paso entre medidas: 2.5 mm, 5 mm y 10 mm que definirán la precisión de la medida del mapa de flujo.

La Fig. 3-45 muestra una superficie cuadrada de 70 mm de lado junto con tres niveles de paso entre medidas (2.5; 5.0; 10.0 mm). Es preciso indicar que al seleccionar el paso entre medidas de 5.0 y 10.0 mm no se pasaría por el centro geométrico del mapa –coordenada (0,0)–, por ello en el caso de seleccionar estos pasos para la medida del mapa de flujo se incluirían los datos obtenidos para los ejes $X=0$, e $Y=0$, aumentando de este modo la precisión en la zona central del mapa, que es aquella que presenta el flujo pico.

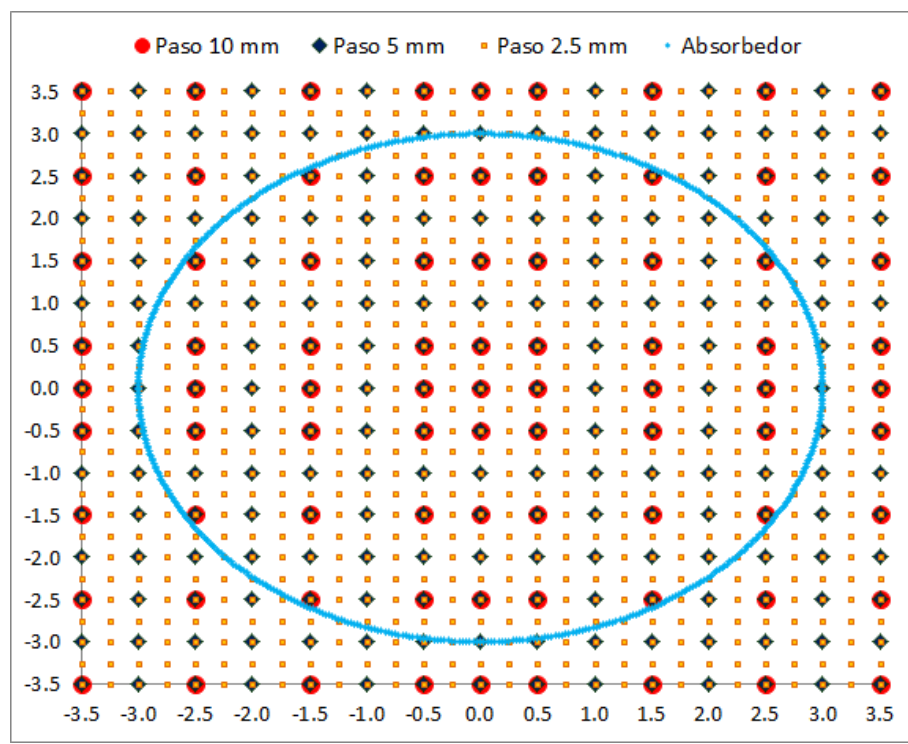


Fig. 3-45. Precisión para el barrido de datos para la medida del mapa de flujo

En la Tabla 3-11 se muestra el número de medidas según el paso entre muestras, así como el tiempo necesario para la realización. Cuanto mayor sea el número de medidas, mayor será la precisión.

Paso, mm	Nivel de precisión	Número de medidas	Tiempo necesario, min
2.5	1	841	140.17
5.0	2	225	37.50
10.0	3	81	13.50

Tabla 3-11. Precisión en la medida del mapa de flujo según el paso seleccionado para el barrido

Para determinar la influencia del paso, se midió un mapa de flujo con un nivel de precisión 1, y a partir de él, se obtuvieron los mapas de flujo con nivel de precisión 2 y 3. Tras integrar el flujo obtenido de la medida sobre la superficie del absorbedor se obtuvieron los resultados que se muestran en la Tabla 3-12.

Paso, mm	Nivel de precisión	Potencia, W	Desviación, %
2.5	1	828.8	-
5.0	2	832.3	0.42
10.0	3	846.1	2.09

Tabla 3-12. Potencia del mapa de flujo según el paso seleccionado para el barrido

Vistos los resultados obtenidos, la opción de no realizar la medida de los mapas de flujo con un nivel de precisión 1 se considera recomendable pues el tiempo necesario aumenta considerablemente respecto a la medida del mapa de flujo con un nivel de precisión 2, con el que se obtiene una diferencia menor al 0.5 % sobre la potencia incidente en la superficie del absorbedor e incluso sobre un nivel de precisión 3 con el que se obtiene una desviación de un 2 %.

Debido a que el mapa de flujo se mide diariamente, se optó por aplicar un nivel de precisión 3, que disminuye considerablemente el tiempo de muestreo. Además, cada semana el primer día de ensayos se mide el mapa de flujo con un nivel de precisión 2, para comparar el resto de mapas de flujo con precisión 3 obtenidos durante esa semana y poder detectar si en algún caso hubiera alguna desviación importante, lo cual no ocurre debido al comportamiento estable que presentan las lámparas de xenón.

3.3.2.3 Tratamiento de las medidas

A través de la información obtenida experimentalmente, se realiza un tratamiento numérico de los datos para obtener el comportamiento, en términos de flujo, de la lámpara en la superficie de cada uno de los planos analizados. El tratamiento numérico consistirá en realizar diversas interpolaciones a partir de las medidas de experimentales.

La Fig. 3-46 muestra un gráfico de curvas de nivel característico del flujo radiativo de la lámpara en el plano focal del simulador solar tras la interpolación de los datos experimentales. Las líneas de flujo constante (isolíneas) aparecen bastantes simétricas. Esto es una característica importante del plano focal, ya que si la óptica y la lámpara se encuentran calibradas y en buen estado, el mapa de flujo en el plano focal debería ser perfectamente simétrico (referido a cualquier eje), como de hecho ocurre en este caso. Es cierto, que se observa como la isolínea de 100 kW/m^2 no queda completamente contenida en el plano de medida, lo cual es debido a la antigüedad de la bombilla, que en el momento de esta medida acumulaba unas 1000 horas de ensayo.

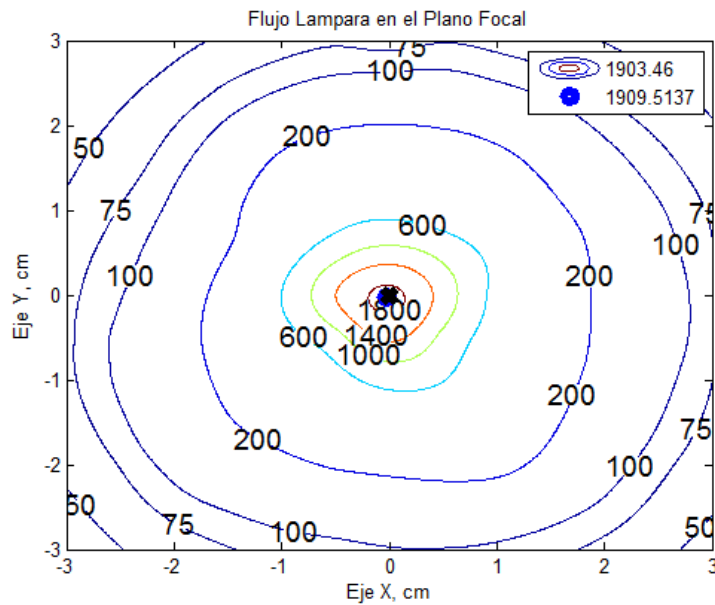


Fig. 3-46. Mapa de isótopos del flujo radiativo en kW/m^2 obtenido mediante la interpolación de los datos experimentales el día 2 de octubre de 2013

3.3.2.4 Evaluación de las medidas

Una vez interpolados los datos experimentales se obtiene un mapa de flujo de sección cuadrada. Para determinar la potencia y el flujo incidente en el absorbedor, se transforma el mapa cuadrado en un mapa circular y a partir de éste, se obtiene la potencia incidente en el absorbedor.

3.3.2.4.1 Mapas cuadrados

Tras obtener los datos experimentales de la radiación incidente en un plano cuadrado de 70 mm de lado, se interpolan los datos y se obtiene la Fig. 3-47 y la Fig. 3-48 en las que se observa el mapa de flujo tridimensional y una imagen de superficie respectivamente.

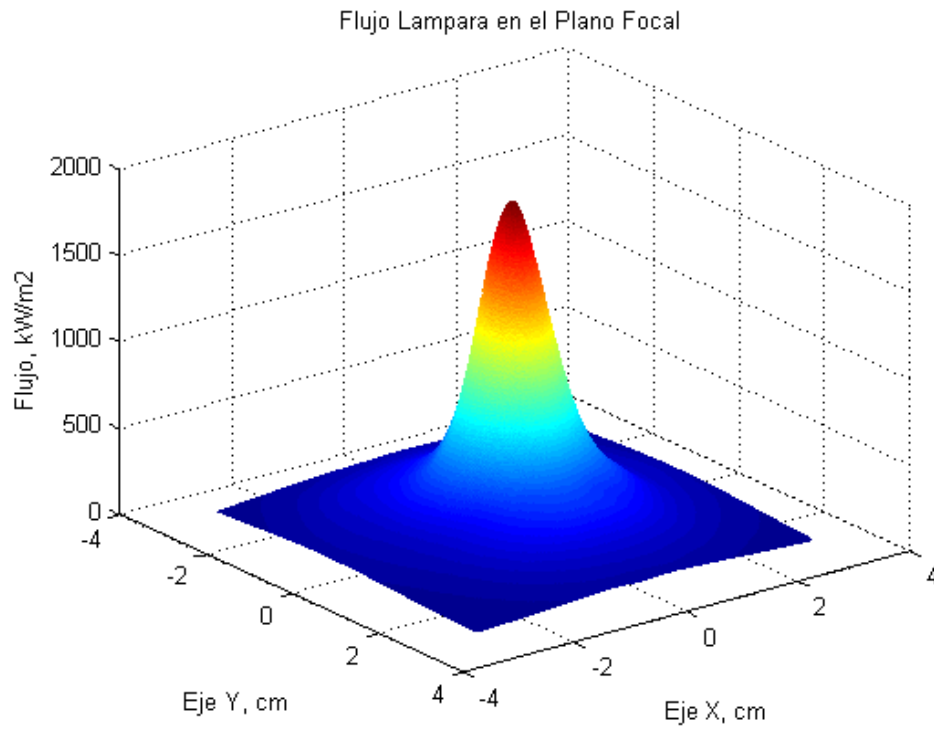


Fig. 3-47. Mapa de flujo (en kW/m²) tridimensional obtenido para el plano focal en una superficie cuadrada el día 2 de octubre de 2013

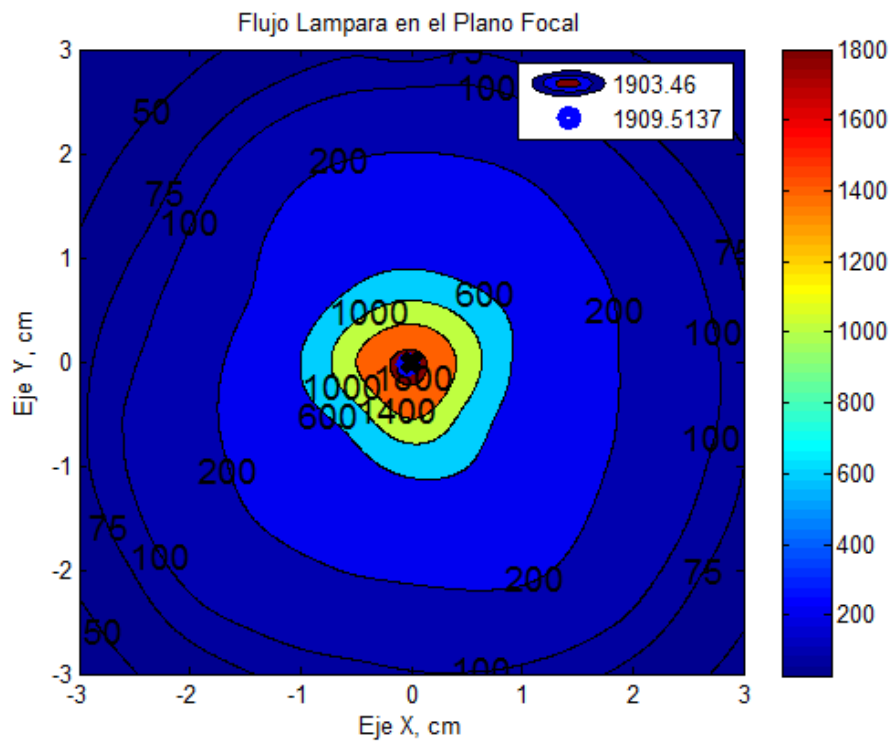


Fig. 3-48. Mapa de flujo (en kW/m²) de superficie obtenido para el plano focal en una superficie cuadrada el día 2 de octubre de 2013

Con el mapa de flujo medido, se tratan los datos numéricamente para obtener el flujo integrado sobre la superficie y la potencia incidente en el absorbedor. Para ello, se aplican las siguientes expresiones:

$$\bar{\Phi}_{incidente,z=cte} = \int_{-y}^y \int_{-x}^x \phi_{incidente,z=cte}(x,y) \cdot dx \cdot dy \quad (3-49)$$

$$\bar{P}_{incidente,z=cte} = \bar{\Phi}_{incidente,z=cte} \cdot A_{absorbedor} \quad (3-50)$$

Al tratar numéricamente estos datos, se obtienen una serie de resultados importantes para el plano cuadrado de 70 mm de lado:

- Flujo pico máximo sin interpolación (medido experimentalmente) = 1903.46 kW/m².
- Flujo pico máximo con interpolación = 1909.51 kW/m².
- Posición del máximo interpolado respecto al centro geométrico = (-0.2; -0.3) mm.
- Flujo integrado sobre la superficie cuadrada = 239.46 kW/m².
- Potencia integrada sobre la superficie cuadrada = 1173.36 W.

De esta manera se tiene completamente caracterizado el mapa de flujo sobre la superficie medida, así como la potencia incidente en el plano Z considerado. Pero en realidad, la superficie de los absorbedores construidos no es cuadrada sino circular, por ello, se trata la imagen cuadrada para convertirla en circular.

3.3.2.4.2 Mapas circulares

El procedimiento para obtener un mapa circular consiste, en primer lugar, en dibujar un círculo con el mismo diámetro que el absorbedor, que se ajustará en el centro geométrico del mapa de sección cuadrada. Una vez realizado, se eliminan todos los valores obtenidos de la interpolación que están fuera de la sección circular.

Obtenidas las imágenes circular tridimensional (Fig. 3-49) y de superficie (Fig. 3-50), análogas a las imágenes cuadradas presentadas previamente, se realiza el análisis de los datos.

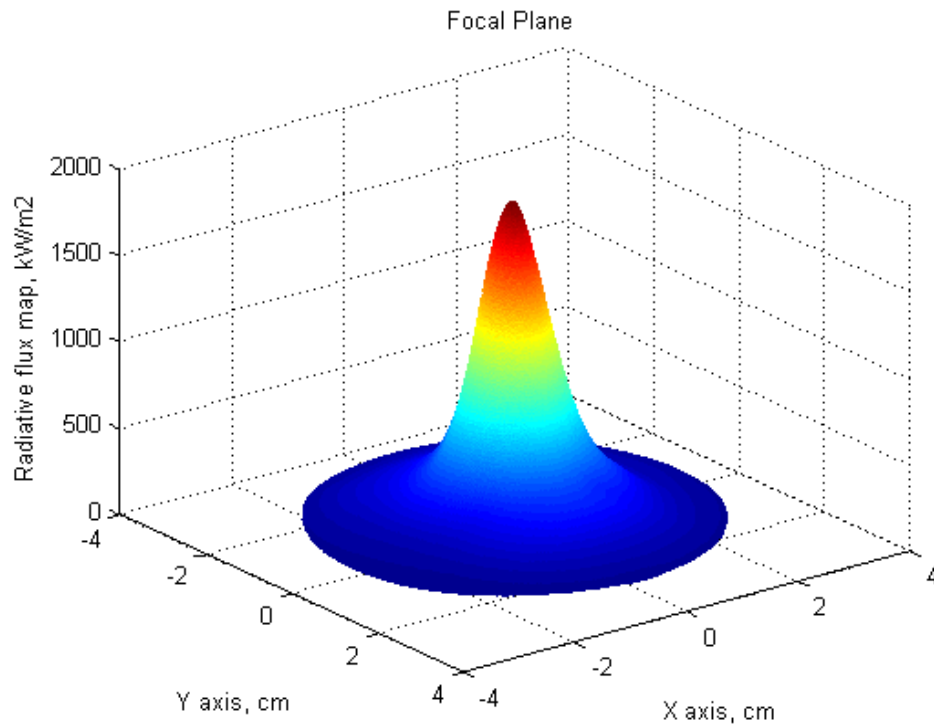


Fig. 3-49. Mapa de flujo (en kW/m^2) tridimensional obtenido para el plano focal en una superficie circular el día 2 de octubre de 2013

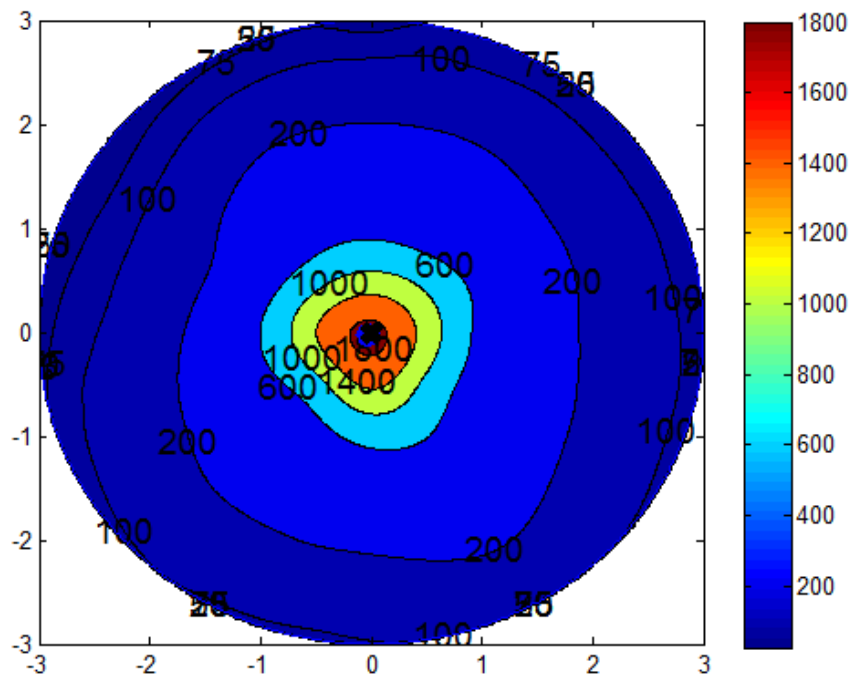


Fig. 3-50. Mapa de flujo (en kW/m^2) de superficie obtenido para el plano focal en una superficie circular el día 2 de octubre de 2013

Para este análisis solo se presentan los datos relativos al flujo y la potencia integrados en la superficie circular, ya que el resto de datos son iguales a los del mapa de flujo cuadrado. Los resultados para este caso son:

- Flujo integrado sobre la superficie circular = 287.40 kW/m².
- Potencia integrada sobre la superficie circular = 1106.06 W.

Con este último paso queda caracterizado el flujo y la potencia incidente sobre el absorbedor volumétrico en las condiciones de operación.

3.3.2.5 Errores aplicables a la medida

La medida de cualquier magnitud física que interviene en un ensayo, bien haya sido obtenida de forma directa o bien a través de una expresión matemática, nunca puede ser exacta. Dada la precisión limitada de cualquier instrumento de medida debe asumirse el hecho de que no es posible conocer el valor exacto de una magnitud. Por ello, los errores se dividen en 2 grupos principales:

- Errores sistemáticos: Son errores repetitivos durante un ensayo y que afectan a los resultados finales siempre de la misma manera. Pueden deberse a diversas causas:
 - Errores de calibración.
 - Condiciones experimentales no apropiadas.
- Errores aleatorios: Son errores debidos al azar. No se pueden controlar y alteran la medida realizada. Pueden deberse a:
 - Variación de las condiciones del entorno.
 - Errores de apreciación.

Al ser estos errores unas veces por exceso y otras veces por defecto, la metodología utilizada para compensarlos consiste en repetir varias veces el procedimiento de medida y toma de datos y suponer como valor verdadero el valor medio obtenido.

3.3.2.5.1 Descripción de errores

A continuación se detallan los principales tipos de errores debidos a la toma de muestras para la obtención del mapa de flujo:

- Error de posicionamiento (error aleatorio): una vez medido el mapa de flujo, se procede a la colocación del sistema receptor en el lugar adecuado. Para ello, el centro del absorbedor debe estar alineado con el centro del mapa de flujo, o lo que es lo mismo, con el punto de mayor flujo del plano de trabajo. En este proceso tenemos que colocar el receptor en base a tres coordenadas principales: altura (eje Y), distancia a la compuerta del simulador (eje Z) y distancia a la pared del punto de flujo máximo (eje X). En este sentido, la altura (eje Y) y la

distancia del receptor a la compuerta del simulador (eje Z), son variables controladas perfectamente, por lo que se puede asegurar su máxima precisión. En cambio, la distancia del punto de flujo máximo a la pared (eje X) puede presentar una mayor incertidumbre debido a la dificultad de su medida. Este error, a lo largo de toda la experimentación, siempre ha sido menor o igual a 2 mm.

- Errores de medida: los equipos involucrados con errores sistemáticos son el radiómetro y el simulador solar.
 - Radiómetro (error sistemático): estos sistemas de medida, una vez calibrados, son muy robustos y duraderos. La literatura señala que estos equipos presentan un error asociado $\leq 3\%$, en términos absolutos [184].
 - Simulador solar (error aleatorio): el flujo radiativo emitido por el simulador solar va asociado a la corriente continua que alimenta la lámpara. Ésta se consigue al transformar la corriente trifásica mediante un rectificador en corriente continua, introduciendo una pequeña componente alterna (ripple current), junto con la continua, que determina la vida útil de la lámpara así como su comportamiento [190]. Es por ello que el mapa de flujo se mide diariamente y se considera que el promedio de las medidas, es el valor del flujo incidente sobre el receptor.
- Error de interpolación (error aleatorio): según el nivel de precisión elegido en la medida del mapa de flujo se introduce un error más o menos significativo en la medida del flujo incidente en la superficie del receptor, por lo que el primer día de ensayos de la semana se mide el mapa de flujo con un nivel de precisión 2 (ver Tabla 3-12), mientras que el resto de días se mide con un nivel de precisión 3. La diferencia observada entre ambas medidas, se computa como un error en la medida del flujo o potencia incidente. Las medidas realizadas durante varios meses de ensayos han mostrado que la dispersión de las medidas con precisión 2 y precisión 3 siempre ha sido $\leq \pm 1.2\%$.

3.3.2.5.2 Ejemplo concreto del plano focal con aplicación de los errores

En línea con lo presentado en el apartado anterior, a la hora de calcular el mapa de flujo incidente sobre la superficie circular del absorbedor se presentarían los siguientes errores principales:

- Posicionamiento del absorbedor: el error sobre el eje X es de ± 2 mm (Fig. 3-51). Para procesar los errores debidos al desplazamiento sobre el eje X se realiza la interpolación de los datos considerando que el absorbedor se puede encontrar en dos posiciones extremas: a la izquierda del centro (-2; 0) mm y a la derecha del centro (2; 0) mm.

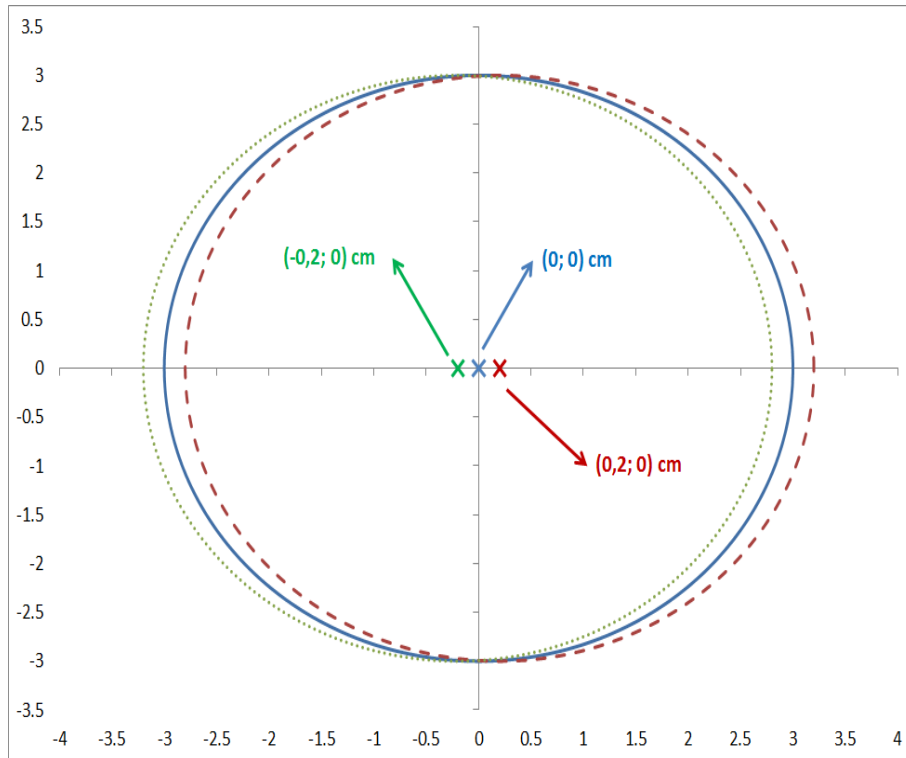


Fig. 3-51. Variación posible en el posicionamiento del absorbedor sobre el eje X en relación al punto de máximo flujo (0, 0)

$$\bar{\Phi}_{\text{incidente}, z=\text{cte}} = 287.40 \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (3-51)$$

$$\bar{\Phi}_{X=\pm 2 \text{ mm}} = [285.87 - 288.00] \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (3-52)$$

$$\text{Error}_{X=\pm 2 \text{ mm}} = [(-0.53) - 0.21] \text{ (\%)} \quad (3-53)$$

- Radiómetro: el máximo error de medida de un radiómetro tipo Gardon es de $\pm 3 \%$.

$$\bar{\Phi}_{\text{radiómetro}=\pm 3 \text{ \%}} = [278.78 - 296.02] \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (3-54)$$

$$\text{Error}_{\text{radiómetro}=\pm 3 \text{ \%}} = [(-3) - 3] \text{ (\%)} \quad (3-55)$$

- Interpolación: dispersión entre el mapa de precisión 2 y el mapa de precisión 3 $\leq 1.2 \%$.

$$\bar{\Phi}_{\text{pre3-pre2}=1.2 \text{ \%}} = [290.85] \text{ (kW/m}^2\text{)} \quad (3-56)$$

$$Error_{pre3-pre2=1.2\%} = [1.2] (\%) \quad (3-57)$$

- Global: la acumulación de todos los errores en sentido positivo y negativo lleva a tener un rango de flujo incidente sobre el receptor y un valor medio que será con el que se realicen los cálculos.

$$\bar{\Phi}_{X=\pm 2mm-radiómetro=\pm 3\%-pre3-pre2=2\%} = [280.62 - 300.20] (kW/m^2) \quad (3-58)$$

$$\bar{P}_{X=\pm 2mm-radiómetro=\pm 3\%-pre3-pre2=2\%} = [793.41 - 848.77] (W) \quad (3-59)$$

$$Error_{X=\pm 2mm-radiómetro=\pm 3\%-pre3-pre2=2\%} = [(-2.36) - 4.45] (\%) \quad (3-60)$$

3.3.2.6 Resultados finales

Una vez presentado el método de evaluación del mapa de flujo que se realiza diariamente, en esta sección se presenta un resumen de los datos que se utilizan para la realización del análisis termodinámico.

Flujo incidente, kW/m ²	290.85
Potencia incidente, W	822.36
Rango de incertidumbre de la potencia incidente, W	793.43 – 848.80

Tabla 3-13. Resumen de la evaluación del mapa de flujo para el día 2 de octubre de 2013

3.3.3 Tratamiento de los datos experimentales

Una vez realizado un ensayo, se obtiene un fichero de datos con todas las señales que se han registrado durante el proceso experimental. En la sección 3.3.4 se resumen las principales señales obtenidas, mientras que en esta sección se va a presentar la metodología seguida para evaluar estos datos.

3.3.3.1 Eficiencia del absorbedor

La eficiencia del absorbedor se define como el ratio de potencia transferida por el absorbedor al fluido caloportador respecto de la potencia incidente en la superficie del absorbedor, y toma la siguiente expresión [191]:

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m} \cdot \int_{T_{amb}}^{\bar{T}_{air-abs-out}} c \cdot dT}{P_{inc}} \quad (3-61)$$

Esta eficiencia es una función que depende tanto del diseño tecnológico del absorbedor como de las condiciones experimentales y de operación. Por lo tanto, para estimar la eficiencia del absorbedor, se deben cubrir diferentes escenarios de operación.

En este caso, al realizar los ensayos a escala de laboratorio, se restringen múltiples variables de entrada, por lo tanto, la metodología consistirá en variar el caudal másico circulante a través del absorbedor, para un flujo incidente similar.

Tras haberse explicado la obtención de la potencia incidente en el absorbedor (P_{inc}) en los apartados 3.3.2 y 3.3.2.6, a continuación se procede a estimar la temperatura del aire a la salida del absorbedor ($\bar{T}_{air-abs-out}$) para resolver la ecuación (3-61).

3.3.3.2 Estimación de la potencia ganada por el aire en el absorbedor

A pesar de tener un amplio abanico de termopares en el sistema receptor, no es posible conocer la temperatura del aire a la salida del absorbedor de una manera exacta sino realizando una estimación. A continuación, se presenta la metodología seguida para su cálculo.

- Cálculo de la potencia ganada por el agua en el intercambiador aire-agua: P_{w-HE}
- Estimación de las pérdidas térmicas a través del intercambiador: TL_{HE}
- Cálculo de la potencia del aire a la entrada del intercambiador: $P_{air-rec}$
- Estimación de las pérdidas térmicas a través del receptor: TL_{rec}
- Cálculo de la potencia del aire tras el absorbedor: $P_{air-abs}$
- Estimación de la temperatura media del aire a la salida del absorbedor: $\bar{T}_{air-abs-out}$

3.3.3.2.1 Cálculo de la potencia ganada por el agua en el intercambiador

El intercambiador consta de sistemas para la medida de la temperatura de entrada y salida del agua así como del caudal másico circulante. Tras alcanzar el estado estacionario en

los distintos supuestos experimentales se evalúa la potencia térmica ganada por el agua, que ha sido cedida por el aire en el intercambiador tal y como se muestra en la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 P_{w-HE} &= \dot{m}_w \cdot \int_{T_{wout-HE}}^{T_{win-HE}} c_{p_w}(T_w) \cdot dT_w = \\
 &= \dot{m}_{air} \cdot \int_{T_{airout-HE}}^{T_{airin-HE}} \rho_{air}(T_{air}) \cdot c_{p_{air}}(T_{air}) \cdot dT_{air}
 \end{aligned} \tag{3-62}$$

3.3.3.2.2 Estimación de las pérdidas térmicas a través del intercambiador

El sistema intercambiador está rodeado de manta de alúmina para minimizar las pérdidas térmicas al ambiente y, de esta manera, conseguir aproximarse lo mejor posible a unas condiciones adiabáticas. Normalmente el sistema intercambiador no presenta pérdidas térmicas pero se realiza en todos los casos un registro de la temperatura superficial del intercambiador para verificarlo.

En el caso de que hubiera pérdidas térmicas, para computarlas, se utilizan unos termopares de superficie que registran la temperatura superficial del papel plata adhesivo que se utiliza como sujeción de la manta de alúmina.

Las pérdidas térmicas que se producen desde el sistema intercambiador son básicamente por los mecanismos de transferencia de calor habituales: conducción, convección y radiación.

$$TL_{HE} = TL_{cond,HE} + TL_{conv,HE} + TL_{rad,HE} \tag{3-63}$$

A continuación, se desglosan las pérdidas individualmente [192].

- Pérdidas por conducción a través de la pared cilíndrica multicapa del intercambiador:

$$TL_{cond,HE} = \frac{L_{HE} \cdot (\bar{T}_w - \bar{T}_{HE,ext})}{\frac{\ln\left(\frac{r_{tube_{HE,ext}}}{r_{tube_{HE,int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{blanket_{HE,ext}}}{r_{blanket_{HE,int}}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{blanket}}} \tag{3-64}$$

Donde L_{HE} (mm) es la longitud del intercambiador, $r_{tube_{HE,ext}}$ (mm) es el radio exterior del intercambiador, $r_{tube_{HE,int}}$ (mm) es el radio interior del intercambiador, $r_{blanket_{HE,ext}}$ (mm) es el radio exterior de la manta de alúmina que envuelve el intercambiador, $r_{blanket_{HE,int}}$ (mm) es el radio interior de la manta de alúmina que envuelve el intercambiador, k_{tube} (W/(m · K)) es la conductividad de la chapa del intercambiador, $k_{blanket}$ (W/(m · K)) es la conductividad de la manta de alúmina, \bar{T}_w (K) es la temperatura

media del agua en el intercambiador y $\bar{T}_{HE,ext}$ (K) es la temperatura media superficial del intercambiador.

- Pérdidas por convección:

$$TL_{conv,HE} = \pi \cdot D_{blanket_{HE_{ext}}} \cdot L_{HE} \cdot h_{ext} \cdot (\bar{T}_{HE,ext} - T_{amb}) \quad (3-65)$$

- Convección natural al ambiente: La correlación más conocida para convección natural de un tubo horizontal con el ambiente exterior es la Correlación de Churchill y Chu [193]. Cuando no hay viento, la transferencia de calor ocurre por convección natural del tubo al ambiente y el número de Nusselt es:

$$Nu_{blanket} = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 \cdot Ra_{blanket}^{1/6}}{[1 + (0,559/Pr_{blanket})^{9/16}]^{3/27}} \right\}^2 \quad (3-66)$$

$$Ra_{blanket} = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{blanket} - T_{amb}) \cdot D_{blanket_{ext}}^3}{\alpha_{blanket} \cdot \nu_{blanket}} \quad (3-67)$$

Donde $Nu_{blanket}$ es el número de Nusselt evaluado para la manta de alúmina, $Ra_{blanket}$ es el número de Rayleigh para la manta y $Pr_{blanket}$ es el número de Prandtl evaluado para la manta, g (m/s^2) es la aceleración de la gravedad, β ($1/K$) es el coeficiente volumétrico de expansión térmica, $D_{blanket_{ext}}$ (mm) es el diámetro exterior de la manta de alúmina que envuelve el intercambiador, $T_{blanket}$ (K) es la temperatura superficial de la manta de alúmina, T_{amb} (K) es la temperatura ambiente, $\alpha_{blanket}$ (m^2/s) es la difusividad térmica del aire evaluada para las condiciones medidas de la manta y el ambiente y $\nu_{blanket}$ (m^2/s) es la viscosidad cinemática del aire evaluada para las condiciones medidas de la manta y el ambiente.

Evaluación de propiedades:

Todas las propiedades, excepto β , se evalúan a la temperatura media:

$$t_m = \frac{T_{blanket} + T_{amb}}{2}$$

- β se evalúa a la temperatura media de película t_m , para líquidos.
- β se evalúa a la temperatura del fluido t_f , para gases.
- Condiciones de aplicación:
- $0 < Pr < \infty$
- $10^{-5} < Ra \leq 10^{12}$

- Pérdidas por radiación: se considera el cambiador como una superficie pequeña convexa que radia al ambiente.

$$TL_{rad,HE} = \pi \cdot D_{blanket_HE_ext} \cdot L_{HE} \cdot \varepsilon_{blanket} \cdot \sigma \cdot (\bar{T}_{HE,ext}^4 - \bar{T}_{amb}^4) \quad (3-68)$$

3.3.3.2.3 Cálculo de la potencia del aire a la entrada del intercambiador

La potencia del aire a la entrada del intercambiador es aquella potencia que ha ganado el agua en el intercambiador, añadiéndole las pérdidas térmicas en el mismo. Normalmente, el intercambiador no tiene pérdidas térmicas (opera en condiciones adiabáticas), pero este sería el procedimiento habitual en caso de que el intercambiador si que tuviera pérdidas.

$$P_{air-in-HE} = P_{w-HE} + TL_{HE} \quad (3-69)$$

3.3.3.2.4 Estimación de las pérdidas térmicas a través del receptor

Las pérdidas térmicas a través del receptor son útiles para calcular la potencia ganada por el aire, únicamente debido al absorbedor volumétrico. El cálculo de estas pérdidas es análogo al cálculo para las pérdidas del intercambiador.

$$TL_{rec} = TL_{cond,rec} + TL_{conv,rec} + TL_{rad,rec} \quad (3-70)$$

Para el cálculo de las pérdidas por conducción, por convección y por radiación se usan las dimensiones presentadas en la Fig. 3-16 y las expresiones (3-64), (3-65) y (3-68) adaptadas para la geometría del receptor.

3.3.3.2.5 Cálculo de la potencia del aire tras el absorbedor

La potencia ganada por el aire en el absorbedor es aquella potencia que ha ganado el aire en el receptor añadiéndole las pérdidas térmicas a través del receptor.

$$P_{air-abs} = P_{air-in-HE} + TL_{rec} \quad (3-71)$$

Llegados a este punto, y teniendo caracterizada la potencia incidente sobre el absorbedor P_{inci} (secciones 3.3.2 y 3.3.2.6), junto con la potencia ganada por el aire $P_{air-abs}$ (3-71) se puede resolver la ecuación (3-61) y obtener la eficiencia global del absorbedor volumétrico η_{abs} .

3.3.3.2.6 Estimación de la temperatura media del aire a la salida del absorbedor

Una vez obtenida la potencia ganada por el aire en el absorbedor y teniendo la medida de la temperatura del aire a la salida del absorbedor, se puede determinar mediante un balance de energía, la temperatura media del aire a la salida del absorbedor volumétrico ($\bar{T}_{air-abs-out}$) resolviendo la siguiente expresión:

$$P_{air-abs} = \dot{m}_{air} \cdot \int_{T_{air-out-HE}}^{\bar{T}_{air-abs-out}} c_{p_{air}}(T) \cdot dT(T_{air-out-HE}; \bar{T}_{air-abs-out}) \quad (3-72)$$

3.3.3.3 Selección de estados cuasi-estacionarios

Al finalizar cada ensayo se analizan todas las variables y se realiza la metodología presentada en la sección anterior. Para obtener el comportamiento global de cada tipo de absorbedor, es preciso determinar los momentos estacionarios o cuasi-estacionarios del sistema.

Debido a que la radiación solar fluctúa y los simuladores solares también, especialmente al final de la vida útil de las bombillas, es preciso seleccionar un criterio para determinar el estado cuasi-estacionario bajo el que se compararán los distintos absorbedores.

En esta tesis se adopta un criterio utilizado en la Plataforma Solar de Almería, en el que para un intervalo de muestreo dado (d), se compara cada medida en un determinado instante de tiempo (t) con las últimas cinco medidas adquiridas, permitiendo la siguiente variación:

- $(F(t) - F(t - d))/F(t) < 1 \%$
- $(F(t) - F(t - 2d))/F(t) < 2 \%$
- $(F(t) - F(t - 3d))/F(t) < 3 \%$
- $(F(t) - F(t - 4d))/F(t) < 4 \%$
- $(F(t) - F(t - 5d))/F(t) < 5 \%$

Donde F(t) es el valor de cualquier variable en el instante de tiempo t y F(t-d) es el valor que toma la misma variable anterior en el período (d) de tiempo anterior.

Para cualquier variable que cumpla los anteriores requisitos, se puede decir que su valor en el instante t se encuentra en estado cuasi-estacionario y se puede utilizar para ser comparada con otras variables similares obtenidas con otros absorbedores.

En la presente tesis, además de los criterios mostrados anteriormente, se fijó un tiempo mínimo de 5 minutos para seleccionar un período en estado cuasi-estacionario.

3.3.3.4 Propiedades del aire

En esta sección se presentan las propiedades del aire utilizadas para la evaluación de los datos experimentales y para las simulaciones que se expondrán en el siguiente capítulo.

A continuación, se presentan las siguientes propiedades físicas: densidad, viscosidad, capacidad calorífica y conductividad térmica. Todas las propiedades han sido extraídas del programa COMSOL Multiphysics [194]. El rango de estudio considera desde temperatura ambiente, 300 K, hasta la máxima temperatura fijada en las simulaciones que es de 1500 K.

3.3.3.4.1.1 Densidad del aire

Para las simulaciones se considera aire seco y con comportamiento de gas ideal, como se ha hecho anteriormente en la bibliografía [195-198]. La densidad de un gas ideal es:

$$\rho = \frac{P \cdot M}{R \cdot T} \quad (3-73)$$

Donde ρ (kg/m^3) es la densidad, P (Pa) es la presión atmosférica, R es la constante de los gases ideales y toma el valor de 8.314 ($\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{mol})$) para el aire, y M (kg/mol) es la masa molecular del aire. En la siguiente figura se presenta la densidad del aire frente a la temperatura.

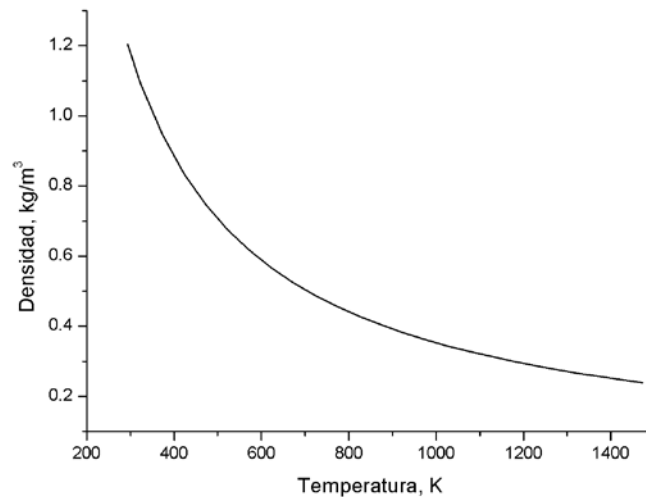


Fig. 3-52. Variación de la densidad del aire con la temperatura

3.3.3.4.1.2 Viscosidad del aire

Para el cálculo de la viscosidad utilizamos la siguiente expresión:

$$\mu = -8.383 \cdot 10^{-7} + 8.357 \cdot 10^{-8} \cdot T - 7.694 \cdot 10^{-11} \cdot T^2 + 4.644 \cdot 10^{-14} \cdot T^3 - 1.066 \cdot 10^{-17} \cdot T^4 \tag{3-74}$$

Donde μ (Pa · s) es la viscosidad del fluido, y T (K) es la temperatura del fluido.

En la siguiente figura se presenta la variación de la viscosidad del aire con la temperatura para la correlación presentada y para la ley de Sutherland utilizada por Wu [195].

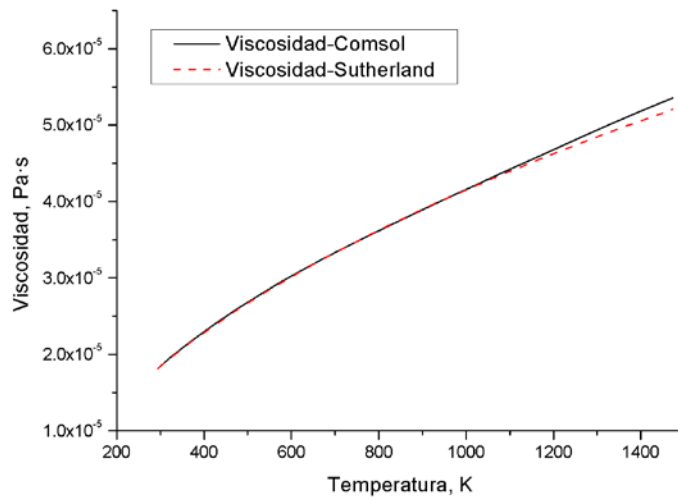


Fig. 3-53. Variación de la viscosidad del aire con la temperatura

Si comparamos los datos de la regresión con los de la Ley de Sutherland, se obtiene una desviación media de 0.71 % en valor absoluto.

3.3.3.4.1.3 Capacidad calorífica específica del aire a presión constante

Los valores de la capacidad calorífica del aire en función de la temperatura del fluido se ajustan a la siguiente regresión:

$$c = 1047.637 - 0.3726 \cdot T + 0.000945 \cdot T^2 - 6.024 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 + 1.286 \cdot 10^{-10} \cdot T^4 \quad (3-75)$$

Donde c (J/(kg · K)) es la capacidad calorífica específica a presión constante del fluido, y T (K) es la temperatura del fluido.

En la siguiente figura, se representa la variación de la capacidad calorífica del aire con la temperatura del fluido.

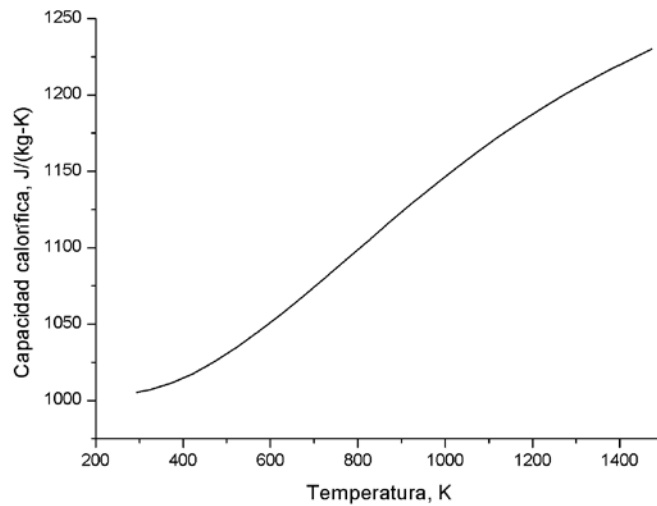


Fig. 3-54. Variación de la capacidad calorífica del aire con la temperatura

Si comparamos los datos obtenidos con los de la bibliografía [195], se observa una desviación media máxima de 0.13 % en valor absoluto.

3.3.3.4.1.4 Conductividad térmica del aire

Los valores de conductividad térmica del aire en función de la temperatura del fluido se ajustan a la siguiente regresión:

$$k = 0.00084 + 9.502 \cdot 10^{-5} \cdot T - 3.594 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 - 7.668 \cdot 10^{-12} \cdot T^3 \quad (3-76)$$

Donde k (W/(m · K)) es la capacidad calorífica del fluido, y T (K) es la temperatura del fluido.

En la siguiente figura, se representa la variación de la conductividad térmica del aire con la temperatura del fluido.

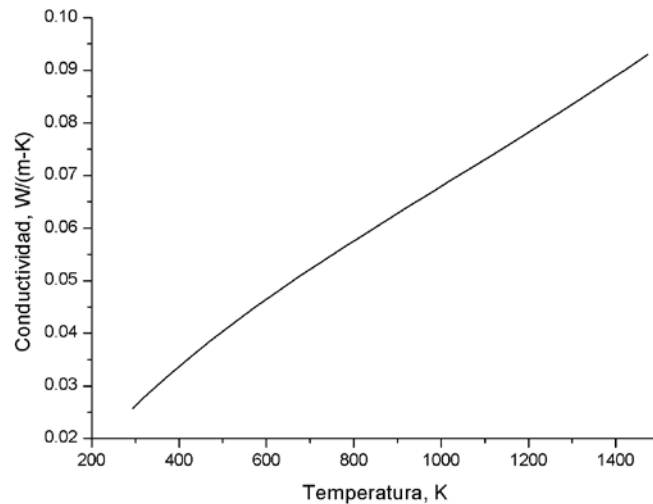


Fig. 3-55. Variación de la conductividad térmica del aire con la temperatura

Si se comparan los datos obtenidos con los de la bibliografía [195], la desviación media máxima es del 1.24 % en valor absoluto en el intervalo de trabajo (300K-1500K). Ésta es la mayor desviación obtenida de todas las comparativas, aun así, no es necesario un estudio más detallado de esta propiedad porque, por un lado, el error sigue siendo muy bajo y, por otro lado, la conducción térmica del aire en el modelo tiene un valor despreciable.

3.3.3.5 Propiedades del agua

El agua se utiliza como fluido secundario en el intercambiador de calor, donde recibe la potencia ganada por el aire. El caudal de circulación del agua, en contracorriente respecto al caudal del aire, se ajusta para no elevar la temperatura del agua por encima de los 60 °C como máximo durante un día de operación. Por ello, el rango de temperaturas de trabajo para el agua es amplio y comprende desde temperatura ambiente hasta 100 °C. A continuación, se presentan las propiedades utilizadas para el agua como fluido de trabajo secundario [194].

3.3.3.5.1 Densidad del agua

La siguiente expresión muestra la variación de la densidad en función de la temperatura.

$$\rho_w = 838.5 + 1.46 \cdot T_w - 3.01 \cdot 10^{-3} \cdot T_w^2 + 3.72 \cdot 10^{-7} \cdot T_w^3 \quad (3-77)$$

Donde ρ_w (kg/m³) es la densidad del agua y T_w (K) es la temperatura del agua. En la siguiente figura se representa la densidad del agua frente a la temperatura.

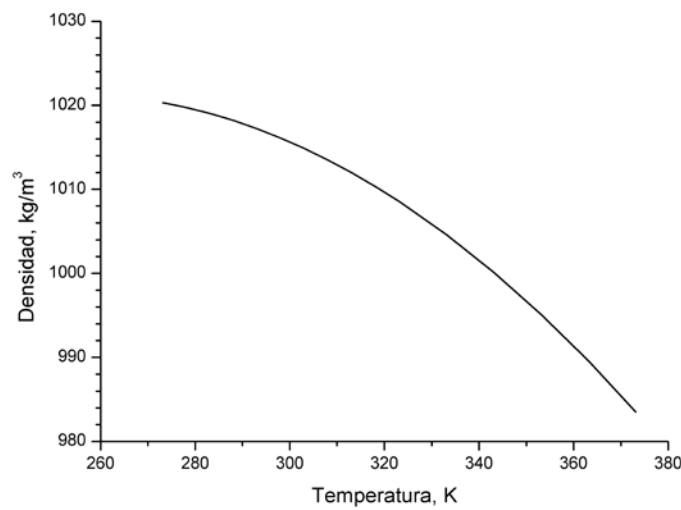


Fig. 3-56. Variación de la densidad del agua con la temperatura

3.3.3.5.2 Capacidad calorífica

La siguiente expresión muestra la variación de la capacidad calorífica en función de la temperatura.

$$c_w = 12010.15 - 80.41 \cdot T_w(K) + 0.31 \cdot T_w^2 - 5.38 \cdot 10^{-4} \cdot T_w^3 + 3.63 \cdot 10^{-7} \cdot T_w^4 \quad (3-78)$$

Donde c_w ($J/(kg \cdot K)$) es la capacidad calorífica del agua y T_w (K) es la temperatura del agua. La representación de la capacidad calorífica en función de la temperatura del agua, aparece en la siguiente figura.

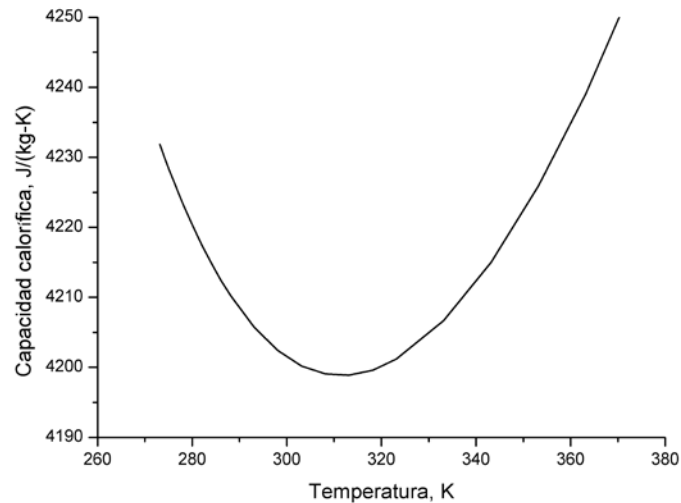


Fig. 3-57. Variación de la capacidad calorífica del agua con la temperatura

3.3.3.6 Propiedades de los materiales

En la presente sección se presentan las propiedades de los principales materiales utilizados para la evaluación experimental, la aleación 304 L para la construcción del receptor y del intercambiador y la manta de alúmina utilizada como material de aislamiento.

3.3.3.6.1 Aleación 304 L

Este material fue utilizado para la construcción del receptor y del intercambiador por sus buenas propiedades para trabajar a altas temperaturas. La máxima temperatura de trabajo a la que se puede exponer el material de manera continua es 899 °C. La siguiente expresión muestra la variación de la conductividad en función de la temperatura [194].

$$k_{tube} \left(\frac{W}{m \cdot K} \right) = 6.74 + 0.0286 \cdot T(K) \quad (3-79)$$

Donde k_{tube} ($W/(m \cdot K)$) es la conductividad térmica del material y T (K) es la temperatura a la que se encuentra el material. La representación de la conductividad térmica en función de la temperatura se muestra en la siguiente figura.

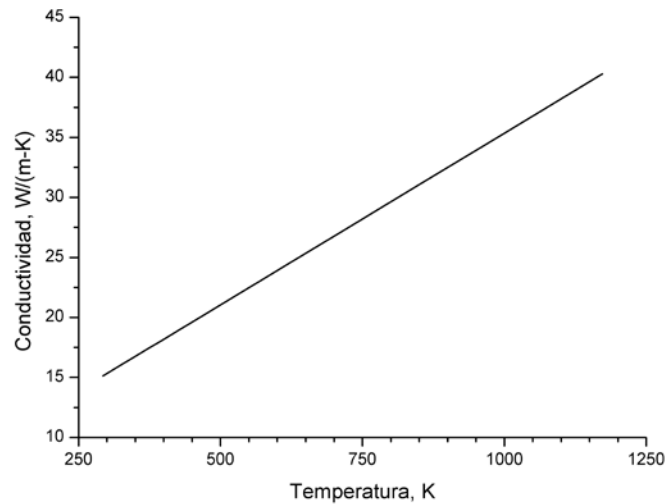


Fig. 3-58. Variación de la conductividad térmica de la aleación 304 L con la temperatura

3.3.3.6.2 Manta de alúmina

Existen en el mercado distintos tipos de aislamientos para trabajar a alta temperatura. En esta instalación se eligió manta de alúmina por la versatilidad que ofrece al trabajar, además de sus reducidos coeficientes conductivos. Para este caso, la manta seleccionada tiene una composición de 50 % Al_2O_3 – 50 % SiO_2 , con una densidad de 0.096 g/cm^3 . La siguiente expresión muestra la variación de la conductividad en función de la temperatura [194].

$$k_{blanket} = 0.0596 + 4.674 \cdot 10^{-5} \cdot T + 6.222 \cdot 10^{-8} \cdot T^2 \quad (3-80)$$

Donde $k_{blanket}$ ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$) es la conductividad térmica de la manta y T (K) es la temperatura a la que se encuentra el material. La representación de la conductividad térmica en función de la temperatura, se muestra en la siguiente figura.

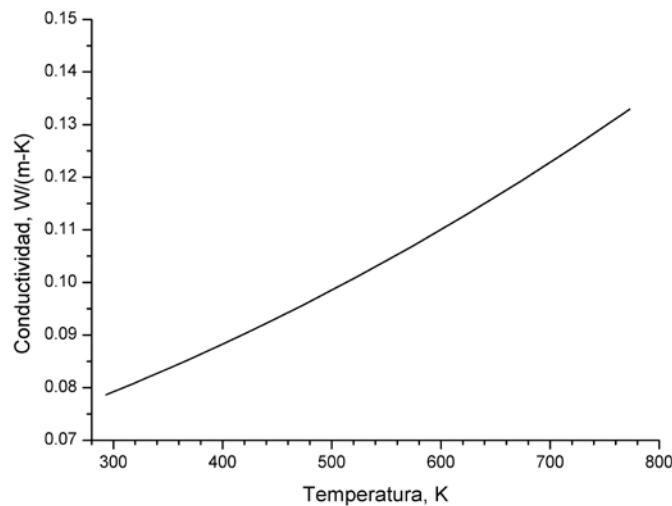


Fig. 3-59. Variación de la conductividad térmica de la manta de alúmina con la temperatura

3.3.4 Resumen de ensayos

En la presente sección, se resume el plan de ensayos seguido para los 26 absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y heterogénea, Tabla 3-10, basado en la experiencia adquirida con la instalación en trabajos previos.

Cada absorbedor se ensaya con cuatro caudales de aire diferentes, repitiéndose un mínimo de tres veces cada ensayo. Los caudales de aire de los ensayos varían de 4 a 7 (m^3/h).

Respecto al caudal de agua, que se utiliza para la evaluación indirecta de la potencia ganada por el aire, se fija un caudal de agua cuasi-constante para todos los ensayos y que varía de 190 a 200 l/h, según la presión y temperatura del sistema. Se fijó este caudal ya que la medida presentaba su menor error para caudales en el rango fijado.

Rango de caudal de agua ~ 190 – 200 (l/h)

Malla	Porosidad lineal	Caudal 1	Caudal 2	Caudal 3	Caudal 4
	%	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h	m ³ /h
A	64	4	5	6	7
B	61	4	5	6	7
C	54	4	5	6	7
D	51	4	5	6	7
E	38	4	5	6	7
F	37	-	5	6	7
A-C	64-54	4	5	6	7
A-D	64-51	4	5	6	7
A-E	64-38	4	5	6	7
A-F	64-37	4	5	6	7
B-C	61-54	4	5	6	7
B-D	61-51	4	5	6	7
B-E	61-38	4	5	6	7
B-F	61-37	4	5	6	7
C-E	54-38	4	5	6	7
C-F	54-37	4	5	6	7
D-E	51-38	4	5	6	7
D-F	51-37	4	5	6	7
A-C-E	64-54-38	4	5	6	7
A-C-F	64-54-37	4	5	6	7
A-D-E	64-51-38	4	5	6	7
A-D-F	64-51-37	4	5	6	7
A-C-E	61-54-38	4	5	6	7
A-C-F	61-54-37	4	5	6	7
A-D-E	61-51-38	4	5	6	7
A-D-F	61-51-37	4	5	6	7

Tabla 3-14. Plan de ensayos de los 26 diseños de absorbedores volumétricos

3.4 Resultados experimentales

3.4.1 Evaluación tipo de ensayos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo A

Esta sección muestra, a modo de ejemplo, el proceso de evaluación realizado sobre un ensayo experimental. Concretamente se va a analizar el absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo A, realizado el día 25 de Marzo de 2015 para un caudal volumétrico de aproximadamente 4 (m³/h).

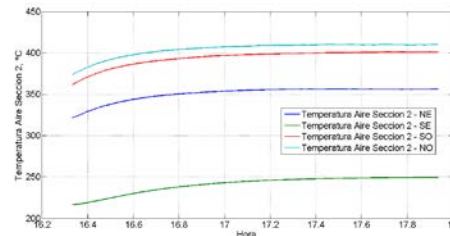
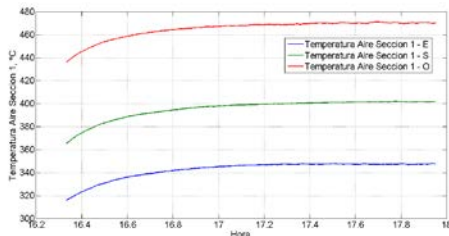
En primer lugar se presentan unos datos generales obtenidos tras analizar las gráficas de las principales variables del proceso, posteriormente se muestra un ejemplo de evaluación del absorbedor con todos los pasos seguidos. En último lugar, se realiza una comparativa de cuatro ensayos para distintos caudales, de 4 a 7 (m³/h) y tres repeticiones.

3.4.1.1 Datos generales del ensayo

En esta sección se presentan algunos datos generales obtenidos tras una primera visualización de los principales registros para un absorbedor de porosidad homogénea de malla tipo A y con un caudal volumétrico de 4 (m³/h).

- Fecha: 15_03_25
- Número de sensores: 36
- Hora de Comienzo: 16.33 horas
- Hora de Fin: 19.39 horas
- Caudal de agua medido: 194.85 l/h

Las siguientes figuras muestran el comportamiento registrado por los diferentes sensores de la instalación.



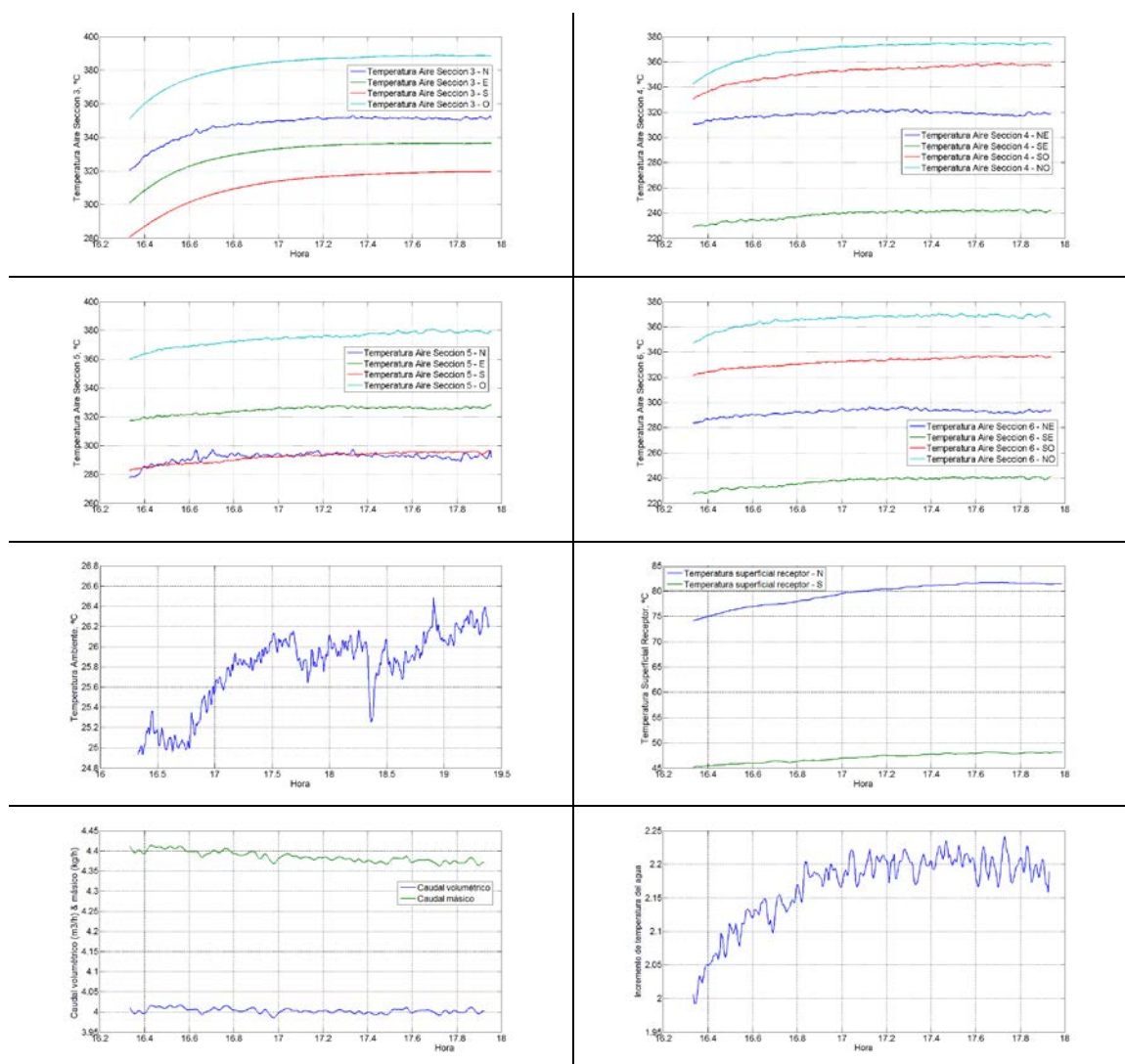


Fig. 3-60. Figuras generales del ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m³/h – Repetición 1

3.4.1.2 Evaluación del absorbedor

Una vez analizadas y revisadas las señales de los sensores, se procede a evaluar el comportamiento del absorbedor volumétrico de porosidad homogénea de malla tipo A y con un caudal de 4 (m³/h).

Aplicación de los balances de energía

En primer lugar se aplican los balances de energía presentados en la sección 3.3.3. La Fig. 3-61 representa las pérdidas térmicas por conducción, convección y radiación, a través del sistema receptor.

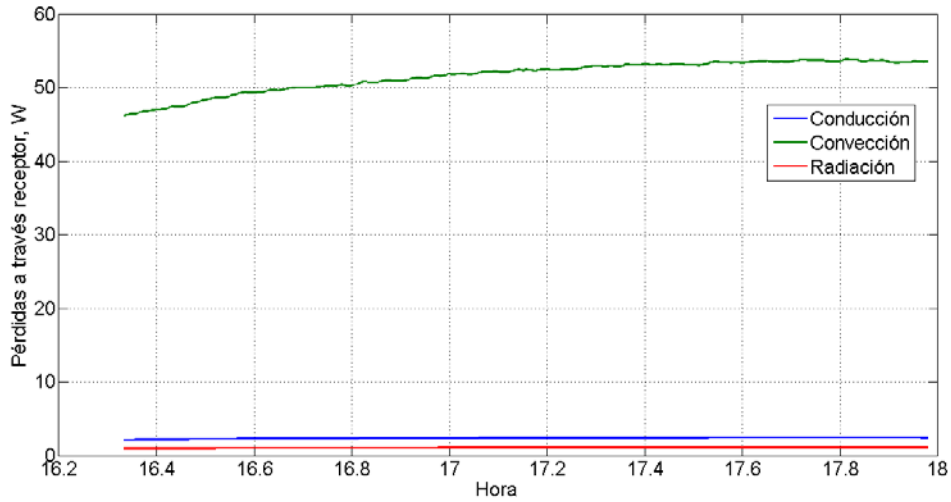


Fig. 3-61. Pérdidas térmicas del receptor para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal $4 \text{ m}^3/\text{h}$ – Repetición 1

En la Fig. 3-62 se representa la potencia ganada por el agua, así como las pérdidas totales del receptor, y la suma de ambas variables, que equivale a la potencia del aire tras el absorbedor. En este caso, como en la mayoría de los ensayos realizados, las pérdidas a través del intercambiador fueron despreciables, por lo que su influencia en la evaluación fue nula.

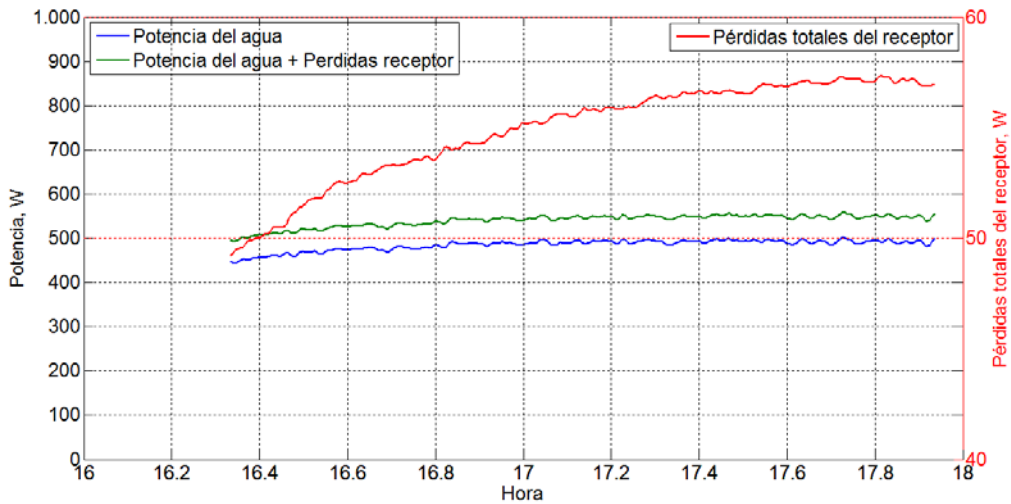


Fig. 3-62. Potencia ganada por el agua, pérdidas totales en el receptor y potencia ganada por el aire a la salida del absorbedor para un ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal $4 \text{ m}^3/\text{h}$ – Repetición 1

Selección de los momentos en estado cuasi-estacionario

Una vez obtenidas y analizadas las principales variables de los balances aplicados, es necesario seleccionar los estados cuasi-estacionarios. Para ello se analizaron las principales variables del sistema, detectándose que el incremento de temperatura del agua en el intercambiador es la variable más determinante de todo el análisis y la que presenta una mayor variabilidad. Por ello, se seleccionó esta variable como la indicada para aplicar el criterio presentado en la sección 3.3.3.3.

En la Fig. 3-63 se representa el incremento de la temperatura del agua con el tiempo de ensayo (línea azul), así como los instantes en los que se cumplen los criterios seleccionados para determinar un estado cuasi-estacionario (asteriscos azules).

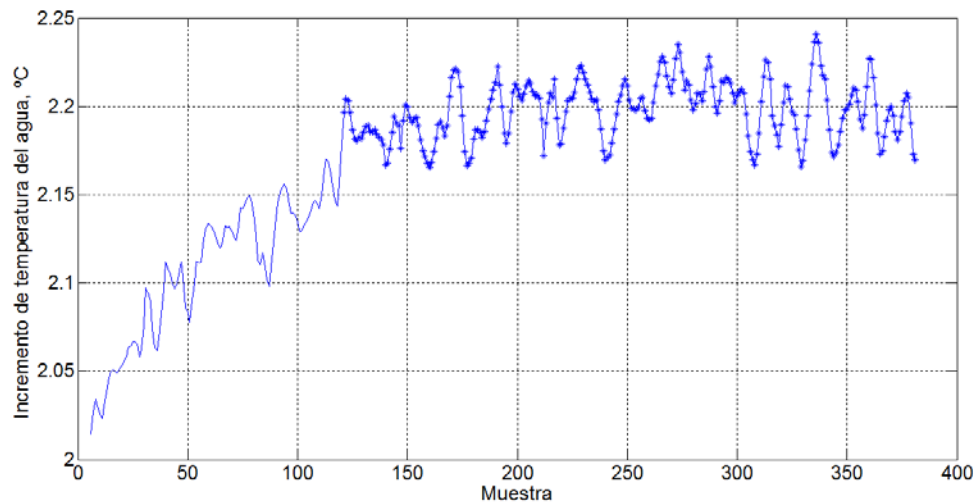


Fig. 3-63. Incremento de temperatura del agua para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m³/h – Repetición 1

Integración de las principales variables en estado cuasi-estacionario

Una vez seleccionado el momento inicial y final del estado cuasi-estacionario, se integran todas las variables de interés, que se recogen en la siguiente tabla.

A64_ Repetición 1

Tiempo de operación con radiación concentrada	3.05	horas
Tiempo de operación con radiación concentrada en estacionario	0.41	horas
Instante de inicio del ensayo	16.33	horas
Instante de fin del ensayo	19.39	horas
Instante de inicio del estado estacionario	17.52	horas
Instante de fin del estado estacionario	17.94	horas
Potencia incidente en la superficie del absorbedor	790.96	W
Integral caudal volumétrico aire medido en estacionario	4.00	m ³ /h
Integral caudal volumétrico agua medido en estado estacionario	195.88	l/h
Integral temperatura ambiente en estado estacionario	25.95	°C
Integral temperatura agua fría en estado estacionario	49.33	°C
Integral temperatura agua caliente en estado estacionario	51.52	°C
Incremento de la temperatura del agua en estado estacionario	2.20	°C
Integral temperatura aire salida HE en estado estacionario	49.90	°C
Balances en el INTERCAMBIADOR & RECEPTOR		
Integral potencia del agua HE en estado estacionario	492.41	W
Integral pérdidas totales en el REC con tubo en estado estacionario	57.05	W
Integral pérdidas conducción en el REC con tubo en estado estacionario	2.44	W
Integral pérdidas convección en el REC con tubo en estado estacionario	53.55	W
Integral pérdidas radiación en el REC con tubo en estado estacionario	1.06	W

Tabla 3-15. Resumen de los datos principales integrados en el estado cuasi-estacionario para el ensayo de porosidad homogénea con malla tipo A – Caudal 4 m³/h – Repetición 1

Cálculo de la eficiencia del absorbedor

Una vez integrados los datos en el estado cuasi-estacionario, se procede, mediante el uso de las ecuaciones (3-71) y (3-72) a calcular la potencia del aire tras el absorbedor (obtenida tras sumar a la potencia del agua las pérdidas térmicas del receptor) y la temperatura media del aire a la salida del absorbedor volumétrico ($\bar{T}_{\text{air-abs-out}}$). Si se sustituyen los valores conocidos en la ecuación (3-72) se obtiene:

$$P_{air-abs} = \dot{m}_{air} \cdot \int_{T_{air-out-HE}}^{\bar{T}_{air-abs-out}} c_{p,air}(T) \cdot dT(T_{air-out-HE}; \bar{T}_{air-abs-out}) \quad (3-72)$$

$$\begin{aligned} & (492.41 + 57.05)(W) = \\ & 4.37 \text{ (kg/h)} \cdot \int_{49.90}^{\bar{T}_{air-abs-out}} c_{air}(49.90 \text{ (}^\circ\text{C)}; \bar{T}_{air-abs-out}) \cdot \\ & dT(49.90 \text{ (}^\circ\text{C)}; \bar{T}_{air-abs-out}) \end{aligned} \quad (3-81)$$

De la ecuación anterior la única variable que queda por resolver es la temperatura del aire a la salida del absorbedor volumétrico:

$$\bar{T}_{air-abs-out} = 484.1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3-82)$$

Una vez obtenida la temperatura media del aire a la salida del absorbedor, se calcula la eficiencia del absorbedor volumétrico utilizando la ecuación (3-61).

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m} \cdot \int_{\bar{T}_{amb}}^{\bar{T}_{air-abs-out}} c_{air} \cdot dT}{P_{inci}} \quad (3-61)$$

$$\eta_{abs} = \frac{\dot{m} \cdot \int_{25.95}^{484.1} c_{air} \cdot dT}{790.96} \cdot 100 = 78.69 \% \quad (3-83)$$

Indicaciones sobre la evaluación del absorbedor

Para obtener la eficiencia del absorbedor (η_{abs}), no es adecuado realizar el cociente de la potencia ganada por el agua (P_{w-HE}) o la potencia del aire tras el absorbedor ($P_{air-abs}$) con la potencia incidente en el absorbedor (P_{inci}), debido a que ambas potencias se obtienen a partir del balance en el intercambiador. Hay que considerar que el aire a la salida del intercambiador presenta una temperatura próxima a los 50 °C y por tanto, la entalpía contenida en ese caudal de aire no ha sido transmitida al agua y la eficiencia en ambos casos estaría infra-valorada.

Por ello, el método más adecuado, y utilizado en la presente tesis, consiste en estimar la temperatura del aire tras el absorbedor para posteriormente obtener la potencia ganada por el aire en el absorbedor desde la temperatura ambiente (25.5 °C) hasta la temperatura estimada para el aire tras el absorbedor (484 °C), para el caudal másico estudiado.

3.4.1.3 Comparativa de ensayos

En esta sección se muestran, para el absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo A, los resultados de cuatro ensayos, así como las tres versiones realizadas para cada conjunto de ensayos. Finalmente, se presenta la media de los datos analizados con su correspondiente error. Dicha media será utilizada para su validación con el modelo numérico.

Temperatura

En la Fig. 3-64 se presenta la temperatura media estimada a la salida del absorbedor para un absorbedor volumétrico de porosidad homogénea formado por malla tipo A. Consta de los datos de los tres ensayos realizados para cada uno de los cuatro caudales estudiados, junto con el promedio.

Respecto al valor medio obtenido para cada caudal, la máxima desviación es de 10 K. Así, la Fig. 3-65 presenta el valor medio obtenido para cada uno de los cuatro caudales ensayados, con la desviación máxima presentada en sentido positivo y negativo.

Potencia y eficiencia

En la Fig. 3-66 y Fig. 3-67 se presentan la potencia ganada por el aire a través del absorbedor volumétrico y la eficiencia del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para los tres ensayos con cada uno de los cuatro caudales, así como el valor medio obtenido.

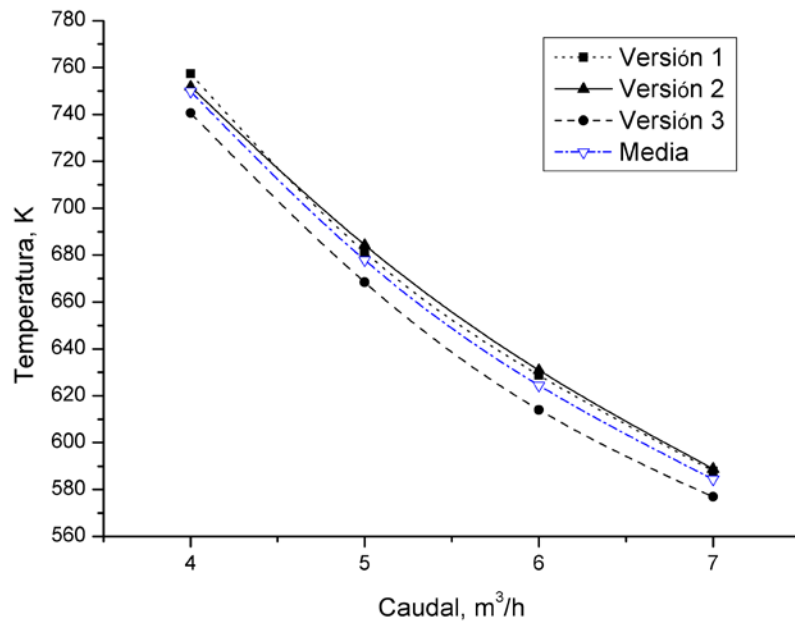


Fig. 3-64. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones

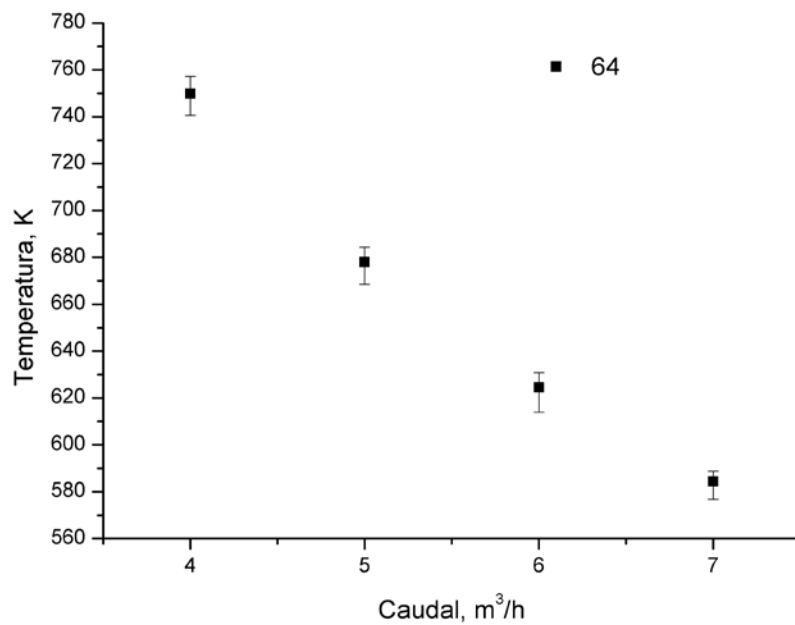


Fig. 3-65. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A de las tres repeticiones y sus errores

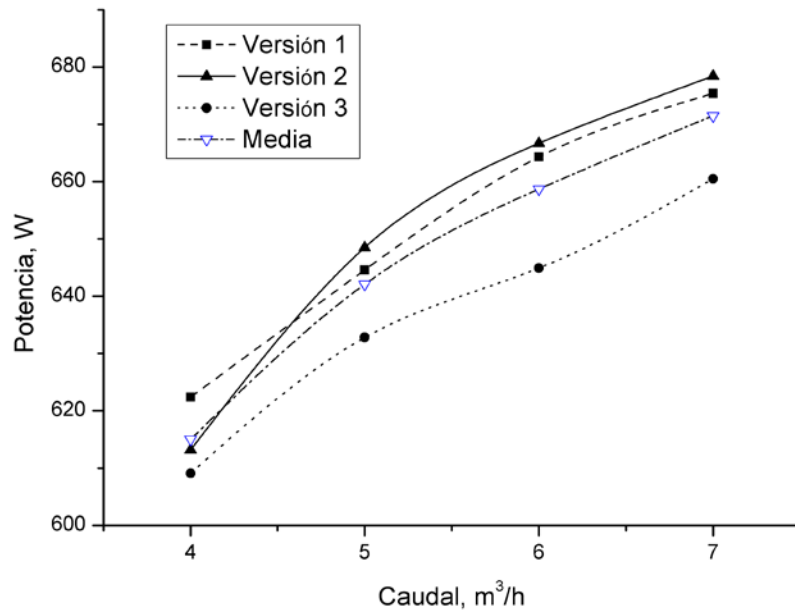


Fig. 3-66. Potencia ganada por el aire en el absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones

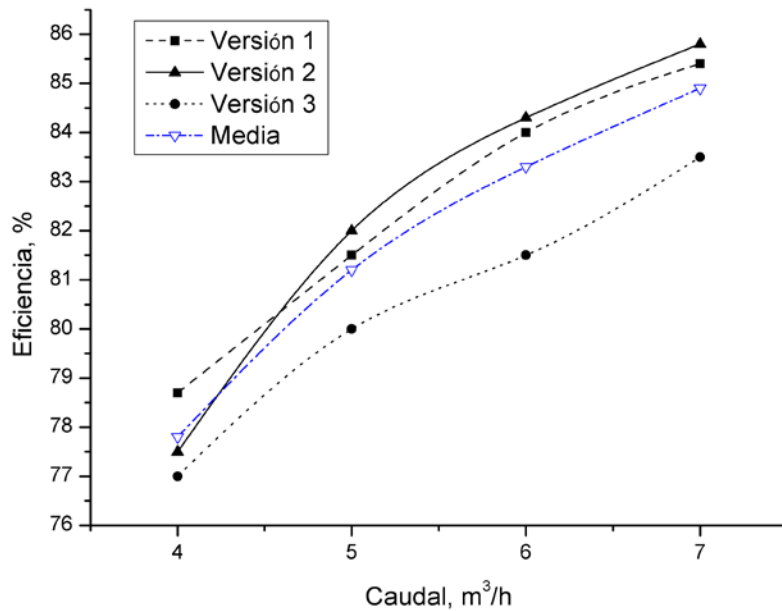


Fig. 3-67. Eficiencia del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A para cuatro ensayos y tres repeticiones

3.4.2 Evaluación y comparación experimental de absorbedores de porosidad homogénea y de porosidad gradual

En esta sección y dado el volumen de datos experimentales disponibles, se presentan los valores medios de las principales variables analizadas: temperatura estimada a la salida del absorbedor, potencia ganada por el aire a través del absorbedor y eficiencia del absorbedor.

En primer lugar, se comparan los seis absorbedores de porosidad homogénea, posteriormente se comparan los doce absorbedores de doble porosidad gradual divididos en cuatro grupos según la malla base que forma el absorbedor (malla base tipo A, tipo B, tipo C y tipo D), y por último, se comparan los ocho absorbedores de triple porosidad gradual, divididos en dos grupos según la malla base que forma el absorbedor (malla base tipo A, y tipo B).

La dispersión de los datos obtenidos en los ensayos realizados se presenta en el Anexo A. Además se deben tener en cuenta los errores de medida propios de cada tipo de termopar descritos en la sección 3.2.6.1.

3.4.2.1 Absorbedores de porosidad homogénea

En este apartado se realiza una comparación de seis absorbedores construidos con una porosidad homogénea a partir de las mallas comerciales A, B, C, D, E y F, cuyas características se describieron en las Tabla 3-8, Tabla 3-9 y Tabla 3-10. En primer lugar se presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los seis absorbedores ensayados a cuatro caudales distintos, Fig. 3-68.

Con el análisis de los datos obtenidos tras el tratamiento de los datos experimentales, se observan tres fenómenos:

- En primer lugar, el absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo C (Tabla 3-8) es con el que se obtiene mayor temperatura a la salida del absorbedor, y uno de los ensayos con mayor reproducibilidad ya fue el que menos variación presentaba en sus repeticiones.
- En segundo lugar se observa que hay un absorbedor que claramente se comporta de una manera menos eficiente que el resto, que es el formado por malla tipo F.
- Por último, se detecta un rango de temperaturas muy similar para los restantes absorbedores, con el absorbedor B, E y A con temperaturas de salida prácticamente iguales y con el absorbedor D con la temperatura más baja de estos cuatro absorbedores.

De manera general, tras este análisis, se observa que unos valores de porosidad, de diámetro de hilo y de superficie específica medios (ver Tabla 3-8 y Tabla 3-9) proporcionan los mejores resultados en cuanto a temperaturas de salida. Por contra, una alta superficie específica junto con un diámetro de hilo pequeño (mallas tipo D y F), que a priori podría resultar una

variable positiva para el diseño, tiene un comportamiento peor que aquellas con una superficie específica menor con un diámetro de hilo medio-alto (malla tipo B, C y E).

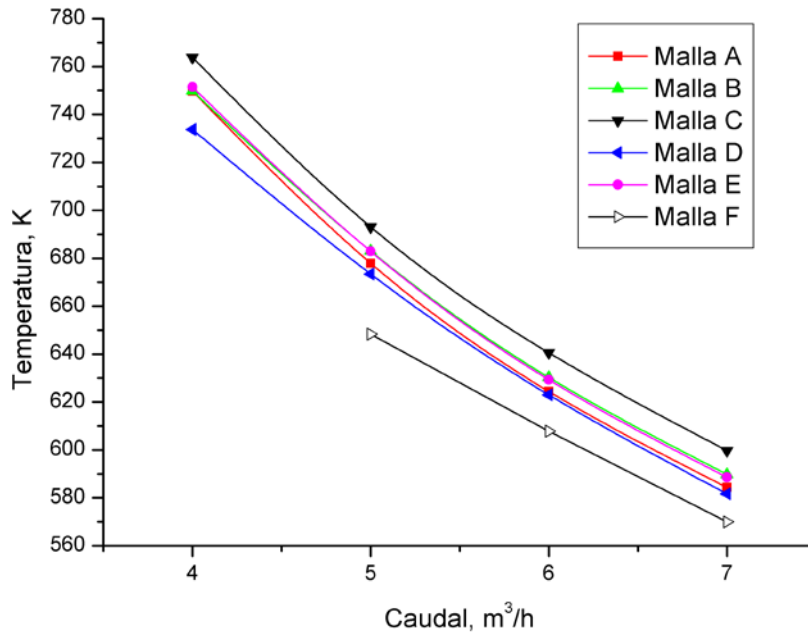


Fig. 3-68. Temperatura media estimada a la salida de los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos

En la Fig. 3-69 y en la Fig. 3-70 se presenta la potencia media ganada por el aire a su paso por los absorbedores y la eficiencia media de los absorbedores para seis diseños de porosidad homogénea y para cuatro caudales de ensayo.

Se observa que tanto los valores de potencia como los valores de eficiencia de los seis absorbedores repiten el mismo patrón mostrado para la temperatura media a la salida del absorbedor, si bien, se distingue más claramente que el grupo de cuatro absorbedores que tenían una temperatura a la salida del absorbedor más similar, aquí se dividen en dos subgrupos, en los que el formado por malla tipo B y tipo E tienen una eficiencia y una potencia media mayor que los absorbedores formados por malla tipo A y D.

Además, se observa que para el absorbedor formado por malla tipo F, no se han obtenido resultados para un caudal volumétrico de 4 (m³/h). Esto se debe a que este absorbedor fue muy complejo de ensayar, dado su pequeño espesor y su debilidad estructural en las condiciones de trabajo, que lo hacía deformarse de manera irreversible para caudales bajos. Es por ello que se desestimó la realización de ensayos para este caudal y para esta malla.

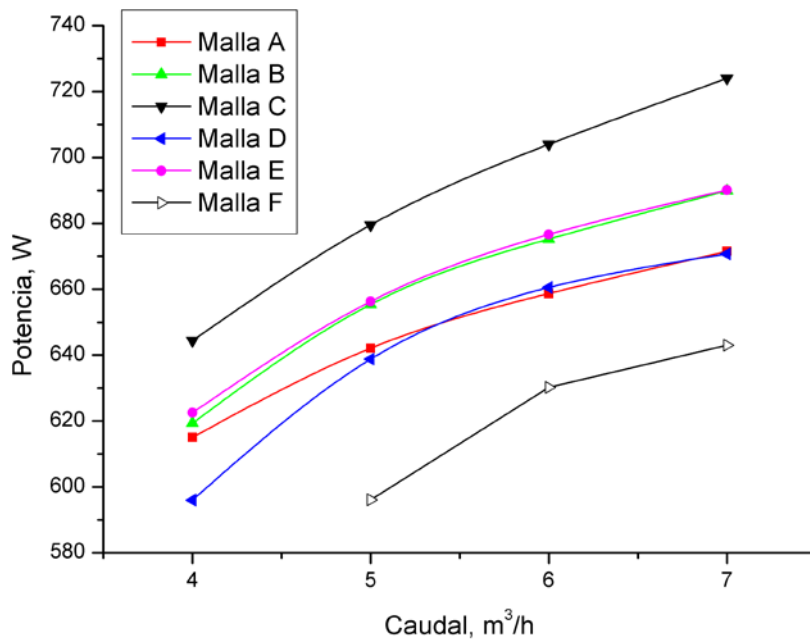


Fig. 3-69. Potencia media ganada por el aire a su paso por el absorbedor para los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos

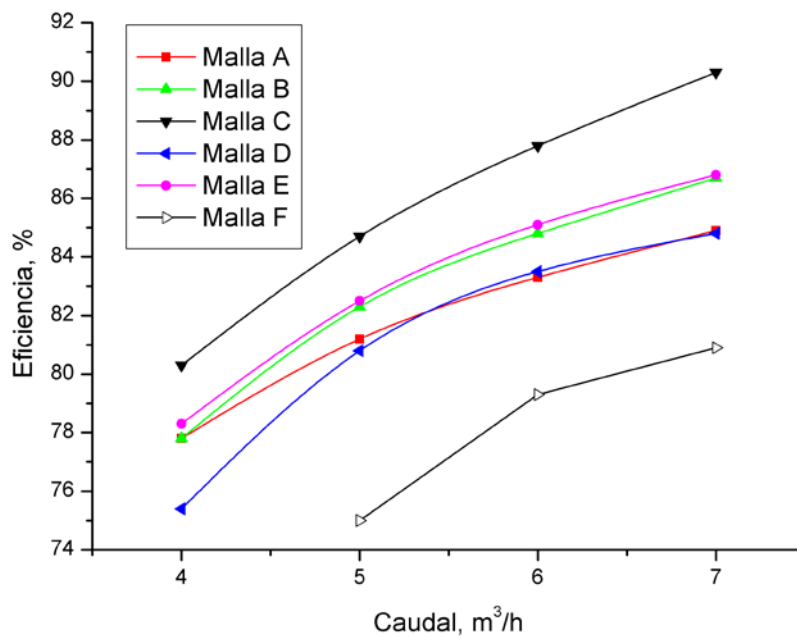


Fig. 3-70. Eficiencia media de los seis absorbedores de porosidad homogénea y para cuatro caudales volumétricos

En la siguiente tabla se presentan las eficiencias medias obtenidas tras repetir los ensayos un mínimo de tres veces para un caudal de 7 (m³/h). Se ha seleccionado este caudal, porque la experiencia ha mostrado que las incertidumbres aumentan a caudales bajos.

Se observa que la diferencia de eficiencia entre el mejor absorbedor (malla tipo C) y el peor absorbedor (malla tipo F) es de casi un 10 %.

Absorbedor de porosidad homogénea	Eficiencia termodinámica, %
Malla tipo A	84.9
Malla tipo B	86.7
Malla tipo C	90.3
Malla tipo D	84.8
Malla tipo E	86.8
Malla tipo F	80.9

Tabla 3-16. Eficiencia de los seis absorbedores de porosidad homogénea para el caudal de 7(m³/h)

Las mallas se clasifican, de mayor a menor eficiencia termodinámica, con el siguiente orden:

$$\text{Malla C} > \text{Malla E} \approx \text{Malla B} > \text{Malla A} \approx \text{Malla D} > \text{Malla F}$$

El resultado obtenido para el absorbedor con malla tipo F y tipo D es lógico, ya que a pesar de tener una superficie específica alta y un diámetro de hilo pequeño, su geometría física es de superficie cuasi-plana o bidimensional en lugar de una superficie volumétrica, haciendo que las pérdidas frontales sean más altas que en el resto de absorbedores. Respecto al absorbedor con malla tipo A, su baja eficiencia se justifica por el efecto contrario, ya que al ser el que menor superficie específica tiene, es el que peor transmite la radiación por convección al fluido, resultando en un intercambio menos eficiente.

3.4.2.2 Absorbedores de doble porosidad gradual

En esta sección se presentan los resultados experimentales para los distintos absorbedores volumétricos compuestos por mallas metálicas de doble porosidad. El análisis se divide en cuatro apartados que muestran resultados análogos y donde la malla metálica base es la tipo A, B, C y D respectivamente. Cada malla metálica base forma un absorbedor de porosidad gradual con cada una de las mallas metálicas restantes de inferior porosidad volumétrica. Así, con las mallas base tipo A y B, se construyeron cuatro absorbedores de porosidad gradual respectivamente (AC, AD, AE, AF y BC, BD, BE, BF), y con las mallas C y D dos absorbedores de porosidad gradual respectivamente (CE, CF y DE, DF), con la configuración descrita en la Tabla 3-10.

Malla base tipo A

La Fig. 3-71 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de doble porosidad gradual con malla base tipo A: AC, AD, AE, AF, ensayados para cuatro caudales distintos.

De la información obtenida tras el tratamiento de datos experimentales, se observa:

- Que todos los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A, mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla A.
- Que el absorbedor tipo AF es con el que se obtiene una mayor temperatura del aire a la salida del absorbedor volumétrico.
- Por último, se detecta un rango de temperaturas muy similar para los restantes absorbedores (AC-AD-AE), con el absorbedor AC y AE con temperaturas muy similares y con el absorbedor AD con la temperatura más alta de estos tres absorbedores.

De manera general, y tras el estudio de estos cuatro absorbedores (AC, AD, AE, AF), se concluye que, una vez fijada la malla tipo A, interesa una porosidad baja en las mallas traseras del absorbedor y con alta superficie específica (combinación AF). La temperatura del resto de absorbedores es tan similar que no se puede fijar un orden decreciente de temperatura en función de la malla posterior, a nivel experimental.

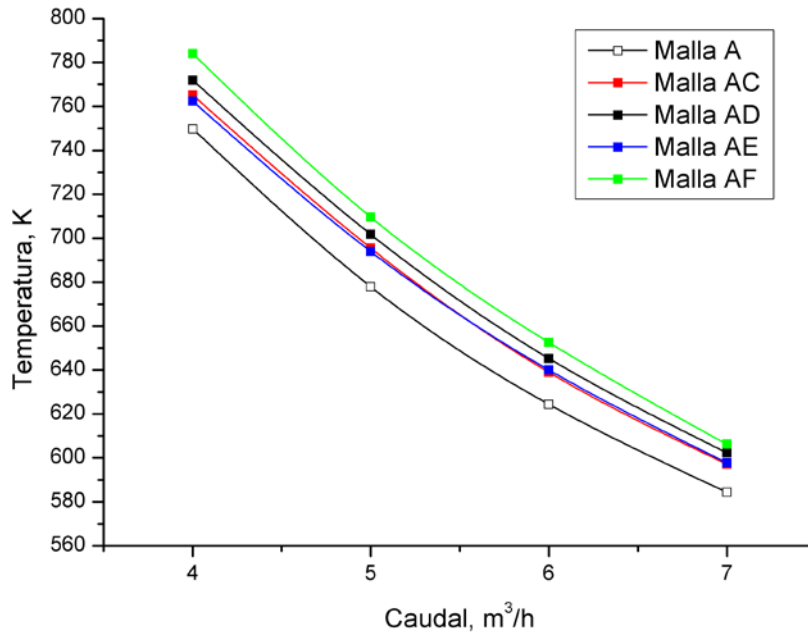


Fig. 3-71. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos

La configuración AF combina las dos mallas más extremas del presente análisis. Por un lado la malla con mayor diámetro de hilo y mayor porosidad volumétrica (malla tipo A) y por otro lado la malla con menor diámetro de hilo y menor porosidad volumétrica (malla tipo F). Esta combinación resulta favorable ya que la malla tipo A reduce las pérdidas frontales en comparación al resto de mallas, a pesar de tener una peor superficie específica, mientras que la malla trasera, con un valor muy alto de superficie específica (malla tipo F), favorece la transferencia de calor y por su posición no presenta las pérdidas térmicas frontales que tenía en el caso de un absorbedor de porosidad homogénea.

En la Fig. 3-72 y en la Fig. 3-73 se representa la potencia media ganada por el aire a través de su paso por los absorbedores y la eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales de ensayo.

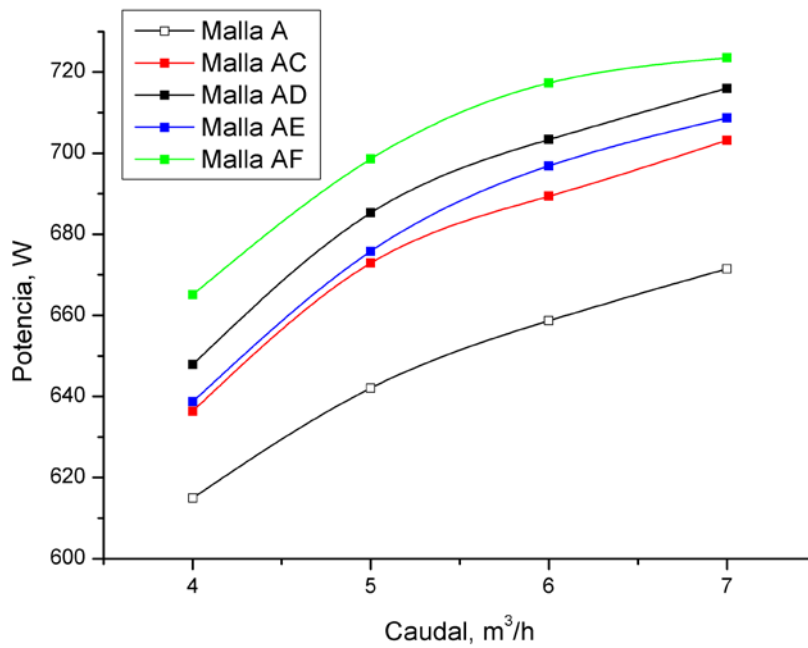


Fig. 3-72. Potencia media ganada por el aire a su paso por los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos

Se observa que tanto los valores de potencia como los valores de eficiencia de los cuatro absorbedores de doble porosidad (AC, AD, AE, AF) repiten el mismo patrón mostrado para la temperatura media a la salida del absorbedor, si bien, el efecto de la geometría y los parámetros que caracterizan a cada malla muestra una mayor influencia.

Por ello, tanto a nivel de potencia ganada por el aire como de eficiencia del absorbedor, se concluye que, una vez fijada la primera malla del absorbedor, malla tipo A, que reduce las pérdidas frontales (principal causa del menor rendimiento de estos absorbedores) respecto al resto de mallas estudiadas debido a su mayor porosidad, interesa que la malla posterior tenga la mayor superficie específica posible (ver Tabla 3-9) y este parámetro marca el orden decreciente de ambas variables (potencia y eficiencia), siendo el siguiente:

$$\text{Absorbedor AF} > \text{Absorbedor AD} > \text{Absorbedor AE} > \text{Absorbedor AC}$$

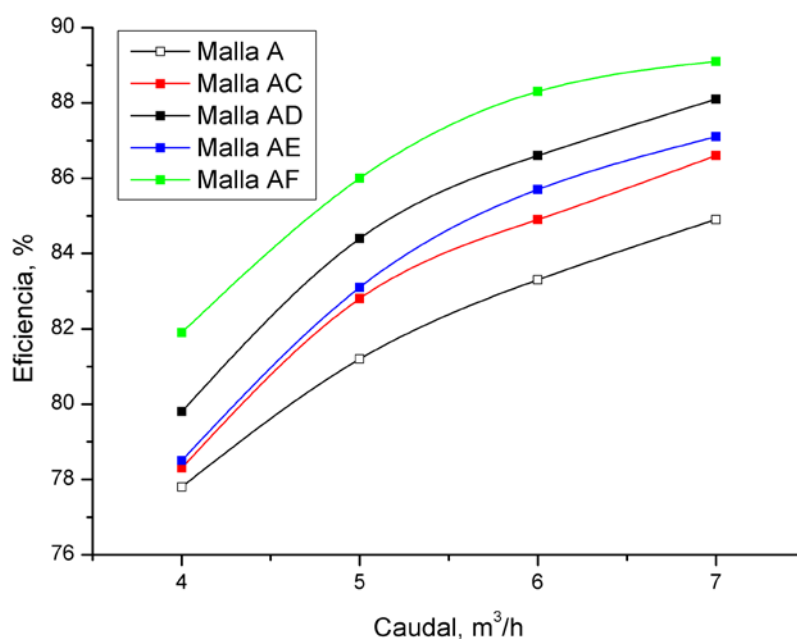


Fig. 3-73. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos

En la siguiente tabla se resumen las eficiencias medias para los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A, junto al absorbedor base A, para un caudal de 7 (m^3/h). Todos los absorbedores de doble porosidad mejoran al absorbedor base tipo A, y también mejoran a todos los absorbedores de porosidad homogénea excepto al absorbedor tipo C (Tabla 3-16).

La diferencia entre el mejor absorbedor (AF) y el peor absorbedor (A) es algo superior al 4 %.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
A	84.9
AC	86.6
AD	88.1
AE	87.1
AF	89.1

Tabla 3-17. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A para el caudal de 7 (m^3/h)

Malla base tipo B

La Fig. 3-74 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de doble porosidad gradual con malla base tipo B: BC, BD, BE, BF, ensayados para cuatro caudales distintos.

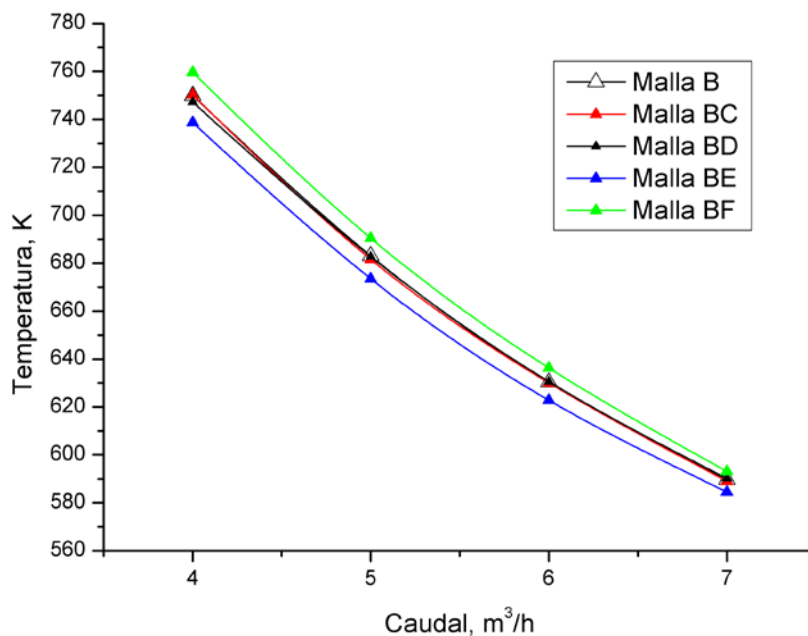


Fig. 3-74. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos

Tras el tratamiento de los datos experimentales, se observan resultados similares a aquellos absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A:

- En este caso no todos los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla B, únicamente lo mejoran o lo igualan los absorbedores tipo BF y tipo BD, BC respectivamente.
- El absorbedor tipo BF es con el que se obtiene una mayor temperatura a la salida del absorbedor volumétrico, mientras que el absorbedor BD y BC presentan una temperatura a la salida muy similar al absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo B.
- Por último, se observa que el absorbedor BE es con el que menor temperatura se obtiene.

De manera general, y tras el estudio de estos cuatro absorbedores (BC, BD, BE, BF), se extraen las mismas conclusiones que para el caso de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A. Es decir, una vez fijada la malla tipo B para las primeras capas del absorbedor, interesa una porosidad baja y una superficie específica alta en las mallas traseras (combinación BF y BD).

En la Fig. 3-75 y en la Fig. 3-76 se representa la potencia media ganada por el aire a través de su paso por los absorbedores y la eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales de ensayo.

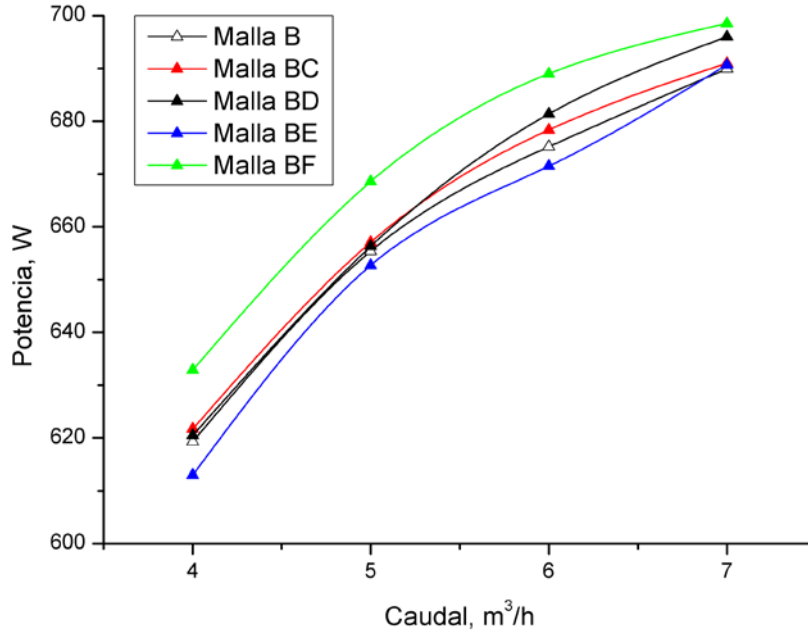


Fig. 3-75. Potencia media ganada por el aire a su paso por los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos

Se observa que tanto los valores de potencia como los valores de eficiencia de los cuatro absorbedores de doble porosidad (BC, BD, BE, BF) repiten el mismo patrón mostrado para la temperatura media a la salida del absorbedor, si bien, se diferencian más claramente entre sí.

Por ello, tanto a nivel de potencia ganada por el aire como de eficiencia del absorbedor, se puede concluir que una vez fijada la primera malla del absorbedor, malla tipo B, interesa que la malla posterior tenga la mayor superficie específica posible (ver Tabla 3-9) y este parámetro es el que marca el orden decreciente de ambas variables (potencia y eficiencia), siendo el siguiente:

$$\text{Absorbedor BF} > \text{Absorbedor BD} > \text{Absorbedor BC} > \text{Absorbedor BE}$$

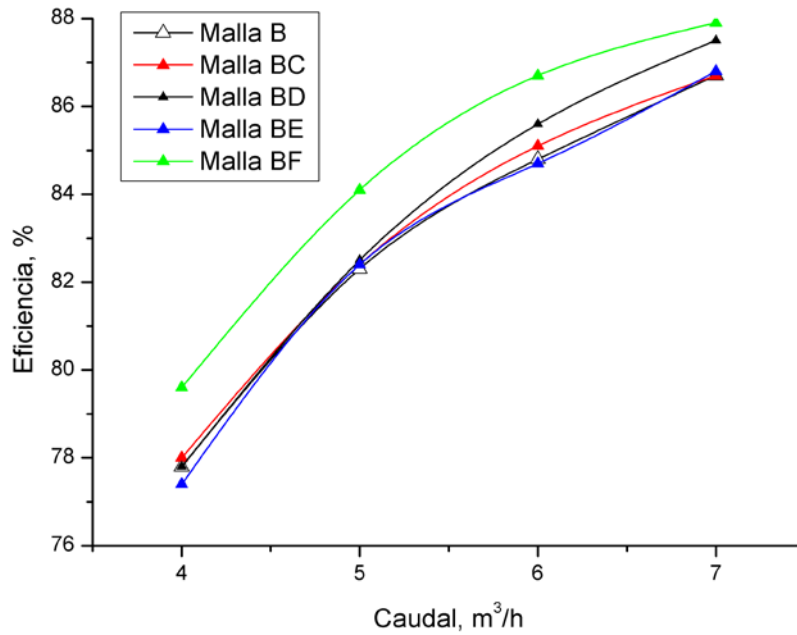


Fig. 3-76. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos

La malla B es una malla con una alta porosidad volumétrica y un valor medio-bajo de superficie específica (Tabla 3-9) lo que explica que su absorbedor de porosidad homogénea tenga mejor eficiencia que el absorbedor de porosidad homogénea con malla base tipo A (sección 3.4.2.1). Al igual que en el caso anterior, se repite el patrón por el cual el mejor absorbedor de doble porosidad es aquel que en su parte trasera está formado por mallas con una alta superficie específica, y cuanto más alta sea ésta, mayor temperatura a la salida del absorbedor (BF).

En la siguiente tabla se presentan las eficiencias medias para los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B, junto al absorbedor base B, para un caudal de 7 (m³/h). Se observa como todos los absorbedores de doble porosidad mejoran o, en el peor de los casos, igualan al absorbedor base tipo B, y también mejoran a todos los absorbedores de porosidad homogénea excepto al absorbedor tipo C (Tabla 3-16).

La diferencia entre el mejor absorbedor (BF) y el peor absorbedor (B) es algo superior al 1 %.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
B	86.7
BC	86.7
BD	87.5
BE	86.8
BF	87.9

Tabla 3-18. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B para el caudal de $7(\text{m}^3/\text{h})$

A pesar de los resultados, la combinación de una malla tipo B, cuyo absorbedor de porosidad homogénea mejora el rendimiento del absorbedor de porosidad homogénea tipo A, con una malla de alta superficie específica como la malla tipo F no es capaz de mejorar el comportamiento del mejor absorbedor de doble porosidad con malla base tipo A, el absorbedor AF. Esto básicamente se debe a unas mayores pérdidas radiativas y reflexivas para la combinación BF que para la combinación AF, y aquí no se consideran únicamente las pérdidas frontales sino también las pérdidas debidas a los primeros milímetros del absorbedor. Dado que tanto para el absorbedor AF como para el BF sus primeras capas están formadas por 2 mallas base de cada tipo (A y B respectivamente) como se puede ver en la sección 3.3.1.3.4, y dadas las características geométricas de cada malla (Tabla 3-8), en la combinación AF las mallas traseras (tipo F) se encuentran a 4 mm de la superficie frontal mientras que en el absorbedor BF las mallas traseras (tipo F) se encuentran a 2.8 mm de la superficie frontal, lo cual dificulta en el primer caso las pérdidas radiativas por reflexión y radiación al ambiente respecto al segundo caso.

Malla base tipo C

La Fig. 3-77 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para las composiciones de doble porosidad gradual con malla base tipo C: CE, CF, ensayados para cuatro caudales distintos.

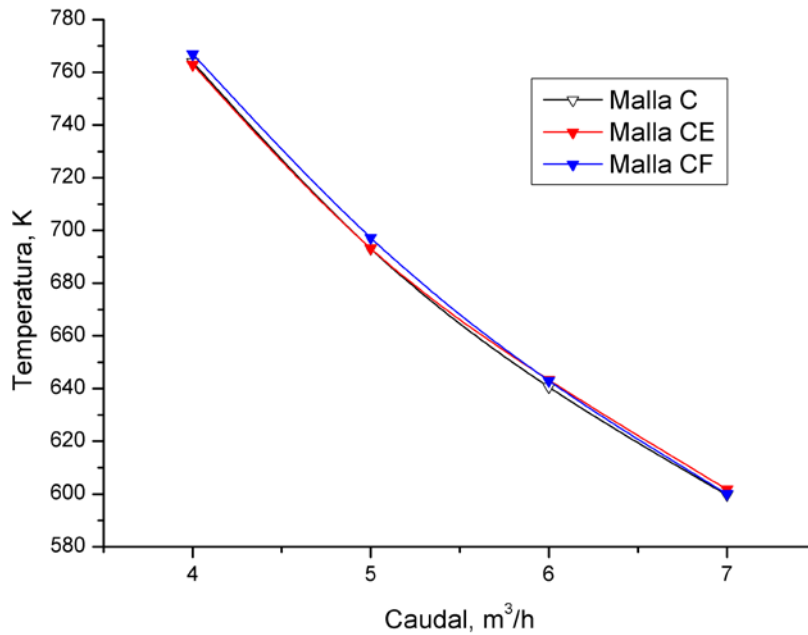


Fig. 3-77. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y para cuatro caudales volumétricos

De los datos obtenidos tras el tratamiento de la información experimental se observa que la temperatura estimada a la salida de los absorbedores es prácticamente igual para los tres absorbedores presentados, siendo la composición CF la que tiene una temperatura ligeramente superior.

En la Fig. 3-78 se representa la eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C para los cuatro caudales de ensayo.

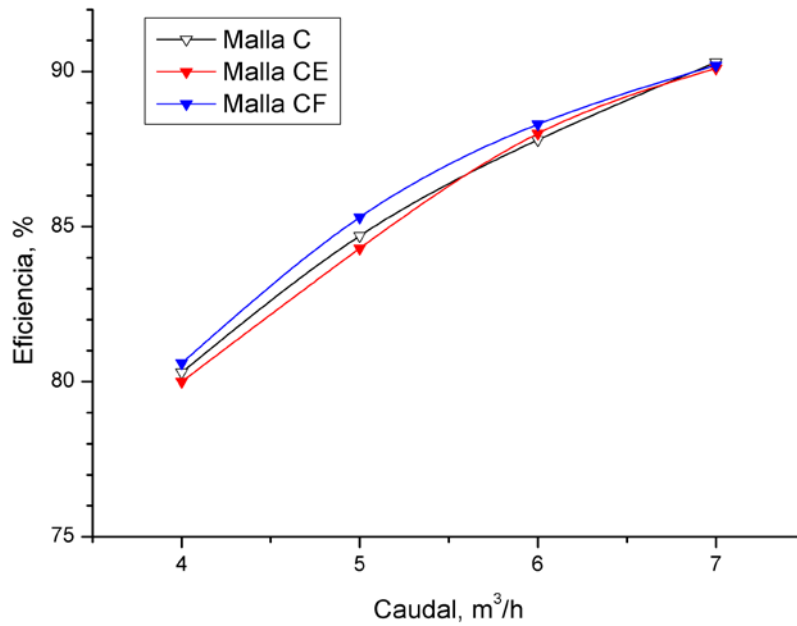


Fig. 3-78. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y para cuatro caudales volumétricos

Se puede comprobar que, como en los casos anteriores, el absorbedor que cuenta en su parte posterior con una malla de mayor superficie específica obtiene una eficiencia global del absorbedor ligeramente superior a la obtenida por la malla base.

En la siguiente tabla se presentan las eficiencias medias obtenidas tras repetir los ensayos un mínimo de tres veces para un caudal de 7 (m³/h). Se observa, que la diferencia entre el mejor absorbedor (C) y el peor absorbedor (CE) es de dos décimas. Estos valores, junto con la propia dispersión de los datos, nos muestran que esta combinación de porosidades produce una mejora sobre el absorbedor con malla base tipo C prácticamente indetectable por las buenas características de la malla base tipo C.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
C	90.3
CE	90.1
CF	90.2

Tabla 3-19. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C para el caudal de 7 (m³/h)

Malla base tipo D

La Fig. 3-79 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de doble porosidad gradual con malla base tipo D: DE, DF, ensayados para cuatro caudales distintos.

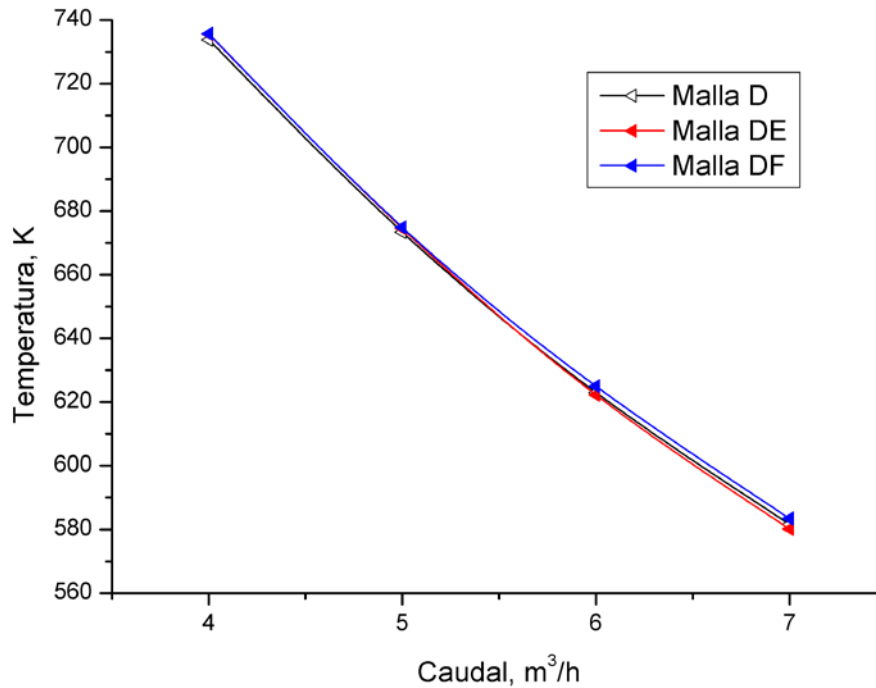


Fig. 3-79. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo D y para cuatro caudales volumétricos

De los datos obtenidos tras el tratamiento de la información experimental se comprueba que al igual que en el caso anterior (malla base tipo C) la temperatura estimada a la salida de los absorbedores es prácticamente igual para los tres absorbedores presentados, siendo el absorbedor DF el que presenta una temperatura ligeramente superior.

En la Fig. 3-80 se presenta la eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo D para cuatro caudales de ensayo.

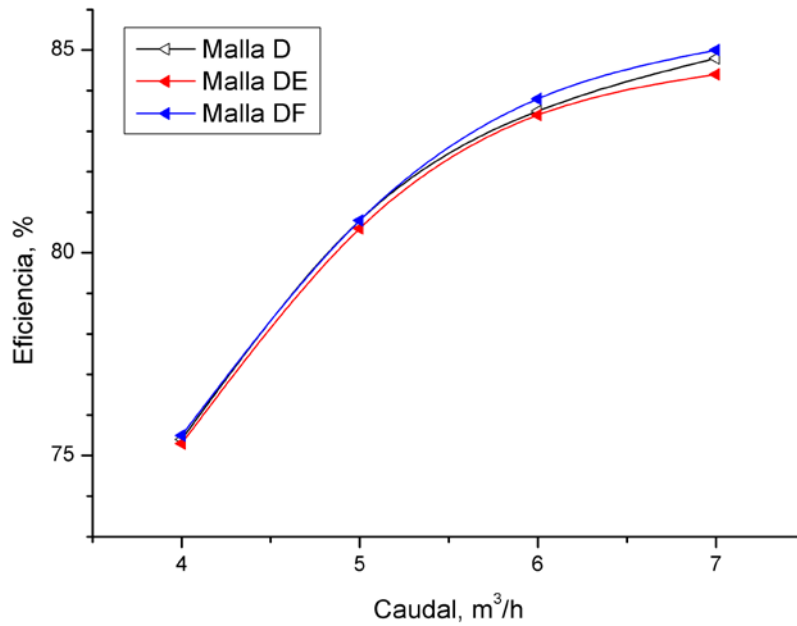


Fig. 3-80. Eficiencia media de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo D y para cuatro caudales volumétricos

Se puede comprobar que, como en los casos anteriores, el absorbedor que presenta en su parte posterior una malla de mayor superficie específica obtiene una eficiencia global del absorbedor ligeramente superior a la obtenida por la malla base.

En la siguiente tabla se presentan las eficiencias medias obtenidas tras repetir los ensayos un mínimo de tres veces para un caudal de 7 (m³/h). Se observa, que la diferencia entre el mejor absorbedor (DF) y el peor absorbedor (DE) es de seis décimas. Estos valores, junto con la propia dispersión de los datos, nos muestran que esta combinación de porosidades, produce una mejora sobre el absorbedor con malla base tipo D prácticamente indetectable.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
D	84.8
DE	84.4
DF	85.0

Tabla 3-20. Eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C para el caudal de 7 (m³/h)

3.4.2.3 Absorbedores de triple porosidad gradual

En esta sección se exponen los resultados experimentales para los distintos absorbedores volumétricos compuestos por mallas metálicas de triple porosidad. El análisis se divide en dos apartados que muestran resultados análogos y donde la malla metálica base es la tipo A, y la malla tipo B. Cada malla metálica base forma un absorbedor de porosidad gradual con cada una de las mallas metálicas restantes y de inferior porosidad volumétrica. Así, las mallas base tipo A y B forman cuatro absorbedores de porosidad gradual respectivamente (ACE, ACF, ADE, ADF y BCE, BCF, BDE, BDF).

Malla base tipo A

La Fig. 3-81 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de triple porosidad gradual con malla base tipo A: ACE, ACF, ADE, ADF, ensayados para cuatro caudales distintos. Además, esta figura incluye los resultados de las muestras de doble porosidad AC y AD, como los absorbedores de referencia sobre los que se construyen los diseños de triple porosidad para la optimización de la eficiencia térmica.

De los datos obtenidos tras el tratamiento de datos experimentales se observa:

- Que todos los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A, mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla A. Además, se puede ver que las configuraciones de triple porosidad ADE y ADF mejoran levemente el comportamiento de la configuración AD, mientras que las configuraciones ACE y ACF empeoran ligeramente el comportamiento de la configuración AC.
- Que el absorbedor tipo ADE es con el que se obtiene una mayor temperatura a la salida del absorbedor volumétrico aunque con unos valores muy similares a la configuración ADF.
- Por último, se observa que el rango de temperaturas entre las parejas de absorbedores es muy similar (ADE-ADF; ACE-ACF).

De igual manera que en los absorbedores de doble porosidad, se verifica nuevamente que una vez fijada la malla tipo A, interesa una porosidad decreciente en las capas posteriores, siendo el comportamiento ligeramente mejor cuando además de tener una menor porosidad que la capa precedente, se tiene una mayor superficie específica en las capas intermedias. Como se puede ver en la figura al observar el comportamiento entre las parejas de configuraciones de triple porosidad (ADE-ADF; ACE-ACF), la última capa en el diseño de triple porosidad tiene una influencia menor sobre el comportamiento global del absorbedor que la capa intermedia.

En la Fig. 3-82 se representa la eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A para los cuatro caudales de ensayo.

Se verifica que el valor de eficiencia global para cada pareja de absorbedores, ACE-ACF y ADE-ADF, mejora cuando la malla final de cada composición es del tipo F. Aun así la mejora que se produce respecto a los absorbedores de doble porosidad AC y AD es muy leve.

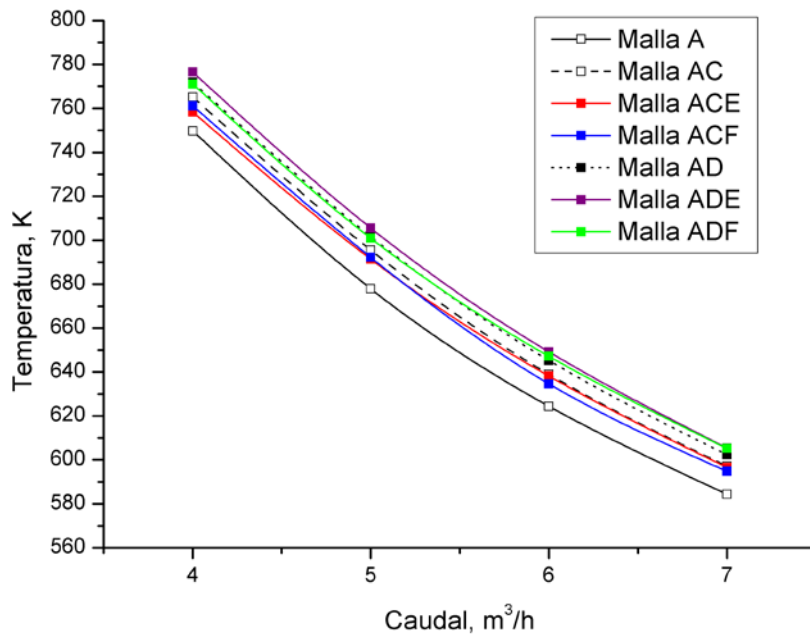


Fig. 3-81. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos

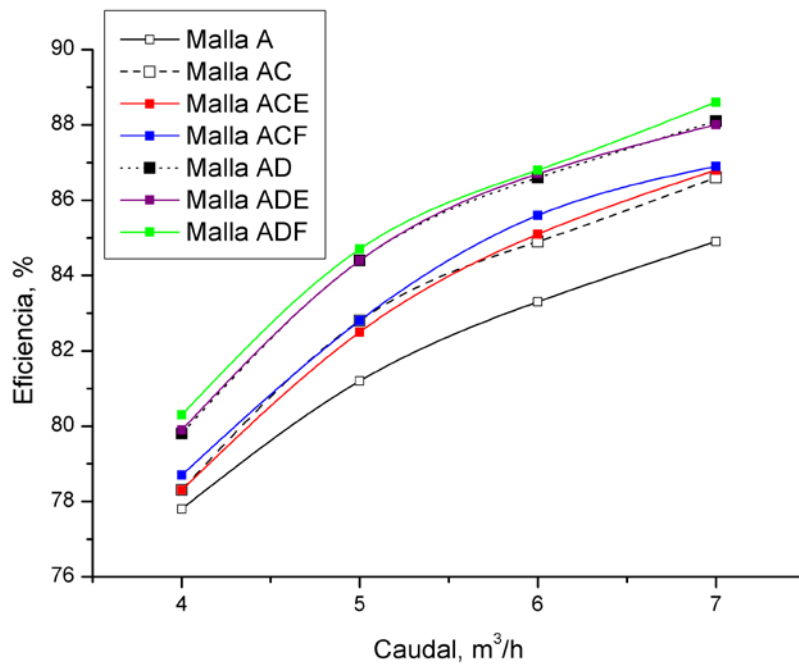


Fig. 3-82. Eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A y para cuatro caudales volumétricos

En la siguiente tabla se reúnen las eficiencias medias para los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A, junto al absorbedor base A, y a los absorbedores usados para formar los absorbedores de triple porosidad (AC y AD) para un caudal de 7 (m³/h).

Se observa como todos los absorbedores de triple porosidad mejoran al absorbedor base tipo A. Además, los absorbedores de triple porosidad formados a partir de cada una de las configuraciones base de doble porosidad (AC y AD) suelen mejorar, de manera general, a los absorbedores de doble porosidad AC y AD, excepto la configuración ADE que obtiene un resultado levemente peor que el absorbedor AD.

El mejor absorbedor de triple porosidad (ADF) mejora todos los absorbedores de porosidad homogénea excepto al absorbedor tipo C (Tabla 3-16).

Se observa, que la diferencia entre el mejor (ADF) y el peor absorbedor (A) es del 3.7 %, y la mejora que se produce entre los absorbedores de doble porosidad AC y AD y los mejores absorbedores de triple porosidad, ACF y ADF, es de 0.3 y 0.5 % respectivamente.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
A	84.9
AC	86.6
ACE	86.8
ACF	86.9
AD	88.1
ADE	88.0
ADF	88.6

Tabla 3-21. Eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A para el caudal de 7(m³/h)

Malla base tipo B

La Fig. 3-83 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de triple porosidad gradual con malla base tipo B: BCE, BCF, BDE, BDF, ensayados para cuatro caudales distintos. En esta gráfica no se presentan los datos de las mallas BC y BD, ya que sus resultados eran prácticamente idénticos a los del absorbedor de malla base tipo B.

De los datos obtenidos tras el tratamiento de datos experimentales se observa:

- Que todos los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B, mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla B y por consiguiente los de doble porosidad BC y BD.
- Que el absorbedor tipo BCF y BDF son los que presentan una mayor temperatura a la salida del absorbedor volumétrico, el primero a caudales bajos y el segundo a caudales altos.

- Por último, se observa que el rango de temperaturas obtenido en todos los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B es muy similar y ligeramente superior a las configuraciones B, BC y BD.

De igual manera que en los absorbedores de doble porosidad y de manera general, se verifica nuevamente que una vez fijada la malla tipo B, interesa una porosidad decreciente en las capas posteriores, siendo el comportamiento ligeramente mejor cuando, además de tener una menor porosidad que la capa precedente, se tiene una mayor superficie específica en las capas intermedias. La última capa en el diseño de triple porosidad tiene una influencia menor sobre el comportamiento global del absorbedor que la capa intermedia, como se puede ver en la figura, al observar un comportamiento muy similar entre las parejas de configuraciones de triple porosidad (BDE-BDF; BCE-BCF).

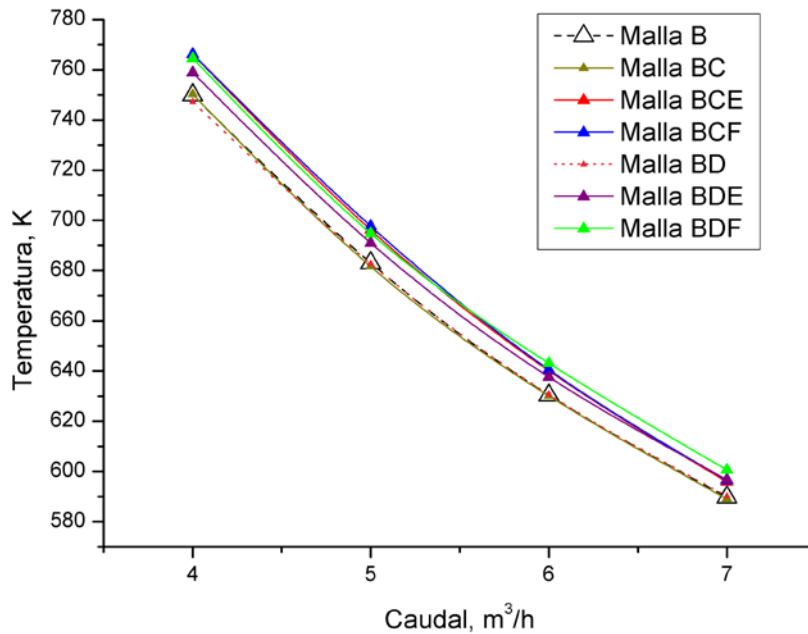


Fig. 3-83. Temperatura media estimada a la salida de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos

En la Fig. 3-84 se representa la eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A para cuatro caudales de ensayo.

Se verifica que el valor de eficiencia global para cada pareja de absorbedores, ACE-ACF y ADE-ADF, mejora cuando la malla final de cada composición es del tipo F. Aun así la mejora que se produce respecto a los absorbedores de doble porosidad AC y AD es muy leve e incluso nula.

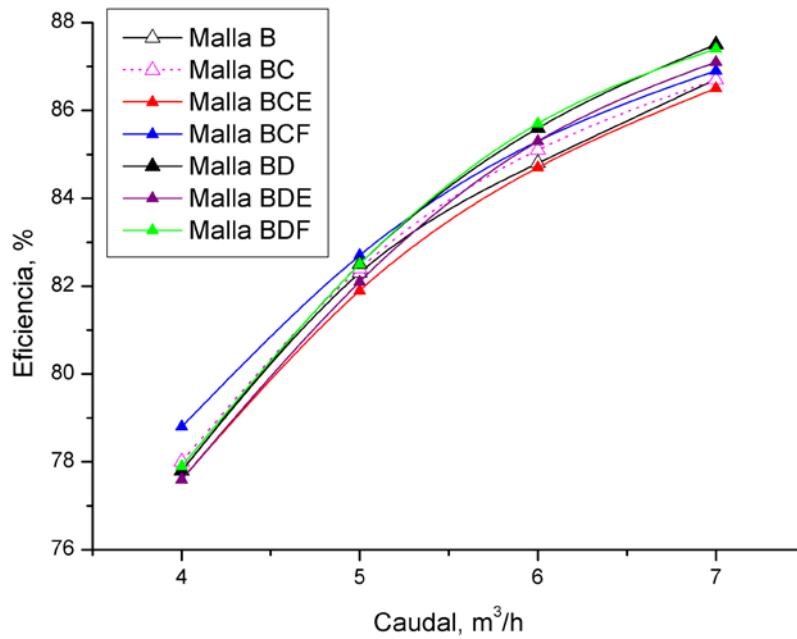


Fig. 3-84. Eficiencia media de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B y para cuatro caudales volumétricos

En la siguiente tabla se reúnen las eficiencias medias para los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B, junto al absorbedor base B, y a los absorbedores usados para formar los absorbedores de triple porosidad (BC y BD) para un caudal de 7 (m³/h).

Se observa como todos los absorbedores de triple porosidad mejoran al absorbedor base tipo B, excepto el absorbedor BCE que lo empeora ligeramente. Por el contrario, solo un absorbedor de triple porosidad (BCF) mejora la configuración base de doble porosidad (BC), mientras que el resto de absorbedores no mejoran las configuraciones base de doble porosidad (BC, BD).

La diferencia entre el mejor absorbedor de triple porosidad (BDF) y el absorbedor de porosidad homogénea (B) es del 0.7 %. Y la mejora que se produce entre los absorbedores de doble porosidad BC y BD y los mejores absorbedores de triple porosidad, BCF y BDF, es de 0.2 y -0.1 % respectivamente.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %
B	86.7
BC	86.7
BCE	86.5
BCF	86.9
BD	87.5
BDE	87.1
BDF	87.4

Tabla 3-22. Eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B para el caudal de 7 (m³/h)

3.4.2.4 Comparativa absorbedores de porosidad gradual con absorbedores de referencia

En este apartado se compara el funcionamiento de los absorbedores considerados de referencia, TSA para absorbedores volumétricos con malla metálica y SiC para absorbedores volumétricos con matriz cerámica, frente a las mejores combinaciones de absorbedores de doble y de triple porosidad.

Como en los ensayos realizados la potencia solar a la entrada del absorbedor varía entre 784 y 826 W, y la temperatura ambiente oscila entre 291 y 301 K, el análisis se hace desde dos perspectivas:

- Por un lado se presenta una comparación de la temperatura del aire a la salida del absorbedor, para los absorbedores de referencia junto a los mejores absorbedores diseñados. Los cinco absorbedores que presentan una mayor temperatura, para un caudal de 7 m³/h, serían los siguientes: AF, ADE, ADF, AD y CE, con una temperatura de 606.2, 605.4, 605.2, 602.3 y 601.8 K respectivamente.
- Por otro lado se presenta una comparativa de la eficiencia del absorbedor, para los absorbedores de referencia junto a los mejores absorbedores diseñados. Los cinco absorbedores que presentan una mayor eficiencia, para un caudal de 7 m³/h, serían los siguientes: C, CF, CE, AF y ADF, con una eficiencia de 90.3, 90.2, 90.1, 89.1 y 88.6 % respectivamente.

La Fig. 3-85 presenta la temperatura estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de referencia, TSA y SiC, así como para las cinco mejores combinaciones de mallas ensayadas: AF, ADE, ADF, AD y CE. De la comparación se observa:

- Que los absorbedores AF y ADE presentan una temperatura de salida del aire mayor que los absorbedores de referencia para todos los caudales ensayados.
- Que los absorbedores ADF y AD presentan una temperatura de salida del aire mayor que el absorbedor de referencia SiC, y, en algunos caudales, también presenta una temperatura mayor que el absorbedor TSA.
- Que el absorbedor CE tiene un nivel de temperaturas muy similar al absorbedor de SiC o ligeramente superior.

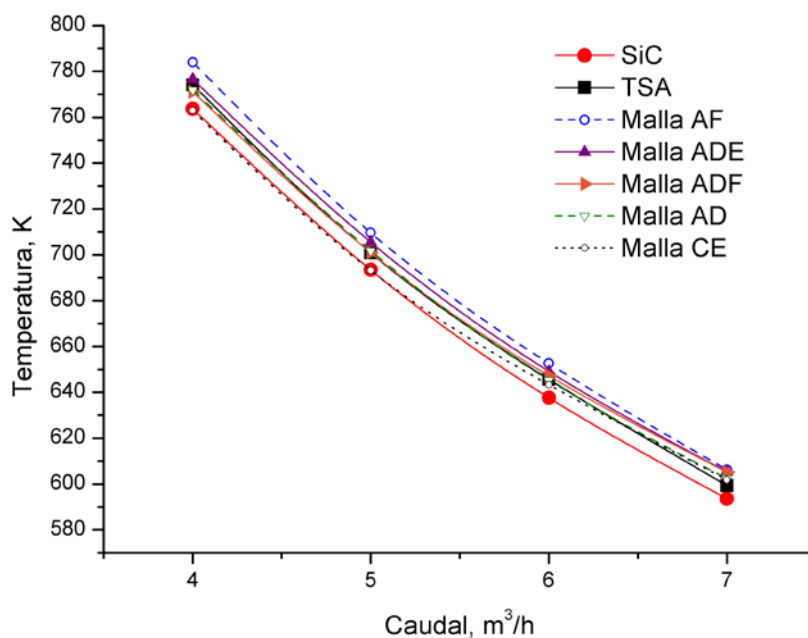


Fig. 3-85. Temperatura media estimada a la salida del absorbedor para los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor temperatura

En la siguiente tabla se presenta la temperatura del aire a la salida del absorbedor tras repetir los ensayos un mínimo de tres veces para los caudales de 7 y 4 (m^3/h).

Para un caudal de 7 (m^3/h) la temperatura de salida del aire del mejor absorbedor de porosidad gradual, AF, es 12.6 y 6.9 K mayor que la de los absorbedores de referencia, SiC y TSA, respectivamente. Mientras que para un caudal de 4 (m^3/h), la temperatura de salida del aire del mejor absorbedor de porosidad gradual, AF, es 20.3 y 9.9 K mayor que la de los absorbedores de referencia, SiC y TSA, respectivamente.

Absorbedor tipo	Temperatura media, %	
	7 m ³ /h	4 m ³ /h
SiC	593.6	763.7
TSA	599.3	774.1
AF	606.2	784.0
ADE	605.4	776.5
ADF	605.2	771.1
AD	602.3	771.9
CE	601.8	762.9

Tabla 3-23. Temperatura a la salida de los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y de los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor temperatura para un caudal de 4 y 7 (m³/h)

En la Fig. 3-86 se representa la eficiencia media para los absorbedores de referencia, TSA y SiC, así como para las cinco mejores combinaciones de mallas ensayadas: C, CE, CF, AF y ADF. De la comparación se observa:

- Que únicamente el absorbedor AF presenta una eficiencia mayor que los absorbedores de referencia para todos los caudales ensayados.
- Que los absorbedores C, CE y CF presentan una eficiencia mayor que los absorbedores de referencia solo para altos caudales.
- Que el absorbedor ADF tiene un nivel de eficiencia inferior a los absorbedores de referencia excepto para el mayor caudal.

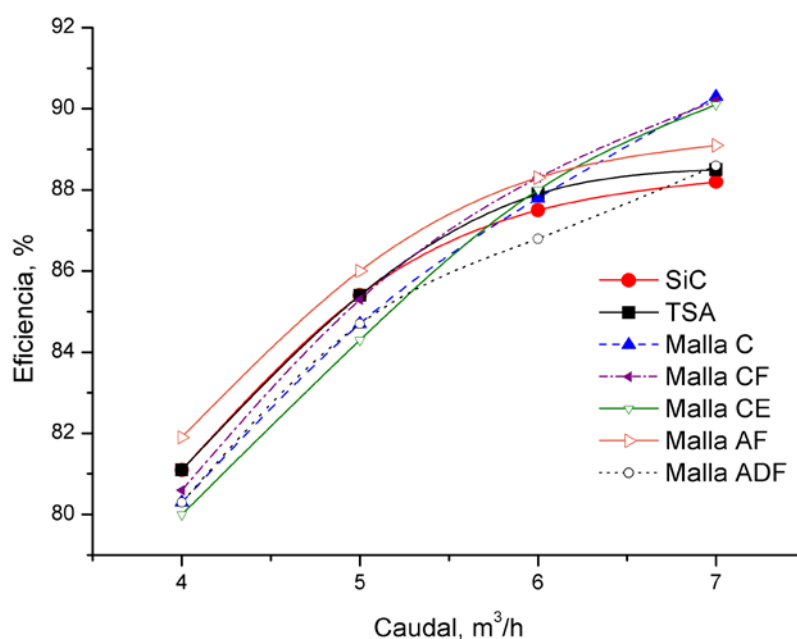


Fig. 3-86. Eficiencia media para los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor eficiencia

En la siguiente tabla se presentan las eficiencias medias obtenidas tras repetir los ensayos un mínimo de tres veces para un caudal de 7 y 4 (m^3/h). Para un caudal de 7 (m^3/h) la diferencia entre el mejor absorbedor, C, y los absorbedores de referencia, SiC y TSA, es de 2.0 y 1.7 % respectivamente. Mientras que para un caudal de 4 (m^3/h) la diferencia entre el mejor absorbedor, AF, y los absorbedores de referencia, SiC y TSA, es de 0.8 % en ambos casos.

Absorbedor tipo	Eficiencia termodinámica, %	
	7 m^3/h	4 m^3/h
SiC	88.2	81.1
TSA	88.5	81.1
C	90.3	80.3
CF	90.2	80.6
CE	90.1	80.0
AF	89.1	81.9
ADF	88.6	80.3

Tabla 3-24. Eficiencia media de los absorbedores de referencia (TSA y SiC) y de los cinco absorbedores diseñados en la presente tesis con mejor eficiencia para un caudal de 4 y 7 (m^3/h)

En la Fig. 3-86 y en la Tabla 3-24 se presentan varios escenarios:

- Por un lado se detecta como algunos absorbedores disminuyen su eficiencia a caudales altos, debido a una mayor refrigeración del absorbedor para aquellos volumétricos que tienen mayor contraste de porosidad, como el absorbedor AF y ADF, o los absorbedores de referencia.
- Únicamente el absorbedor AF mejora en todos los caudales ensayados a los absorbedores de referencia, lo que muestra que un esquema de porosidad decreciente y una superficie creciente extrema (la malla A es la que tiene una mayor porosidad volumétrica y menor superficie específica, mientras que la malla F tiene los parámetros opuestos) es la mejor opción estudiada. Esto implica que la malla tipo A, transmite una mayor cantidad de la radiación en profundidad y la malla F produce la mejor transferencia convectiva de la radiación absorbida.
- Las mallas tipo de porosidad homogénea y doble porosidad con malla base tipo C, no presentan la sobre-refrigeración de los absorbedores formados por malla tipo A debido al menor tamaño de su poro o su menor paso de luz, por ello mantienen una tendencia cuasi-lineal.

3.5 Resumen y conclusiones

Se han ensayado 26 absorbedores volumétricos con distintas configuraciones a partir de las mallas presentadas en la Tabla 3-8 y con la configuración presentada en la Tabla 3-10, 6 absorbedores de porosidad homogénea, 12 de doble porosidad gradual decreciente y 8 de triple porosidad gradual decreciente.

- Para los absorbedores de porosidad homogénea, se observa que aquel construido por la malla tipo C es el que consigue mayor temperatura a la salida del absorbedor, así como una mejor eficiencia del absorbedor, mientras el absorbedor formado por malla del tipo F es el que presenta un peor comportamiento con clara diferencia respecto al resto de absorbedores. Así, tras el análisis de los datos, se detecta que unos valores de porosidad, de diámetro de hilo y de superficie específica medios (Tabla 3-8 y Tabla 3-9) proporcionan los mejores resultados en cuanto temperaturas de salida del aire y, por el contrario, una superficie específica alta junto con un diámetro de hilo pequeño y una baja porosidad (malla tipo D y F), resulta en un peor comportamiento, lo que se atribuye a las mayores pérdidas radiativas.
- Los ensayos con absorbedores de doble porosidad se dividieron en cuatro grupos según la malla que forma la primera o primeras capas del absorbedor. Se ensayaron cuatro absorbedores de porosidad gradual con malla base tipo A (AC, AD, AE, AF), otros cuatro con malla base tipo B (BC, BD, BE, BF), dos absorbedores con malla base tipo C (CE, CF) y otros dos absorbedores con malla base tipo D (DE, DF).
 - Tras el ensayo de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A se observó que todos ellos mejoraban el absorbedor de porosidad homogénea con malla A. El absorbedor tipo AF, que tenía en su parte trasera malla con una baja porosidad y alta superficie específica, F, fue el que presentó mejor comportamiento, seguido del absorbedor AD cuya malla trasera es la que presenta la segunda mayor superficie específica tras la malla F.
 - Los ensayos con absorbedores de doble porosidad gradual con malla base tipo B, mostraron resultados similares en cuanto a las mejores combinaciones de porosidades, si bien, en este caso, no todas las configuraciones mejoraron el absorbedor base. Esto es debido a unas mejores características geométricas de la malla B, respecto de la malla A, con una porosidad similar, un menor diámetro de hilo y una mayor superficie específica, lo que provoca una transmisión similar de la radiación solar y una mejor transferencia por convección. Por ello, ciertas combinaciones mejoraban poco (BC, BD) o incluso empeoraban (BE) el comportamiento de la malla base tipo B.
 - Los últimos absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y tipo D, muestran unos resultados análogos. Así, la temperatura a la salida del absorbedor es casi idéntica en los tres casos de cada malla base, si bien, se observa de manera general, que aquellos que están compuestos por la malla tipo F en la parte trasera presentan una leve mejora respecto al absorbedor base respectivo.

- Comparando todos los absorbedores de doble porosidad, los de mejor comportamiento según la eficiencia global son las combinaciones CF, CE, AF y AD, con unas eficiencias de 90.2, 90.1, 89.1, 88.1 % respectivamente. Mientras que si se selecciona como parámetro de comparación la temperatura a la salida del absorbedor, las combinaciones mejores siguen siendo la mismas, sin embargo el orden varía, quedando: AF, AD, CE, CF con unas temperaturas de 606.2, 602.3, 601.8, 600.1 K respectivamente.
- Dados los resultados se apuntan dos patrones de comportamiento:
 - En primer lugar para los absorbedores con malla base tipo A, se observa que una malla con una alta porosidad en las primeras capas, a pesar de tener una baja superficie específica, mejora la transmisión de la radiación solar en profundidad, y al existir mallas con una alta superficie específica (F y D) en las capas traseras se produce un comportamiento optimizado. Este efecto no está tan acentuado en el caso de las composiciones con malla base tipo B, dado que las mallas traseras se encuentran más cerca de la superficie frontal, produciéndose mayores pérdidas térmicas.
 - En segundo lugar, para los absorbedores con malla base tipo C, se observa que la composición de absorbedores de porosidad gradual (CE y CF) da unos resultados similares a la malla base tipo C en términos de eficiencia (90.3 %) y ligeramente superior en cuanto a las temperaturas (599.7 K). Esto es debido a que la malla tipo C tiene, por sí sola un excelente comportamiento.
- Los ensayos con absorbedores de triple porosidad se dividieron en dos grupos según la malla que forma la primera o las primeras capas del absorbedor. Se ensayaron cuatro absorbedores de porosidad gradual con malla base tipo A (ACE, ACF, ADE, ADF) y otros cuatro con malla base tipo B (BCE, BCF, BDE, BDF). Tras los ensayos con malla base tipo A y tipo B se observó que todos ellos mejoraban el absorbedor de porosidad homogénea respectivo. Se vuelve a verificar, igual que en los absorbedores de doble porosidad, que las mejores combinaciones surgen con una porosidad decreciente y el rendimiento es tanto mejor cuanto mayor sea la superficie específica. En el caso de los absorbedores de triple porosidad no siempre se produce una mejora de la eficiencia respecto a los absorbedores de doble porosidad que son la base del de triple porosidad (AC, AD y BC, BD) y si esta se produce es muy leve. Así los absorbedores que en su triple porosidad presentan la malla tipo E (con baja porosidad y baja superficie específica) no suele mejorar los absorbedores base de doble porosidad.
- Los mejores absorbedores de triple porosidad según la eficiencia global son las combinaciones ADF, ADE, BDF y BDE con unas eficiencias de 88.6, 88.0, 87.4, 87.1 % respectivamente. Mientras que si seleccionamos la temperatura a la salida del absorbedor, el orden varía ligeramente pero no las combinaciones, y serían los siguientes: ADE, ADF, BDF, BDE con unas temperaturas de 605.4, 605.2, 600.6, 596.8 K respectivamente.

- De los 26 absorbedores ensayados se concluye:
 - Que los que mejor eficiencia global presentan son el absorbedor C (90.3 %), el absorbedor CF (90.2 %) y el absorbedor CE (90.1 %). Si excluyéramos los absorbedores de una única porosidad, tendríamos como tercer absorbedor de porosidad gradual el AF (89.1 %). Así se muestra que a nivel de eficiencia térmica del absorbedor, no hay ninguna combinación de triple porosidad que tenga unos rendimientos similares a los de doble porosidad.
 - Que los que mejor temperatura presentan a la salida del absorbedor son el absorbedor AF (606.2 K), el absorbedor ADE (605.4 K) y el absorbedor ADF (605.2 K). En este caso, de los tres mejores absorbedores, dos son de triple porosidad, y los tres son los que tienen malla del tipo A en sus primeras capas.
 - Respecto al comportamiento frente a los absorbedores de referencia, SiC y TSA, se ha comprobado que sólo la configuración AF los supera claramente, mientras que el resto sólo lo hacen en alguna de las dos variables estudiadas, temperatura a la salida del absorbedor o eficiencia global del absorbedor. Esta combinaciones serían ADE, ADF y AD para la primera variable estudiada y C, CF y CE para la segunda variable estudiada.
 - Se han obtenido absorbedores de porosidad gradual (AF) con una eficiencia entorno a un 1 % mejor que los absorbedores de referencia y otros diseños con comportamientos similares (ADE, ADF, AD, C, CF, CE), con mucho menos consumo de material y mucho más ligero. Además, estos absorbedores han sido ensayados con su color de recepción (plateado-mate), por lo que es esperable que sus resultados puedan mejorar aún más con una pintura negra en las primeras capas que aumente su absorptividad.
- Como se desprende del análisis de los datos experimentales, en muchos casos, la combinación de distintas porosidades es muy poco sensible y la variación en los resultados es muy leve, lo que hace necesario un ejercicio de simulación que confirme y corrobore el trabajo experimental.

Capítulo 4

SIMULACIÓN NUMÉRICA

En este capítulo se describen los modelos numéricos de simulación desarrollados para caracterizar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y de porosidad gradual decreciente. Los modelos se desarrollan utilizando un software de propósito general basado en la técnica de dinámica de fluidos computacional (CFD). Los métodos numéricos resuelven las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y de la transferencia de calor en un determinado dominio, utilizando la metodología de volúmenes finitos. Esta metodología se basa en la división del dominio en celdas, en las que se resuelven de forma puntual las ecuaciones discretizadas.

El capítulo se inicia con la descripción de las ecuaciones que son necesarias resolver para un modelo global en el que dominan la transferencia de calor por convección y por radiación. Además, se describe la problemática actual para la resolución de la ecuación de transferencia radiativa en softwares comerciales tipo CFD.

A continuación se definen las variables necesarias para resolver el modelo de simulación desarrollado, detallándose la geometría, el mallado del dominio, los modelos físicos implementados, y las condiciones iniciales y de contorno. Con objeto de garantizar la validez numérica del modelo desarrollado se realiza un análisis de sensibilidad del mallado.

Entre las variables necesarias para la resolución del modelo de simulación, se presentan las obtenidas mediante simulación numérica –coeficiente volumétrico de transferencia de calor por convección–, mediante ensayos experimentales –coeficientes de caída de presión–, y

mediante el uso de óptica geométrica –propiedades radiativas para la solución del modelo de radiación–.

Posteriormente y una vez desarrollado el modelo global, se presenta un estudio paramétrico de los distintos absorbedores construidos y ensayados experimentalmente, evaluando, para unas condiciones de entrada homogéneas, la influencia teórica de la porosidad, y la composición geométrica de absorbedores con distintas propiedades.

Finalmente, se valida el modelo numérico desarrollado comparando los resultados simulados con los datos experimentales obtenidos previamente. La validación se lleva a cabo con datos simulados de mallas de una única porosidad o porosidad homogénea y con datos experimentales de doble y triple porosidad.

El capítulo finaliza con un resumen y unas conclusiones de los principales resultados obtenidos a partir de las múltiples simulaciones numéricas realizadas para distintos absorbedores volumétricos de porosidad homogénea y de doble y triple porosidad gradual decreciente.

4.1 Objetivos del capítulo

Como hemos visto en la sección 2.2, objetivos, la presente tesis doctoral pretende aportar nuevo conocimiento y nuevas variables a la bibliografía en materia de absorbedores volumétricos metálicos para, por un lado, tener un mayor y mejor entendimiento de la transferencia de calor en mallas metálicas de distintas características geométricas debido a la falta de información en la literatura, y por otro lado, generar un nuevo modelo de simulación en CFD que aúne varias innovaciones.

Es por ello, que el presente capítulo va a mostrar dos trabajos numéricos distintos pero interrelacionados entre sí. A continuación, hacemos una breve descripción de las investigaciones numéricas llevadas a cabo:

- Por un lado, se determina numéricamente el coeficiente volumétrico de transferencia de calor por convección para distintas mallas comerciales que han sido ensayadas. La información detallada de estos coeficientes aportará un mejor entendimiento de los fenómenos de transferencia convectiva ocurridos en un absorbedor volumétrico de malla metálica.
- Por otro lado, se va a desarrollar un nuevo modelo térmico y fluido-dinámico para medios porosos en estado de no-equilibrio térmico local. El objetivo principal es el de estudiar nuevas configuraciones de absorbedores volumétricos con porosidad gradual incorporando nuevas variables que no están disponibles en la bibliografía: (a) simulación tridimensional del medio poroso, (b) mapa de flujo de entrada en condiciones no-homogéneas, y (c) propiedades ópticas y geométricas variables con el espesor.
- El modelo global, aquí desarrollado, necesita una serie de variables de entrada para su correcto y preciso funcionamiento:
 - Coeficientes de permeabilidad inercial y de permeabilidad viscosa, que se obtuvieron experimentalmente y se presentan en la sección 4.4.2.1.
 - Coeficientes geométricos: porosidad, superficie específica y, diámetro hidráulico, obtenidos de la literatura y que se presentan en la sección 3.3.1.2.
 - Coeficientes volumétricos de transferencia de calor por convección, obtenidos numéricamente en la presente tesis doctoral en la sección 4.4.2.2.
 - Conductividad térmica efectiva del sólido y del fluido, obtenidos de la literatura y presentados en la sección 4.4.2.4.
 - Propiedades ópticas del medio poroso, obtenidas aplicando la óptica geométrica presente en la literatura y expuesto en la sección 4.4.2.3 y que son las variables de entrada para la resolución de la ecuación de transferencia radiativa (sección 4.3.5.3).

- Flujo concentrado incidente, obtenido experimentalmente y presentado en la sección 4.4.2.5.

La adecuada definición de todos estos parámetros y su correcta implementación en un modelo global, permitirán predecir el comportamiento de absorbedores volumétricos con distintas características óptico-geométricas.

4.2 CFD en el diseño de instalaciones solares

Los modelos numéricos de simulación desarrollados en este capítulo para caracterizar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de absorbedores volumétricos, han precisado la utilización de un software comercial basado en la dinámica de fluidos computacional.

Si consideramos que un dominio es la región física de estudio, los métodos numéricos son la herramienta utilizada para resolver las ecuaciones fundamentales de la mecánica de fluidos y de la transferencia de calor, utilizando la metodología de volúmenes finitos, que se basa en la división del dominio en celdas, en las que se resuelven las ecuaciones discretizadas.

La mayoría de códigos CFD comerciales presentan una estructura de trabajo similar, con tres elementos diferenciados y una serie de singularidades [199].

- Pre-procesado: En esta etapa el usuario debe definir en una interfaz amigable una serie de parámetros de entrada necesarios para resolver el modelo. Las etapas principales serían:
 - Definición de la geometría de la región de interés o estudio.
 - Generación del mallado, que consiste en la discretización del dominio físico.
 - Selección de los procesos físicos determinantes en el fenómeno o proceso a estudiar y de las ecuaciones matemáticas que los definen.
 - Definición de las propiedades de los fluidos y materiales que intervienen.
 - Especificación de las condiciones de contorno en la región de interés.

La precisión de la solución del problema planteado va ligada al número de celdas en el que se haya dividido el dominio de estudio considerado. A mayor número de celdas, mejor será la precisión de la solución. En este punto, es necesario realizar un estudio de sensibilidad de la malla, buscando un compromiso entre el coste computacional y la precisión de la solución.

Se estima que alrededor del 50% del tiempo necesario para resolver un problema de CFD se dedica a la definición de la geometría y al mallado de la misma. Esto muestra la importancia de los nuevos desarrollos que buscan aumentar la productividad, aunando desarrollos en CAD (diseño asistido por ordenador) y sistemas de mallado propios.

- Solución: existen diferentes técnicas para solucionar un problema numérico como las diferencias finitas, los elementos finitos y los métodos espectrales, si bien, el método más

implantado comercialmente es el método de los volúmenes finitos. Este método surgió como una formulación especial del método de diferencias finitas. Este algoritmo sigue los siguientes pasos:

- Integración de las ecuaciones de conservación del fluido sobre los volúmenes de control.
- Transformación de las ecuaciones integrales en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas mediante un proceso iterativo.

Los códigos CFD contienen técnicas de discretización adecuadas para el tratamiento de ecuaciones de transporte, convección y difusión, así como para los términos fuentes variables temporalmente. Los citados mecanismos físicos suelen ser complejos y no-lineales, por lo que es necesario un proceso iterativo. Las opciones más populares e implantadas son el algoritmo TDMA (TriDiagonal Matrix Algorithm) para resolver ecuaciones algebraicas y el algoritmo SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) para garantizar una correcta solución del campo de velocidades y presiones simultáneamente. Aunque estas son las opciones más aplicadas en la actualidad, también es cierto que existen nuevos desarrollos en los que el propio software proporciona la posibilidad de seleccionar el algoritmo, según la problemática a resolver.

- Post-procesado: ésta sería la última etapa del estudio CFD, y su principal aplicación es la facilidad para ver, obtener, analizar y comparar resultados de una manera intuitiva y sencilla. Los desarrollos principales siguen esa línea de mostrar unos resultados visuales y con un gran control por parte del usuario para definir sus necesidades.
- Singularidades de la resolución numérica en software CFD: Los métodos numéricos usados son una herramienta óptima para la realización de análisis que requieren evaluar el comportamiento de un sistema considerando diferentes geometrías, y distintas condiciones iniciales y de contorno. Este tipo de técnicas permite realizar estudios paramétricos de forma sencilla, reduciendo el número de ensayos necesarios, y con un coste computacional razonable. Además, existen numerosos estudios en los que se utilizan los métodos numéricos para la caracterización de multitud de sistemas de diversa complejidad.

Por todo ello, se considera que la utilización del análisis numérico es una opción óptima para evaluar el comportamiento térmico y fluido-dinámico de sistemas volumétricos, en las múltiples situaciones que se abordan en esta tesis doctoral. Por otro lado, es preciso atender a que los resultados del modelo desarrollado siempre deben ser validados experimentalmente, ya que existen múltiples variables que pueden incidir en la calidad de los resultados obtenidos (calidad del mallado, condiciones de contorno, parámetros impuestos, etc.). Es decir, la realización de ensayos en un banco experimental (sección 3.2) es imprescindible para minimizar este impacto, contrastar el modelo y verificarlo.

4.3 Formulación matemática del problema en un medio

poroso

Esta parte del trabajo está dedicada a mostrar y particularizar las ecuaciones del proceso físico considerado, el flujo de fluidos, la transferencia de calor en condiciones de equilibrio término no-local, y la resolución mediante aproximaciones de la ecuación de transferencia radiativa en un medio poroso tridimensional. Además, se mostrará la influencia de la convección forzada a través del medio poroso con diferentes porosidades.

La complejidad geométrica de la estructura porosa en estudio junto a la existencia de una fase fluida y sólida en estado de no-equilibrio térmico local hace difícil y laborioso la resolución de las ecuaciones microscópicas. Por contra, las ecuaciones macroscópicas tienen en cuenta únicamente las características generales del medio en un pequeño volumen y podrán ser implementadas de manera global.

Los modelos de simulación numérica basados en CFD resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes para la cantidad de movimiento y la ecuación de conservación de la energía en una serie de volúmenes representativos (discretización espacial) transformando, mediante métodos numéricos, las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas.

4.3.1 Introducción

El comportamiento termo-fluido-dinámico de los absorbedores volumétricos es un fenómeno físico complicado, que está gobernado por las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento, y ecuación de transferencia de energía entre la fase fluida y la matriz porosa y la ecuación de transferencia radiativa, desacoplada de la anterior. Especialmente complejos son los fenómenos radiativos de absorción y dispersión de la radiación solar incidente, la convección y la conducción. Por ello, suele ser habitual realizar distintas simplificaciones que faciliten la resolución de las ecuaciones.

Existen dos tipos de modelos para realizar el estudio de los absorbedores volumétricos. Por un lado, se encuentran los modelos unidimensionales [200-203] que consideran únicamente los cambios axiales en la normal al plano de la radiación solar incidente, simulando el perfil térmico del fluido y del sólido en condiciones de no equilibrio térmico local [204], con un coste computacional bajo. Por otro lado están los códigos CFD que resuelven un mayor número de ecuaciones, utilizan geometrías en 2-dimensiones (2D) o 3-dimensiones (3D), y por lo tanto, requieren un tiempo computacional mayor. Además, los códigos CFD permiten dos tipos de trabajo de modelización:

- Simulación detallada de la geometría [205, 206]: Consiste en modelar la geometría porosa en detalle, simulando una sección o un volumen representativo y resolviendo las ecuaciones

microscópicas de continuidad, cantidad de movimiento, energía en la fase fluida y sólida, así como la ecuación de transferencia radiativa. Esta opción es la que presenta un mayor coste computacional a la par que una mayor precisión.

- Aproximación del modelo homogéneo equivalente o aproximación del medio poroso [195, 207, 208]: Consiste en asumir las propiedades efectivas del medio poroso para una geometría de iguales dimensiones. Para obtener una buena aproximación a la realidad mediante la simulación del medio homogéneo equivalente es necesario conocer con una buena precisión las variables macroscópicas que describen los principales mecanismos térmicos y fluido-dinámicos.

A continuación, se muestran las principales ecuaciones que describen el comportamiento de un medio poroso mediante la aproximación del medio homogéneo equivalente. En el Anexo B se presentan algunas definiciones matemáticas, teorías y teoremas, necesarios para el desarrollo de dichas ecuaciones.

4.3.2 Conservación de masa

La ecuación de continuidad microscópica para un fluido es:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla(\rho_f \cdot \vec{v}_f) = 0 \quad (4-1)$$

Donde el primer término muestra la variación de la densidad (ρ_f) con el tiempo (t), y el segundo describe el flujo neto de masa a través de las fronteras del elemento considerado, y es conocido como término convectivo, compuesto por la densidad (ρ_f) y el vector velocidad (\vec{v}_f)

La ecuación de conservación de la masa o ecuación de continuidad en estado estacionario para un medio poroso sería:

$$\nabla(\rho_f \cdot \vec{v}_f) = 0 \quad (4-2)$$

4.3.3 Conservación de cantidad de movimiento

La ecuación microscópica general de la cantidad de movimiento en la fase fluida es:

$$\frac{\partial(\rho_f \cdot v_f)}{\partial t} + \nabla(\rho_f \cdot v_f \cdot v_f) = \nabla \bar{t}_f + \rho_f \cdot F \quad (4-3)$$

Donde el primer término muestra la variación de la velocidad (v_f) por la densidad (ρ_f) por unidad de volumen y de tiempo (t), el segundo término es el término convectivo que nos muestra el flujo neto de la velocidad (v_f) por unidad de volumen. El término $\bar{\bar{t}}_f$, hace referencia al tensor de esfuerzos viscosos y de presión, que actúan sobre una partícula fluida y que corresponden a las fuerzas de superficie, mientras que F , hace referencia a las fuerzas volumétricas por unidad de masa.

Aplicando la teoría de Gray al término convectivo (ver Anexo B), el producto ponderado puede escribirse en términos de cantidades ponderadas por fases, como sigue:

$$\nabla(v_f \cdot v_f) = \frac{1}{\emptyset} \cdot \nabla(\langle v_f \rangle \cdot \langle v_f \rangle) + \nabla\langle v'_f \cdot v'_f \rangle \quad (4-4)$$

Donde v_f es la velocidad del fluido, \emptyset es la porosidad, y v'_f es la desviación de la velocidad promedio.

Por otro lado, la única fuerza volumétrica que actúa sobre el fluido es la gravedad:

$$F = g = -\nabla \varphi_f \quad (4-5)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad, y φ_f es la función potencial del fluido.

Utilizando el teorema de la media ponderada modificado (ver Anexo B) para la aceleración gravitacional, tenemos:

$$\langle g \rangle = -\langle \nabla \varphi_f \rangle = -\emptyset \cdot \nabla \langle \varphi_f \rangle^f - \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \varphi'_f \cdot n_f \cdot dS \quad (4-6)$$

Donde $\langle \rangle^f$ representa la media en el volumen V_f de los volúmenes elementales representativos ocupados por el fluido para la variable considerada, S_{fs} hace referencia al área interfacial entre la fase fluida y la fase sólida y n_f es el vector normal al elemento interfacial dS (n_f está dirigido desde la fase fluida a la fase sólida).

En un sistema de coordenadas cartesianas, la ecuación anterior quedaría como sigue:

$$\langle g \rangle = -\emptyset \cdot g \cdot e_z - \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \varphi'_f \cdot n_f \cdot dS \quad (4-7)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad, \emptyset es la porosidad, e_z es el espesor en la dirección z , V es el volumen discreto considerado, S_{fs} hace referencia al área interfacial entre la

fase fluida y la fase sólida, φ'_f es la desviación de la función potencial y, n_f es el vector normal al elemento interfacial dS (n_f está dirigido desde la fase fluida a la fase sólida).

El tensor de esfuerzos ($\bar{\bar{t}}_f$) se puede expresar de la siguiente manera:

$$\bar{\bar{t}}_f = -P_f \cdot \bar{\bar{\delta}} + \bar{\bar{\tau}}_f \quad (4-8)$$

Donde P_f es la presión, $\bar{\bar{\delta}}$ es el tensor de unidades y $\bar{\bar{\tau}}_f$ el tensor de esfuerzos viscosos.

Promediando el divergente del tensor de esfuerzos viscosos, $\bar{\bar{\tau}}_f$, tenemos, según el teorema de Slaterry en el Anexo B:

$$\langle \nabla \bar{\bar{\tau}}_f \rangle = \nabla \langle \bar{\bar{\tau}}_f \rangle + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \bar{\bar{\tau}}'_f \cdot n_f \cdot dS \quad (4-9)$$

Donde $\bar{\bar{\tau}}_f$ es el tensor de esfuerzos viscosos, V es el volumen discreto considerado, S_{fs} hace referencia al área interfacial entre la fase fluida y la fase sólida, $\bar{\bar{\tau}}'_f$ es la desviación del tensor de esfuerzos viscosos, n_f es el vector normal al elemento interfacial dS (n_f está dirigido desde la fase fluida a la fase sólida).

El tensor de esfuerzos viscosos para un fluido compresible y newtoniano se puede ver en el Anexo B.

Análogamente al tensor de esfuerzos viscosos, para la presión tenemos (según el teorema de Slaterry – ver Anexo B):

$$\langle \nabla P_f \rangle = \emptyset \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} P'_f \cdot n_f \cdot dS \quad (4-10)$$

Donde P_f es la presión del fluido, \emptyset es la porosidad, $\langle \rangle^f$ representa la media en el volumen V_f de los volúmenes elementales representativos ocupados por el fluido para la propiedad considerada, V es el volumen discreto considerado, S_{fs} hace referencia al área interfacial entre la fase fluida y la fase sólida, P'_f es la desviación del vector de presión del fluido, n_f es el vector normal al elemento interfacial dS (n_f está dirigido desde la fase fluida a la fase sólida).

Consecuentemente, la ecuación de cantidad de movimiento macroscópica quedaría de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} (\rho_f \cdot \langle v_f \rangle) + \frac{1}{\phi} \cdot \nabla (\rho_f \cdot \langle v_f \rangle \cdot \langle v_f \rangle) + \nabla (\rho_f \cdot \langle v_f' \cdot v_f' \rangle) = \\
 & = -\phi \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f - \phi \cdot \rho_f \cdot g \cdot e_z + \nabla \langle \bar{\tau}_f \rangle + \\
 & + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} [\bar{\tau}_f - (P_f' + \rho_f \cdot \varphi_f') \cdot \bar{\delta}] \cdot n_f \cdot dS
 \end{aligned} \tag{4-11}$$

El término $\nabla(\rho_f \cdot \langle v_f' \cdot v_f' \rangle)$ y la integral de superficie representan las fuerzas de arrastre viscosas y de presión entre la matriz sólida y el fluido en los poros. Para números de Reynolds bajos, estas fuerzas de arrastre son proporcionales a la viscosidad del fluido con una variación lineal con la velocidad (ley de Darcy) [209], mientras que para números de Reynolds altos las fuerzas de arrastre dependen también de la densidad y de la velocidad al cuadrado.

El término de Darcy se puede recuperar de las integrales de superficie:

$$\frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} [\bar{\tau}_f - (P_f' + \rho_f \cdot \varphi_f') \cdot \bar{\delta}] \cdot n_f \cdot dS \cong -\frac{\mu_f}{K_1} \cdot \phi \cdot \langle v_f \rangle \tag{4-12}$$

Donde μ_f es la viscosidad del fluido y K_1 es el coeficiente de permeabilidad inercial.

Si se considera un medio poroso isotrópico, Irmay (1958) demostró que se podía utilizar el término de Forchheimer:

$$\nabla (\rho_f \cdot \langle v_f' \cdot v_f' \rangle) = \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \rho_f \cdot (v_f' \cdot v_f') \cdot n_f \cdot dS \cong \frac{\rho_f}{K_2} \cdot \phi \cdot |\langle v_f \rangle| \cdot \langle v_f \rangle \tag{4-13}$$

Donde ρ_f es la densidad del fluido y K_2 es el coeficiente de permeabilidad viscosa.

Por lo tanto, la aproximación final de la ecuación de cantidad de movimiento es:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial (\rho_f \cdot \langle v_f \rangle)}{\partial t} + \frac{1}{\phi} \cdot \nabla (\rho_f \cdot \langle v_f \rangle \cdot \langle v_f \rangle) = -\phi \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f - \phi \cdot \rho_f \cdot g \cdot e_z + \\
 & + \nabla \langle \bar{\tau}_f \rangle - \frac{\mu_f}{K_1} \cdot \phi \cdot \langle v_f \rangle - \frac{\rho_f}{K_2} \cdot \phi \cdot |\langle v_f \rangle| \cdot \langle v_f \rangle
 \end{aligned} \tag{4-14}$$

Si introducimos la velocidad de Darcy $v_D = \langle v_f \rangle$, que es una integración de la velocidad del fluido sobre el volumen elemental representativo, se tiene la ecuación siguiente:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho_f v_D)}{\partial t} + \frac{1}{\phi} \cdot \nabla(\rho_f \cdot v_D \cdot v_D) = & -\phi \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f - \phi \cdot \rho_f \cdot g \cdot e_z + \nabla \langle \bar{\tau}_f \rangle - \\ - \frac{\mu_f}{K_1} \cdot \phi \cdot v_D - \frac{\rho_f}{K_2} \cdot \phi \cdot |v_D| \cdot v_D \end{aligned} \quad (4-15)$$

De la ecuación anterior, el primer término de la izquierda representa la variación temporal de la velocidad por unidad de volumen, mientras que el segundo representa las fuerzas macroscópicas inerciales (aceleración del fluido). A la derecha, el primer término representa el gradiente de presión a nivel del poro, el segundo son las fuerzas de volumen, el tercero se identifica con las fuerzas viscosas causadas por el arrastre a lo largo de las fronteras sólidas. Este último no se puede despreciar en las regiones de pared [210] y fue introducido por primera vez por Brinkman [211]. El cuarto término representa la resistencia viscosa de la matriz porosa: ley de Darcy [209] y el último término introducido por Forchheimer [212], modeliza las fuerzas inerciales a nivel del poro y es tanto más importante cuanto mayor es el caudal o la velocidad.

La ecuación de cantidad de movimiento en estado estacionario para un medio poroso es:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\phi} \cdot \nabla(\rho_f \cdot v_D \cdot v_D) = & -\phi \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f - \phi \cdot \rho_f \cdot g \cdot e_z + \nabla \langle \bar{\tau}_f \rangle - \frac{\mu_f}{K_1} \cdot \phi \cdot v_D - \\ - \frac{\rho_f}{K_2} \cdot \phi \cdot |v_D| \cdot v_D \end{aligned} \quad (4-16)$$

4.3.4 Conservación de la energía

De la misma manera que con la ecuación de cantidad de movimiento, a continuación se presentan las ecuaciones de conservación de la energía para cada una de las fases que constituye el medio poroso.

4.3.4.1 Ecuación de conservación de la energía para la fase fluida

Para la fase fluida, la ecuación de conservación de la energía a nivel microscópico es:

$$\frac{\partial(\rho_f \cdot c_f \cdot T_f)}{\partial t} + \nabla(\rho_f \cdot c_f \cdot v_f \cdot T_f) = -\nabla q_f + \omega_f \quad (4-17)$$

De donde ρ_f es la densidad del fluido, c_f es la capacidad calorífica del fluido, T_f es la temperatura del fluido, v_f es la velocidad del fluido, q_f es el vector del flujo de calor y ω_f es la tasa de generación interna de calor. Realizando los siguientes cambios $T_f = \Psi_f$, y $-q_f = Q_f$ y $\omega_f = s_f$ y usando la ecuación (9-23) del Anexo B, tenemos la siguiente expresión ponderada para la fase fluida:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot \langle v_f \rangle^f) + \\ + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot v_f')^f = -\nabla \cdot \langle q_f \rangle^f + \langle \omega_f \rangle^f - \frac{1}{V_f} \cdot \int_{S_{fs}} q_f \cdot n_f \cdot dS \end{aligned} \quad (4-18)$$

Donde $\langle \quad \rangle^f$ representa la media en el volumen V_f de los volúmenes elementales representativos ocupados por el fluido para la propiedad considerada.

Introduciendo la Ley de Fourier de la conducción:

$$q_f = -k_f \cdot \nabla T_f \quad (4-19)$$

Donde q_f es el flujo de calor por conducción y k_f es la conductividad del fluido.

Tomando la fase fluida promediada y aplicando el teorema de los promedios de Slattery (ver Anexo B), se obtiene la siguiente expresión:

$$\langle q_f \rangle^f = -\nabla \cdot \langle k_f \cdot T_f \rangle^f - \frac{k_f}{V_f} \cdot \int_{S_{fs}} T_f \cdot n_f \cdot dS \quad (4-20)$$

Si consideramos la transferencia de calor convectivo (h_v) entre la matriz sólida (T_s) y el fluido (T_f), el término fuente (ω_f) sería:

$$\omega_f = h_v \cdot (T_s - T_f) \quad (4-21)$$

Y considerando el promedio de la fase fluida ($\langle \quad \rangle^f$), tenemos:

$$\langle \omega_f \rangle^f = h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f) \quad (4-22)$$

Finalmente el promedio de la ecuación de conservación de la energía de la fase fluida es:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot \langle v_f \rangle^f) + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle' \cdot v_f')^f = \\
 & = \nabla \cdot (k_f \cdot \nabla \langle T_f \rangle^f) + \frac{1}{V_f} \cdot \nabla \cdot \left(\int_{S_{fs}} k_f \cdot T_f \cdot n_f \cdot dS \right) + \\
 & + \frac{1}{V_f} \cdot \int_{S_{fs}} k_f \cdot \nabla T_f \cdot n_f \cdot dS + h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f)
 \end{aligned} \tag{4-23}$$

El término debido a las fluctuaciones y el término integral puede ser reescrito como un término conductivo mediante la introducción de una conductividad térmica efectiva de la fase fluida ($k_{eff,f}$):

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot \langle v_f \rangle^f) = \\
 & = \nabla \cdot (k_{eff,f} \cdot \nabla \langle T_f \rangle^f) + h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f)
 \end{aligned} \tag{4-24}$$

Si usamos la velocidad de Darcy (v_D), de forma análoga a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, la ecuación de conservación de la energía para la fase fluida sobre un volumen elemental representativo, queda de la siguiente manera:

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f + \nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot v_D) = \\
 & = \nabla \cdot (k_{eff,f} \cdot \nabla \cdot \langle T_f \rangle^f) + h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f)
 \end{aligned} \tag{4-25}$$

La ecuación de conservación de la energía de la fase fluida en estado estacionario para un medio poroso sería:

$$\nabla \cdot (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot v_D) = \nabla \cdot (k_{eff,f} \cdot \nabla \langle T_f \rangle^f) + h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f) \tag{4-26}$$

4.3.4.2 Ecuación de conservación de la energía para la fase sólida

La ecuación de la energía a nivel microscópico para la fase sólida es:

$$\frac{\partial(\rho_s \cdot c_s \cdot T_s)}{\partial t} = -\nabla q_s + \omega_s \quad (4-27)$$

De donde ρ_s es la densidad del sólido, c_s es la capacidad calorífica del sólido, T_s es la temperatura del sólido, q_s es el vector del flujo de calor de la fase sólida, y ω_s es la tasa de generación interna de calor de la matriz sólida.

Igual que en la ecuación de conservación de la energía de la fase fluida, la ecuación de conservación de la energía de la fase sólida se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_s \cdot c_s \cdot T_s \rangle^s &= \nabla (k_s \cdot \nabla \langle T_s \rangle^s) + \frac{1}{V_s} \cdot \nabla \left(\int_{S_{fs}} k_s \cdot T_s \cdot n_s \cdot dS \right) + \\ &+ \frac{1}{V_s} \cdot \int_{S_{fs}} k_s \cdot \nabla T_s \cdot n_s \cdot dS + h_v \cdot (\langle T_f \rangle^s - \langle T_s \rangle^s) - \langle \nabla q_r \rangle \end{aligned} \quad (4-28)$$

Donde k_s es la conductividad del sólido, h_v es el coeficiente de transferencia de calor por convección volumétrico y ∇q_r es la divergencia del flujo radiativo.

El término integral puede ser reescrito como un término conductivo mediante la introducción de una conductividad térmica efectiva de la fase sólida ($k_{eff,s}$):

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle \rho_s \cdot c_s \cdot T_s \rangle^s = \nabla (k_{eff,s} \cdot \nabla \langle T_s \rangle^s) + h_v \cdot (\langle T_f \rangle^s - \langle T_s \rangle^s) - \langle \nabla q_r \rangle \quad (4-29)$$

Por tanto, la ecuación de conservación de la energía de la fase sólida en estado estacionario para un medio poroso sería:

$$0 = \nabla (k_{eff,s} \cdot \nabla \langle T_s \rangle^s) + h_v \cdot (\langle T_f \rangle^s - \langle T_s \rangle^s) - \langle \nabla q_r \rangle \quad (4-30)$$

4.3.5 Modelos radiativos

Toda la radiación electromagnética o fotones se propagan a través de cualquier medio a la velocidad de la luz. La radiación térmica se transfiere por ondas electromagnéticas o fotones, que pueden transportarse una larga distancia sin interactuar con ningún medio. Es un fenómeno complejo y aunque las ecuaciones de transferencia radiativa son bien conocidas, son difíciles de resolver. Esta dificultad se debe a que la dependencia de la intensidad de la radiación con la posición, la dirección, la longitud de onda y la temperatura no es sencilla en muchos casos.

La transferencia radiativa entre superficies separadas por vacío o por un medio transparente se conoce como radiación en medio radiativo no participativo, mientras que cuando dicha transferencia se produce en un medio absorbente, emisivo y dispersivo, se dice que la radiación se transmite en un medio radiativo participativo.

La ecuación de transferencia radiativa es una ecuación integro-diferencial dependiente de siete variables:

- La longitud de onda de la radiación.
- Las coordenadas espaciales (x, y, z).
- Dos coordenadas que describen la dirección de la radiación: ángulo polar y ángulo azimutal.
- El tiempo

Por lo tanto, su resolución analítica resulta compleja y debe ser resuelta numéricamente usando modelos de transporte de la radiación para las dependencias espaciales y direccionales, y modelos espectrales para las dependencias espectrales. Existen diversos métodos numéricos que han sido usados para resolver la ecuación de transferencia radiativa como se presenta en la bibliografía, cada uno presenta ventajas y desventajas y ninguno es considerado mejor que otro de manera general [213-215].

Las nuevas capacidades computacionales, la gran reducción en el coste computacional y su amplia integración en modernos sistemas de simulación han cambiado la manera de afrontar el proceso de diseño por parte de los nuevos diseñadores de procesos que incluyen los fenómenos radiativos. El software de CFD STAR-CCM+ desarrollado por la compañía CD-ADAPCO, se usará en esta tesis para simular la dinámica de fluidos, la transferencia de calor y los mecanismos radiativos en un medio poroso.

Es necesario mencionar y describir que dentro de los dos tipos de simulación de medios porosos mediante software CFD (ver sección 4.3.1), la simulación de la geometría detallada y la simulación de un medio homogéneo equivalente, sólo en la primera de las dos opciones (geometría detallada) se pueden implementar y resolver los modelos de radiación incorporados por los softwares comerciales actuales. En el caso de utilizar un medio homogéneo equivalente,

los software actuales no tienen la capacidad de resolver la ecuación de transferencia radiativa en la matriz sólida. Por ello, con la utilización de este modelo de simulación, que utiliza las propiedades efectivas del medio poroso, la ecuación de transferencia radiativa se debe abordar mediante la programación por parte del usuario de las ecuaciones necesarias que deberán ser incorporadas al código para su resolución y acoplamiento con las ecuaciones de conservación de la energía.

Además, tenemos que destacar que en la simulación de medios porosos, los mecanismos de transferencia de calor por radiación son fundamentales, dadas las altas concentraciones y las altas temperaturas de trabajo, especialmente en la parte frontal de los absorbedores, donde la radiación incidente alcanza su máxima razón de concentración. Por todo ello, será necesaria una buena aproximación para la resolución de la ecuación de transferencia radiativa en la matriz sólida, dado que la fase fluida se considera un medio transparente y no participativo.

A continuación se presenta la ecuación de transferencia radiativa así como su acoplamiento a las ecuaciones de energía. Los principales modelos de radiación que se pueden utilizar tanto en simulaciones unidimensionales, como en simulaciones en CFD con geometría detallada son el modelo de conductividad de Rosseland, el modelo P1, y el método de ordenadas discretas. De ellos, se describirán los que se pueden utilizar para simulaciones CFD considerando un medio homogéneo equivalente (modelo de conductividad de Rosseland y modelo P1).

4.3.5.1 Ecuación de transferencia radiativa

La radiación es atenuada por absorción y dispersión y es realizada por emisión y dispersión desde otras direcciones. Estos conceptos han sido empleados para desarrollar una ecuación integro-diferencial que gobierne la intensidad de la radiación a lo largo de un camino a través de un medio.

La intensidad obtenida por la ecuación de transferencia es la radiación local moviéndose en una dirección por unidad de ángulo sólido y longitud de onda y cruzando una unidad de área normal a la dirección de su movimiento. Para obtener la energía global que atraviesa una unidad de área, se requieren integraciones que incluyan las contribuciones de la intensidad en todas las direcciones y todas las longitudes de onda. Esto nos lleva a una ecuación para el flujo radiativo local que es usado para establecer un balance de energía en nuestro medio. Se necesita un balance de energía para obtener la distribución de temperaturas en el medio.

La ecuación de transferencia radiativa en su forma espectral es la base de todas las investigaciones que tratan de transferencia de calor por radiación [215].

$$\frac{di_\lambda}{ds} = \underbrace{a_\lambda \cdot i_{\lambda b}(s)}_A - \underbrace{(a_\lambda + \sigma_\lambda) \cdot i_\lambda(s)}_B + \underbrace{\frac{\sigma_\lambda}{4\pi} \cdot \int_{4\pi} i_\lambda(s, \omega_i) \cdot \phi_\lambda(\omega_i, \omega) \cdot d\omega_i}_C \quad (4-31)$$

Esta ecuación describe la variación de la intensidad (i) de un fotón que atraviesa un medio en la dirección s . El cambio se debe a la ganancia en la intensidad por emisión y dispersión (términos A y C) y a la pérdida de intensidad por absorción y dispersión (término B). En la ecuación anterior i_λ (W/m^2) es la intensidad espectral de la radiación, a_λ ($1/m$) es el coeficiente de absorción espectral, $i_{\lambda b}$ (W/m^2) es la intensidad espectral de la radiación de un cuerpo negro en la dirección s , σ_λ ($1/m$) es el coeficiente de dispersión espectral, ϕ_λ (-) es la función de fase de la dispersión, ω (rad) es el ángulo sólido, ω_i (rad) es el ángulo sólido en la dirección i .

Siendo la intensidad espectral (i_λ) la solución de la ecuación de transferencia radiativa, la divergencia espectral del flujo de calor radiativo puede calcularse [215] como se muestra a continuación:

$$\nabla q_{rad,\lambda} = a_\lambda \cdot (4 \cdot \pi \cdot i_{\lambda b} - G_\lambda) \quad (4-32)$$

La radiación espectral incidente G_λ (W/m^2) es:

$$G_\lambda = \int_{4\pi} i_\lambda \cdot d\omega \quad (4-33)$$

Y la intensidad espectral de un cuerpo negro $i_{\lambda b}$ (W/m^2) viene dada por la ley de Planck:

$$i_{\lambda b} = e_{\lambda b} / \pi = \frac{2 \cdot h \cdot c_0^2}{n^2 \cdot \lambda^5} \left(e^{h \cdot c_0 / n \cdot \lambda \cdot \sigma \cdot T} - 1 \right) \quad (4-34)$$

Donde h (J·s) es la constante de Planck, c_0 (m/s) es la velocidad de la luz, n (-) es el índice de refracción del medio, λ es la longitud de onda, σ ($W/m^2 - K^4$) es la constante de Stefan-Boltzmann, T (K) es la temperatura.

El divergente del flujo de calor radiativo total, necesario para acoplar la transferencia de calor radiativa con la ecuación de conservación de la energía en las simulaciones CFD se obtiene integrando sobre todo el espectro:

$$\nabla q_{rad} = \int_0^\infty \nabla q_{rad,\lambda} \cdot d\lambda \quad (4-35)$$

4.3.5.2 Descripción del modelo de conductividad Rosseland

Esta aproximación es la más sencilla de implementar y resolver. Es un modelo usado para medios ópticamente densos, donde el espesor óptico es mucho mayor que la unidad (normalmente es válida para espesores ópticos mayores a tres). No es un modelo adecuado para absorbedores volumétricos a pesar de que estos sí pueden ser considerados como medios ópticamente densos. Esto es debido a que para un absorbedor volumétrico, el principal reto de cálculo consiste en resolver de manera precisa las ecuaciones de transferencia de energía y de transferencia radiativa en la parte frontal del absorbedor, ya que es en los primeros milímetros donde la radiación solar incidente se absorbe de manera gradual y las temperaturas del sólido y del fluido cambian bruscamente. Esta capa frontal no es ópticamente densa, incluso cuando el absorbedor como entidad global sí lo es. Si asumimos el conjunto del absorbedor como un medio ópticamente denso, estaremos eliminando la posibilidad de resolver con cierto grado de precisión la capa frontal.

Sin embargo, a pesar de todo lo expuesto, aún se sigue utilizando este modelo como punto de partida en las simulaciones de absorbedores volumétricos. Este modelo no resuelve ecuaciones de transporte adicionales, pero añade un término de difusión a la ecuación de conservación de la energía para la fase sólida que representa la transmisión de calor por radiación. Esta aproximación es un caso concreto del modelo P1 (que se analizará en la sección 4.3.5.3), en el que la radiación de una superficie real se aproxima a la radiación de un cuerpo negro.

El vector del flujo de calor radiativo en un medio gris puede aproximarse a la siguiente expresión:

$$q_{rad} = -\Gamma \cdot \nabla G \quad (4-36)$$

$$\Gamma = \frac{1}{(3 \cdot (a + \sigma_s) - C \cdot \sigma_s)} \quad (4-37)$$

De donde a (1/m) es el coeficiente de absorción, σ_s (1/m) es el coeficiente de dispersión, G (W/m^2) es la radiación incidente, y C es el coeficiente de la función de fase anisótropa. Para un medio isótropo, como en los casos considerados en la presente tesis, el valor de C es 0.

La diferencia del modelo de Rosseland y el modelo P1 es que el modelo de Rosseland asume que la intensidad de radiación en un punto es la intensidad de un cuerpo negro a la temperatura de ese punto. En cambio, como veremos en la siguiente sección, el modelo P1 resuelve una ecuación de transporte para obtener el valor de la radiación incidente (G).

Aplicando la teoría de Rosseland la radiación incidente quedaría:

$$G = 4 \cdot \sigma \cdot n^2 \cdot T_s^4 \quad (4-38)$$

Donde n es el índice de refracción.

Y la ecuación del flujo de calor radiativo quedaría de la siguiente manera [215]:

$$q_{rad} = -16 \cdot \sigma \cdot \Gamma \cdot n^2 \cdot T_s^3 \cdot \nabla T_s \quad (4-39)$$

Como el flujo de calor radiativo tiene la misma forma que la ley de Fourier para la conducción es posible escribir la ecuación anterior como sigue:

$$q = q_c + q_r = -(k_s + k_r) \cdot \nabla T_s \quad (4-40)$$

$$k_r = 16 \cdot \sigma \cdot \Gamma \cdot n^2 \cdot T_s^3 \quad (4-41)$$

Donde k_s es la conductividad del sólido, k_r sería la conductividad radiativa.

La ecuación de conservación de la energía de la fase sólida en estado estacionario para un medio poroso (4-30), aplicando el modelo de Rosseland, quedaría de la siguiente forma:

$$0 = \nabla((k_s + k_r) \cdot \nabla \langle T_s \rangle^s) + h_v \cdot (\langle T_f \rangle^s - \langle T_s \rangle^s) \quad (4-42)$$

4.3.5.3 Descripción del modelo P1

El método P1 es otra opción para resolver numéricamente la ecuación de transferencia radiativa. Es un método conocido por dar buenos resultados en medios con una gran dispersión, y en posiciones lejanas a las condiciones de contorno. Sin embargo, los absorbedores volumétricos tienen los requisitos contrarios: los procesos más importantes y determinantes ocurren junto a la interfaz de entrada al absorbedor y el medio no es altamente dispersivo [201]. No obstante, presenta ventajas frente al modelo de Rosseland, ya que al resolver una nueva ecuación de transporte tenemos información sobre la influencia de la difusión, y se requiere un tiempo computacional bajo. Además, estudios como el de Kribus [201], muestran que, con unas condiciones de contorno precisas, los resultados de este modelo radiativo son comparables a modelos mucho más complejos, a pesar de existir en la bibliografía diversos modelos que presentan una mayor precisión. Por ello, y por la imposibilidad de implementar otros modelos más complejos en los actuales software CFD, éste es el modelo que se ha implementado en la

presente tesis doctoral. Trabajos previos han mostrado buenos resultados en la aplicación de este modelo radiativo a una matriz cerámica porosa con trabajos experimentales [195].

La resolución de la ecuación de transferencia radiativa mediante el método de los armónicos esféricos P_N , usando los dos primeros términos de la serie, $i^{(0)} = G$ (radiación total incidente) y $i^{(1)} = q_r$ (flujo radiativo), se conoce como el método P1 [215]. La principal hipótesis asumida es que el modelo considera las superficies como cuerpos grises, y por tanto la intensidad de la radiación es isótropa (independiente de la posición en el espacio) [215]. Considerando la posición 0 y la posición 1 de los armónicos esféricos, la intensidad de la radiación sería:

$$i = \frac{1}{4\pi} \cdot [i^{(0)} + 3 \cos \theta \cdot i^{(1)}] = \frac{1}{4\pi} \cdot [G + 3 \cos \theta \cdot q_r] \quad (4-43)$$

Donde i (W/m^2) es la irradiancia, θ (rad) es el ángulo de dirección.

El modelo de radiación P1 con sus condiciones de contorno nos lleva a la resolución de dos ecuaciones diferenciales:

$$\Gamma \cdot \nabla G = -q_{rad} \quad (4-44)$$

$$\nabla q_{rad} = a \cdot (4 \cdot \pi \cdot i_b - G) \quad (4-45)$$

Ambas ecuaciones pueden ser reformuladas como una única ecuación de transporte en la que sólo consideremos el término difusivo para resolver la radiación total incidente (integral direccional de la intensidad) G :

$$-\nabla (\Gamma \cdot \nabla G) = a \cdot (4 \cdot \pi \cdot i_b - G) = a \cdot (4 \cdot \sigma \cdot T_s^4 - G) \quad (4-46)$$

Donde i_b (W/m^2) es la intensidad de la radiación de un cuerpo negro, a ($1/m$) es el coeficiente de absorción, G (W/m^2) es la radiación incidente, σ ($W/m^2 - K^4$) es la constante de Stefan-Boltzmann, T_s (K) es la temperatura de la fase sólida. En las ecuaciones anteriores a es el coeficiente de absorción, cuyo valor se verá en la sección 4.4.2.3.1 en la fórmula (4-70).

Tras resolver la radiación total incidente (G) con la ecuación (4-46), se resuelve el gradiente del flujo radiativo usando la ecuación (4-45), obteniendo el término fuente radiativo necesario para la ecuación de energía de la fase sólida (4-30).

Cuando existe radiación incidente colimada G_c en el medio, se puede utilizar una variante del método P1, el llamado método de descomposición de la radiación, que consiste en descomponer la radiación incidente (G) y tratar sus dos componentes, la radiación colimada G_c

y la radiación difusa G_d [214]. En esta tesis doctoral se asumirá que el absorbedor será irradiado por radiación colimada G_c mediante el simulador solar.

Tenemos que la radiación incidente es:

$$G = G_c + G_d \quad (4-47)$$

La radiación colimada incidente en el absorbedor es una variable conocida y que presenta una atenuación exponencial al pasar por un medio absorbente y dispersivo [216] como se deriva de la ley de Bouguer.

$$G_c = I_0 \cdot e^{-\beta \cdot z} \quad (4-48)$$

Donde β (1/m) es el coeficiente de extinción que resulta de integrar el coeficiente de extinción local a través del camino que atraviesa la radiación [215]. El coeficiente de extinción es una propiedad óptica que depende de las características físicas del material y tiene unidades recíprocas a la longitud. Su valor aparece en la sección 4.4.2.3.3 en la ecuación (4-72).

Inicialmente el método P1 se presentó como una manera de resolver la variable G mediante la ecuación (4-44) y el flujo radiativo mediante la ecuación (4-45), pero dado que en el presente trabajo se considera la radiación incidente colimada (G_c) como una variable conocida y una vez adoptada la técnica de descomposición de la radiación incidente (G), el método P1 será el encargado de resolver la radiación difusa (G_d).

Por todo lo anterior, la variante del modelo P1 que aplica la técnica de descomposición de la radiación incidente (G) con sus condiciones de contorno nos lleva a la resolución de dos ecuaciones diferenciales, una para la resolución de la radiación difusa (G_d) y otra para la resolución del gradiente del flujo radiativo (∇q_{rad}):

$$-\nabla (\Gamma \cdot \nabla G_d) = a \cdot (4 \cdot \sigma \cdot T_s^4 - G_d) + \sigma_s \cdot I_0 \cdot e^{-\beta \cdot z} \quad (4-49)$$

$$\nabla q_{rad} = a \cdot (4 \cdot \pi \cdot i_b - G_d - G_c) \quad (4-50)$$

Donde σ_s (1/m) es el coeficiente de dispersión que se presenta en la sección 4.4.2.3.2 en la fórmula (4-71), I_0 (W/m^2) es la radiación incidente a la entrada del absorbedor.

La ecuación (4-49) presenta dos fuentes y un sumidero. La primera fuente sería la radiación colimada que se extingue con la profundidad del absorbedor a la vez que se dispersa en el medio. La segunda fuente corresponde a la propia radiación térmica emitida por la matriz sólida al medio. Por último, aparece un sumidero de radiación que sería la radiación difusa a lo

largo del absorbedor. La resolución de esta ecuación nos da conocimiento de la radiación difusa: G_d .

Por otra parte, la ecuación (4-50) consta de dos fuentes y un sumidero. El sumidero corresponde a la radiación térmica emitida por la matriz sólida al medio, mientras que las dos fuentes corresponden a la radiación colimada y a la radiación difusa absorbida por la matriz porosa.

Así, tras resolver la radiación difusa con la ecuación (4-49), se resuelve la radiación total incidente mediante las ecuaciones (4-47) y (4-48). Posteriormente se obtiene el gradiente del flujo radiativo usando la ecuación (4-50), que se implementará en el término fuente radiativo necesario para la ecuación de energía de la fase sólida (4-30).

La ecuación de transporte difusivo (4-49) se ha programado y resuelto siguiendo los comandos del software STAR-CCM+ [217], además de todas las ecuaciones necesarias para su ejecución (ecuación (4-47) y ecuación (4-48)), así como la resolución del gradiente del flujo radiativo (ecuación (4-50)) y su implementación en la ecuación de energía de la fase sólida (ecuación (4-30)).

Toda la resolución del método P1 o de la técnica de descomposición de la radiación incidente del método P1 van ligados de una manera muy importante a las propiedades radiativas u ópticas del medio: coeficiente de absorción, de dispersión y de extinción que se presentan en la sección 4.4.2.3.

De esta manera obtendremos una resolución completa del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local acoplando la resolución de la ecuación de transferencia radiativa a la resolución de la ecuación de energía de la matriz sólida.

4.4 Desarrollo de un modelo numérico para un absorbedor poroso en condiciones de no-equilibrio térmico local

4.4.1 Introducción

En la siguiente sección se va a presentar un nuevo modelo de simulación en CFD para un medio homogéneo equivalente que conjuga varios desarrollos novedosos:

- Simulación tridimensional de un medio poroso.
- Mapa de flujo de entrada en condiciones no-homogéneas.
- Resolución de la ecuación de transferencia radiativa en la matriz sólida con el modelo P1.
- Propiedades ópticas y geométricas variables con el espesor del absorbedor
- Propiedades del fluido y del sólido variables con la temperatura.

Con el desarrollo de este modelo, se pretende crear una nueva herramienta de simulación que permita:

- Estudiar el comportamiento de absorbedores de malla metálica de una o varias porosidades en estado de no-equilibrio térmico local.
- Analizar los efectos tridimensionales de mapas de flujo no-homogéneos.
- Incluir el acoplamiento de un modelo radiativo en las ecuaciones de energía y flujo de fluidos.
- Realizar estudios de sensibilidad y paramétricos ágiles.
- Adaptar el modelo a otros materiales y geometrías.

Por todo ello, en las siguientes secciones, vamos a mostrar los elementos necesarios para el desarrollo del modelo, presentando finalmente un análisis paramétrico y una validación experimental.

4.4.2 Variables necesarias para la resolución del modelo homogéneo equivalente

El presente modelo homogéneo equivalente va a resolver las ecuaciones macroscópicas necesarias para obtener los perfiles de temperatura de la fase fluida y de la fase sólida en el absorbedor volumétrico, la caída de presión y el coeficiente volumétrico de transferencia de calor entre el fluido y la matriz porosa, además de resolver mediante aproximaciones la ecuación de transferencia radiativa con el modelo P1. Todo ello se va a llevar a cabo considerando condiciones de no-equilibrio térmico local.

Para el adecuado funcionamiento del modelo numérico, es necesario suministrar una serie de valores de entrada con una alta precisión. Estos valores, junto con una adecuada definición de las condiciones de contorno, serán los que determinen la validez del modelo numérico.

A continuación, repasamos brevemente las ecuaciones que el software resolverá para, posteriormente, mostrar los parámetros de entrada necesarios para la ejecución del modelo numérico.

Conservación de masa:

$$\nabla \cdot (\rho_f \cdot \vec{v}_f) = 0 \quad (4-2)$$

Conservación de cantidad de movimiento:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\phi} \cdot \nabla (\rho_f \cdot v_D \cdot v_D) = & -\phi \cdot \nabla \langle P_f \rangle^f - \phi \cdot \rho_f \cdot g \cdot e_z + \nabla \langle \bar{\tau}_f \rangle - \\ & - \frac{\mu_f}{K_1} \cdot \phi \cdot v_D - \frac{\rho_f}{K_2} \cdot \phi \cdot |v_D| \cdot v_D \end{aligned} \quad (4-16)$$

Conservación de la energía – Ecuación de la energía de la fase fluida:

$$\nabla (\langle \rho_f \cdot c_f \cdot T_f \rangle^f \cdot v_D) = \nabla (k_{eff,f} \cdot \nabla \langle T_f \rangle^f) + h_v \cdot (\langle T_s \rangle^f - \langle T_f \rangle^f) \quad (4-26)$$

Conservación de la energía – Ecuación de la energía de la fase solida:

$$0 = \nabla (k_{eff,s} \cdot \nabla \langle T_s \rangle^s) + h_v \cdot (\langle T_f \rangle^s - \langle T_s \rangle^s) - \langle \nabla q_r \rangle \quad (4-30)$$

Modelo radiativo – Descripción del modelo P1 (Ecuaciones programadas por el usuario):

$$G = G_c + G_d \quad (4-47)$$

$$G_c = I_0 \cdot e^{-\beta \cdot z} \quad (4-48)$$

$$-\nabla (\Gamma \cdot \nabla G_d) = a \cdot (4 \cdot \sigma \cdot T_s^4 - G_d) + \sigma_s \cdot I_0 \cdot e^{-\beta \cdot z} \quad (4-49)$$

$$\nabla q_{rad} = a \cdot (4 \cdot \pi \cdot i_b - G_d - G_c) \quad (4-50)$$

Como hemos indicado anteriormente, para la resolución de las ecuaciones citadas, el software necesita una serie de valores de entrada, que deben tener una alta precisión, para que el modelo macroscópico de un medio homogéneo equivalente, sea lo más preciso y los resultados obtenidos sean válidos. A continuación, mostramos una tabla, indicando las variables a las que se asigna un valor inicial, en cada ecuación.

Nombre Ecuación	Variable de entrada	Definición de la variable de entrada	Unidades
Cantidad de movimiento	K_1	Coefficiente de permeabilidad viscosa	m^2
	K_2	Coefficiente de permeabilidad inercial	m
	ϕ	Porosidad	-
Energía Fase Fluida y Energía Fase Sólida	h_{IV}	Coefficiente volumétrico de transferencia de calor	$W/(m^3 \cdot K)$
	$k_{eff,f}$	Conductividad efectiva del fluido	$W/(m \cdot K)$
	$k_{eff,s}$	Conductividad efectiva del sólido	$W/(m \cdot K)$
Radiación	a	Coefficiente de absorción	m^{-1}
	σ_s	Coefficiente de dispersión	m^{-1}
	β	Coefficiente de extinción	m^{-1}
	I_0	Flujo concentrado incidente	W/m^2

Tabla 4-1. Variables necesarias para la resolución del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local

En las siguientes secciones, se presenta la metodología seguida para la obtención de las variables anteriormente expuestas. Una vez indicadas, éstas se agrupan en el modelo para su resolución numérica.

4.4.2.1 *Medidas de la caída de presión*

La medida de la caída de presión en las distintas probetas ensayadas sirve para obtener mediante la Ley de Darcy-Forchheimer el coeficiente de permeabilidad viscosa y el coeficiente de permeabilidad inercial. Ambos, son necesarios para resolver la ecuación macroscópica de cantidad de movimiento para un medio poroso, ecuación (4-16). En la Tabla 3-8, Tabla 3-9 y Tabla 3-10 se presentan las principales características de las mallas, mientras que en la sección 3.3.1.3 se presenta el método seguido para determinar el espesor del absorbedor.

4.4.2.1.1 Instalación experimental

La instalación experimental para la medida de la caída de presión diferencial ha sido diseñada por el autor de la presente tesis y consta de los siguientes equipos:

- Soplante de la marca Sodeca y modelo CA-234-2M.
- Regulador de velocidad de la marca Sodeca y modelo RM-11.
- Válvula de bola manual de la marca Hastinik de 1 ½".
- Anemómetro de hilo caliente de la marca Airflow y modelo TA430.
- Sistema calefactor por termo resistencias de la marca Nabertherm GmbH y modelo RD 30/200/13.
- Medidor de caída de presión diferencial de la marca Honeywell ST3000.
- Porta muestras

En las siguientes figuras se muestran tanto la instalación experimental, como el porta-muestras y el medidor de caída de presión diferencial.

El procedimiento experimental consiste en hacer pasar un corriente de aire, a distintas velocidades, y a temperatura ambiente a través del porta-muestras. El medidor de caída de presión, se encarga de registrar la diferencia de presión que la malla ejerce sobre el aire y la presión ambiente (por eso sólo conectamos uno de los dos sensores del medidor de caída de presión).



Fig. 4-1. Instalación experimental para la medida de la caída de presión.

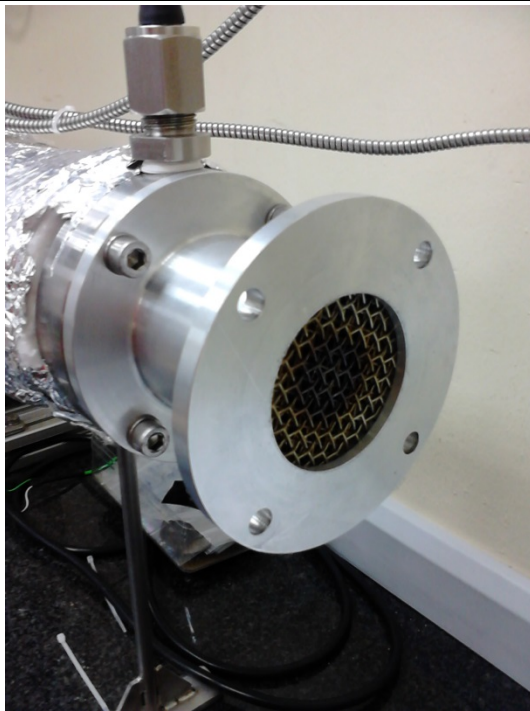


Fig. 4-2. Porta-muestras



Fig. 4-3. Medidor de caída de presión

4.4.2.1.2 Resultados

En esta sección se va a mostrar una tabla con todos los coeficientes de caída de presión obtenidos para las mallas analizadas con sus respectivos errores experimentales. Adicionalmente en el Anexo C se presenta un ejemplo de los datos obtenidos en un ensayo real.

La expresión de Darcy-Forchheimer, implementada en la ecuación macroscópica de cantidad de movimiento, se escribe:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{\mu_f}{K_1} \cdot v_D + \frac{\rho_f}{K_2} \cdot |v_D| \cdot v_D \quad (4-51)$$

Donde ΔP (Pa) es la caída de presión del absorbedor, L (m) es el espesor del absorbedor, μ_f (Pa · s) es la viscosidad dinámica del fluido, ρ_f (kg/m³) es la densidad del fluido, v_D (m/s) es la velocidad Darcy o velocidad superficial del fluido, K_1 (m²) es el coeficiente de permeabilidad inercial, K_2 (m) es el coeficiente de permeabilidad viscosa.

El software STAR-CCM+ escribe esta expresión de la siguiente forma:

$$\frac{\Delta P}{L} = P_v \cdot v_D + P_i \cdot |v_D| \cdot v_D \quad (4-52)$$

Donde:

$$P_v = \frac{\mu_f}{K_1} \quad (4-53)$$

$$P_i = \frac{\rho_f}{K_2} \quad (4-54)$$

Así, de aquí en adelante hablaremos de los coeficientes viscosos P_v (kg/(s · m³)) e inerciales P_i (kg/m⁴).

En la siguiente tabla, se presentan los coeficientes viscosos e inerciales medidos experimentalmente junto a los errores experimentales asociados a cada parámetro, para los 26 absorbedores volumétricos construidos y ensayados a partir de mallas metálicas comerciales.

Se observa que a menores valores de porosidad lineal (ver Tabla 3-8), en general, se obtienen mayores coeficientes de P_v y P_i , lo que implica una mayor pérdida de carga. Entre las mallas analizadas encontramos una excepción para la malla con una porosidad lineal del 51% (tipo D), ya que estos coeficientes son mayores que para la malla con una porosidad lineal del 38% (tipo E). Esto es debido al tamaño de paso o poro inferior en la tipo D, que aumenta mucho la superficie de contacto entre el aire y la superficie metálica y, por tanto, las pérdidas de carga.

Además, el espesor del absorbedor tipo D es menor, con lo cual el ratio pérdida de carga frente al espesor es mayor para este caso. En el caso de absorbedores constituidos por dos y tres tipos de mallas distintas se observa como ambos coeficientes aumentan a medida que se disminuye la porosidad lineal de la malla.

Malla	P_i	P_v	ϵ_{P_i}	ϵ_{P_v}
-	$\frac{\text{kg}}{(\text{m}^3\text{s})}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^4}$	$\frac{\text{kg}}{(\text{m}^3\text{s})}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^4}$
A	161.37	186.80	± 8.63	± 30.73
B	278.96	347.94	± 7.78	± 3.12
C	513.81	1030.80	± 7.99	± 16.80
D	2158.65	6176.90	± 12.05	± 89.80
E	900.18	1535.75	± 7.04	± 1.15
F	5660.85	19767.50	± 75.35	± 45.50
A-C	380.60	680.98	± 1.65	± 12.24
A-D	863.88	2570.10	± 20.18	± 75.30
A-E	550.89	1062.30	± 1.85	± 32.40
A-F	1467.55	6052.05	± 2.25	± 42.35
B-C	405.11	948.81	± 4.32	± 13.14
B-D	920.62	3470.85	± 13.15	± 92.35
B-E	600.71	1444.20	± 3.57	± 23.90
B-F	1605.65	7591.60	± 11.25	± 67.90
C-E	731.78	1541.90	± 7.53	± 38.80
C-F	2287.30	10173.45	± 80.90	± 282.55
D-E	923.35	2088.30	± 10.74	± 35.70
D-F	4137.45	15989.00	± 8.85	± 96.00
A-C-E	548.22	976.37	± 9.82	± 23.51
A-C-F	1127.05	4867.70	± 22.95	± 44.80
A-D-E	604.59	1328.05	± 2.90	± 22.25
A-D-F	1420.00	6212.85	± 0.70	± 43.85
A-C-E	709.90	1352.10	± 0.81	± 1.20
A-C-F	2230.20	8338.95	± 31.20	± 211.25
A-D-E	826.76	1691.30	± 6.19	± 27.50
A-D-F	2380.20	9411.00	± 4.50	± 145.00

Tabla 4-2. Coeficientes viscoso e inercial medido experimentalmente para 26 diseños diferentes de absorbedores volumétricos construidos con mallas metálicas

4.4.2.2 Obtención del coeficiente de transferencia de calor por convección

Los medios porosos presentan una gran superficie específica que los hace candidatos a multitud de aplicaciones, por ejemplo: reacciones químicas, intercambiadores de calor en sistemas electrónicos, quemadores en combustión, y aplicaciones solares como receptores volumétricos o regeneradores en motores Stirling [200, 207, 218-221]. El intercambio de calor entre una fase fluida y una matriz porosa es el fenómeno físico fundamental en la mayoría de estas aplicaciones. El intercambio de calor entre la superficie porosa, hilo, filamento, etc. y el fluido, es de especial importancia porque este fenómeno es el que acopla las ecuaciones de energía de la fase sólida y de la fase fluida [222].

La consideración del coeficiente de transferencia de calor engloba las simulaciones que se pueden realizar en un medio poroso en dos tipos. Por un lado, algunos autores han asumido en sus simulaciones un estado de equilibrio térmico local [223, 224], suponiendo la misma temperatura entre la fase fluida y la fase sólida o lo que es igual, despreciando el importante gradiente de temperaturas que suele existir en la superficie frontal de cualquier receptor volumétrico [225]. Por otro lado, otros autores han optado por simular modelos de diferente complejidad en no-equilibrio térmico local [200-203], que permite conocer en detalle no solo el perfil de temperaturas de la fase fluida, sino también el de la fase sólida. Cuando nos referimos a la dificultad, apuntamos a que mientras en el modelo de equilibrio térmico local sólo resolvemos una ecuación de energía para la fase fluida, en el modelo de no-equilibrio térmico local debemos resolver por un lado dos ecuaciones de energía, una para la fase fluida y otra para la fase sólida, y además, es necesario resolver la ecuación de transferencia radiativa en la fase sólida, lo que conlleva diferente grado de dificultad tal y como se mostró en la sección 4.3.5.

En los sistemas de alta concentración solar, las estructuras porosas se usan habitualmente como sistemas absorbedores de la radiación solar concentrada que transfieren la energía a un fluido [225]. El conocimiento detallado del coeficiente de transferencia de calor por convección entre la estructura porosa y el fluido es vital para un diseño adecuado de un receptor volumétrico.

Existen dos tipos de procedimientos experimentales para la medida del coeficiente de transferencia de calor por convección en un canal relleno de un material poroso: un método en estado estacionario [226, 227], y un método en estado no-estacionario [228-230]. El primer método, en estado estacionario, es un método dependiente de la conducción del material ya que la fuente de calor se coloca en un lado y no se hace circular ningún fluido. Se suele usar este método comparando los resultados obtenidos con el comportamiento del sistema ensayado sin muestra. El segundo método, en estado no-estacionario, se ha usado ampliamente para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección entre los hilos o filamentos del medio poroso con una corriente circulante. Los resultados de ambos métodos son globales, en el conjunto del medio poroso, y llevan a la obtención de valores medios del coeficiente estudiado.

Debido a la complejidad de las geometrías de los medios porosos, tanto metálicos como cerámicos, el coeficiente de transferencia de calor por convección es un parámetro difícil de

obtener experimentalmente, especialmente a altas temperaturas donde dominan los procesos radiativos sobre los convectivos y sobre todo a nivel microscópico, es decir, es complejo analizar el comportamiento de la transferencia de calor a nivel del poro. Como Wu presenta en la literatura [231], no es posible obtener información detallada de la transferencia de calor mediante ensayos experimentales.

En muchas aplicaciones ingenieriles donde se involucran medios porosos, resolver el modelo de no-equilibrio térmico local mediante volúmenes promedios con elementos finitos es la solución más satisfactoria. En este caso, como se mostró en la sección 4.3.1, el modelo de geometría detallada, presenta ventajas como una mayor precisión de la solución, pero su complejidad computacional debido a la resolución de las ecuaciones de conservación a nivel microscópico hace prácticamente inviable esta opción. Por ello, el modelo homogéneo equivalente, usando volúmenes promedios y las propiedades efectivas del medio, es la opción adoptada en esta tesis. Una de las mayores complejidades de este modelo es conocer con detalle el coeficiente de transferencia de calor entre la matriz sólida y el fluido, así como la relación entre el coeficiente de transferencia de calor y las propiedades geométricas de la matriz porosa.

Por todo lo expuesto, uno de los objetivos de la presente tesis es investigar las características de la transferencia de calor entre el fluido y el hilo o filamento de la matriz porosa. Para este propósito se ha utilizado el software de CFD STAR-CCM+ sobre una geometría real representada gráficamente en el CAD del programa. Las ecuaciones de conservación de masa, cantidad de movimiento y energía han sido resueltas por el programa y, mediante un tratamiento de post-procesado, se ha obtenido información detallada del coeficiente de transferencia de calor para mallas metálicas apiladas (ver sección 3.3.1.2 sobre el tipo de apilamiento de mallas utilizado). Al igual que con los ensayos experimentales, se van a presentar datos del coeficiente de transferencia de calor para las seis mallas comerciales ensayadas experimentalmente (Tabla 3-8).

Con este trabajo se pretende completar la información actual en la bibliografía del cálculo del coeficiente de transferencia de calor en mallas metálicas, estructuras metálicas y cerámicas en distintos rangos de operación [198, 228, 230-234], y centrar el estudio de dicho coeficiente para las geometrías compuestas por el apilamiento de mallas metálicas, a temperaturas superiores a 700 K y velocidades superiores a 0.5 m/s. Asimismo, se pretende facilitar futuros trabajos de simulación en CFD para medios porosos compuestos por mallas metálicas.

4.4.2.2.1 *Geometría de la malla metálica*

Para representar la geometría de la malla metálica con un apilamiento escalonado (ver sección 3.3.1.2.2) se ha seleccionado una estructura representativa de la malla metálica. Esta estructura representativa se mantiene en la misma posición para las mallas impares, mientras que en las mallas pares se desplaza en el eje “x” y en el eje “y” un valor de $0.5 \cdot M^{-1}$ (siendo $M = 1/(d + \text{paso_de_luz})$). De esta manera, el cruce de hilos de las mallas pares se sitúa justo debajo del centro de la celda representativa que se muestra en la Fig. 3-36-b y Fig. 3-37-a.

De manera general, se muestra una geometría representativa de una malla metálica en la siguiente figura.



Fig. 4-4. Esquema general de la estructura representativa de una malla metálica en CFD.

En la Tabla 4-3 se presentan, según los parámetros geométricos de cada malla (ver Tabla 3-8), las vistas tridimensionales obtenidas de la geometría detallada, considerando una sección circular de los hilos que componen la malla y, un empaquetamiento escalonado.

Como se puede ver en la tabla, los resultados muestran que las geometrías con porosidades similares, que serían las parejas A-B, C-D y E-F, tienen una apariencia similar.

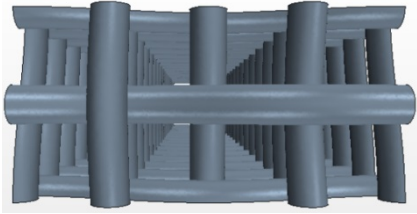
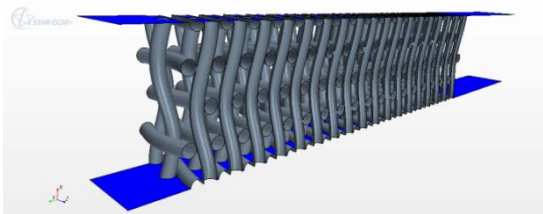
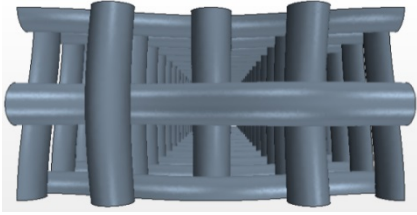
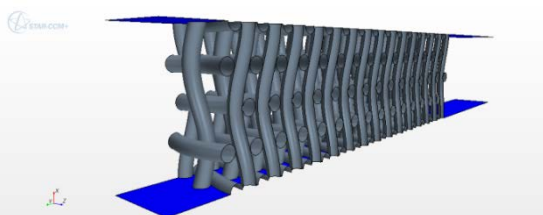
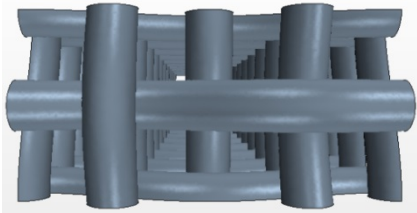
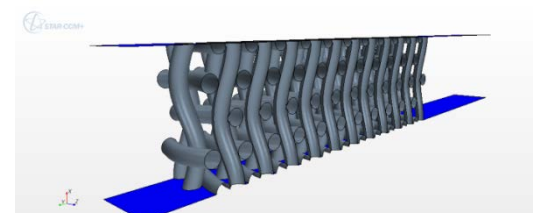
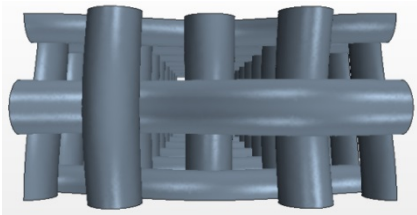
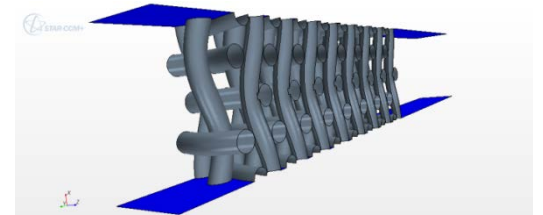
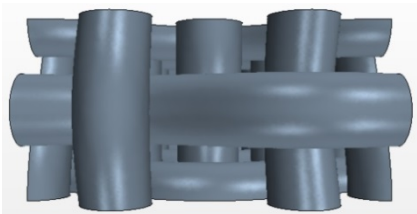
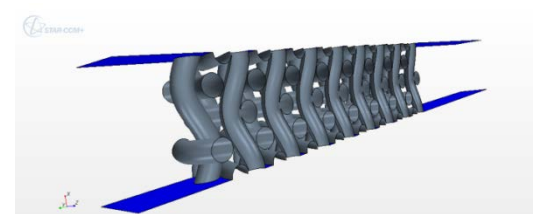
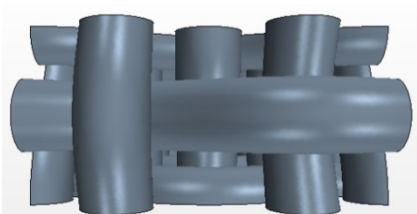
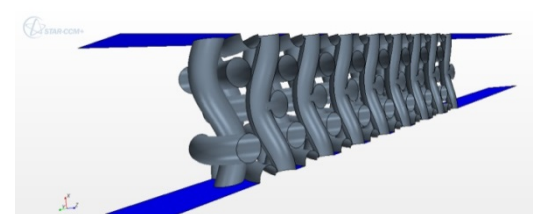
Malla	Vista 3D en planta	Vista 3D lateral
A		
B		
C		
D		
E		
F		

Tabla 4-3. Resumen de vistas 3D de los tipos de mallas analizados

4.4.2.2.2 Principales características del mallado

Una malla es la discretización de un dominio computacional donde el software soluciona las ecuaciones micro y/o macroscópicas para obtener una solución numérica. El mallado, es uno de los pasos cruciales a la hora de ejecutar una simulación. En la presente tesis, se describen el tipo de mallado utilizado, la sensibilidad llevada a cabo y la convergencia y validez de la mallas obtenidas.

STAR-CCM+ tiene su propio sistema de mallado, capaz de generar mallas de alta calidad para distintas geometrías y aplicaciones. Existen dos tipos de mallas principales: mallas de superficie y mallas de volumen.

Cuando se tiene una geometría tridimensional, como en los casos que se van a presentar en esta tesis, la calidad de la malla tridimensional está íntimamente ligada a la calidad de la malla de superficie, o lo que es lo mismo, la calidad de la malla final dependerá en gran medida de que el mallado de superficie se haya realizado correctamente.

Los pasos normales en la generación de una malla tridimensional son los siguientes:

- Selección del tipo de malla de superficie y del tipo de malla de volumen a utilizar.
- Definición de los parámetros y las características de las mallas: tamaño medio y mínimo de las celdas, número de capas en torno a una superficie de intercambio para estudiar la capa límite, posibles refinamientos en zonas sensibles, etc.
- Generación de la malla superficial.
- Generación de la malla volumétrica.

A continuación, se presenta una descripción de los tipos de mallas de superficie y de volumen que se han utilizado en el presente trabajo.

4.4.2.2.2.1 Tipo de mallado

4.4.2.2.2.1.1 Mallado de superficie

El programa STAR propone dos tipos de mallado de superficie según el origen de la geometría. Si la geometría ha sido creada en STAR y no es de gran complejidad, se recomienda usar la versión estándar “Surface Remesher”. En caso de tener una geometría exportada desde otro sistema CAD y con una gran complejidad e incluso posibilidad de zonas con errores, es más recomendable la opción “Surface Wrapper”. En nuestro caso, toda la geometría ha sido creada desde el CAD propio del STAR, por lo tanto se adopta la opción estándar.

El mallado de superficie utilizado (“Surface Remesher”) se utiliza para mejorar la calidad global de una superficie de manera que se pueda crear una malla de volumen más eficiente. Se basa en triangulaciones dadas por una serie de parámetros controlados por el usuario.

En la siguiente figura, se muestra como ejemplo el mallado de superficie sobre una malla tipo C en la interfase sólido-fluido.

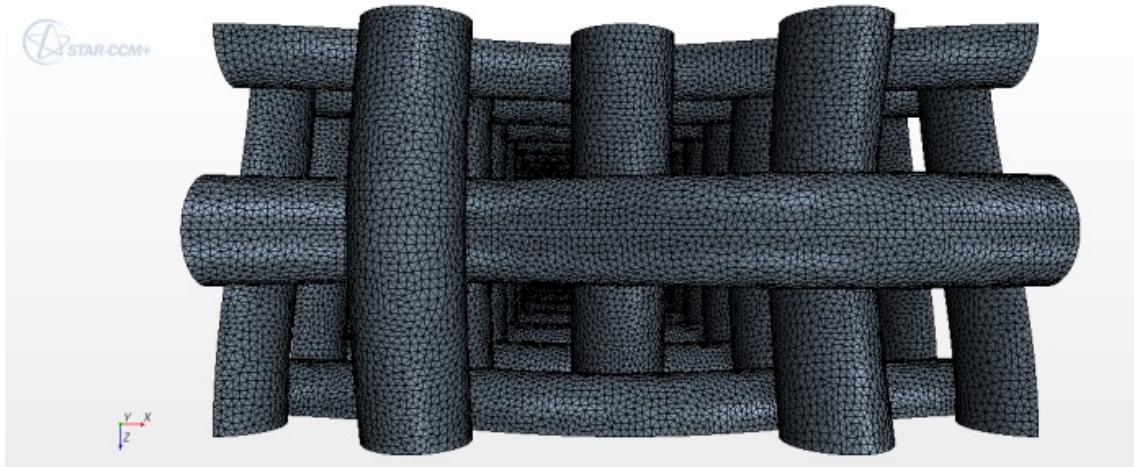


Fig. 4-5. Vista 3D del mallado de superficie de una malla metálica tipo C. Vista en planta

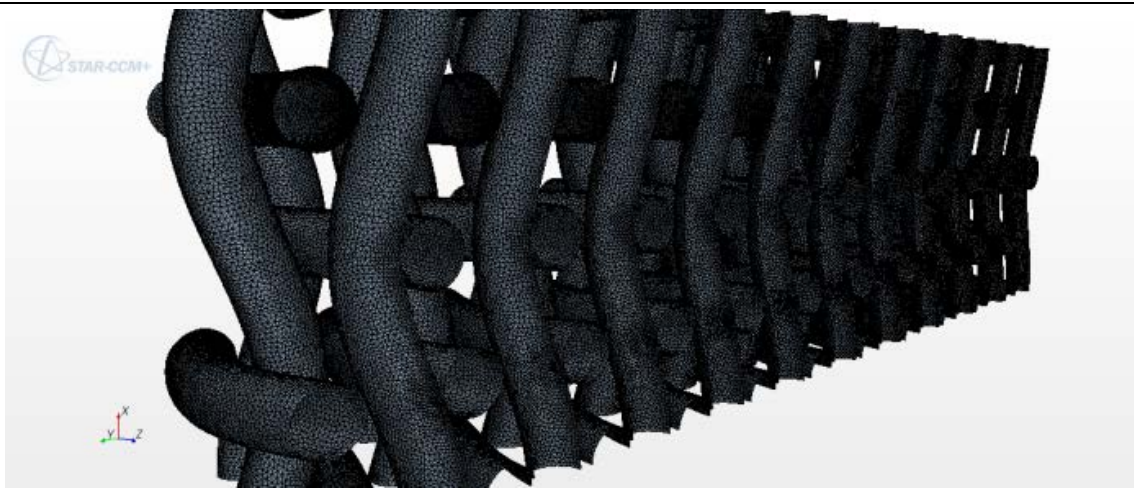


Fig. 4-6. Vista 3D del mallado de superficie de una malla metálica tipo C. Vista lateral

4.4.2.2.2.1.2 Mallado del volumen

Una vez obtenida la malla de superficie es necesario proceder a mallar el volumen o núcleo de la geometría. En este caso las mallas de volumen del programa ofrecen múltiples opciones. En la actualidad existen hasta ocho tipos distintos de mallas. Cada una de ellas, presenta una serie de ventajas e inconvenientes que la hacen más o menos óptima según la aplicación.

En el trabajo que se presenta en esta sección, que consiste en la determinación numérica del coeficiente volumétrico de transferencia de calor por convección, se han usado tres tipos de mallas que se explican a continuación:

- Malla poliédrica: es una malla relativamente fácil y eficiente de construir, incluso para geometrías complejas, sin necesitar más preparación en la malla de superficie que una malla volumétrica tetraédrica, que es el mallado volumétrico más sencillo. Además, la malla poliédrica necesita entre 5 y 8 veces menos celdas que una malla tetraédrica para obtener unos resultados con una resolución similar. Por contra, las celdas poliédricas tienen 14 caras, por las 4 caras que presentan las celdas tetraédricas, lo que implica que el intercambio de información es mayor y el tiempo computacional también. Por todo ello, y por ser un mallado de alta calidad, se adoptó este tipo como malla para el núcleo de ambos tipos de simulaciones. Existen una serie de funciones para controlar el tamaño, refinar determinadas zonas, etc. que se pueden aplicar para un mayor control del mallado. En la Fig. 4-7 y Fig. 4-9 vemos este tipo de malla aplicada a una geometría estudiada en la presente tesis.
- Malla de capas prismáticas: este tipo de malla tiene que ir acompañada siempre por otra malla, que llamaremos malla del núcleo de la geometría (que normalmente es tetraédrica o poliédrica). Esto se debe a que este tipo de malla, compuesta por celdas prismáticas ortogonales está especialmente indicada para mejorar la precisión en problemas fluido-dinámicos y térmicos en la capa límite. En el caso concreto en estudio, el hecho de obtener adecuadamente la transferencia de calor desde la superficie del hilo al fluido a través de una geometría tortuosa, es vital para tener unos resultados fiables. Es importante analizar en detalle esta malla, ya que el número de celdas que genera por cada capa es elevado, aumentando de una manera notable el tiempo de simulación requerido. Para el estudio de esta malla, es necesario analizar fundamentalmente el número de capas prismáticas así como el espesor en el que estarán confinadas. En la Fig. 4-7 y Fig. 4-9 se muestra este tipo de malla aplicada a una geometría estudiada en la presente tesis.
- Malla de extrusión: este tipo de malla se suele aplicar a fronteras de entrada y/o salida para ampliar el dominio de trabajo. Su misión fundamental consiste en extender una frontera de una determinada longitud, extendiendo el dominio original. En el caso en estudio se aplicó este tipo de malla dado que, en algunos casos, en la frontera de salida teníamos flujo inverso, que es un fenómeno físico muy común en los problemas fluido-dinámicos con geometrías tortuosas [198]. Con la aplicación de esta malla, los resultados térmicos no se alteraban, y al ampliar el dominio, se conseguía eliminar el problema del flujo inverso que provocaba resultados físicos incoherentes. En la Fig. 4-8 y Fig. 4-9 se muestra este tipo de malla aplicada a una geometría estudiada en la presente tesis.

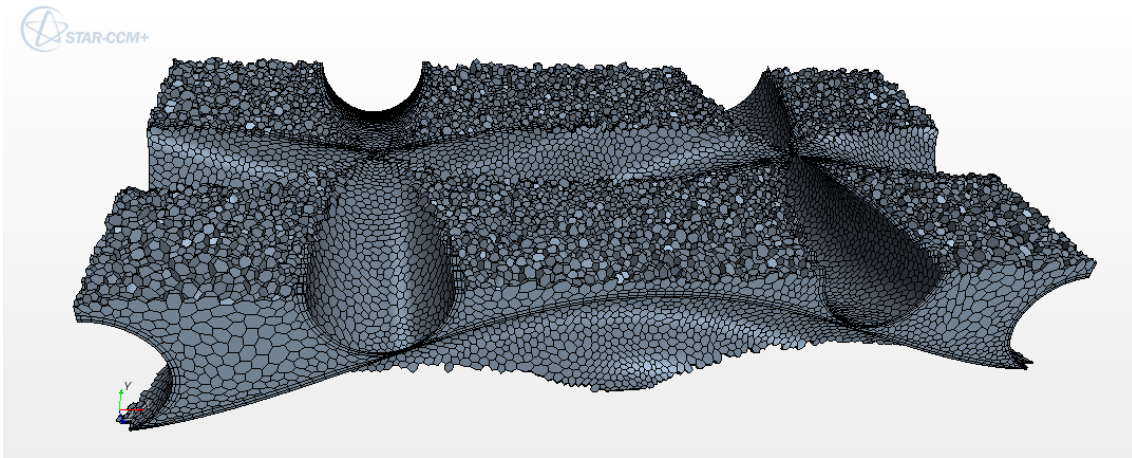


Fig. 4-7. Vista 3D del mallado poliédrico y de capas prismáticas para una malla metálica tipo C.

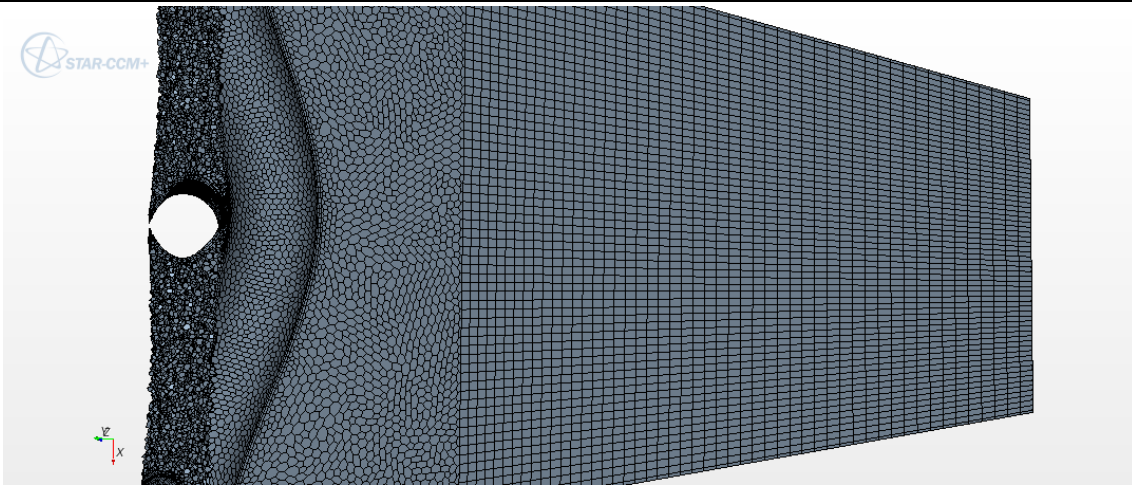


Fig. 4-8. Vista 3D del mallado de extrusión para una malla metálica tipo C.

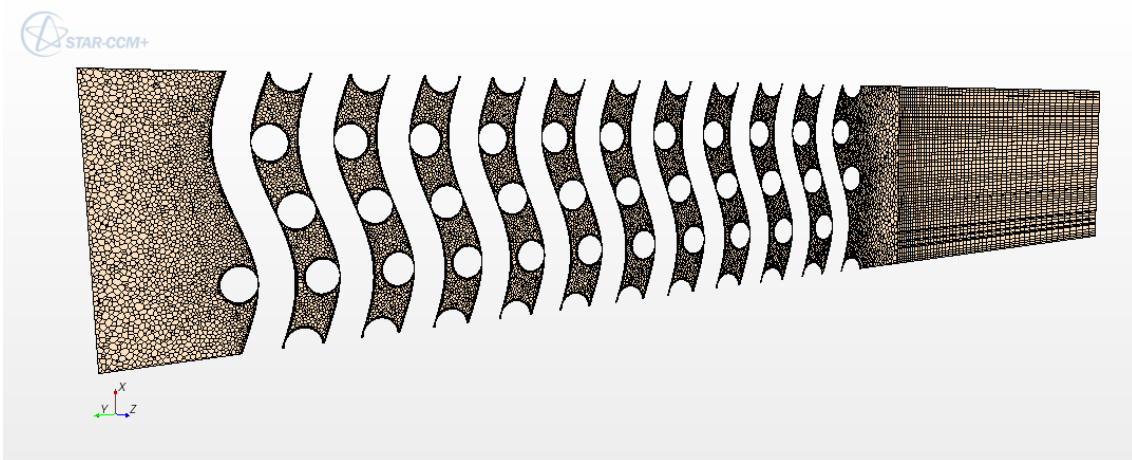


Fig. 4-9. Vista 2D del mallado global para una malla metálica tipo C.

4.4.2.2.2 Análisis de la sensibilidad de la malla

La circulación de un fluido a través de un apilamiento de mallas metálicas que actúan como intercambiadores de calor es tortuoso y enrevesado, y por ello el fluido que incide se separa continuamente sobre los hilos metálicos. Estos fenómenos de colisión, separación y recirculación son difíciles de predecir en modelos numéricos. Por ello es necesario un mallado lo suficientemente fino como para captar estos procesos a la par que se consiga un equilibrio con el tiempo de computación asociado.

Para ello se requiere efectuar un análisis de independencia de la malla extremadamente riguroso. En el caso en estudio, se han tomado las siguientes variables de referencia: caída de presión, número de Nusselt y número de celdas. Además, en todos los casos presentados se ha priorizado conseguir una convergencia mínima de todos los valores residuales normalizados (ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento en los ejes X, Y, Z y energía) de 10^{-5} , lo que garantiza entre otras cosas, que la diferencia de flujo másico entre la salida y la entrada sea inferior a 10^{-12} kg/s.

Para el estudio de sensibilidad de la malla, se han estudiado distintas variables que se deben optimizar para mejorar el proceso de cálculo:

- Tamaño base (BS): Variable que define el tamaño medio de las celdas en el mallado de volumen.
- Número de capas prismáticas (NPL): Número de capas situadas junto a la superficie de los hilos para captar la transferencia de calor.
- Espesor de las capas prismáticas (PLT): Variable que muestra en qué espesor, fijado en un porcentaje sobre el tamaño base (BS), se colocan las anteriores capas prismáticas.

Se mostrarán los resultados sobre un apilamiento escalonado de 16 mallas del tipo E (Tabla 3-8 y Tabla 3-9).

4.4.2.2.2.1 Efecto del espesor de las capas prismáticas (PLT)

En la Fig. 4-10 se analiza el efecto que tiene la variación del espesor de las capas prismáticas (PLT) y del tamaño base (BS) sobre el número de celdas y el número de Nusselt para un valor fijo de capas prismáticas (NPL = 3).

Se observa que para un mismo valor del BS y al disminuir el valor del espesor, aumentan ligeramente el número de celdas y varía levemente el valor del número de Nusselt. Para un número de celdas similar o un mismo valor de BS, la variación en el número de Nusselt es, en el peor de los casos analizados, menor a un 0.1 %.

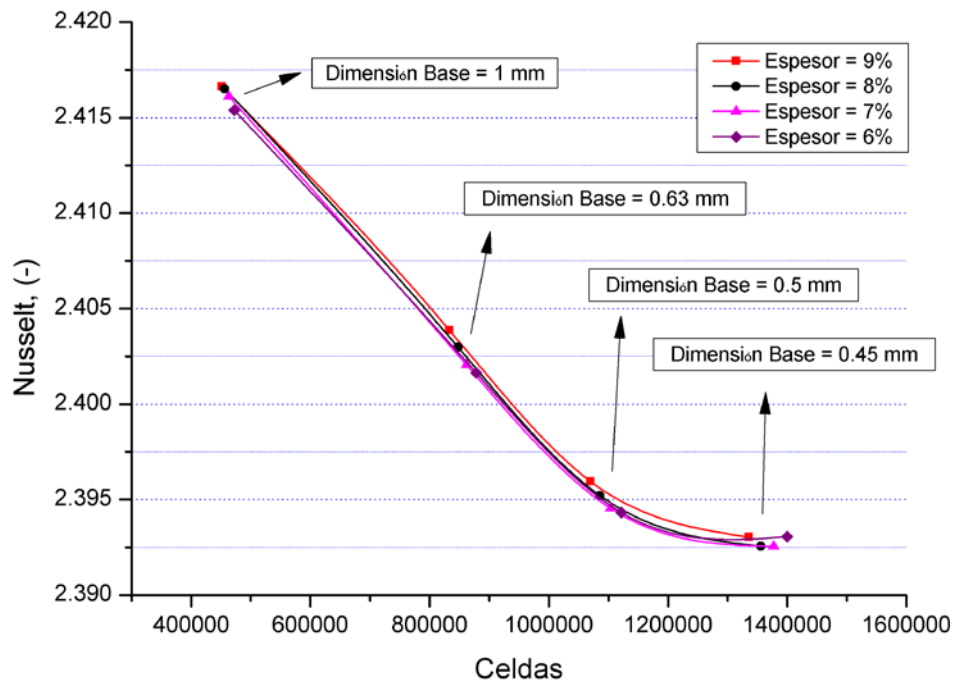


Fig. 4-10. Número de Nusselt en función del espesor de las capas prismáticas y del tamaño base

Además, para un número de celdas superior al millón, el valor tiende a igualarse como se puede ver en la Tabla 4-4.

NPL, nº	PLT, %	BS, mm	Nº de celdas	Nu, -	ΔP , Pa
3	6	0.45	1 400 050	2.3931	8860.5
3	7	0.45	1 377 255	2.3926	8861.0
3	8	0.45	1 355 684	2.3926	8879.7
3	9	0.45	1 335 883	2.3930	8915.8

Tabla 4-4. Variación del número de Nusselt y de la caída de presión según distintos valores del PLT para un mismo BS

4.4.2.2.2.2 Efecto del número de capas prismáticas (NPL)

En la Fig. 4-11 se analiza el efecto que tiene la variación del número de capas prismáticas (NPL) y del tamaño base (BS) sobre el número de celdas, el número de Nusselt y la caída de presión para un espesor fijo de las capas prismáticas (PLT = 8).

Se observa que para un mismo valor del BS y al aumentar el número de capas prismáticas, aumentan el número de celdas y la variación del número de Nusselt es leve. Así, para un mismo BS y variando únicamente el número de capas prismáticas, la variación en el

número de Nusselt y en la caída de presión es, en el peor de los casos analizados, menor a un 0.1 % y de un 0.5 % respectivamente. Por el contrario, para un mismo BS, al aumentar el número de capas prismáticas aumentan considerablemente el número de celdas.

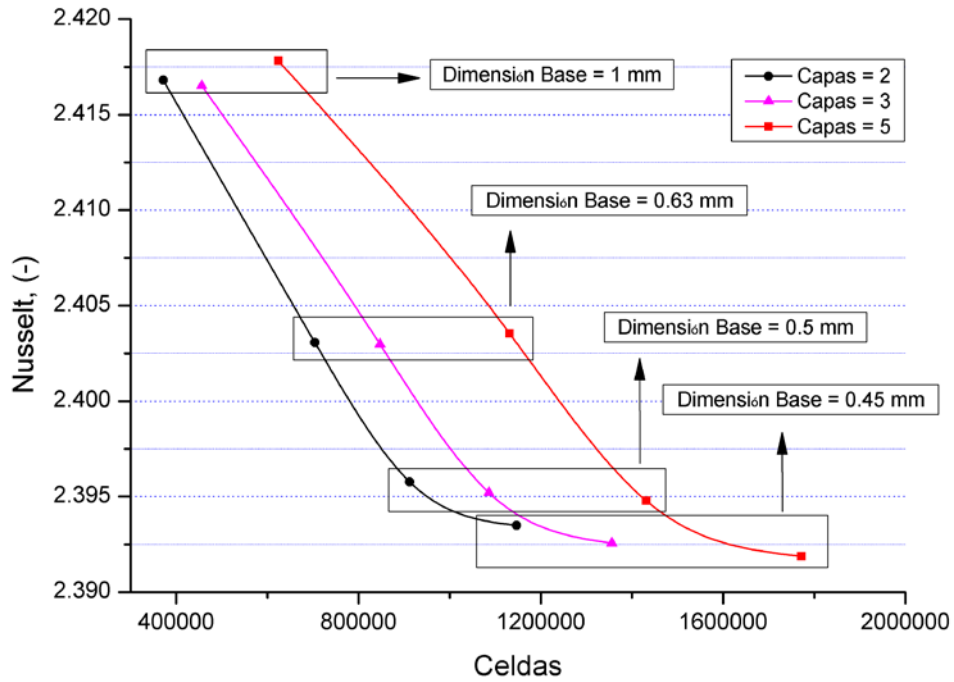


Fig. 4-11. Número de Nusselt en función del número de capas prismáticas y del tamaño base

En la Tabla 4-5 se puede observar para el presente caso, los resultados que presentan una mayor diferencia.

NPL, nº	PLT, %	BS, mm	Nº de celdas	Nu, -	ΔP , Pa
2	8	0.45	1 146 887	2.3935	8900.8
3	8	0.45	1 355 684	2.3926	8879.7
5	8	0.45	1 771 924	2.3919	8865.1

Tabla 4-5. Variación del número de Nusselt y de la caída de presión según distintos valores del NPL para un mismo BS

4.4.2.2.2.3 Selección del número de capas prismáticas (NPL) y del espesor de las capas prismáticas (PLT)

En esta sección se muestra el efecto combinado del estudio de las variables NPL y PLT para distintos tamaños base (BS) de las celdas de la malla. De manera general, se comprueba que se cumplen los mismos efectos observados anteriormente; para un mismo valor del BS, al disminuir el valor del espesor aumenta ligeramente el número de celdas y varía levemente el valor del número de Nusselt, sin embargo, para un mismo valor del BS, al aumentar el número de capas prismáticas, aumenta el número de celdas y el número de Nusselt varía levemente.

Al aumentar el NPL, aumentan considerablemente el número de celdas para un mismo BS. Así, analizando los resultados obtenidos, se considera que dos capas prismáticas son suficientes para tener un buen balance entre número de celdas, la calidad de los resultados y el tiempo de computación. Por otro lado, el espesor en el que se colocan las capas prismáticas, PLT, apenas influye en el número de celdas ni en el valor de las variables analizadas, es por ello que se seleccionó un valor intermedio de los analizados, PLT = 8.

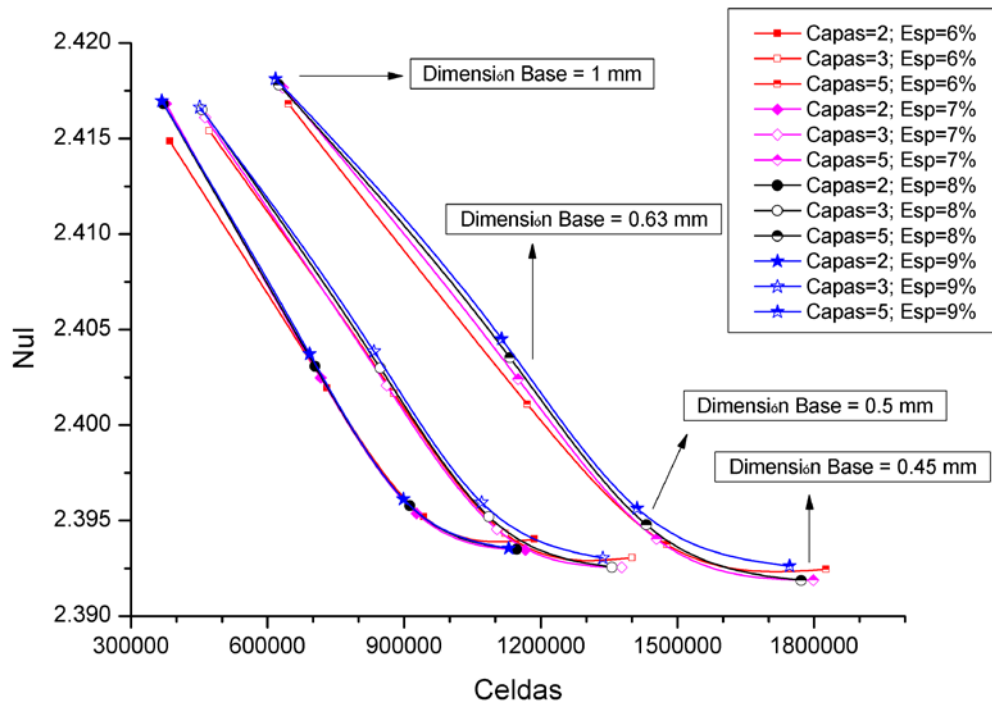


Fig. 4-12. Número de Nusselt en función del número de capas prismáticas, del espesor de las capas prismáticas y del tamaño base

4.4.2.2.2.4 Selección del tamaño de las celdas (BS)

Una vez seleccionado el número de capas prismáticas ($NPL = 2$) y el espesor ($PLT = 8$) en el que estarán contenidas, se realiza una sensibilidad sobre el tamaño base (BS) que determina el número de celdas de la geometría. La Fig. 4-13 muestra la sensibilidad realizada sobre el BS.

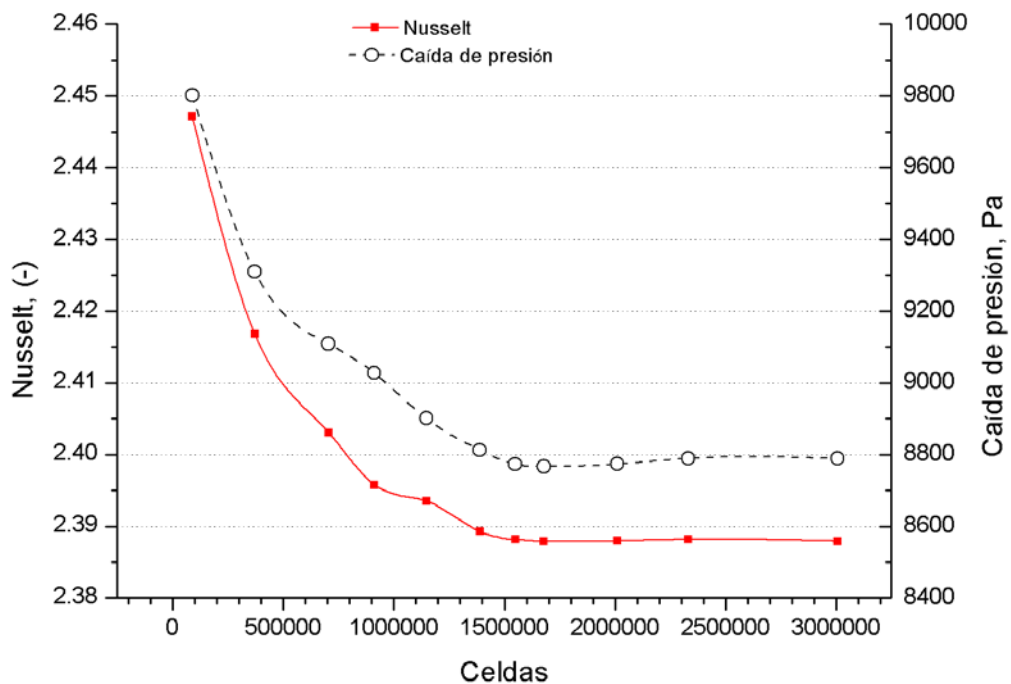


Fig. 4-13. Número de Nusselt y caída de presión en función del número de celdas

El análisis previo muestra que a pesar de aumentar el número de celdas del dominio físico en estudio, la mejora numérica no es significativa ni en la caída de presión ni en el número de Nusselt.

Para tomar una decisión sobre el número de celdas adecuado, se analiza, en valor absoluto, la variación de las siguientes magnitudes: caída de presión, número de Nusselt, número de Nusselt volumétrico y flujo de calor transferido al aire. La Fig. 4-14 muestra los resultados obtenidos respecto a la variación de cada magnitud según el número de celdas consideradas.

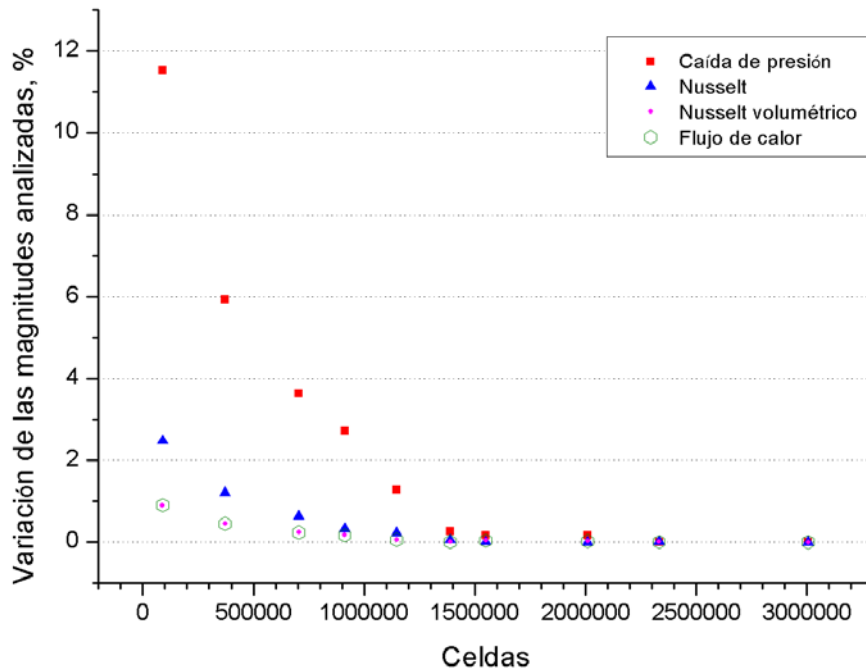


Fig. 4-14. Variación de la caída de presión, número de Nusselt, número de Nusselt volumétrico y flujo de calor transferido al aire en función del número de celdas para un NPL = 2 y un PLT = 8

Partiendo de la consideración de que la malla más precisa es aquella que presenta mayor número de celdas, se observa que para mallas con un millón de celdas aproximadamente, el resultado sería bueno al tener una variación máxima menor al 3 % para el caso de la caída de presión, que es la variable que presenta una mayor desviación.

Teniendo en cuenta que para la realización de las presentes simulaciones se cuenta con un clúster de supercomputación en el Ciemat, se puede aceptar el tiempo de computación asociado al uso de una malla de aproximadamente 1.4-1.5 millones de celdas, para alcanzar una excelente precisión en la resolución numérica. Si no se contara con la posibilidad de usar este tipo de clúster de supercomputación, se optaría por aquellas opciones cuya desviación máxima esté por debajo del 5 % para todas las variables analizadas, que para este caso concreto, se encontraría para un número de celdas del entorno de los 0.5-0.6 millones.

El presente estudio debe efectuarse simultáneamente con el estudio de validez de la malla, que se presenta a continuación, para garantizar la obtención de una malla de gran calidad.

4.4.2.2.3 Convergencia de la solución y validez de la malla

Los requisitos mínimos para obtener una buena solución numérica no sólo dependen de la calidad de la malla, sino que también dependen del problema físico a resolver o de sus condiciones de contorno, como por ejemplo el flujo de fluidos, o la influencia local de la geometría sobre el flujo de fluidos. Es decir, no existe un parámetro exclusivo o una malla concreta que garantice una buena convergencia del problema, sino que la calidad y precisión del resultado depende de la conjunción de una buena malla, con una adecuada definición de la física del problema y de sus condiciones de contorno.

STAR-CCM+ tiene varias herramientas para comprobar la validez de una malla, y presenta datos concretos que informan de aquellas mallas que por su diseño pueden afectar a la convergencia de la solución numérica. En cualquier caso, los datos facilitados no garantizan ni una buena convergencia del problema, cuando la malla sea de una alta calidad, ni el efecto contrario cuando la malla no cumpla los requerimientos considerados necesarios.

STAR-CCM+ presenta en un informe, que se puede generar tras obtener la malla, con los siguientes parámetros:

- Número de celdas.
- Extensión de la geometría y del mallado.
- Validez de la malla.
- Estadísticas sobre la validez de las caras.
- Estadísticas sobre la variación del volumen de las celdas.

De todos estos parámetros, los dos primeros simplemente aportan el valor del número de celdas y de las dimensiones de la geometría sin aportar mayor valor respecto a la calidad del mallado. En cambio, los tres valores siguientes, son el resultado de una serie de análisis internos que determinan la calidad de la malla y su posible influencia en la convergencia. A continuación, se presenta una breve explicación de estos parámetros.

- Validez de la malla: el software analiza si la malla generada presenta alguno de los siguientes errores: celdas que no están cerradas, celdas no válidas –concepto que será explicado a continuación– (error típico que ocurre cuando se importa/exporta una malla desde otro software), caras con área que toma un valor cero, y celdas volumétricas con volumen que toma valor cero o negativo. Con cualquiera de estos errores, la malla no sería válida.
- Estadísticas sobre la validez de las caras: la validez de las caras es una ponderación de la corrección que presentan las normales a cada una de las caras relativas al centroide de su celda. En una celda con buena calidad, las normales de cada cara apuntan hacia fuera, mientras que en una celda de mala calidad, una o más de sus normales apuntan hacia dentro, como se observa en la Fig. 4-15. Cuando la validez de la celda toma el valor de 1.0 significa

que todas las normales de las celdas apuntan hacia fuera. Cuando el valor es menor que 1.0 indica que algunas de las normales apuntan hacia dentro, dividiéndose entre valores menores de 0.5, que indican celdas con volumen negativo (malla no-válida) y validez entre 0.51-1.0, donde la calidad de las celdas será mala en grado variable.

- Estadísticas de la variación del volumen de las celdas: este parámetro representa la variación del volumen de una celda respecto a la celda próxima de mayor tamaño. Cuando el valor es de 1.0 quiere decir que las celdas tienen un volumen igual o mayor al de las celdas más próximas (Fig. 4-16). Un incremento brusco de una celda respecto a otra próxima puede producir bien inestabilidad del sistema al solucionar las ecuaciones o bien imprecisiones. Se consideran celdas de mala calidad (Fig. 4-16) a las que tienen una variación del volumen de 0.01 o menor.

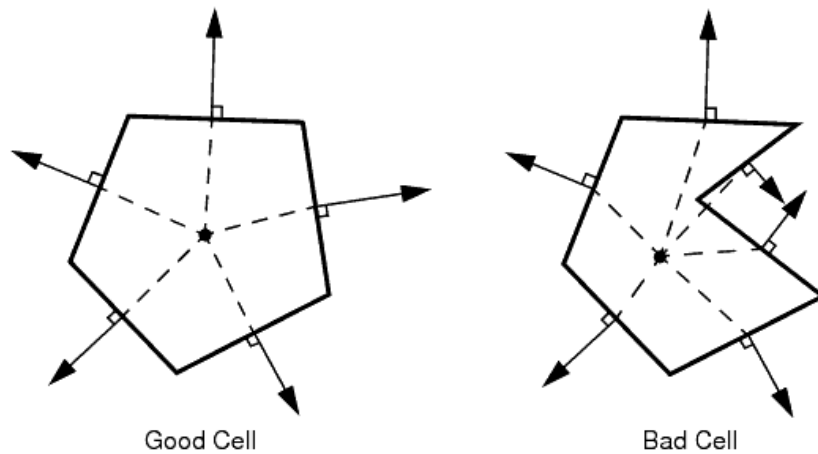


Fig. 4-15. Validez de las caras de una malla. Calidad buena (izquierda) y mala (derecha). Fuente: [217]

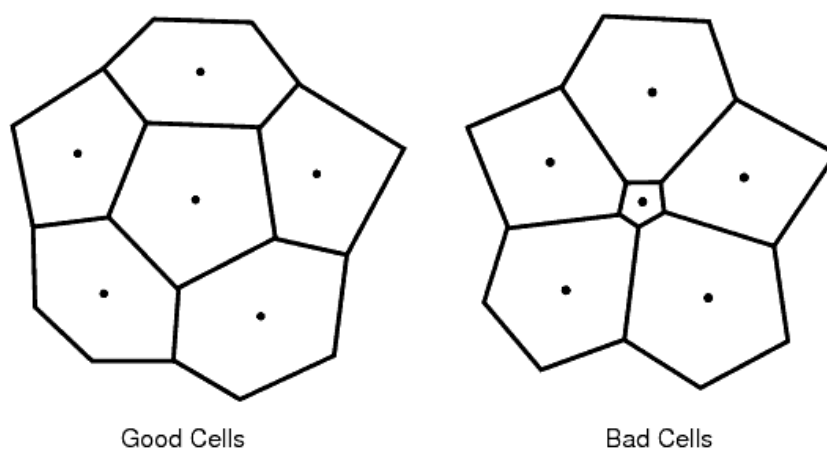


Fig. 4-16. Validez de las celdas de una malla. Calidad buena (izquierda) y mala (derecha). Fuente: [217]

A continuación, se presentan los valores mínimos que se deben cumplir para tener una malla topológicamente válida.

- Mínima validez de las caras: 0.95 – 0.51.
- Mínima validez de la variación de volumen: 10^{-5} – 10^{-12} .

En las siguientes tablas se presentan los valores comentados sobre la validez de la malla para cada una de las 6 mallas comerciales estudiadas (Tabla 3-8 y Tabla 3-9). La Tabla 4-6 presenta el número de celdas y las dimensiones del dominio de cálculo para cada malla.

Tipo de malla	Celdas	Dimensiones dominio (*)
	Número	mm ³
A	3 123 047	5.00 x 10.00 x 39.80
B	3 086 107	3.20 x 6.40 x 23.64
C	1 533 910	1.90 x 3.80 x 12.93
D	1 376 405	0.56 x 1.12 x 3.29
E	1 388 491	1.63 x 3.26 x 13.29
F	2 077 155	0.33 x 0.66 x 2.76

(*) Solo evaluamos el espacio ocupado por las malla

Tabla 4-6. Número de celdas obtenidas para cada tipo de malla.

La Tabla 4-7 muestra la validez de las caras (FV) obtenidas para las mallas analizadas. Se observa que la validez siempre es mayor de 0.50, teniendo solo unas pocas caras una validez menor que 1. Estas pocas celdas presentan un valor muy próximo a la unidad, lo que indica que su influencia en la convergencia no será determinante, teniendo en los 6 casos analizados mallas de alta calidad.

Tipo de Malla	Malla A	Malla B	Malla C	Malla D	Malla E	Malla F
Número de celdas	3 123 047	3 086 107	1 533 910	1 376 405	1 388 491	2 077 155
Validez de las caras						
FV < 0.50	0	0	0	0	0	0
0.50 ≤ FV < 0.90	0	0	0	0	0	0
0.90 ≤ FV < 0.95	2	0	0	0	0	0
0.95 ≤ FV < 1.00	10	9	2	0	7	6
FV ≥ 1.00	3 123 035	3 086 098	1 533 908	1 376 405	1 388 484	2 077 149

Tabla 4-7. Validez de las caras obtenidas para cada tipo de malla.

La Tabla 4-8 muestra la variación del volumen (VC) obtenida para las celdas de las mallas analizadas. Como se mencionó anteriormente, una variación del volumen menor de 0.01 lleva a considerar que las celdas son de mala calidad. En la tabla se aprecia que de manera general, las celdas que tienen esta variación del volumen representan menos del 0.1 % de las celdas totales. La aparición de este tipo de celdas es inevitable y se debe a la geometría tan enrevesada, con continuos cambios de dirección y con estrechos ángulos que hace inviable cumplir un cambio de volumen mayor a 0.01 para la totalidad de las celdas. A pesar de ello, en todos los casos considerados se han obtenido unos criterios de convergencia muy altos, que han mostrado que la calidad de la malla era asimismo muy alta.

Tipo de Malla	Malla A	Malla B	Malla C	Malla D	Malla E	Malla F
Número de celdas	3 123 047	3 086 107	1 533 910	1 376 405	1 388 491	2 077 155
Variación del volumen						
VC < 0	0	0	0	0	0	0
0 ≤ VC < 10⁻⁴	0	0	0	0	0	0
10⁻⁴ ≤ VC < 10⁻³	1	1	0	1	5	3
10⁻³ ≤ VC < 10⁻²	3 052	3 298	1 778	1 365	1 231	1 739
10⁻² ≤ VC < 10⁻¹	65 353	23 588	13 088	12 008	13 644	16 674
10⁻¹ ≤ VC ≤ 1	3 054 641	3 059 220	1 519 044	1 363 031	1 373 611	2 058 739

Tabla 4-8. Variación del volumen de las celdas obtenidas para cada tipo de malla.

Una vez obtenidas las mallas y asegurada su validez y calidad, se fija un criterio mínimo de convergencia que deben cumplir todas las variables analizadas en cada una de las simulaciones. Por lo tanto, todos los valores residuales normalizados (ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento en los ejes X, Y, Z y energía) deben alcanzar una convergencia mínima de 10⁻⁵, si bien se ha observado que la variación en los resultados obtenidos con una convergencia de 10⁻⁴ es despreciable respecto al criterio fijado.

4.4.2.2.3 Descripción de las condiciones de contorno

Para todas las mallas generadas las simulaciones se han efectuado con las siguientes condiciones de contorno:

- Flujo a la entrada: la velocidad de entrada del fluido se fija como un valor constante, que variará según el estudio paramétrico y tomará valores entre 5 y 0.5 m/s, y con una temperatura de entrada fija de 300 K. Esto implica convección forzada a través del medio poroso.
- Flujo de salida: se fija una presión relativa a la salida de 0 Pa, respecto a la presión de referencia que es la presión atmosférica, 101 325 Pa. En la frontera de salida se aplica un mallado de extrusión para eliminar los habituales problemas de flujo inverso.
- Paredes de los hilos del interior de la geometría: se ha considerado que todas las superficies interiores de los hilos de las mallas no deslizan (no-slip), que son superficies impermeables y su temperatura, para el estudio paramétrico que se presenta a continuación, ha sido fijada en tres valores, 700-1100-1500 K, para validar el modelo de obtención del coeficiente de transferencia de calor a alta temperatura.
- Paredes laterales: se han considerado las cuatros paredes laterales que forman el contorno de la geometría como condiciones de contorno simétricas.

4.4.2.2.4 *Aproximaciones numéricas*

En el presente estudio numérico se tendrán en cuenta las siguientes aproximaciones:

- El fluido (aire) es newtoniano y se comporta como un gas ideal.
- Debido a la gran variación de temperatura del fluido, sus propiedades se consideraran variables con la temperatura.
- Se establece un estado de trabajo estacionario.
- El flujo en el interior del absorbedor es laminar, como se verá más adelante, y éste será el régimen fijado en el software para las simulaciones.
- La temperatura de la matriz sólida es constante durante las simulaciones, como se ve en la sección 4.4.2.2.3, por lo que no se consideran los efectos radiativos [231].

La aproximación de régimen laminar se debe a los bajos números de Reynolds obtenidos en las distintas simulaciones numéricas realizadas, con un valor máximo del Reynolds para una malla tipo A de 485. Costa [197, 198] presentó en sus simulaciones para mallas metálicas que para valores de Reynolds mayores de 160 surgían problemas de convergencia. En el caso de las simulaciones realizadas en el presente trabajo, no se han observado tales efectos, detectando además, que la diferencia de resultados entre la asunción de un régimen laminar y uno turbulento, era despreciable. Por ello, se fijó el régimen laminar en todos los casos tratados en el software de simulación.

Para el estudio del coeficiente de transferencia de calor, se ha realizado un estudio paramétrico en el que la temperatura de la matriz sólida se fijó como constante y el fluido de trabajo se considera un medio transparente [198, 231].

4.4.2.2.5 Metodología del cálculo del coeficiente de transferencia de calor

El objetivo principal de esta sección es mostrar cómo se obtiene el coeficiente de transferencia convectivo entre la matriz sólida y el fluido numéricamente, dada la dificultad de obtener datos precisos a nivel experimental.

El coeficiente de transferencia convectivo en medios porosos considera el intercambio de calor por unidad de volumen h_v ($W/(m^3 \cdot K)$). En algunos estudios consideran que este coeficiente es un coeficiente volumétrico medio de transferencia de calor, mientras que en otros tiene un carácter local [230, 231, 233]. En esta tesis se ha considerado que es un coeficiente local, al entender que estamos analizando la transferencia de calor volumétrica en condiciones locales, es decir, a nivel del hilo o filamento de la malla metálica.

Asimismo, en la bibliografía aparecen distintas correlaciones del número de Nusselt en función del número de Reynolds y del número de Prandtl, para el caso de convección forzada en régimen laminar [230, 231, 233, 234]. La forma más habitual de esta correlación es la siguiente:

$$Nu_{lv} = c1 \cdot Re^{c2} \cdot Pr^{c3} \quad (4-55)$$

Este tipo de expresiones está especialmente indicado para su aplicación posterior en modelos homogéneos equivalentes que utilizan las propiedades efectivas del medio poroso. En esta tesis este coeficiente será una variable de entrada para el modelo homogéneo equivalente que simulará absorbedores volumétricos constituidos por el apilamiento de mallas metálicas.

Para obtener este coeficiente es necesario estudiar la transferencia de calor por convección entre el fluido circulante y las distintas mallas metálicas que forman la estructura porosa y resolver las ecuaciones microscópicas de continuidad, cantidad de movimiento (en los tres ejes cartesianos: X, Y, Z) y de conservación de la energía en la fase fluida.

La ecuación de la fase sólida no se resolverá, ya que la matriz sólida va a ser una fuente de emisión de calor a temperatura constante, que variará durante el análisis paramétrico (ver sección 4.4.2.2.3). Además, se considera el aire como un fluido transparente a la radiación, y ya que el sólido está a temperatura constante durante todo el proceso, se aísla su influencia.

A continuación, se presentan las ecuaciones que se resolverán usando el método de los volúmenes finitos con un esquema de segundo orden “upwind” en STAR-CCM+ [217].

La ecuación de continuidad microscópica para un fluido es:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \nabla(\rho_f \cdot \vec{v}_f) = 0 \quad (4-1)$$

La ecuación microscópica general de la cantidad de movimiento en la fase fluida es:

$$\frac{\partial(\rho_f \cdot v_f)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_f \cdot v_f \cdot v_f) = \nabla \bar{t}_f + \rho_f \cdot F \quad (4-3)$$

La ecuación de la energía microscópica para la fase fluida es:

$$\frac{\partial(\rho_f \cdot c_f \cdot T_f)}{\partial t} + \nabla (\rho_f \cdot c_f \cdot v_f \cdot T_f) = -\nabla q_f + \omega_f \quad (4-17)$$

Una vez resueltas las ecuaciones, la tasa de calor transferido entre la matriz porosa y el fluido (W/m^3) por convección viene dada por la siguiente expresión:

$$\dot{q} = h_l \cdot a_v \cdot (T_{sf} - T_{mf}) \quad (4-56)$$

Donde h_l es el coeficiente volumétrico de transferencia de calor interfacial ($\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$), a_v es la superficie específica ($1/\text{m}$), T_s es la temperatura del sólido (K) que se fija como un valor constante en las simulaciones, y T_{mf} es la temperatura másica del fluido (K) evaluada en distintos planos de estudio [235, 236].

Wu [231] presentó el procedimiento de cálculo del coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales y el coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales.

$$h_l = \frac{Q_l}{A_l \cdot (T_{ls} - T_{mlf})} \quad (4-57)$$

$$h_{lv} = \frac{Q_l}{V_l \cdot (T_{ls} - T_{mlf})} = h_l \cdot a_v \quad (4-58)$$

Donde Q_l es el flujo de calor transmitido localmente (W), A_l es el área local (m^2), V_l es el volumen local (m^3), T_{ls} es la temperatura local del sólido (K) que se fija como un valor constante en las simulaciones, T_{mlf} es la temperatura local másica del fluido (K) evaluada en distintos planos. El sub-índice l corresponde a las condiciones locales.

El flujo de calor transmitido localmente (el numerador de la ecuación (4-58)) entre dos planos cualesquiera se calcula de la siguiente manera:

$$Q_l = \int_{S_2} \dot{m} \cdot c_p \cdot T_f \cdot dS_2 - \int_{S_1} \dot{m} \cdot c_p \cdot T_f \cdot dS_1 \quad (4-59)$$

La temperatura local másica del fluido T_{mlf} en un plano o superficie cualquiera, que aparece en la expresión (4-58), se calcula de la siguiente manera [236]:

$$T_{mlf} = \frac{1}{\int_S \dot{m} \cdot c \cdot dS} \cdot \int_S \dot{m} \cdot c \cdot T_f \cdot dS \quad (4-60)$$

Los números de Nusselt correspondientes a estos coeficientes de transferencia de calor en condiciones locales son:

$$Nu_l = \frac{h_l \cdot d_h}{k_l} \quad (4-61)$$

$$Nu_{lv} = \frac{h_{lv} \cdot d_h^2}{k_l} = Nu_l \cdot a_v \cdot d_h \quad (4-62)$$

Donde k_l es la conductividad del fluido evaluada a la temperatura del fluido en condiciones locales.

En este estudio las condiciones locales se estudian a nivel del hilo o filamento de la malla metálica, y la temperatura del sólido T_{ls} se fija como un valor constante (ver sección 4.4.2.2.3). Se estudian ambos coeficientes, el Nusselt local y el Nusselt local volumétrico. Además, mediante los números de Nusselt se obtendrán las correlaciones tipo ecuación (4-55) que se usarán en el modelo homogéneo equivalente en condiciones de no equilibrio térmico local.

Visto lo anterior, se puede decir que el coeficiente de transferencia de calor volumétrico calculado localmente entre dos secciones cualesquiera de nuestras geometrías, se obtiene mediante un post-procesado de los datos, aplicando la siguiente expresión:

$$h_{lv} = \frac{\int_{S_2} \dot{m} \cdot c_p \cdot T_f \cdot dS_2 - \int_{S_1} \dot{m} \cdot c_p \cdot T_f \cdot dS_1}{V_l \left([T_{ls}] - \left[\frac{1}{\int_{S_{1.5}} \dot{m} \cdot c_p \cdot dS} \cdot \int_{S_{1.5}} \dot{m} \cdot c_p \cdot T_{lf} \cdot dS \right] \right)} \quad (4-63)$$

Donde el numerador corresponde a la potencia ganada por el aire entre el plano de salida (S_2) y de entrada (S_1). El valor de volumen local (V_l) es el volumen del fluido y sólido entre los dos planos analizados. El valor T_{ls} es el valor que asignamos a la matriz sólida y es constante en cada simulación. La temperatura local másica del fluido se calcula en la sección 1.5 ($S_{1.5}$), que indica que la temperatura másica del fluido en condiciones locales se calcula en un plano intermedio entre el plano de entrada (S_1) y salida (S_2) [231].

4.4.2.2.6 *Resultados del modelo numérico*

4.4.2.2.6.1 *Metodología de obtención del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales y del coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales*

En esta sección se va a mostrar la metodología numérica para obtener el coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales para una malla tipo, de las 6 mallas comerciales analizadas. Concretamente, se analiza la malla tipo A (Tabla 3-8)

La dinámica de fluidos sobre las mallas determina la velocidad de la transferencia de calor de la matriz sólida al fluido. En este análisis, las propiedades del fluido se han considerado variables, por lo tanto las ecuaciones de cantidad de movimiento están acopladas a la ecuación de energía del fluido. En primer lugar, dentro de este análisis, se va a mostrar la evolución de las principales variables de acoplamiento, la presión y la velocidad del fluido.

La Fig. 4-17, la Fig. 4-18, la Fig. 4-19 y la Fig. 4-20 muestran la evolución de la presión estática a su paso a través de la malla metálica en la dirección del fluido. En todas ellas se observa cómo se cumple la condición de contorno impuesta a la salida de la malla metálica, que era obtener una presión estática de 0 Pa respecto a la presión atmosférica. Las líneas discontinuas verticales en las dos primeras figuras muestran la profundidad de las mallas metálicas en el dominio de estudio.

La Fig. 4-17 muestra la variación de la presión estática en función de la velocidad superficial de circulación del fluido, para una temperatura de entrada de 300 K y una temperatura del sólido de 1100 K. La figura muestra una tendencia lineal de la presión estática con la profundidad de la malla metálica, en la que varía la pendiente según la velocidad considerada. Además, se observa cómo al disminuir la velocidad de entrada del fluido, la presión estática disminuye hasta mantenerse casi constante y próxima a cero para velocidades bajas.

La Fig. 4-18 muestra la influencia de la temperatura del sólido sobre la presión estática para una misma velocidad de entrada del fluido (5 m/s). Se vuelve a observar una tendencia lineal de la presión estática con la profundidad de la malla metálica. También se observa como al aumentar el gradiente de temperatura entre el fluido a la entrada y la matriz sólida, la presión estática aumenta debido al cambio en la densidad y la viscosidad del fluido.

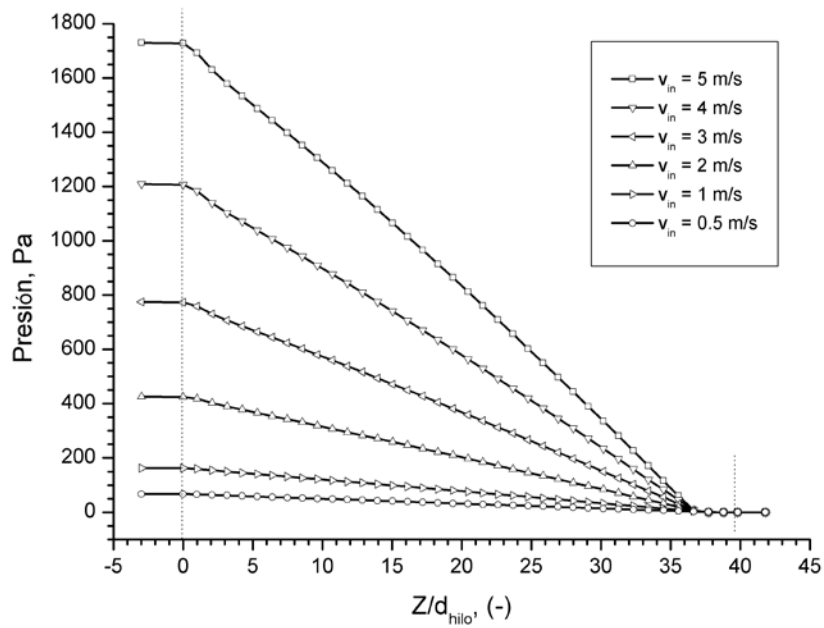


Fig. 4-17. Evolución de la presión estática a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 1100 K, una temperatura de entrada del fluido de 300 K y distintas velocidad del fluido

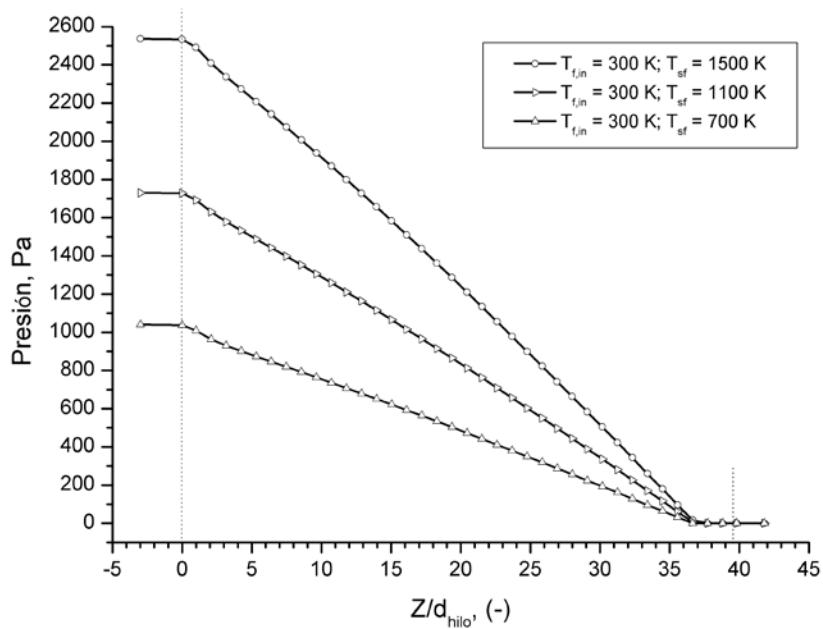


Fig. 4-18. Evolución de la presión estática a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s y distintas temperaturas de la malla sólida

La Fig. 4-19 y la Fig. 4-20 muestran imágenes de los resultados cualitativos para el campo de presiones a través de la malla metálica. Estas representaciones, tri- y bi-dimensionales respectivamente, corresponden a una malla tipo A en la que el fluido entra a 300 K y 5 m/s, el sólido se encuentra a una temperatura de 1100 K y el número de Reynolds, calculado en la zona de equilibrio térmico para el diámetro hidráulico correspondiente, toma un valor de 97. En ambas imágenes, se muestra como el software mediante la resolución de las ecuaciones de Navier Stokes y de energía, obtiene el perfil de presiones necesario para cumplir la condición de contorno fijada a la salida.

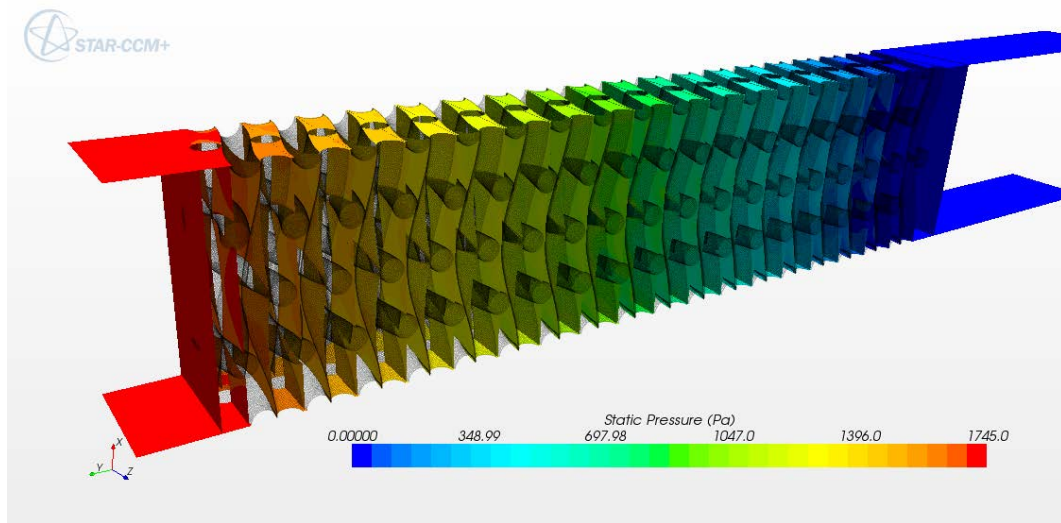


Fig. 4-19. Evolución de la presión estática en distintos planos 3D para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$

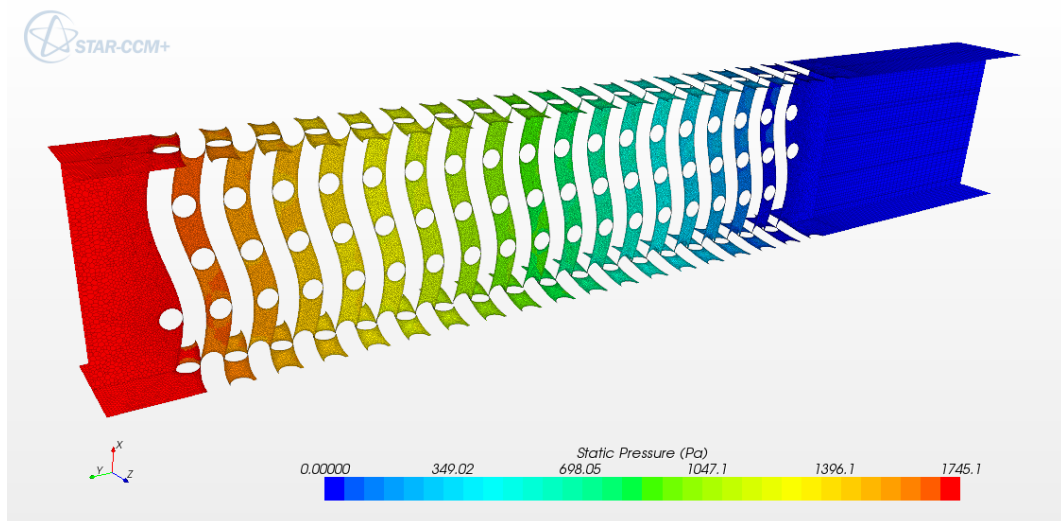


Fig. 4-20. Evolución longitudinal de la presión estática para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$

La Fig. 4-21, la Fig. 4-22, la Fig. 4-23 y la Fig. 4-24 muestran la evolución de la velocidad media del fluido a su paso por la malla metálica en la dirección del flujo. En todas ellas se observa cómo se cumple la condición de contorno impuesta a la entrada de la malla metálica, tener una velocidad constante que ha variado durante el análisis paramétrico. Las líneas discontinuas verticales en las dos primeras figuras muestran la profundidad de las mallas metálicas en el dominio de estudio.

La Fig. 4-21 muestra la variación de la velocidad media en el interior de la estructura porosa en función de la velocidad superficial de circulación del fluido, para una temperatura de entrada de 300 K y una temperatura del sólido de 700 K. La figura muestra un incremento de la velocidad del fluido en la zona de no-equilibrio que tiende a estabilizarse con la profundidad. Este fenómeno se debe al gran descenso de la densidad del fluido debido al incremento de la temperatura. En otros estudios, este parámetro presentaba importantes oscilaciones, especialmente en geometrías tipo espumas [231]. En el caso de estudio esto no ocurre lo que confirma por un lado los números de Reynolds obtenidos y que el régimen es laminar.

Una vez finalizada la estructura porosa, delimitada por las líneas discontinuas verticales, se produce una caída brusca de la velocidad del fluido debido a que éste pasa de una estructura porosa a una región libre de obstáculos, aumentando súbitamente el área de paso y disminuyendo por tanto la velocidad del mismo. El mismo fenómeno ocurre en la Fig. 4-22.

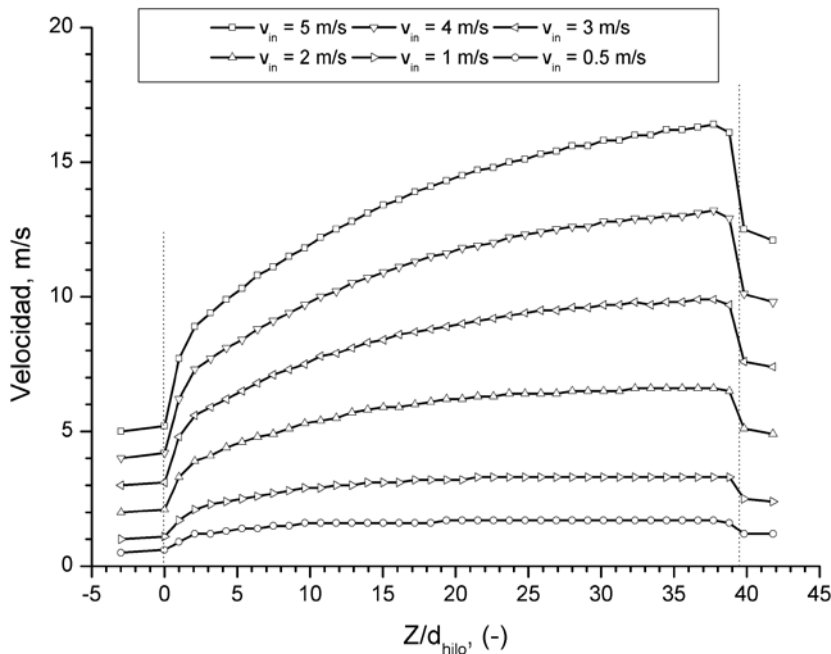


Fig. 4-21. Evolución de la velocidad media del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 700 K y una temperatura de entrada del fluido de 300 K

La Fig. 4-22 muestra la influencia de la temperatura del sólido sobre la velocidad media para una velocidad constante de entrada del fluido de 3 m/s. Se vuelve a observar un aumento de la velocidad media en la zona de no-equilibrio tanto más acusado cuanto mayor es el gradiente de temperatura entre la temperatura del fluido de entrada y la temperatura de la fase sólida. En todos los casos, el comportamiento de la variable velocidad no es caótico y sigue una tendencia ascendente hasta alcanzar un plató o cuasi-plató y posteriormente descender, una vez abandonada la estructura porosa.

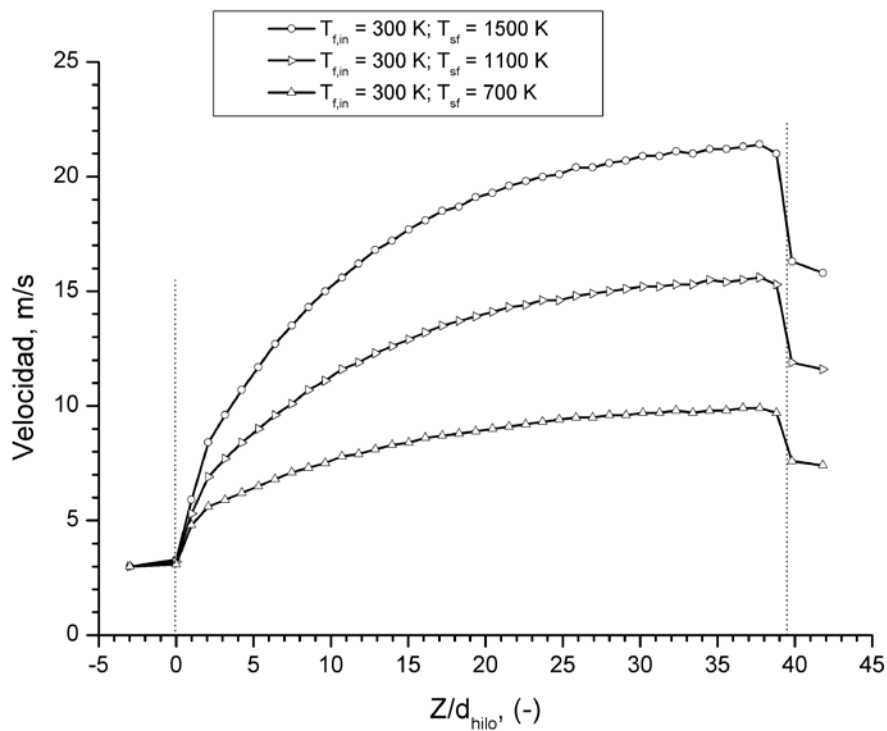


Fig. 4-22. Evolución de la velocidad media del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 3 m/s

La Fig. 4-23 y Fig. 4-24 muestran dos imágenes de los resultados cualitativos para el campo de velocidades a través de la malla metálica. Estas representaciones, tridimensional y bidimensional respectivamente, corresponden a una malla tipo A en la que el fluido entra a 300 K y 5 m/s, el sólido se encuentra a una temperatura de 1100 K y el número de Reynolds en equilibrio térmico toma un valor de 97. En ambas figuras se muestra el incremento producido en el campo de velocidades, siendo este incremento más pronunciado al alcanzarse el equilibrio termodinámico entre el fluido y el sólido en la parte final de estructura porosa.

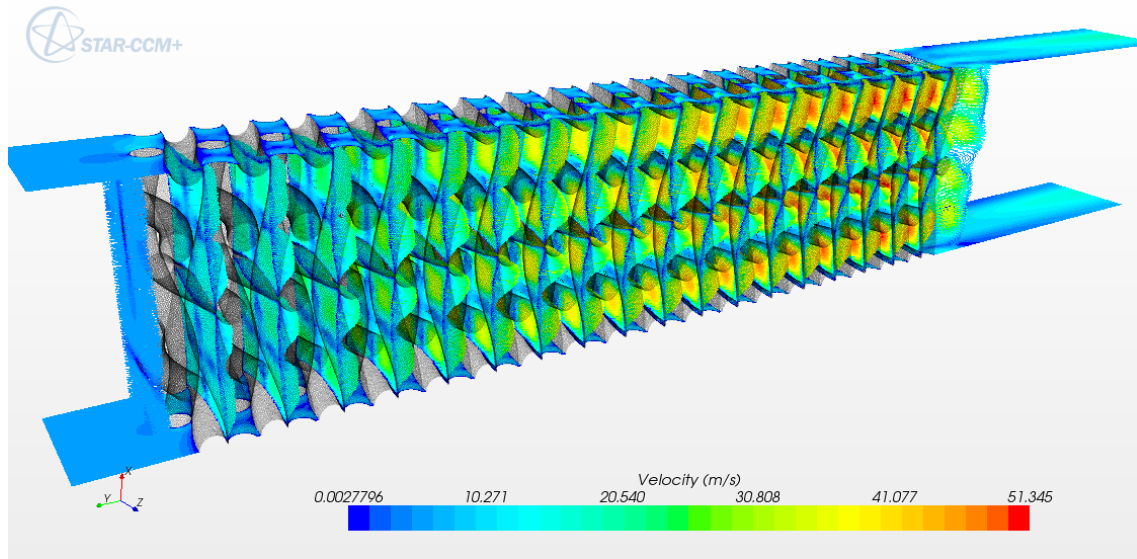


Fig. 4-23. Evolución de la velocidad media en distintos planos 3D para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$

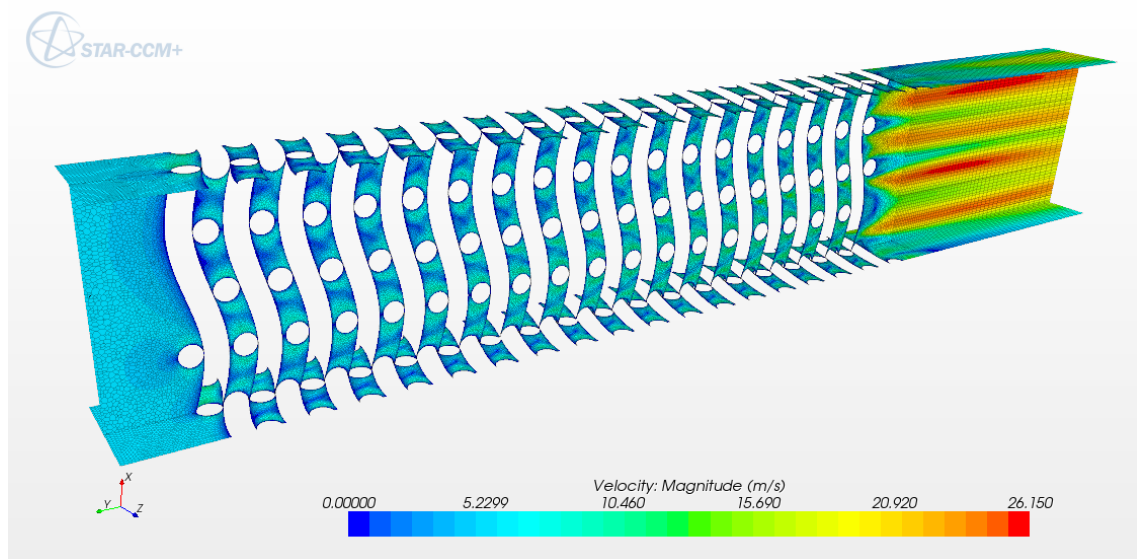


Fig. 4-24. Evolución de la velocidad media para una malla tipo A con una velocidad de entrada del fluido de 5 m/s, una temperatura del sólido de 1100 K y un $Re_{eq} = 97$

La Fig. 4-25 y la Fig. 4-26 muestran la evolución de la temperatura adimensional del fluido a su paso por la malla metálica en la dirección del flujo. Las líneas discontinuas verticales en las dos figuras muestran la profundidad de las mallas metálicas en el dominio de estudio.

La Fig. 4-25 muestra la variación de la temperatura adimensional del fluido en el interior de la estructura porosa en función de la velocidad superficial de circulación del fluido, para una temperatura de entrada de 300 K, una temperatura del sólido de 1500 K. De manera general, se observa un incremento de la temperatura del fluido con una tendencia exponencial a

lo largo del medio poroso hasta alcanzar el equilibrio térmico con la matriz sólida, la pendiente de ascenso varía según el número de Reynolds.

Por un lado, se comprueba que a velocidades altas (5 m/s) y por tanto mayores números de Reynolds el fluido necesita un mayor espesor ($Z/d_{\text{hilo}} = 40$) de matriz porosa para alcanzar el equilibrio, mientras que a menores velocidades (0.5 m/s), el estado de equilibrio se alcanza con un espesor mucho menor ($Z/d_{\text{hilo}} = 11$).

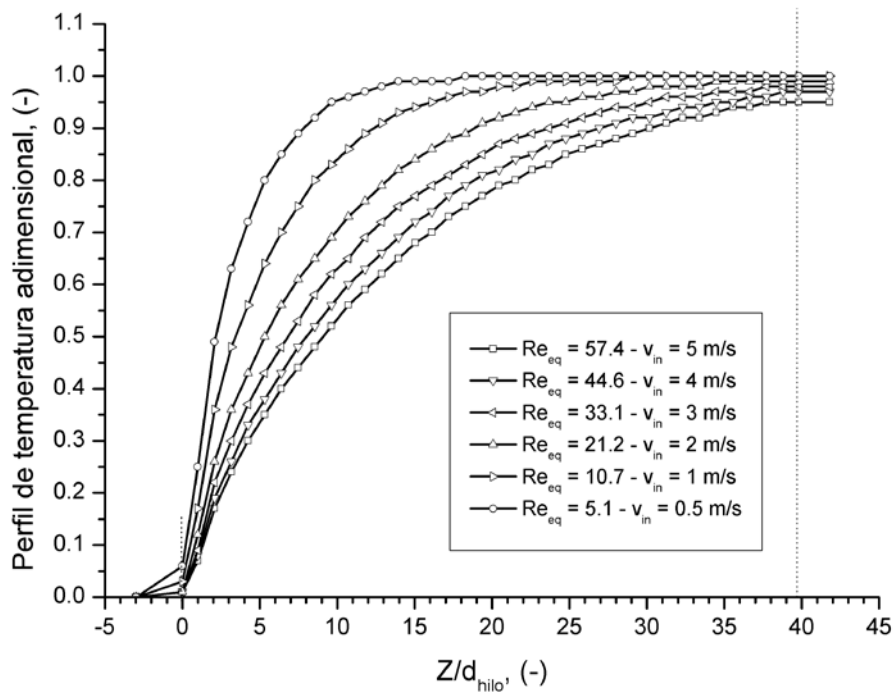


Fig. 4-25. Evolución de la temperatura adimensional del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una temperatura del sólido de 1500 K y una temperatura de entrada del fluido de 300 K

La Fig. 4-26 muestra la influencia de la temperatura del sólido sobre la temperatura adimensional del fluido para una misma velocidad de entrada del fluido (1 m/s). Esta figura muestra que en todos los casos se alcanza el equilibrio térmico con el sólido, siendo la pendiente de la curva mayor cuanto mayor es la temperatura del sólido. En el caso de tener una temperatura del sólido de 1500 K el espesor necesario para alcanzar el equilibrio es de $Z/d_{\text{hilo}} = 29$, mientras que para una temperatura del sólido de 700 K el espesor necesario es de $Z/d_{\text{hilo}} = 36.6$, esto quiere decir que se necesitan unos 8 mm más para alcanzar el equilibrio.

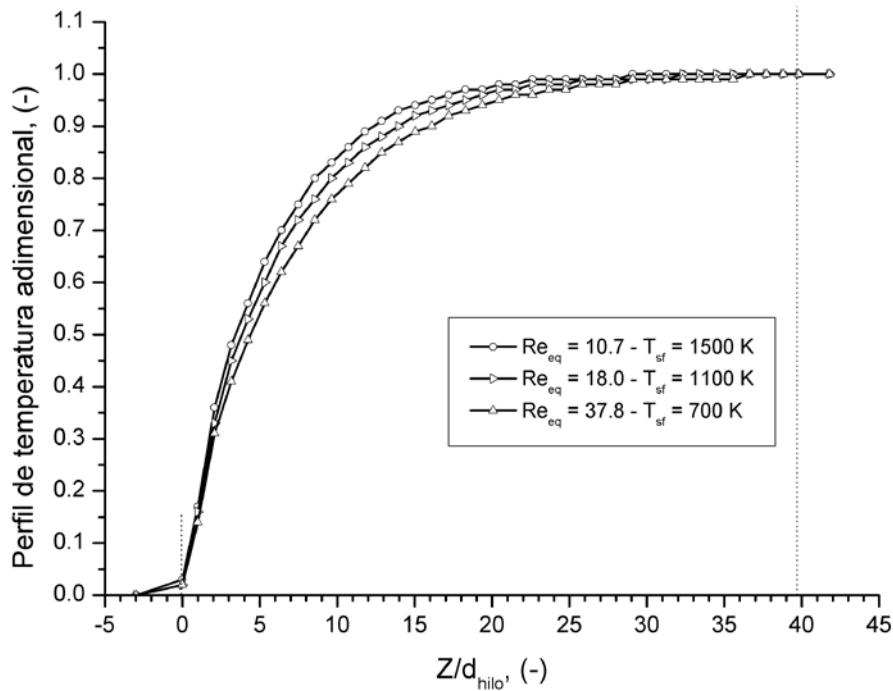


Fig. 4-26. Evolución de la temperatura adimensional del fluido a lo largo de la malla metálica tipo A para una velocidad de entrada del fluido de 1 m/s

Una vez ejecutadas las simulaciones y analizados los principales datos obtenidos, se procede a calcular el coeficiente de transferencia de calor local h_1 superficial y el local volumétrico h_{1v} . En la sección 4.4.2.2.5 se ha presentado el método de cálculo de ambos coeficientes.

Otro factor importante para este cálculo es la sectorización del dominio de estudio para la determinación de los citados coeficientes. En la bibliografía se muestran métodos para sectorizar estructuras porosas tipo espumas en el que el dominio se divide según el tamaño de una celda idealizada [231], mientras que otros autores que utilizan mallas metálicas no indican la sectorización utilizada en su dominio [197, 198]. Para las geometrías aquí presentadas, al no haber información específica disponible en la bibliografía, se explicará a continuación la metodología adoptada.

En la sección 3.3.1.2 se presentan las características del apilamiento de mallas alineadas y escalonadas. Como se mostró en el citado apartado, cada malla está compuesta de 2 hilos. En el caso de la primera malla de un empaquetamiento escalonado, la mitad superior de la malla se comporta como aquella del empaquetamiento alineado, mientras que a partir de la mitad inferior (de la primera malla) comienza el proceso de empaquetamiento escalonado, en el que la parte superior de la segunda malla metálica penetra el espacio inferior de la primera malla (ver Fig. 4-27). De esta manera, se puede decir que en una geometría con empaquetamiento escalonado,

la mitad superior de la primera malla se comporta como un empaquetamiento alineado y a partir de ahí comenzaría el proceso de empaquetamiento escalonado.

Así, el espesor de la primera malla en un empaquetamiento alineado de pantalla cuadrada es (ver sección 3.3.1.2):

$$Z_1 = 2 \cdot d \quad (4-64)$$

Donde Z (mm) es el espesor total de la malla y d (mm) es el diámetro del hilo que compone la malla.

Una vez que se alinean las mallas de pantalla cuadrada con empaquetamiento escalonado, el espesor es [189]:

$$Z_n = 2 \cdot d \cdot n \cdot cf \quad (4-65)$$

Donde Z (mm) es el espesor total, n es el número de mallas considerado, d (mm) es el diámetro del hilo y cf es el factor de compactación de la malla.

Por lo tanto, y habiendo expuesto que la mitad superior de la primera malla y la mitad inferior de la primera malla se asemejan a una geometría con empaquetamiento distinto, alineado y escalonado respectivamente, la sectorización planteada presenta el siguiente patrón:

- La primera sección de estudio se situará a una distancia igual al diámetro del hilo que forma la malla:

$$Z_{1/2} = \frac{Z_1}{2} = d \quad (4-66)$$

- Las siguientes secciones se incrementan a partir de la sección anterior ($Z_{1/2}$) una distancia igual a la distancia de una malla con alineamiento escalonado (Z_n).

$$Z_{1/2+n} = Z_{1/2} + Z_n = d + 2 \cdot d \cdot n \cdot cf \quad (4-67)$$

En la siguiente figura se muestra, tras la adaptación de la Fig. 3-36, el esquema de sectorización seguido para la geometría con empaquetamiento escalonado (imagen derecha) de las simulaciones realizadas, y su comparación con un empaquetamiento alineado (imagen izquierda).

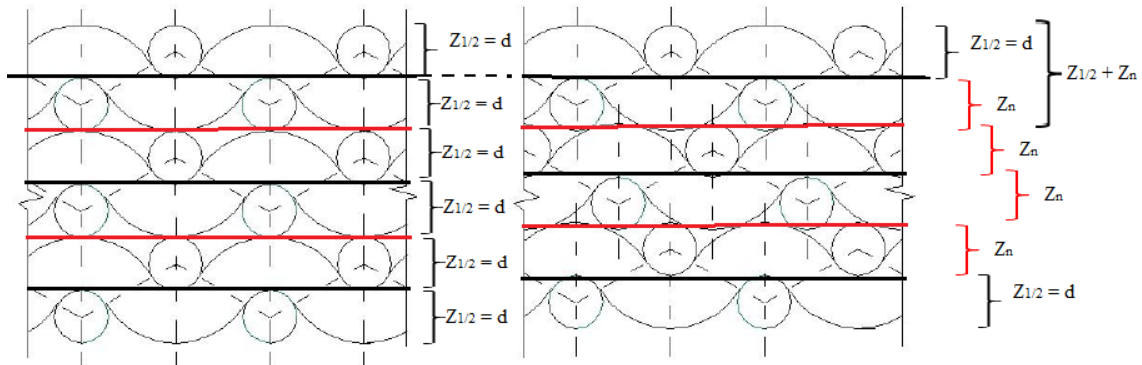


Fig. 4-27. Patrón de las secciones de corte consideradas en el dominio de estudio para la determinación de los coeficientes de transferencia de calor en condiciones locales. Empaquetamiento alineado a la izquierda. Empaquetamiento escalonado de a la derecha. Fuente: Adaptado de [187]

Una vez ejecutadas las simulaciones y definidas las secciones en las que se van a determinar los coeficientes de transferencia de calor, se procede a calcular mediante un post-procesado de los siguientes datos: coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales (ver Ecuación (4-57)), coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales (ver Ecuación (4-58)), el número de Nusselt en condiciones locales (ver Ecuación (4-61)) y el número de Nusselt volumétrico en condiciones locales (ver Ecuación (4-62)).

En la Fig. 4-28 se muestra el coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del flujo de aire para una geometría tipo A y distintos números de Reynolds evaluados en equilibrio térmico local. Por otro lado, en la Fig. 4-29 se muestra el coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del flujo de aire para una geometría tipo A y distintos valores del número de Reynolds, evaluados en equilibrio térmico local.

Comparando con los datos de la bibliografía [237-239], los resultados de ambas figuras, muestran valores del coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales bastante mayores que los presentados en otro tipo de geometrías, como placas planas, circulación a través de tuberías, de canales, etc. y presenta valores similares al flujo de aire utilizado en propulsión [231]. Las razones básicas a este fenómeno, son propias y características a la geometría de la estructura porosa. Tanto el apilamiento de mallas metálicas, especialmente con empaquetamiento escalonado, como las estructuras porosas tipo espumas, presentan una geometría tortuosa para la circulación del fluido que en algunos casos genera turbulencia a su paso. Además, al circular un fluido como el aire a través de una estructura porosa que se encuentra a alta temperatura, se produce una variación de sus propiedades, en concreto, una disminución de su densidad, lo que provoca un brusco aumento de la velocidad de circulación.

Anteriormente se ha citado que el primer plano de estudio se encuentra en la mitad de la primera malla. Por lo tanto, en este primer plano las propiedades geométricas que corresponden a la malla serán aquellas de un empaquetamiento alineado (Tabla 3-9). A partir de ese plano, serán las del empaquetamiento escalonado (Tabla 3-9).

La Fig. 4-28 arroja una serie de resultados interesantes. Como se puede observar se ha dividido la gráfica en 4 zonas de influencia. En la zona 1 tenemos un valor del h_{1V} que es el más bajo de la serie analizada sin considerar el valor de salida. En la zona 2 el valor del coeficiente h_{1V} varía desde un máximo absoluto hasta alcanzar un mínimo relativo. Posteriormente en la zona 3 se produce un aumento del coeficiente h_{1V} hasta alcanzar un valor estable en la zona 4.

Este comportamiento ya fue analizado por Wu [231] que detectó tres zonas de influencia para una estructura porosa idealizada, que clasificó de la siguiente manera:

- Zona 1: Región afectada por la frontera de entrada.
- Zona 2: Región de estabilización.
- Zona 3: Región en equilibrio térmico local.

En nuestro caso se obtienen 4 zonas de influencia que podrían agruparse según la clasificación anterior de la siguiente manera:

- Zona 1: Región afectada por la frontera de entrada para la mitad superior de la primera malla con empaquetamiento alineado.
- Zona 2: Región afectada por la frontera de entrada para el primer tramo de la geometría con empaquetamiento escalonado.
- Zona 3: Región de estabilización.
- Zona 4: Región de equilibrio térmico local.

Es decir, las zonas 1 y 2 de este trabajo corresponderían con la zona 1 en el trabajo de Wu, diferenciando que en los primeros milímetros del dominio aquí presentado, existen dos tipos de empaquetamientos. El resto de zonas, presentaría un comportamiento similar en ambos trabajos.

En la zona 1 y 2 de la geometría, lo que ocurre es un proceso en el que el aire incide sobre los hilos de la estructura porosa incrementando rápidamente su temperatura y su velocidad y produciéndose un gran aumento del valor del coeficiente h_{1V} en cada zona, según la superficie de material en contacto con el fluido (la zona 1 presenta una menor superficie porosa en contacto con el aire que en la zona 2). En la zona 3, se produce un proceso de estabilización en el que el coeficiente h_{1V} aumenta suavemente hasta alcanzar una meseta en la zona 4, en la que el coeficiente es estable e indica el equilibrio térmico local entre la fase fluida y la matriz sólida.

A nivel cuantitativo se aprecia en la Fig. 4-28, como al aumentar el número de Reynolds, evaluado en la zona de equilibrio térmico, comienzan a aparecer unas oscilaciones en torno a un valor medio. Este fenómeno es debido a que hay planos que en su evaluación están considerando la transferencia de calor de la parte superior (ver Fig. 4-27) de la malla metálica (valores máximos de las oscilaciones), y que al estar de frente al caudal de aire originan una mayor transferencia de calor, mientras que otros planos están considerando la transferencia de

calor de la parte inferior (ver Fig. 4-27) de la malla (valores mínimos de las oscilaciones), que al estar en la parte trasera no reciben frontalmente el caudal del fluido, produciéndose una menor transferencia de calor.

Este fenómeno se ve acentuado a altas velocidades de circulación del fluido, ya que la transferencia ocurre de una manera más rápida. Por el contrario, a velocidades bajas y números de Reynolds menores, la transferencia ocurre a una velocidad más lenta y se iguala la transferencia en ambos planos.

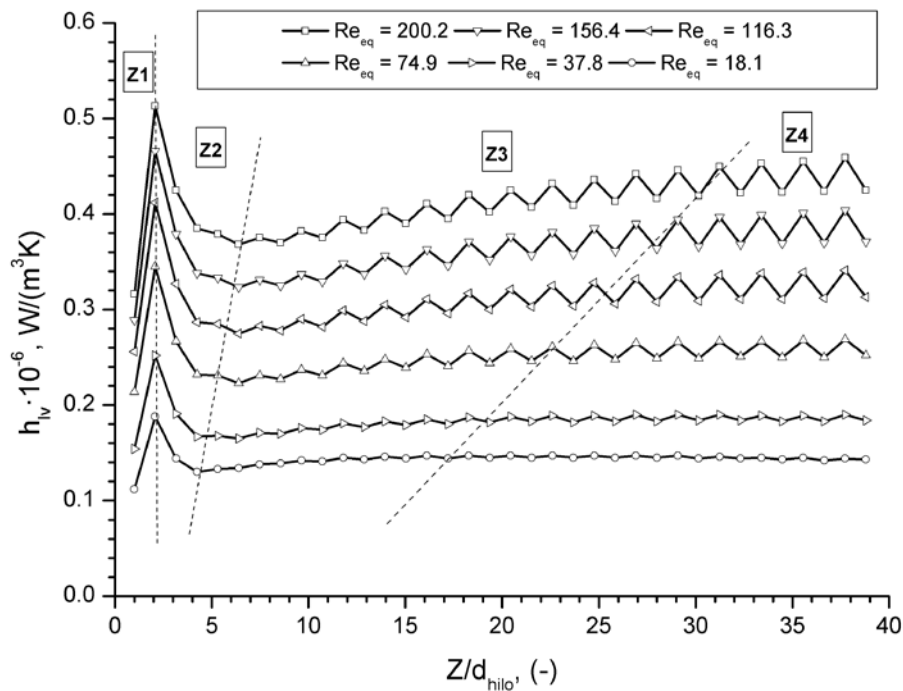


Fig. 4-28. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.

La Fig. 4-29 muestra el mismo comportamiento que la Fig. 4-28, excepto en la primera zona (Z1). Esto es debido al fenómeno ya explicado anteriormente. Conviene recordar la ecuación (4-58), en la que nos muestra que la diferencia entre ambos coeficientes viene dada por la superficie específica.

$$h_{lv} = \frac{q_l}{v_l \cdot (T_{lsf} - T_{mlf})} = h_l \cdot a_v \tag{4-58}$$

Dado que la superficie específica del primer plano es 645 m^{-1} y en el resto de la geometría es de 1194 m^{-1} , el coeficiente h_l se ve incrementado 1.85 veces el valor del

coeficiente h_{1V} en la zona 1, respecto al resto de zonas, que mantienen el mismo ratio. El resto del comportamiento es similar al mostrado en la Fig. 4-28.

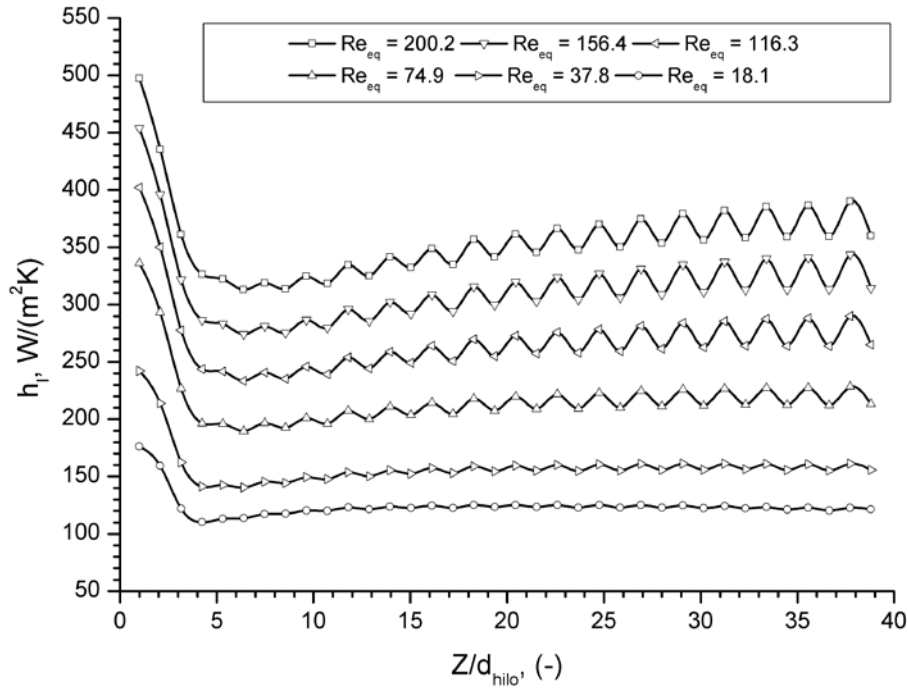


Fig. 4-29. Coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.

La Fig. 4-30 nos muestra el número de Nusselt volumétrico en condiciones locales. El comportamiento es similar al mostrado para la Fig. 4-28. Si bien es destacable que en esta figura apenas se percibe diferencia entre la zona 3 y la zona 4 ya que el número de Nusselt permanece prácticamente constante. Todo ello a pesar de que en la zona 3 aún están variando las propiedades físicas del aire. En la zona de equilibrio térmico (zona 4), la temperatura del fluido y del sólido son prácticamente iguales $T_f \approx T_s$, esto implica que apenas hay transferencia de calor por lo que, en teoría, tanto el coeficiente de transferencia de calor como el número de Nusselt deberían permanecer estables y constantes. Si bien es cierto, como se verá más adelante, que en caso de que haya una alta transferencia de calor y la longitud del medio poroso sea extensa, las temperaturas de ambas fases pueden llegar a ser exactamente iguales ($T_f = T_s$). En ese caso, tanto el coeficiente de transferencia de calor como el número de Nusselt tomarían un valor de cero, al ser la transferencia de calor nula.

En la Fig. 4-31 se muestra el número de Nusselt en condiciones locales que presenta un comportamiento similar al coeficiente de transferencia de calor en condiciones locales. A continuación, se recuerda la relación entre el Nu_{1V} y Nu_1 .

$$Nu_{lv} = \frac{h_{lv} \cdot d_h^2}{\kappa_l} = Nu_l \cdot a_v \cdot d_h \quad (4-62)$$

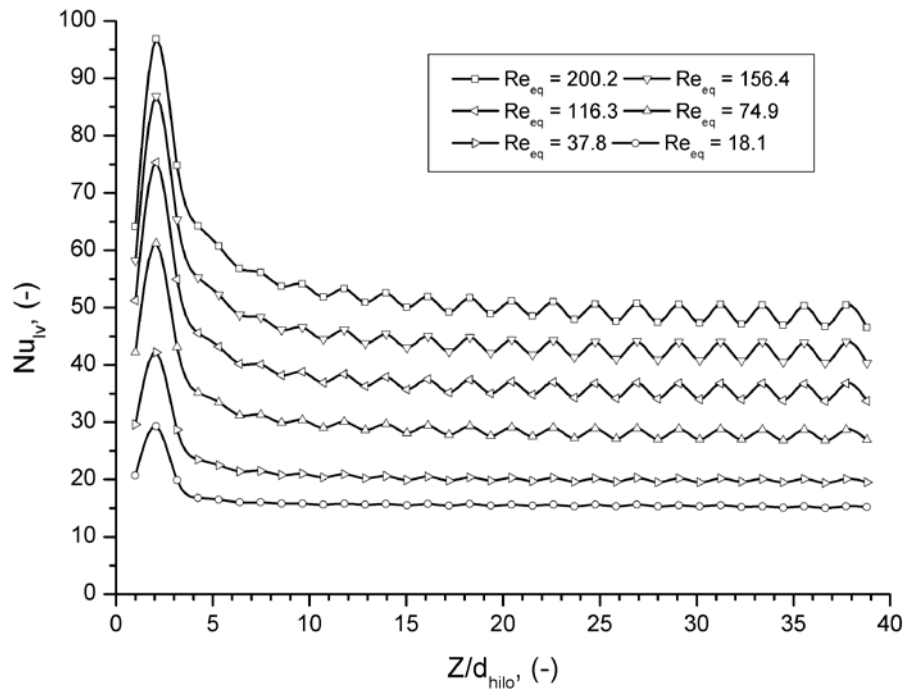


Fig. 4-30. Número de Nusselt volumétrico en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.

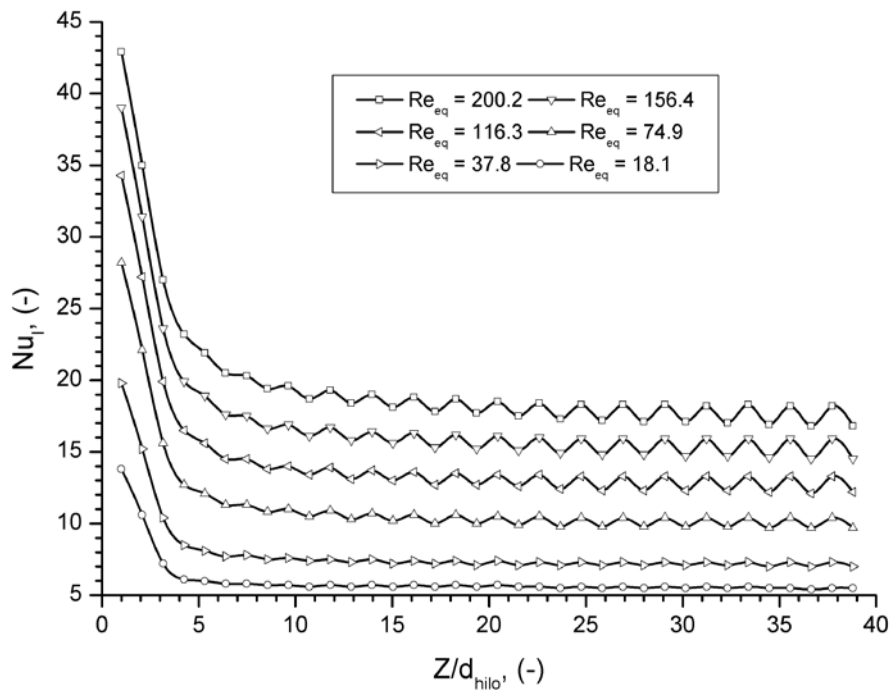


Fig. 4-31. Número de Nusselt en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A.

4.4.2.2.6.2 Comparativa del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales

Uno de los objetivos de la presente tesis, es analizar las diferencias existentes entre mallas con porosidad similar y distintas características geométricas. Por ello, en esta sección se va a presentar una comparativa bajo similares condiciones de simulación entre el coeficiente de transferencia de calor volumétrico en condiciones locales y el número de Nusselt correspondiente para ambas mallas. El resto de coeficientes no se muestran ya que son fácilmente comparables aplicando las ecuaciones (4-58) y (4-62).

Las condiciones de simulación son: temperatura de entrada del fluido de 300 K, temperatura constante del sólido 700 K, velocidad de circulación del fluido variables entre 5-0.5 m/s.

4.4.2.2.6.2.1 Malla tipo A frente Malla tipo B

En la Fig. 4-32 y en la Fig. 4-33 se muestra para las anteriormente citadas condiciones de operación, la evolución del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales para distintas velocidades del fluido y para dos tipos de mallas. Una malla tipo A con una porosidad del 70.1 %, un diámetro del hilo de 1.00 mm y un diámetro hidráulico de 2.349 mm y una malla tipo B con una porosidad del 67.6 %, un diámetro de hilo de 0.70 mm y un diámetro hidráulico de 1.464 mm. Como se aprecia, el valor de la porosidad es similar con una diferencia del 3.6 %, mientras que el diámetro del hilo y el diámetro hidráulico difieren en un 30 y 38 % respectivamente.

A la hora de realizar la comparación entre los dos tipos de mallas existen dos posibilidades:

- Por un lado, realizar la comparación para las mismas condiciones de operación, aun teniendo distinto número de Reynolds, el cual va asociado al diámetro hidráulico. Si se pone atención en el número de Reynolds menor en ambas mallas (equivalente a una velocidad de 0.5 m/s), que es aquel que muestra un comportamiento más estable, se observa que el valor de los coeficientes serían: $h_{lv,Malla\ A,Re=18} = 0.15 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)) y $h_{lv,Malla\ B,Re=12} = 0.33 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)), lo que implica que con una malla tipo B, se transfiere alrededor de un 55 % más de energía respecto a la malla tipo A, para un empaquetamiento escalonado.
- Por otro lado, se puede realizar la comparación para números de Reynolds similares. Se trataría de comparar el caso de una malla tipo A con un número de Reynolds de 75 y una malla tipo B con un número de Reynolds de 72. En ese caso, el valor de los coeficientes (realizando la media entre los dos extremos de una oscilación) serían: $h_{lv,Malla\ A,Re=75} = 0.26 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)) y $h_{lv,Malla\ B,Re=72} = 0.66 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)), lo que implica que con una malla tipo B, se transfiere alrededor de un 61 % más de energía respecto a la malla tipo A, para un empaquetamiento escalonado.

En ambas opciones, los resultados son similares y muestran la importancia de las características geométricas de una malla sobre el coeficiente de transferencia de calor. Estos resultados van íntimamente ligados a la superficie específica que presenta cada configuración geométrica. Mientras que la malla tipo A tiene una superficie específica de 1194 m⁻¹, la malla tipo B presenta un valor de 1849 m⁻¹. El incremento de superficie específica conlleva, en este caso, la mejora en la transferencia de calor volumétrica.

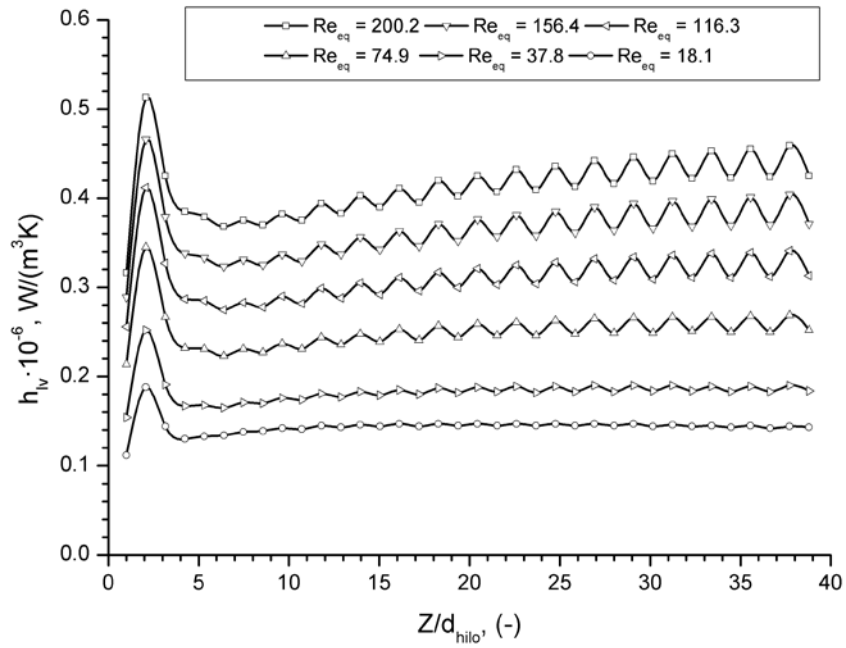


Fig. 4-32. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo A

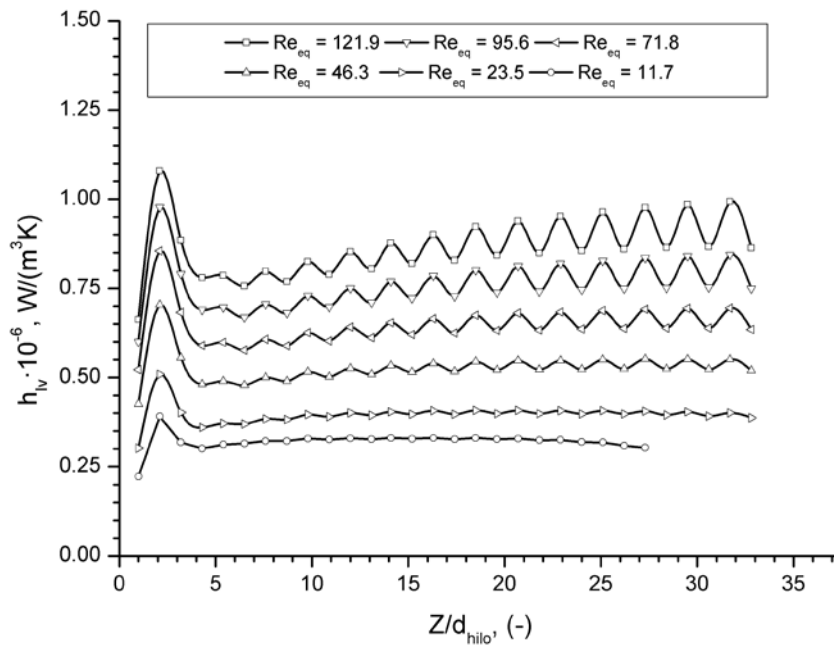


Fig. 4-33. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo B

4.4.2.2.6.2.2 Malla tipo C frente Malla tipo D

En la Fig. 4-34 y en la Fig. 4-35 se muestra para las condiciones de operación expuestas, la evolución del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales para distintas velocidades del fluido y para dos tipos de mallas. Una malla tipo C con una porosidad del 62.0 %, un diámetro del hilo de 0.50 mm y un diámetro hidráulico de 0.814 mm y una malla tipo D con una porosidad del 61.8 %, un diámetro de hilo de 0.16 mm y un diámetro hidráulico de 0.259 mm. Como se aprecia, el valor de la porosidad es prácticamente igual, mientras que el diámetro del hilo y el diámetro hidráulico difieren en un 68 %.

En ambas figuras se observa el fenómeno que explicamos anteriormente. Dada la alta superficie específica y que la longitud de la estructura porosa es suficientemente extensa, ocurre que la temperatura de la fase fluida se iguala completamente a la temperatura del sólido, estando en un perfecto estado de equilibrio térmico. Esto redundaría en que como se puede observar en la Fig. 4-34 y en la Fig. 4-35, el coeficiente de transferencia de calor volumétrico local es nulo.

Además, en el caso de la geometría tipo D, que presenta un valor de superficie específica muy alto (9552 m^{-1}) comparado con la geometría tipo C (3044 m^{-1}), se observa que incluso para los mayores valores de Reynolds, la curva característica de 4 tramos que se presentó anteriormente, pierde su forma característica, llegando en algunos casos a alcanzar el equilibrio térmico en apenas dos veces el diámetro del hilo.

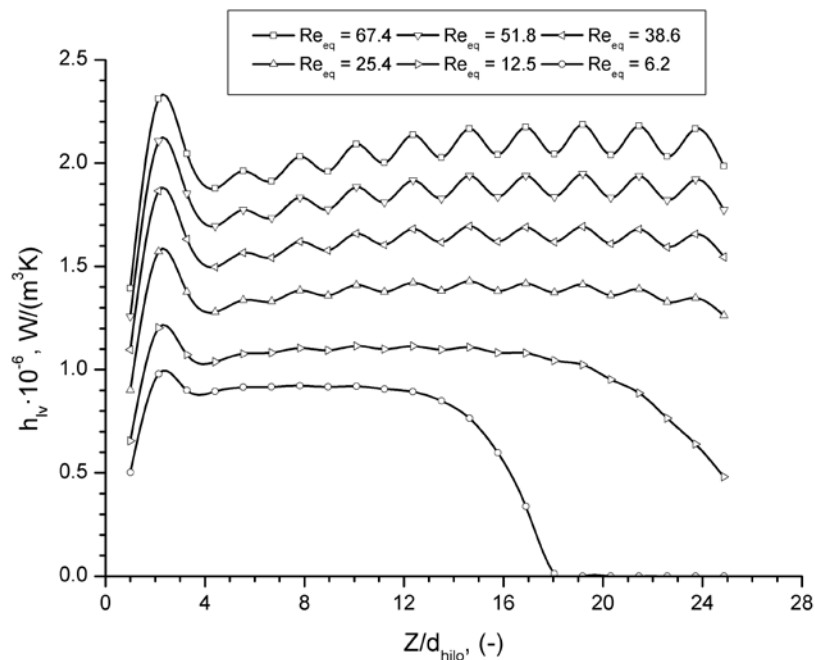


Fig. 4-34. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo C

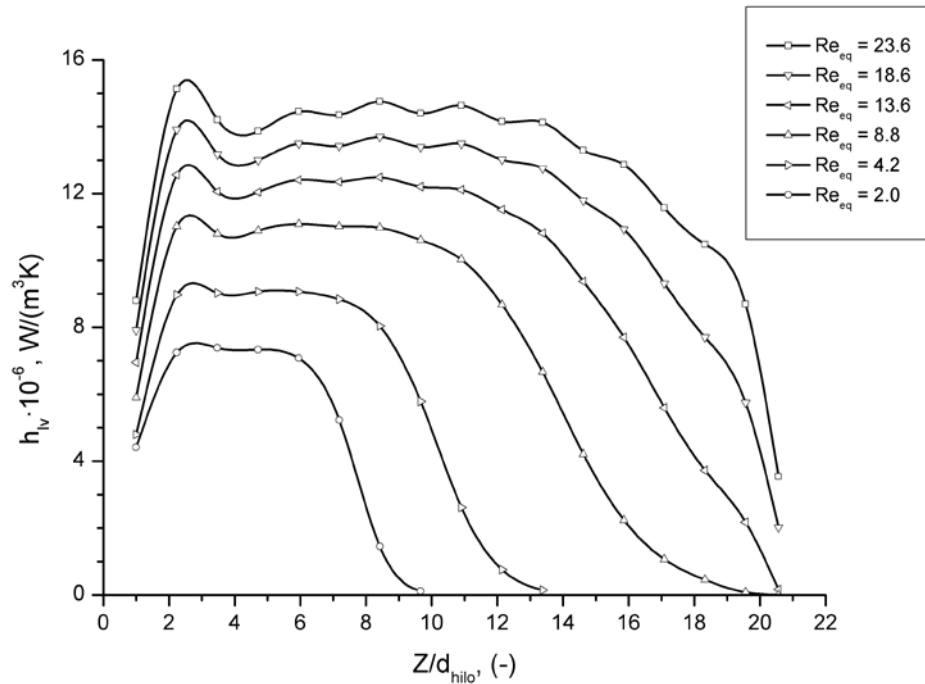


Fig. 4-35. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo D

Al igual que en el caso anterior, se realiza la comparativa para los dos tipos de mallas.

- Primero se lleva a cabo la comparación bajo las mismas condiciones de operación. En esta ocasión se elige el número de Reynolds más alto en ambas mallas (equivalente a una velocidad de 5 m/s), observando que el valor de los coeficientes volumétricos de transmisión de calor es: $h_{iv, \text{Malla C}, Re=67} = 2.11 \cdot 10^6 \text{ (W/(m}^3 \cdot \text{K))}$ y $h_{iv, \text{Malla D}, Re=24} = 14.52 \cdot 10^6 \text{ (W/(m}^3 \cdot \text{K))}$, lo que implica que con una malla tipo D, se transfiere alrededor de un 85 % más de energía respecto a la malla tipo C, para un empaquetamiento escalonado.
- Por otro lado, se puede realizar la comparación para números de Reynolds similares. En este caso, se comparan una malla tipo C con un número de Reynolds de 13 y una malla tipo D con un número de Reynolds de 14. El valor de los coeficientes resultante (realizando la media entre los dos extremos de una oscilación) sería: $h_{iv, \text{Malla C}, Re=13} = 1.11 \cdot 10^6 \text{ (W/(m}^3 \cdot \text{K))}$ y $h_{iv, \text{Malla D}, Re=14} = 12.42 \cdot 10^6 \text{ (W/(m}^3 \cdot \text{K))}$, lo que implica que con una malla tipo D, se transfiere alrededor de un 91 % más de energía respecto a la malla tipo C, para un empaquetamiento escalonado.

En ambas comparativas los resultados son similares y muestran la importancia de las características geométricas de una malla sobre el coeficiente de transferencia de calor. En esta comparación, la diferencia en los parámetros geométricos (diámetro del hilo y el diámetro hidráulico) es mucho mayor que en la primera comparativa (30/38 % frente a 68/68 %). La

superficie específica, determinada por la características geométricas de la mallas, es la principal propiedad que determina el comportamiento térmico de la malla.

4.4.2.2.6.2.3 Malla tipo E frente Malla tipo F

En la Fig. 4-36 y en la Fig. 4-37 se muestra para las condiciones de operación expuestas, la evolución del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales para distintas velocidades del fluido y para dos tipos de mallas. Una malla tipo E con una porosidad del 47.7 %, un diámetro del hilo de 0.63 mm y un diámetro hidráulico de 0.574 mm y una malla tipo F con una porosidad del 46.9 %, un diámetro de hilo de 0.13 mm y un diámetro hidráulico de 0.115 mm. Como se aprecia, el valor de la porosidad es muy similar, mientras que el diámetro del hilo y el diámetro hidráulico difieren en un 80 % en ambos casos, la mayor diferencia analizada.

De la misma forma que en la sección precedente, se observa como en ambas figuras aparecen valores del coeficiente de transferencia de calor volumétrico local con valor nulo. Especialmente significativos son los resultados de la Fig. 4-37 en la que se puede observar que de manera inmediata, se alcanza el estado de equilibrio térmico. Para los números de Reynolds más altos tenemos un comportamiento similar a los números de Reynolds más bajos de la Fig. 4-35, pero para los números de Reynolds más bajos, la evaluación numérica es inviable.

Todo esto se explica de una manera sencilla con el valor de superficie específica de cada malla. Mientras que la geometría tipo E presenta un valor de superficie específica (3322 m^{-1}) similar a la malla tipo C (3044 m^{-1}), la malla tipo F presenta un valor muy elevado, de 16330 m^{-1} . Se observa que incluso para los mayores valores de Reynolds, la curva característica de 4 tramos que se presentó anteriormente, pierde su forma característica, llegando en algunos casos a alcanzar el equilibrio térmico en apenas dos veces el diámetro del hilo.

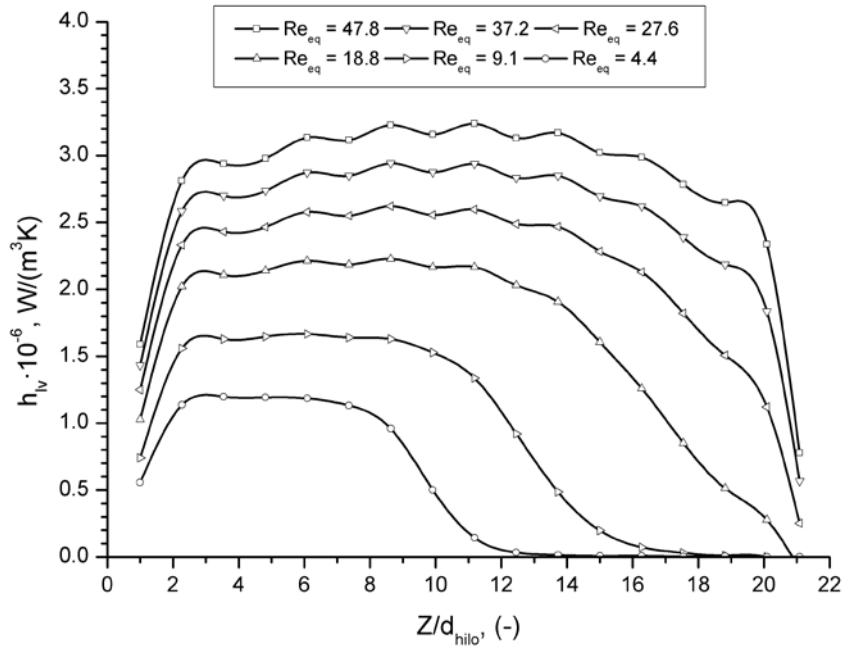


Fig. 4-36. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo E

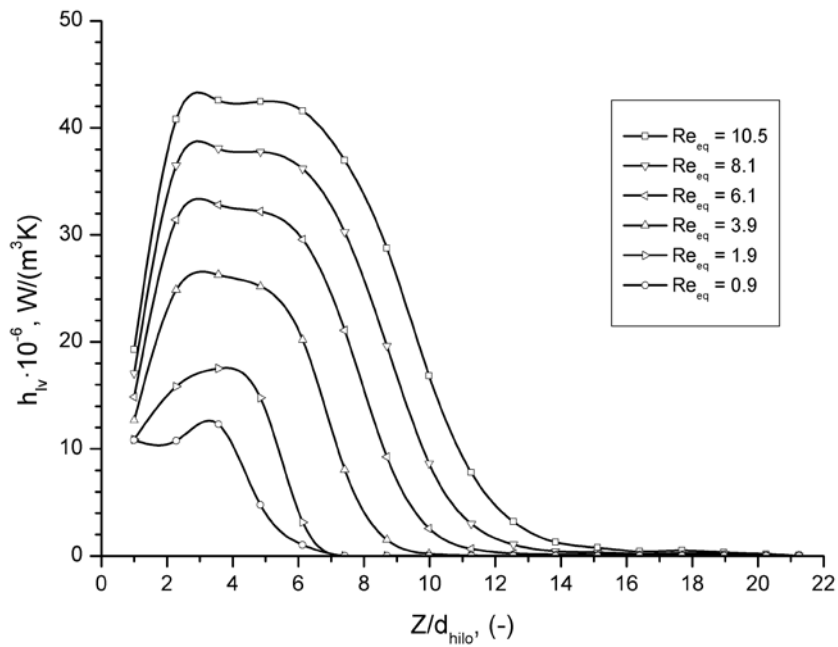


Fig. 4-37. Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales a lo largo de la dirección del fluido para una geometría tipo F

A pesar de la dificultad de evaluar la malla tipo F, se realiza una comparativa para los dos tipos de mallas.

- Primero se analiza la comparación bajo las mismas condiciones de operación. En esta ocasión se fija el número de Reynolds más alto en ambas mallas (equivalente a una velocidad de 5 m/s), observando que el valor de los coeficientes volumétricos de transmisión de calor es: $h_{lv,Malla\ E,Re=48} = 3.19 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)) y $h_{lv,Malla\ F,Re=11} = 42.51 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)), lo que implica que con una malla tipo F, se transfiere alrededor de un 92.5 % más de energía respecto a la malla tipo E, para un empaquetamiento escalonado.
- Por otro lado, se puede realizar la comparación para números de Reynolds similares. En este caso, se podrían comparar una malla tipo E con un número de Reynolds de 9.1 y una malla tipo F con un número de Reynolds de 8.1. El valor de los coeficientes (realizando la media entre los dos extremos de una oscilación) sería: $h_{lv,Malla\ E,Re=9.1} = 1.66 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)) y $h_{lv,Malla\ F,Re=8.1} = 37.91 \cdot 10^6$ (W/(m³·K)), lo que implica que con una malla tipo F, se transfiere alrededor de un 95.6 % más de energía respecto a la malla tipo E, para un empaquetamiento escalonado.

En ambas comparativas los resultados son similares y muestran la importancia de las características geométricas de una malla sobre el coeficiente de transferencia de calor. En esta comparación, la diferencia en los parámetros geométricos (diámetro del hilo/diámetro hidráulico, respectivamente) es mucho mayor que en la primera comparativa (30/38 % frente a 80/80 %) y algo mayor que en la segunda comparativa (68/68 % frente a 80/80 %). La superficie específica, determinada por la características geométricas de la mallas, es la principal característica que determina el comportamiento térmico de la malla.

4.4.2.2.6.3 Correlaciones obtenidas para mallas metálicas

La principal característica que presenta un medio poroso frente a otros medios de transferencia de calor es su disposición geométrica, ya que suelen estar formados por estructuras aleatorias e irregulares. Esto provoca irregularidades en el flujo y hace necesario estudiar la transferencia de calor a nivel del poro, hilo o filamento del medio poroso. Para resolver este tipo de problemas el estudio con volúmenes promedios se considera como la mejor opción de resolución numérica.

En la presente tesis, como se expuso en la sección 4.4.2.2.5, se adopta una correlación del número de Nusselt local volumétrico en función del número de Reynolds y del número de Prandtl, como corresponde al caso de convección forzada en régimen laminar [230, 231, 233, 234]:

$$Nu_{lv} = c1 \cdot Re^{c2} \cdot Pr^{c3} \tag{4-55}$$

Para el número de Nusselt en condiciones locales la expresión es similar a la anterior y se puede extraer de la ecuación (4-62).

$$Nu_l = \frac{Nu_{lv}}{a_v \cdot d_h} = \frac{c1 \cdot Re^{c2} \cdot Pr^{c3}}{a_v \cdot d_h} \quad (4-68)$$

En los ajustes que se presentan a continuación se calculará el número de Reynolds basado en la velocidad superficial del fluido, al igual que en trabajos previos [230, 240] y el diámetro hidráulico del medio poroso.

Otros investigadores utilizan para sus cálculos la velocidad media a nivel del poro, que se relaciona con la velocidad superficial de la siguiente manera:

$$v_p = \frac{v_D}{\phi} \quad (4-69)$$

De donde v_p es la velocidad media en el poro (m/s), v_D es la velocidad superficial o de Darcy (m/s) y ϕ es la porosidad, definida por la ecuación (3-37).

Para realizar los ajustes, una vez realizadas las simulaciones y post-procesados los datos, se seleccionan los coeficientes de estudio en la zona de equilibrio térmico, donde el flujo está completamente desarrollado y las propiedades del fluido permanecen prácticamente constantes y, por lo tanto, los coeficientes también.

A continuación y como ejemplo, se presentan los datos obtenidos numéricamente y los datos ajustados mediante regresión (ver ecuación (4-55)) para la malla tipo A. Posteriormente, se presenta una tabla resumen para los dos ajustes (Nu_{lv} frente Re_{eq} y frente Pr_{eq} y Nu_l frente Re_{eq} y frente Pr_{eq}) de cada malla estudiada.

En la Fig. 4-38 se muestran los datos experimentales del Nu_{lv} en función del Re_{eq} para una malla tipo A. También se pueden observar los datos obtenidos tras aplicar un ajuste no lineal en Matlab. Los datos se ajustan con un error cuadrático medio de $R^2 = 0.9869$. El error medio de los datos ajustados es de un 4.21 %, aunque puntualmente el error puede ser mayor, especialmente a números de Reynolds bajos, pero siempre menor al 10 % lo cual es muy aceptable en comparación con los resultados encontrados en la bibliografía que aceptan ajustes de datos experimentales con errores de en torno al 14 % [232], 20 % [233], 27 % [230], 40 % [241].

En la Fig. 4-39 se muestra los datos experimentales del Nu_l en función del Re_{eq} para una malla tipo A. También se pueden observar los datos obtenidos tras aplicar un ajuste no lineal en Matlab. Los datos del ajuste son iguales que los de la Fig. 4-38.

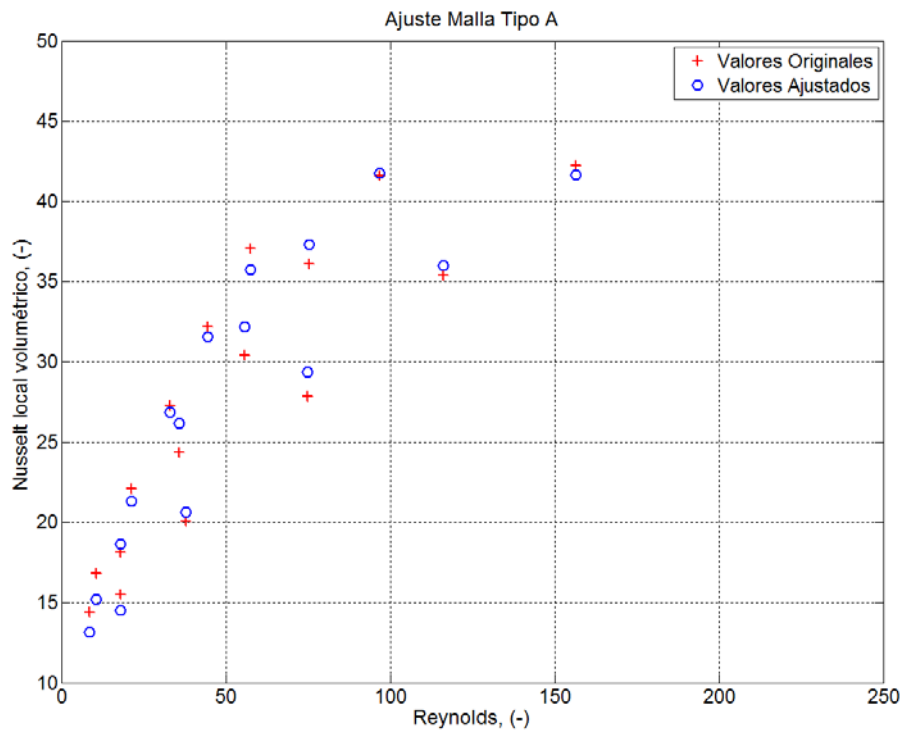


Fig. 4-38. Ajuste del nº de Nusselt volumétrico en condiciones locales numérico para una geometría tipo A

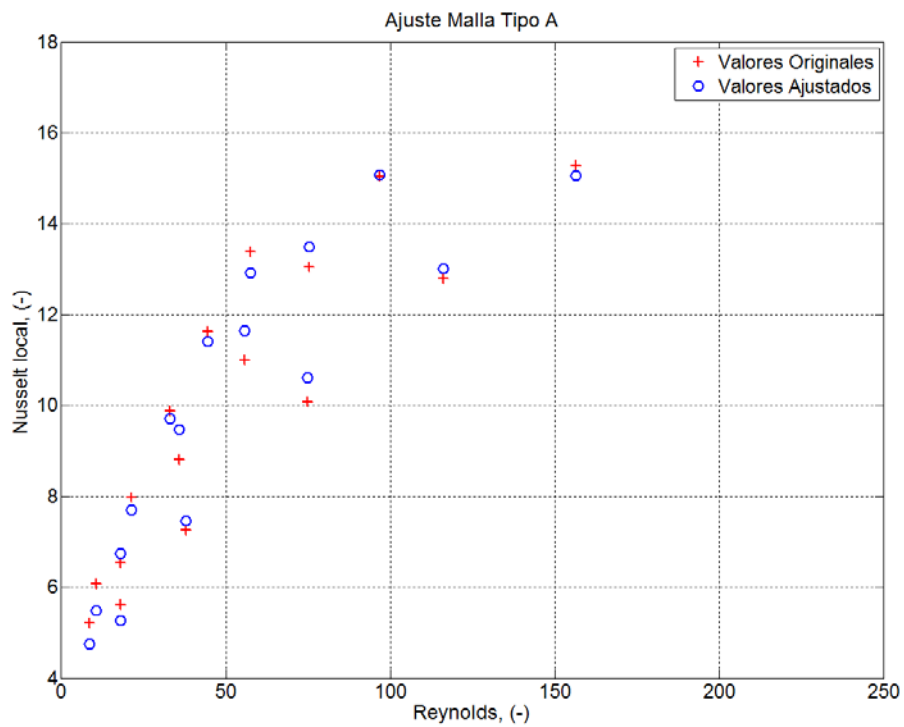


Fig. 4-39. Ajuste del nº de Nusselt en condiciones locales numérico para una geometría tipo A

En la Tabla 4-9 se muestran los coeficientes c_1 , c_2 y c_3 que ajustan la ecuación (4-55) para la obtención del coeficiente Nu_{lv} . Se observa que en todas las mallas el ajuste es bueno y el error medio es, en todos los casos, menor a un 5 %.

Malla	c1	c2	c3	R²	Error medio
A	110.9	0.4941	9.185	0.9869	4.21 %
B	87.7	0.4594	8.121	0.9773	4.94 %
C	69.86	0.3524	6.495	0.9769	3.97 %
D	99.38	0.3122	6.836	0.9934	1.77 %
E	136.9	0.4273	9.348	0.9906	3.12 %
F	1359	0.5867	16.22	0.9836	4.76 %

Tabla 4-9. Coeficientes que ajustan la ecuación (4-55) para la obtención del Nu_{lv} para cada uno de los 6 tipos de mallas comerciales estudiadas

En la Tabla 4-10 se muestran datos análogos a los de la Tabla 4-9 pero para la expresión que ajusta el valor del Nu_l (ecuación (4-68)).

Malla	c1	c2	c3	R²	Error medio
A	40.05	0.4940	9.1852	0.9869	4.21 %
B	32.86	0.4593	8.120	0.9773	4.94 %
C	28.64	0.3525	6.496	0.9769	3.97 %
D	40.30	0.3122	6.848	0.9934	1.76 %
E	73.21	0.4272	9.346	0.9906	3.12 %
F	740.3	0.5869	16.22	0.9836	4.72 %

Tabla 4-10. Coeficientes que ajustan la ecuación (4-55) para la obtención del Nu_l para cada uno de los 6 tipos de mallas comerciales estudiadas

En la Tabla 4-11 se presenta el rango de validez y las condiciones en las que son válidos los ajustes presentados en la Tabla 4-9 y en la Tabla 4-10:

Malla	Re	Pr	d, mm	d _h , mm	Ø, %	a _v , m ⁻¹
A	5.0 < Re < 200	Pr ≈ 0.70	1.00	2.349	70.1	1194
B	3.4 < Re < 122	Pr ≈ 0.70	0.70	1.464	67.6	1849
C	1.7 < Re < 67.5	Pr ≈ 0.70	0.50	0.814	62.0	3044
D	0.58 < Re < 23.6	Pr ≈ 0.70	0.16	0.259	61.8	9552
E	1.25 < Re < 47.8	Pr ≈ 0.70	0.63	0.574	47.7	3322
F	0.25 < Re < 10.5	Pr ≈ 0.70	0.13	0.115	46.9	16330

Tabla 4-11. Rango y condiciones de validez de los datos presentados en la Tabla 4-9 y en la Tabla 4-10

Finalmente, la Fig. 4-40 muestra el valor del Nu_{lv} para las distintas correlaciones obtenidas y las 6 mallas analizadas.

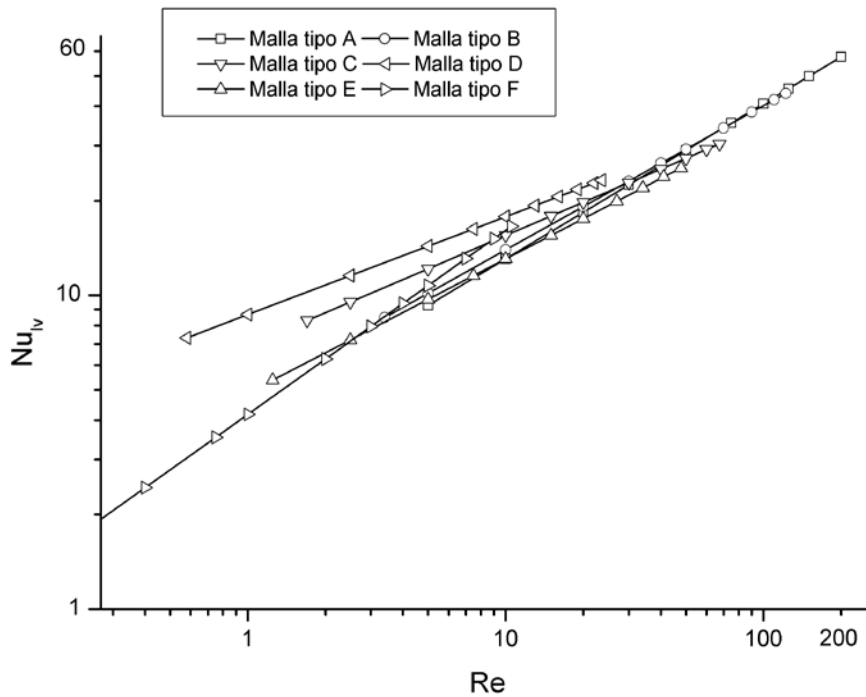


Fig. 4-40. Número de Nusselt volumétrico en condiciones locales obtenido de los ajustes para las 6 mallas analizadas

Se observan varios efectos al analizar la figura comparativa:

- Las pendientes de los distintos ajustes obtenidos son muy similares en todas las mallas estudiadas, excepto para la malla tipo F que tiene una mayor pendiente y que fue presentada como una malla de difícil análisis numérico por su superficie específica tan alta (16330 m^{-1}).
- El menor número de Nusselt es para la malla tipo A para $Re < 10$, y para la malla tipo E para $Re > 10$, que coincide con dos de las mallas que presentan un mayor diámetro de hilo de las 6 analizadas, con 1.00 y 0.63 mm.
- El mayor número de Nusselt se obtiene con la malla tipo D, la cual era una las mallas con mayor superficie específica (9552 m^{-1}) y menor diámetro de hilo (0.16 mm).
- Si se comparan las mallas por parejas de porosidades (A-B / C-D / E-F), tenemos que:
 - La malla tipo B presenta un número de Nusselt mayor que la malla tipo A hasta números de Reynolds en torno a 100 donde se igualan las tendencias. Este efecto coincide, de manera global, con la superficie específica de cada malla.
 - El número de Nusselt de la malla tipo D es claramente superior al de la malla tipo C, como corresponde a la superficie específica de ambas mallas.
 - La comparativa entre las mallas tipo E y tipo F, muestra que para números de $Re > 2.7$, la malla tipo F presenta mejores valores que la tipo E. Este resultado no resulta coherente ni con la superficie específica de cada malla, ni con las tendencias mostradas anteriormente. Lo cual confirma la menor fiabilidad del análisis numérico para esta malla, debido a su alta superficie específica.

Como resumen final y excluyendo de la comparación la malla tipo F por las razones ya presentadas, se podría simplificar el comportamiento de la figura anterior con la siguiente ordenación, de mayor a menor número de Nusselt:

Malla tipo D > Malla tipo C > Malla tipo B > Malla tipo A > Malla tipo E

Si a este orden le asignamos sus principales valores geométricos se obtiene la siguiente tabla:

Tipo de malla	Malla D >	Malla C >	Malla B >	Malla A >	Malla E
Diámetro del hilo, mm	0.16	0.50	0.70	1.00	0.63
Porosidad volumétrica, %	61.8	62.0	67.6	70.1	47.7
Superficie específica, 1/m	9552	3044	1894	1194	3322

Tabla 4-12. Resumen de los valores geométricos de las mallas analizadas para un orden decreciente del número de Nu_{1v} según los ajustes obtenidos y mostrados en la Fig. 4-40

De donde se puede afirmar que el diámetro del hilo juega un papel determinante a la hora de definir la transferencia de calor convectiva, junto con la porosidad volumétrica del medio poroso, para finalmente indicar que la superficie específica tiene una influencia relativa en la comparativa global. Por lo que de manera general, para maximizar la transferencia de calor entre una matriz sólida y una fase fluida, interesaría un diámetro de hilo pequeño con una alta porosidad volumétrica, y si es posible una alta superficie específica. Esta combinación resultaría ideal, como ocurre con la malla tipo D.

4.4.2.2.6.4 Comparación con otros modelos

El coeficiente volumétrico de transferencia de calor ha sido objeto de diversos estudios, especialmente para geometrías del tipo espumas cerámicas. Kribus [201] muestra una breve revisión de los principales coeficientes encontrados en la bibliografía, que aquí son resumidos.

La literatura muestra diversas correlaciones de datos experimentales y correlaciones numéricas, pero no se muestra de acuerdo en torno a los parámetros característicos que deben ser usados en las mismas. Algunas correlaciones utilizan como longitud característica el diámetro del poro, otras usan un diámetro de paso que incluye la porosidad [233], y otras consideran el diámetro efectivo del filamento de la estructura porosa [241]. Por otro lado, otros autores utilizan alguno de los parámetros anteriores junto al espesor de la muestra analizada [230, 232], y una de las últimas correlaciones obtenidas es función de la porosidad de la estructura porosa [231].

Dado que una vez obtenida una correlación numérica lo adecuado es compararla con datos experimentales, y ante la dificultad de obtener este tipo de datos, se usará la información bibliográfica disponible para comprobar el orden de magnitud de los ajustes aquí presentados, pese a no ser específica para el apilamiento de mallas metálicas con empaquetamiento escalonado.

En el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor no intervienen las propiedades del material utilizado, sino únicamente su geometría y por tanto a nivel convectivo, este tipo de expresiones sería válido tanto para espumas cerámicas como para espumas metálicas que fueran similares en su configuración geométrica a la estructura original. Dentro de las distintas correlaciones, es necesario destacar la de Wu [231], que es una referencia importante en el presente trabajo de investigación, ya que se ha seguido el mismo patrón metodológico.

En la Fig. 4-41 se muestra una comparación de las correlaciones presentes en la literatura [230-234, 241] y revisadas por Kribus [201], con el ajuste de la malla tipo A (número de Nusselt más bajo) y con el ajuste de la malla tipo D (número de Nusselt más alto). Como se ha mencionado, cada una tiene sus particularidades, que se presentan a continuación:

- Petrasch [234]: únicamente es válida para una porosidad de 85.7 % y un diámetro del poro de 2.54 mm.
- Wu [231]: se basa en una estructura idealizada y periódica y el ajuste de sus datos tiene un desviación menor al 5 %.

- Younis [232]: únicamente es válida para una porosidad de 87.5 % y un espesor de la muestra de 14 mm. Además, presenta una desviación máxima del 14.3 %.
- Younis [230]: es válida para un rango de porosidades entre 83-87 % y un espesor de la muestra de 14 mm. Además, presenta una desviación máxima del 27.1 %.
- Fu [233]: es válida para un rango de porosidades entre 74.2-91.6 % y un espesor de la muestra de 14 mm. Su ajuste presenta una desviación del ± 20 %.
- Kamiuto [241]: es válida para un rango de porosidades entre 74.2-94.8 % y su ajuste presenta una desviación del ± 40 % para el 78 % de los datos.

La comparación de los ajustes obtenidos en la presente tesis con estas expresiones bibliográficas se presenta a continuación. Todas las expresiones se han calculado para un rango de números de Reynolds entre 5 y 200, extrapolando en muchos casos su rango de aplicación. La expresión de Wu es la única que permite calcular el valor del número de Nusselt en función de la porosidad, así que para su cálculo se utilizan los datos de la malla tipo A, que con una porosidad del 70.1 % se encuentra dentro de los límites de validez de esta expresión.

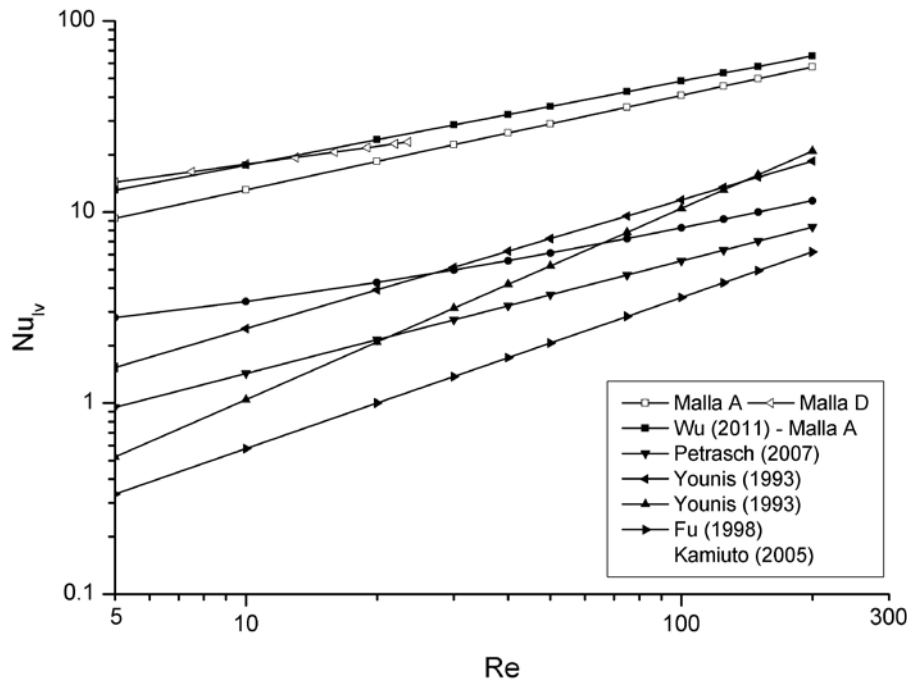


Fig. 4-41. Comparación de correlaciones para el coeficiente Nu_{IV} junto con las mallas tipo A y tipo D obtenidas en el presente trabajo

A continuación se resumen las principales observaciones que se destacan de la figura anterior:

- Se observa en la gráfica que el ajuste de Wu para los datos de la malla tipo A, es el que presenta un valor más alto del Nusselt.
- Los dos ajustes extremos presentados en este trabajo, el de la malla tipo A (valor más bajo del número de Nusselt) y el de la malla tipo D (valor más alto del Nusselt) serían los siguientes valores tras el ajuste de Wu.
- La correlación de la malla tipo D tiene un comportamiento muy similar al de la expresión de Wu. Lo cual muestra que una geometría como la de la malla tipo D se comportaría de manera similar a una espuma cerámica idealizada con los mismos parámetros geométricos.
- Respecto al resto de expresiones, se observa que su rango de valores es más bajo, pero el orden de magnitud de las diferentes correlaciones concuerda con las aquí presentadas. También se observa que la mayoría de los ajustes se han obtenido para una porosidad alta (> 74.2 % y hasta 94.8 %), que a falta de conocer información más específica de cada geometría, como la superficie específica, puede justificar un menor número de Nusselt.

Tras el análisis de los datos, y a falta de una comparación más exhaustiva con los ajustes bibliográficos, lo cual no es pertinente en este punto, se puede afirmar que los ajustes presentados son válidos y pueden ser utilizados en un modelo homogéneo equivalente que permita estudiar el comportamiento global de un absorbedor volumétrico en condiciones de no equilibrio térmico local.

4.4.2.3 Propiedades ópticas/radiativas

Cuando un receptor volumétrico trabaja a altas temperaturas los efectos de transferencia por radiación dominan sobre otros mecanismos de transferencia, sobre todo a nivel de pérdidas térmicas. En esta tesis, la matriz sólida se considera un medio participativo, mientras que el fluido de trabajo (aire) se considera transparente a la radiación.

Por todo ello, además de la formulación matemática, es necesario identificar y considerar las propiedades radiativas para una correcta definición de los balances macroscópicos de radiación en el software CFD. Las principales propiedades radiativas consideradas para el medio poroso son la absorptividad, emisividad y reflectividad. Al ser el medio poroso un medio opaco, la transmisividad es nula, y al no tener tratamiento selectivo consideramos la absorptividad igual que la emisividad.

Las propiedades ópticas o radiativas de materiales porosos han sido ampliamente estudiadas en la literatura. Existe abundante documentación al respecto, desde información concreta sobre materiales porosos cerámicos [242-245], a información sobre medios porosos metálicos [246-248], hasta propiedades sobre otros tipos de materiales, como el poliuretano [249].

En esta tesis doctoral, y debido a la falta de información de las propiedades ópticas para el tipo de configuración porosa que se ha considerado, se tendrá en cuenta la aproximación que hace la óptica geométrica [222] para obtener los coeficientes anteriores en función de los parámetros geométricos de la malla, tal y como se describe en los siguientes apartados. Trabajos previos como el Wu [195] han mostrado buenos resultados al considerar esta aproximación para un configuración idealizada de un material cerámico.

Estos coeficientes se utilizan para resolver el método P1 presentado en la sección 4.3.5.3.

4.4.2.3.1 Coeficiente de absorción

El coeficiente de absorción es una propiedad del medio que describe la cantidad de radiación térmica que ha sido absorbida por unidad de paso a través del medio. Se podría interpretar como el inverso al camino que recorre un fotón antes de ser absorbido por el medio. Las unidades son el recíproco de la longitud, m^{-1} .

El valor del coeficiente de absorción obtenido mediante óptica geométrica para mallas metálicas sería:

$$a = \frac{4}{\pi} \cdot \alpha \cdot \frac{(1-\phi)}{d} \tag{4-70}$$

De donde a es el coeficiente de absorción, α es la absorptividad del material, \emptyset es la porosidad, y d (m) es el diámetro del hilo de la malla metálica.

4.4.2.3.2 Coeficiente de dispersión

El coeficiente de dispersión es una propiedad del medio que describe la cantidad de radiación térmica que ha sido dispersada por unidad de paso a través del medio. Se podría interpretar como el inverso al camino que recorre un fotón antes de sufrir una dispersión. Las unidades son el recíproco de la longitud, m^{-1} .

El valor del coeficiente de dispersión obtenido mediante óptica geométrica para mallas metálicas sería:

$$\sigma_s = \frac{4}{\pi} \cdot (1 - \alpha) \cdot \frac{(1-\emptyset)}{d} \quad (4-71)$$

De donde σ_s es el coeficiente de dispersión, α es la absorptividad del material, \emptyset es la porosidad, y d (m) es el diámetro del hilo de la malla metálica.

4.4.2.3.3 Coeficiente de extinción

El coeficiente de extinción es la suma del coeficiente de absorción y el coeficiente de dispersión y mide la capacidad de un medio poroso de absorber y dispersar radiación.

El valor del coeficiente de extinción para mallas metálicas sería:

$$\beta = a + \sigma_s = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{(1-\emptyset)}{d} \quad (4-72)$$

De donde β es el coeficiente de extinción, \emptyset es la porosidad, y d (m) es el diámetro del hilo de la malla metálica.

4.4.2.4 Conductividad térmica

Los procesos de transferencia de calor por conducción en un medio poroso son los procesos menos importantes ya que por un lado la transferencia de calor debida al fluido es prácticamente inexistente por su baja conductividad térmica y por otro, la conducción térmica debido a la matriz sólida es un proceso de intercambio que tiene una influencia limitada sobre el comportamiento global del absorbedor volumétrico [195], comparado con los procesos convectivos y radiativos. Es por ello que muchos autores, en sus estudios desprecian el término conductivo, al menos de la fase fluida [201, 203].

En un modelo homogéneo equivalente, la conductividad que se usa en el modelo se llama conductividad efectiva y se suele considerar isotrópica. Para su cálculo se utilizan habitualmente expresiones que engloban la influencia de cada fase (fluida o sólida) sobre el medio poroso. La expresión generalmente más utilizada en la bibliografía, es la usada en lechos empacados [250], y se escribe de la siguiente manera:

$$k_{eff} = \emptyset \cdot k_f + (1 - \emptyset) \cdot k_s \quad (4-73)$$

Donde k_{eff} es la conductividad efectiva del medio poroso, \emptyset es la porosidad del medio poroso, k_f es la conductividad del fluido y k_s es la conductividad del sólido.

Para mallas metálicas con distintos tipos de empaquetamientos y geometrías, existe información que considera la conducción anisótropa [187, 189, 251, 252]. Aun así, en el presente trabajo se ha adoptado la expresión que utilizó Wu [195] por sus buenos resultados. Esta expresión fue considerada por Kamiuto como la más adecuada de las que presentó en su revisión para estructuras porosas [253].

$$k_{eff} = \emptyset \cdot k_f + \frac{1}{3} \cdot (1 - \emptyset) \cdot k_s \quad (4-74)$$

Donde para cada fase la conductividad sería:

$$k_{eff,f} = \emptyset \cdot k_f \quad (4-75)$$

$$k_{eff,s} = \frac{1}{3} \cdot (1 - \emptyset) \cdot k_s \quad (4-76)$$

4.4.2.5 Flujo incidente

El flujo solar incidente es una condición de contorno a la entrada del absorbedor. Este flujo condicionará el comportamiento global del absorbedor. En la literatura el flujo solar incidente se suele simplificar y, considerarse homogéneo en la superficie de entrada.

En la Fig. 4-42 presentamos el mapa de flujo incorporado al software para la realización de las simulaciones numéricas que se usan para validar el modelo global. Dado que la variación del flujo incidente durante los ensayos realizados es menor a un 5 %, se considera un único mapa de flujo característico para todas las simulaciones del modelo de validación.

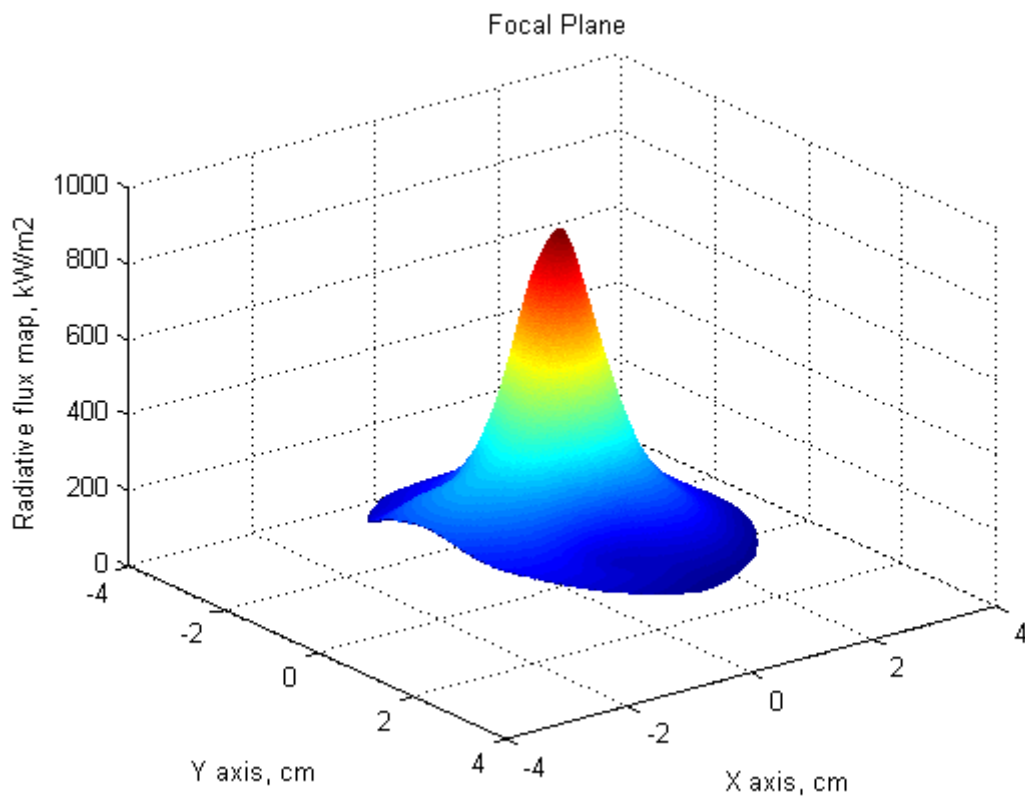


Fig. 4-42. Mapa de flujo de entrada utilizado para la verificación del modelo global en STAR-CCM+

4.4.3 Descripción de la geometría del modelo de simulación numérica

Para representar la geometría del modelo global, consistente en un empaquetamiento escalonado de distintas mallas metálicas, se realiza una geometría de la misma forma geométrica y dimensiones que la estructura original. En nuestro caso, como se vio en el capítulo experimental, se han ensayado absorbedores circulares de 50 mm de diámetro y un espesor variable según el número de mallas usadas para cada apilamiento estudiado.



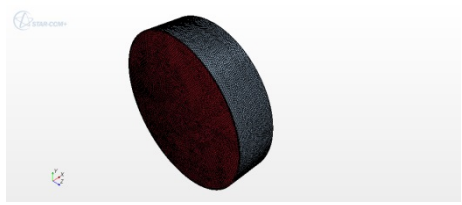
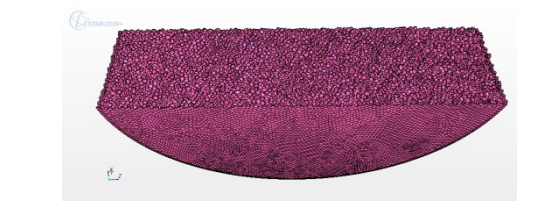
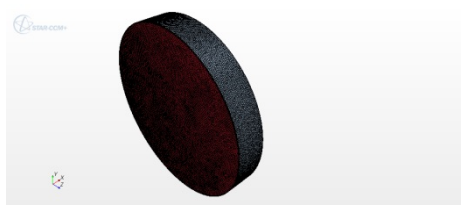


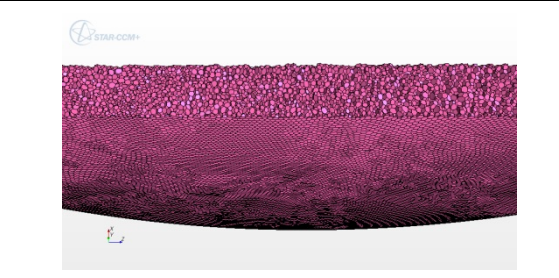
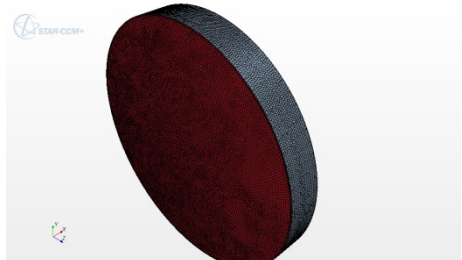
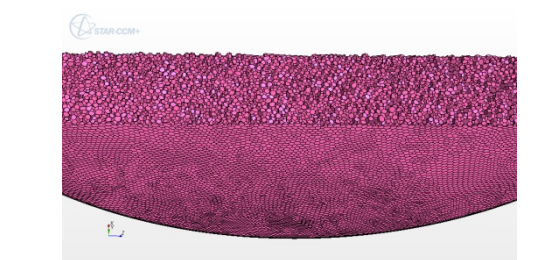
Las geometrías que se han obtenido de la combinación de varios tipos de mallas, tendrán un espesor que se encontrará entre el mayor espesor representado por la malla tipo A y el menor de la malla tipo F. En ambos casos, el espesor de cada absorbedor coincide con el mayor y el menor diámetro de hilo respectivamente.

En la Tabla 4-13 aparece la geometría de las estructuras de porosidad homogénea además de la malla generada en cada caso.

4.4.4 Principales características del mallado

En la sección 4.4.2.2 se explican las características del mallado, así como los tipos de mallado utilizados en la presente tesis. En esta sección, concerniente al modelo global, se utiliza la misma malla de superficie y para la malla de volumen sólo se usa la malla poliédrica y la malla de capas prismáticas.

Por ello, una vez presentadas las características específicas de cada tipo de malla (sección 4.4.2.2), se muestra en la Tabla 4-13 el mallado de volumen de cada configuración básica (uni-porosidad): A, B, C, D, E y F.

Malla	Vista 3D superior	Vista 3D lateral
A		
B		
C		
D		
E		

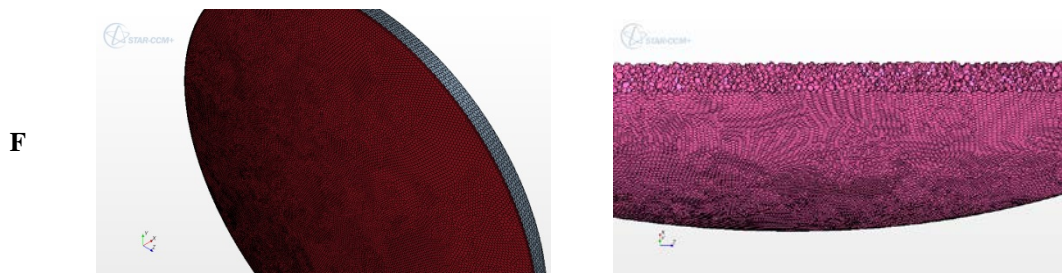


Tabla 4-13. Resumen del mallado de volumen de las 6 geometrías uni-porosidad para el modelo homogéneo equivalente

4.4.4.1 Análisis de la sensibilidad de la malla

En el caso de simular un modelo homogéneo equivalente, la sensibilidad que se debe realizar al mallado no debe ser tan exhaustiva como en el caso de simular una geometría específica, debido a que el dominio de simulación no deja de ser un cilindro al que se le asignan unas propiedades efectivas de un medio poroso.

Es por eso que para efectuar esta sensibilidad, se realiza un análisis sobre el número de celdas totales del dominio, controlando este efecto con el tamaño base (BS). Normalmente, la bibliografía muestra que con 3 mallas se puede determinar el número adecuado de celdas necesario para el dominio.

Para seleccionar el número de celdas adecuado, se va a analizar en valor absoluto la variación de las siguientes magnitudes: caída de presión, coeficiente volumétrico de transferencia calor en condiciones locales, temperatura de salida del fluido y temperatura de salida del sólido. La Fig. 4-43 muestra la variación de cada magnitud según el número de celdas consideradas.

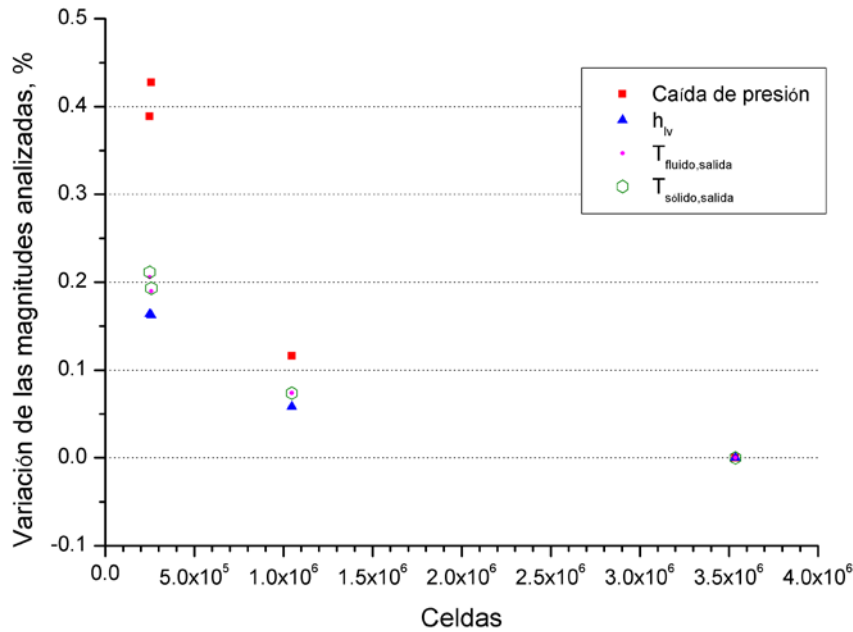


Fig. 4-43. Variación de la caída de presión, número de Nusselt, número de Nusselt volumétrico y flujo de calor transferido al aire en función del número de celdas para un NPL = 2 y un PLT = 8

Al igual que en el análisis de sensibilidad previo (sección 4.4.2.2.2), la malla más precisa es aquella que presenta mayor número de celdas. Pero en el caso que nos ocupa, se observa que la variación de las magnitudes analizadas es menor a un 0.5 % entre una malla de 0.25 y 3.5 millones de celdas.

Teniendo en cuenta que la variación de los resultados es, en todos los casos analizados, menor a un 1 % y que el tiempo de computación aumenta respecto al modelo anterior (sección 4.4.2.2) debido a la resolución de un número mayor de ecuaciones, se adoptará un número de celdas entre 0.2 y 0.5 millones de celdas para las distintas geometrías analizadas.

El presente estudio debe efectuarse simultáneamente con el estudio de validez de la malla, que se presenta a continuación, para garantizar una malla de alta calidad.

4.4.4.2 Convergencia de la solución y validez de la malla

En la presente sección es válido todo lo presentado en la sección 4.4.2.2.3. Por ello, únicamente se presentan los resultados para la validez de las caras y la variación de volumen de las celdas del modelo homogéneo equivalente para las geometrías de porosidad homogénea (A, B, C, D, E y F).

La Tabla 4-14 muestra la validez de las caras (FV) para 6 mallas analizadas del modelo homogéneo equivalente. Observamos que todas las caras tienen una validez mayor o igual a 1, lo que indica que las caras de la malla son de la máxima calidad en todos los casos analizados.

Tipo de Malla	Malla A	Malla B	Malla C	Malla D	Malla E	Malla F
Número de celdas	258 303	237 802	260 939	311 367	203 370	208 154
Validez de las caras	258 303	237 802	260 939	311 367	203 370	208 154
FV < 0.50	0	0	0	0	0	0
0.50 ≤ FV < 0.90	0	0	0	0	0	0
0.90 ≤ FV < 0.95	0	0	0	0	0	0
0.95 ≤ FV < 1.00	0	0	0	0	0	0
FV ≥ 1.00	258 303	237 802	260 939	311 367	203 370	208 154

Tabla 4-14. Validez de las caras obtenidas para 6 tipos de mallas del modelo homogéneo equivalente

La Tabla 4-15 muestra la variación del volumen (VC) obtenida para las 6 mallas analizadas del modelo homogéneo equivalente. Como se mencionó anteriormente, una variación del volumen menor de 0.01 lleva a considerar que las celdas son de mala calidad. En la tabla se aprecia que de manera general las celdas que tienen esta variación del volumen representan menos del 0.1 % de las celdas totales. La aparición de este tipo de celdas es inevitable y se debe a la necesidad del mallado de volumen de ajustarse al dominio de estudio. A pesar de ello, en todos los casos considerados se han obtenido unos criterios de convergencia muy altos, que han mostrado que la calidad de la malla era asimismo muy alta.

Tipo de Malla	Malla A	Malla B	Malla C	Malla D	Malla E	Malla F
Número de celdas	258 303	237 802	260 939	311 367	203 370	208 154
Variación del volumen	258 303	237 802	260 939	311 367	203 370	208 154
VC < 0	0	0	0	0	0	0
0 ≤ VC < 10⁻⁴	0	0	0	0	0	0
10⁻⁴ ≤ VC < 10⁻³	0	0	0	0	0	0
10⁻³ ≤ VC < 10⁻²	244	231	247	248	169	271
10⁻² ≤ VC < 10⁻¹	1 058	1 083	1 166	2 037	908	2 429
10⁻¹ ≤ VC ≤ 1	257 001	236 488	259 526	309 082	202 293	205 454

Tabla 4-15. Variación del volumen de las celdas para 6 tipos de mallas del modelo homogéneo equivalente

Una vez obtenidas las mallas y asegurada su validez y calidad, se fija un criterio mínimo de convergencia que deben cumplir todas las variables analizadas en cada una de las simulaciones. Por lo tanto, todos los valores residuales normalizados deben alcanzar una convergencia mínima de 10⁻⁵, si bien se ha observado que la variación en los resultados obtenidos con una convergencia de 10⁻⁴ es despreciable respecto al criterio fijado.

4.4.5 Principales características del medio fluido y poroso

En esta sección se van a recoger las principales propiedades utilizadas para la fase fluida (aire) y para el material de la matriz sólida, que es el mismo material que el utilizado en las mallas experimentales, una aleación 310. Respecto a la fase fluida, podemos ver las propiedades en la sección 3.3.3.4.

A continuación, se presentan las siguientes propiedades físicas de la aleación 310: densidad, capacidad calorífica y conductividad térmica. Todas las propiedades han sido extraídas del programa de CFD COMSOL Multiphysics [194]. El rango de estudio oscila desde temperatura ambiente, 300 K, hasta la máxima temperatura fijada para los hilos de las mallas durante los estudios paramétricos, 1500 K.

4.4.5.1 Densidad de la aleación 310

La expresión de la densidad para la aleación 310 es:

$$\rho_{310} = 7923.198 - 0.01806 \cdot T - 0.00122 \cdot T^2 + 1.831 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 - 1.310 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 + 3.491 \cdot 10^{-13} \cdot T^5 \quad (4-77)$$

En la siguiente figura, se representa la variación de la densidad con la temperatura.

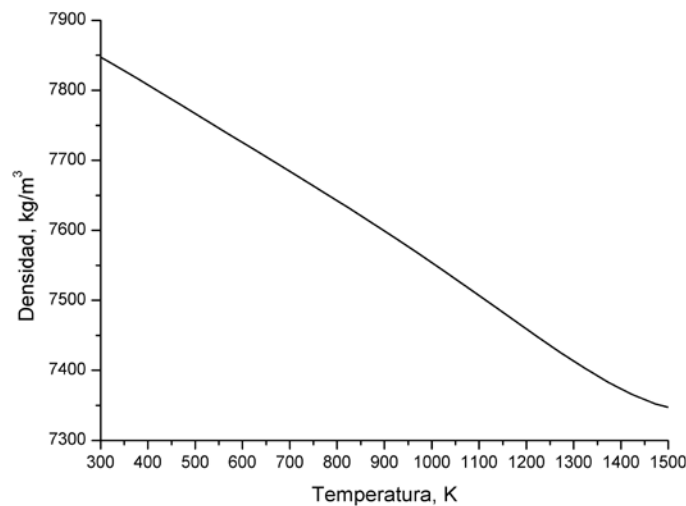


Fig. 4-44. Variación de la densidad de la aleación 310 con la temperatura

4.4.5.2 Capacidad calorífica de la aleación 310

Los valores de la capacidad calorífica de la aleación 310 en función de la temperatura se ajustan a la siguiente regresión:

$$c_{310} = 392.7913 + 0.3293 \cdot T - 1.1801 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 1.3983 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad (4-78)$$

En la siguiente figura, se representa la variación de la capacidad calorífica del aire con la temperatura del fluido.

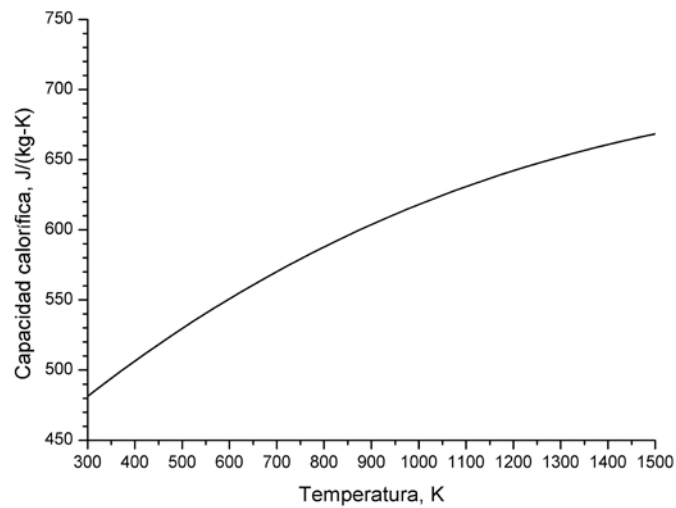


Fig. 4-45. Variación de la capacidad calorífica de la aleación 310 con la temperatura

4.4.5.3 Conductividad térmica de la aleación 310

Los valores de conductividad térmica de la aleación 310 en función de la temperatura se ajustan a la siguiente regresión:

$$k_{310} = 4.0106 + 0.02750782 \cdot T - 6.173461 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 \quad (4-79)$$

En la siguiente figura, se representa la variación de la conductividad térmica de la aleación 310 con la temperatura.

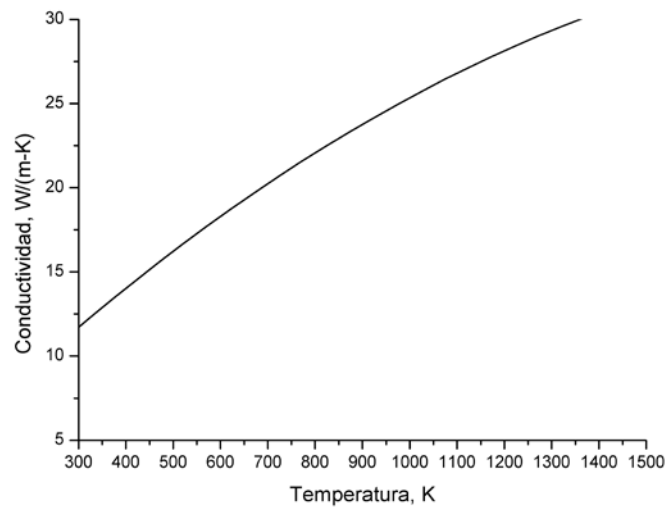


Fig. 4-46. Variación de la conductividad térmica de la aleación 310 con la temperatura

4.4.6 Descripción de las condiciones de contorno

Para todas las simulaciones realizadas se han aplicado las siguientes condiciones de contorno:

- Fluido a la entrada: la velocidad de entrada del fluido se fija como un valor constante, según el caudal de aire ensayado experimentalmente, mientras la temperatura de entrada del fluido se fija en 300 K.
- Fluido a la salida: se fijan condiciones adiabáticas y una presión relativa a la salida de 0 Pa, respecto a la presión de referencia que es la presión atmosférica, 101 325 Pa.
- Entrada / salida del sólido: se fijan condiciones adiabáticas.
- Paredes laterales: en el perímetro que rodea el absorbedor se fijan unas condiciones adiabáticas tanto para el sólido como para el fluido.
- Ecuación de transporte del modelo P1 a la entrada: una condición habitual cuando se usa el modelo P1 dividiendo el flujo incidente en difuso y colimado es la condición de Marshak's:

$$\frac{-1}{3 \cdot \beta} \cdot \frac{dG_{in}}{dx} = \phi \cdot I_0 - \frac{G(0)}{2} \quad (4-80)$$

Pero debido a que esta condición sobreestima las pérdidas radiativas a la entrada, se decide utilizar una condición similar a la utilizada por Wu [195]:

$$\frac{-1}{3 \cdot \beta} \cdot \frac{dG_{in}}{dx} = \phi \cdot I_0 - \alpha \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{amb}^4) \quad (4-81)$$

- Ecuación de transporte del modelo P1 a la salida: se fijan condiciones adiabáticas.

$$\frac{-1}{3 \cdot \beta} \cdot \frac{dG_{out}}{dx} = 0 \quad (4-82)$$

4.4.7 Aproximaciones numéricas

En el presente estudio numérico se consideran las siguientes aproximaciones:

- El fluido (aire) es newtoniano y se comporta como un gas ideal.
- Debido a la gran variación de temperatura del fluido y del sólido, sus propiedades se consideran variables con la temperatura.
- La fase sólida se supone un medio ópticamente gris, y participativo.
- El fluido de trabajo se considera no participativo, es decir, transparente a la radiación.
- El flujo en el interior del absorbedor es laminar.
- Se establece un estado de trabajo estacionario.
- La radiación incidente es colimada.
- Se utilizan todos los coeficientes mostrados en la Tabla 4-1 y desarrollados en la sección 4.4.2.

4.4.8 Metodología computacional para un Modelo Homogéneo

Equivalente

Los fenómenos de transporte en medios porosos están afectados por la compleja geometría interna de la matriz sólida. Esto hace que los estudios cuantitativos, como el realizado en la sección 4.4.2.2.6, sea especialmente complejo por la cantidad de variables a resolver.

Además, considerando aspectos de diseño, el mayor interés se centra en los fenómenos macroscópicos, más que a nivel microscópico (detalle en el poro o filamento), como la caída de presión del sistema, las pérdidas frontales, y los perfiles de temperatura del sólido y del fluido. Con este objetivo, que presenta una mayor versatilidad que los estudios cuantitativos, surgen los medios homogéneos equivalentes que utilizan los métodos de los volúmenes promedios (volumen average) como metodología más adecuada [195, 254].

Con el modelo macroscópico o modelo del medio homogéneo equivalente, no es necesario representar gráficamente la compleja geometría del medio poroso, y esta complejidad se sustituye mediante la inclusión en las ecuaciones de cantidad de movimiento de un modelo de flujo no-darciano. Esta simplificación reduce la complejidad física del modelo y el tiempo computacional, lo cual permite resolver el modelo bidimensional o tridimensional con agilidad. A modo de recordatorio, se presenta a continuación una numeración de las ecuaciones a resolver y una tabla indicando los parámetros utilizados.

- Ecuación de conservación de la masa: Ecuación (4-2)
- Ecuaciones de cantidad de movimiento: Ecuación (4-16)
- Ecuación de energía del sólido: Ecuación (4-26)
- Ecuación de energía del fluido: Ecuación (4-30)
- Ecuación de transferencia radiativa: Ecuación (4-45)

Nombre Ecuación	Variable de entrada	Definición de la variable de entrada	Expresión a utilizar
Cantidad de movimiento	K_1	Coefficiente de permeabilidad viscosa	Tabla 4-2
	K_2	Coefficiente de permeabilidad inercial	Tabla 4-2
	\emptyset	Porosidad	Sección 3.3.1.2
Energía fase fluida y Energía fase sólida	h_{lv}	Coefficiente volumétrico de transferencia de calor por convección	Tabla 4-9
	$k_{eff,f}$	Conductividad efectiva del fluido	Ecuación (4-75)
	$k_{eff,s}$	Conductividad efectiva del sólido	Ecuación (4-76)
Radiación	a	Coefficiente de absorción	Ecuación (4-70)
	σ_s	Coefficiente de dispersión	Ecuación (4-71)
	β	Coefficiente de extinción	Ecuación (4-72)
	I_0	Flujo concentrado incidente	Fig. 4-42

Tabla 4-16. Variables necesarias y su expresión para la resolución del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local

Como se ha descrito, el dominio físico es un cilindro que varía su espesor según la geometría considerada. Se puede obtener más información de la geometría y del mallado en las secciones: 4.4.3, 4.4.4 y 4.4.2.2.2.

Las simulaciones se han resuelto con la versión 8.04.010 del software comercial STAR-CCM+. El número de Reynolds es función del diámetro hidráulico de la malla considerada y de la velocidad superficial del fluido. Como se presentó en la sección 4.4.2.2, debido al rango de números de Reynolds considerados, se adopta un régimen laminar para el flujo. A pesar de adoptar este modelo de flujo y dado que otros autores con números de Reynolds similares usaron un modelo turbulento para la resolución del modelo homogéneo equivalente [195], se realizaron comprobaciones utilizando un modelo turbulento en algunas simulaciones, mostrando una variación de los resultados despreciable.

El procedimiento numérico adoptado fue:

- El conjunto de ecuaciones presentado se resolvió con un modelo segregado, lo que significa que las ecuaciones discretizadas se resuelven una a una durante el proceso iterativo.
- El acoplamiento de la presión y la velocidad se realizó con el algoritmo SIMPLE.
- Las discretizaciones se hicieron con un esquema de segundo orden aguas arriba (second order upwind) tanto para las ecuaciones de cantidad de movimiento como para las ecuaciones de energía, lo que garantiza una calidad de los resultados similar al modelo acoplado (coupled solver).
- Los factores de relajación se adaptaron cada caso para maximizar la velocidad de computación.

4.4.9 Resultados del modelo homogéneo equivalente

En esta sección se presentan los resultados obtenidos tras la ejecución de la simulación del modelo global o del modelo homogéneo equivalente en condiciones de no equilibrio térmico local. Este modelo, incluirá todos los fenómenos de transferencia de calor necesarios para su resolución: radiación, convección y conducción. Los parámetros de entrada del modelo se presentan en la Tabla 4-1. El modelo radiativo implementado es el modelo P1 (ver sección 4.3.5.3).

En primer lugar se aplicara el modelo homogéneo equivalente para realizar un estudio paramétrico y observar la influencia de cada variable analizada. En segundo lugar se presenta una validación numérica del modelo con datos experimentales del capítulo 3, sección 3.4.

4.4.9.1 Estudio paramétrico del modelo homogéneo equivalente

En la presente sección se analizan mediante diversos estudios paramétricos, la influencia teórica de la porosidad, el diámetro del hilo y la composición geométrica de absorbedores con distintas propiedades.

Para llevar a cabo este análisis teórico, se considera un flujo incidente homogéneo (600 kW/m^2) sobre la superficie del absorbedor, una velocidad constante para todos los casos (1 m/s), una temperatura ambiente de 300 K y el mismo espesor en cada configuración estudiada que el absorbedor ensayado experimentalmente (Tabla 3-10). Los resultados se presentan en tres sub-apartados: absorbedores de una sola porosidad, absorbedores de dos porosidades y absorbedores de tres porosidades.

4.4.9.1.1 Absorbedores de una sola porosidad

En esta sección se observan las tendencias tras aplicar el modelo global de seis absorbedores volumétricos de porosidad homogénea (malla tipo A, B, C, D, E y F). Estos absorbedores presentan características geométricas muy dispares variando el tamaño del hilo desde 0.13 mm hasta 1.00 mm, la luz de paso de la malla de 0.20 mm hasta 4.00 mm y la porosidad volumétrica desde valores de 46.9 hasta 70.1 %.

La Fig. 4-47 presenta la distribución de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para las seis porosidades analizadas. Esta figura muestra por un lado, que la temperatura frontal de la matriz sólida se incrementa proporcionalmente al descenso de la superficie específica (ver Tabla 4-17). Por otro lado, para cada par de porosidades similares (A-B, C-D, E-F) se observa que a mayor diferencia del coeficiente de extinción, mayor diferencia en la temperatura de salida del fluido. Este fenómeno se debe a que el coeficiente de extinción (Ecuación (4-72)) aumenta al disminuir el diámetro del hilo de la malla metálica y/o al disminuir la porosidad, y por tanto la radiación solar concentrada penetra en menor profundidad en el absorbedor, dificultando su transferencia al fluido. Es por ello que las mallas con

diámetros de hilo especialmente finos, como la malla tipo D y la malla tipo F, consiguen menores temperaturas en el fluido.

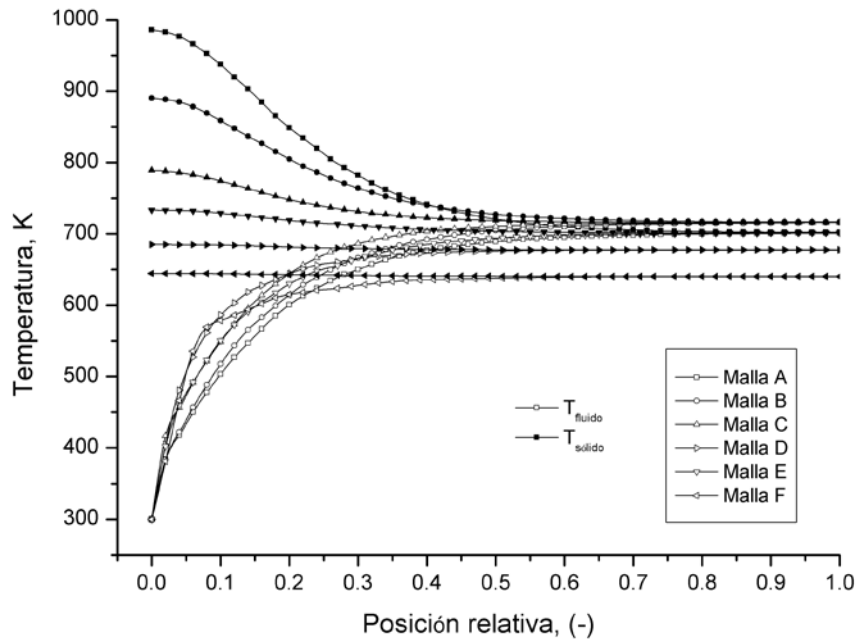


Fig. 4-47. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para las seis mallas estudiadas

En la Tabla 4-17 se resumen las principales características geométricas de las mallas metálicas analizadas, los datos de la temperatura frontal y trasera del sólido así como la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y su eficiencia.

Malla	ϕ	d	a_v	β	T_{s-in}	T_{s-out}	T_{f-out}	η_{abs}
	%	mm	m^{-1}	m^{-1}	K	K	K	%
A	70.1	1.00	1194	760	985.0	702.2	701.0	82.4
B	67.6	0.70	1849	1177	890.5	716.3	715.5	85.4
C	62.0	0.50	3044	1938	789.3	716.2	716.0	85.5
D	61.8	0.16	9552	6081	684.8	678.0	678.0	77.6
E	47.7	0.63	3322	2115	733.4	701.4	701.2	82.4
F	46.9	0.13	16330	10396	644.3	640.3	640.3	69.8

Tabla 4-17. Parámetros geométricos de las seis mallas comerciales analizadas, temperaturas representativas y eficiencia del absorbedor para las opciones de porosidad homogénea

En línea con lo mencionado anteriormente se observa como las mallas D y F, que son las que tienen un mayor coeficiente de extinción, presentan la menor temperatura del fluido a la salida del absorbedor a pesar de tener los mejores coeficientes de transferencia de calor (ver sección 4.4.2.2.6.2) y las menores pérdidas térmicas frontales debido a la temperatura del sólido. Por otro lado, se puede destacar que el coeficiente de extinción tiene un papel importante pero no decisivo cuando su valor es moderado, ya que mallas geoméricamente similares, como las mallas tipo A y B, con un coeficiente de extinción para esta última 1.6 veces superior al de la malla tipo A, se produce una mejora en la temperatura de salida del fluido respecto a la malla precedente, lo cual demuestra la influencia del coeficiente de transferencia de calor cuando la variación del coeficiente de extinción no es extrema.

Así, a la vista de los resultados presentados anteriormente, para maximizar la ganancia de energía de la fase fluida es necesario contar con un valor bajo para el coeficiente de extinción y alto para el coeficiente de transferencia de calor, lo cual es antagónico. La solución, por tanto, pasa por obtener un valor moderado para ambas variables, como ocurre con las mallas tipo B y tipo C, de las aquí analizadas.

4.4.9.1.2 Absorbedores de doble porosidad

En esta sección se observan las tendencias tras aplicar el modelo global a distintos absorbedores volumétricos compuestos por mallas metálicas de doble porosidad. El análisis se divide en cuatro apartados que muestran resultados análogos y donde la malla metálica base es la tipo A, B, C y D respectivamente. Cada malla metálica base forma un absorbedor de porosidad gradual con cada una de las mallas metálicas restantes y de inferior porosidad volumétrica. Así, las mallas base tipo A y B, forman cuatro absorbedores de porosidad gradual respectivamente (AC, AD, AE, AF y BC, BD, BE, BF), y las mallas C y D forman dos absorbedores de porosidad gradual respectivamente (CE, CF y DE, DF).

Malla base tipo A

La Fig. 4-48 presenta la distribución de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo A: AC, AD, AE, AF. Esta figura muestra por un lado, que la temperatura frontal de la matriz sólida es igual en todos los casos analizados, ya que la condición de contorno fijada para la entrada del sólido es adiabática en todos los casos, y para cumplir tal condición se usan los valores de la malla tipo A que es la primera malla en todos los absorbedores estudiados.

Por otro lado, se observan dos tendencias; las mallas traseras que conforman el absorbedor de porosidad gradual con una alta superficie específica (malla tipo D y tipo F) producen simultáneamente un mayor calentamiento del fluido y enfriamiento del sólido, mientras que las mallas con menor superficie específica (malla tipo C y E) tienen el mismo comportamiento pero de una manera más suavizada y no llegando a los mismos niveles de temperatura. Si bien, en ambos escenarios, las temperaturas alcanzadas a la salida son similares.

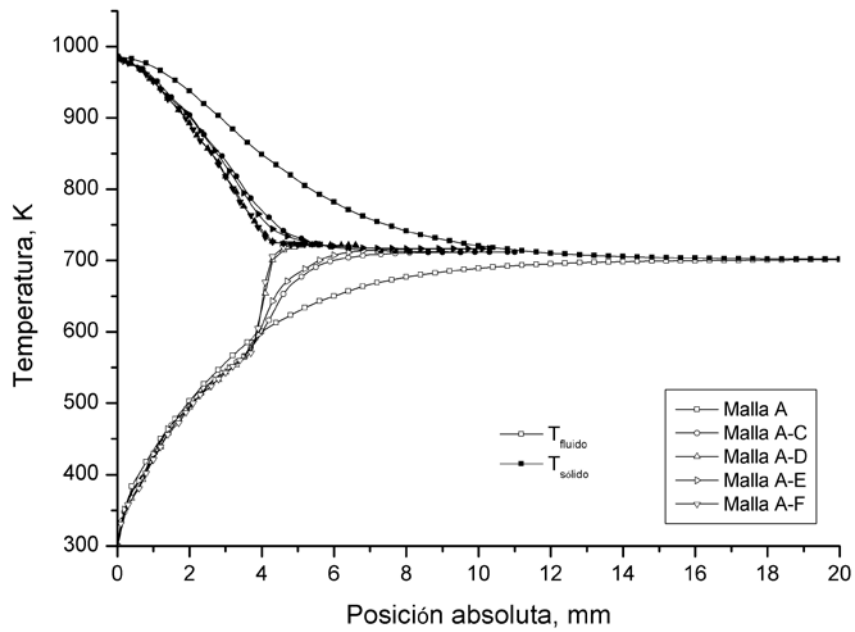


Fig. 4-48. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A

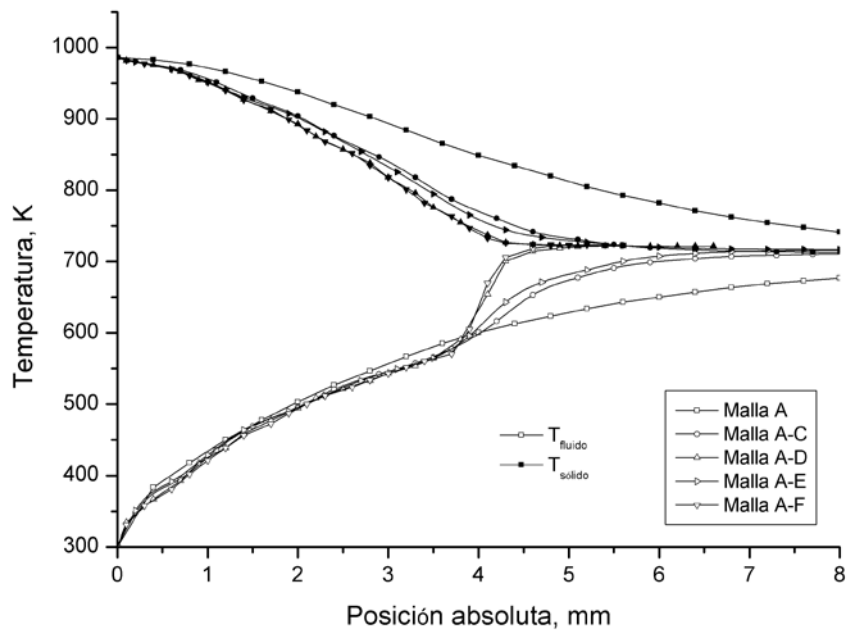


Fig. 4-49. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A (Detalle ampliado de la Fig. 4-48)

Esta figura muestra los beneficios de un absorbedor de porosidad gradual debido a los principales fenómenos físicos mencionados anteriormente. Por un lado, las primeras capas del absorbedor volumétrico (malla tipo A) presentan un bajo coeficiente de extinción, permitiendo una mayor penetración de la radiación solar, y por otro lado, las capas traseras, con una mayor superficie específica (mallas tipo C, D, E y F), permiten una mayor transferencia de calor cuanto mayor es la superficie específica.

En la Tabla 4-18 se resumen los principales parámetros geométricos y datos de la temperatura frontal y trasera del sólido así como la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la eficiencia de cada composición.

Como se ha comentado a raíz de los resultados de la Fig. 4-48, se observa como las mallas traseras con mayor superficie específica son las que mayor temperatura de salida del fluido consiguen. Dado que la temperatura frontal para los estudios realizados es la misma en todos los casos, las pérdidas térmicas frontales no se presentan como condición para la comparación.

También se observa que todas las configuraciones de porosidad gradual con malla base tipo A (AC, AD, AE, AF), mejoran el comportamiento de la malla metálica base, así como el del resto de mallas metálicas de porosidad homogénea (ver Tabla 4-17).

Malla	\emptyset	a_v	β	T_{s-in}	T_{s-out}	T_{f-out}	η_{abs}
	%	m^{-1}	m^{-1}	K	K	K	%
A	70.1	1194	760	985.0	702.2	701.0	82.4
AC	70.1/62.0	1194/3044	760/1938	985.0	711.7	711.6	84.6
AD	70.1/61.8	1194/9552	760/6081	985.0	721.5	721.5	86.7
AE	70.1/47.7	1194/3322	760/2115	985.0	716.3	716.2	85.6
AF	70.1/46.9	1194/16330	760/10396	985.0	723.3	723.3	87.1

Tabla 4-18. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo A

Por todo ello, se demuestra que una estrategia válida para maximizar la ganancia de energía de la fase fluida sería combinar un bajo valor para el coeficiente de extinción en las primeras capas o primeros milímetros del absorbedor y un elevado valor del coeficiente de transferencia de calor en las capas traseras. Siendo significativo respecto a las simulaciones de una sola porosidad, que una vez sobrepasados los primeros milímetros del absorbedor en los que se ha captado la mayor parte de la radiación solar, lo más interesante es tener una malla con una alta superficie específica.

Malla base tipo B

La Fig. 4-50 presenta la distribución de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo B: BC, BD, BE, BF. Los resultados observables son similares a los de la Fig. 4-48, con la diferencia principal de que la temperatura frontal que presenta el absorbedor tipo B y sus combinaciones es menor, y por lo tanto, las pérdidas térmicas serán menores que los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica tipo A. Esto se debe al mayor valor que toma el coeficiente de transferencia de calor para la malla tipo B respecto a la malla tipo A. Todo ello, unido a los resultados observados en la Tabla 4-17, hace pronosticar una mayor temperatura del fluido a la salida de los absorbedores de porosidad gradual con malla base tipo B que en el caso de aquellos con malla base tipo A.

En la Tabla 4-19 se muestran los principales datos de temperatura y parámetros geométricos para absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo B, además de la eficiencia obtenida para cada absorbedor.

Al igual que ocurría en los absorbedores con malla base tipo A, aquellos absorbedores que tienen mallas traseras con una alta superficie específica son las que mayor temperatura de salida del fluido consiguen.

Comparando los absorbedores volumétricos de porosidad gradual con malla base tipo B respecto a la malla base tipo A, se observa que, a pesar de tener un mayor coeficiente de extinción, el hecho de tener un mayor coeficiente de transferencia de calor, que provoca una menor temperatura frontal de la fase sólida y menores pérdidas frontales, resulta en un mejor comportamiento global respecto a los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo A.

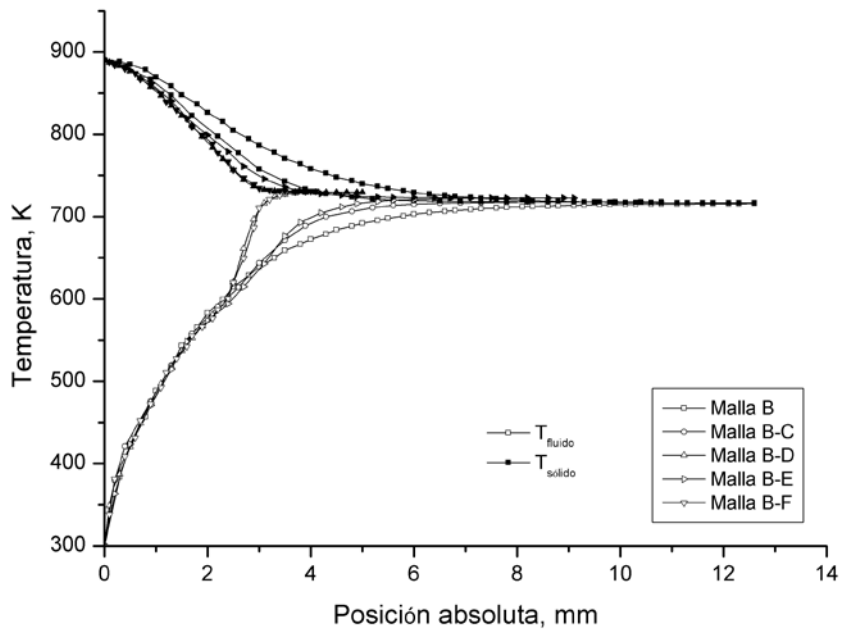


Fig. 4-50. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B

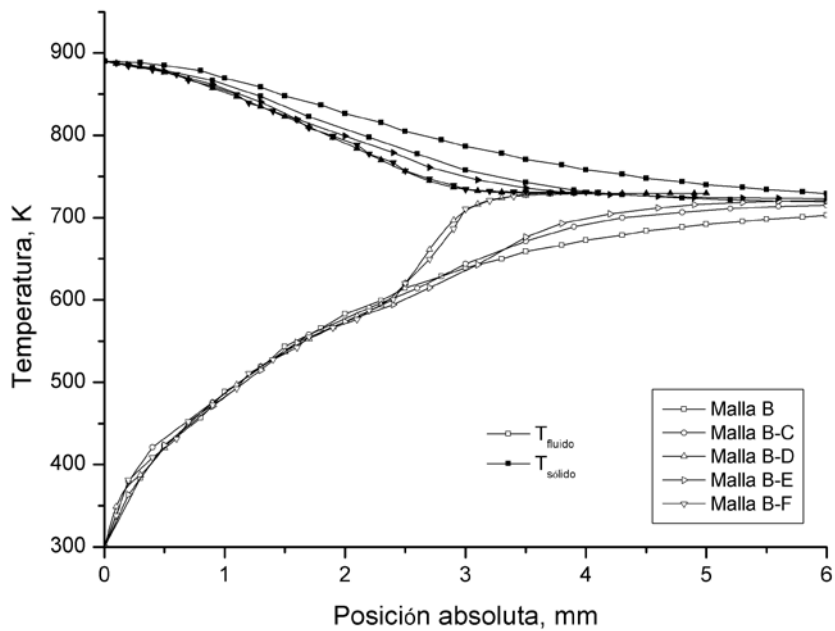


Fig. 4-51. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B (Detalle ampliado de la Fig. 4-50)

También se observa en la Tabla 4-19 que todas las configuraciones de porosidad gradual con malla base tipo B (BC, BD, BE, BF), mejoran el comportamiento de la malla metálica base, así como el del resto de mallas metálicas de porosidad homogénea (ver Tabla 4-17). Además, excepto el absorbedor tipo BC, todos los demás igualan o mejoran a todos los absorbedores de doble porosidad gradual con malla base tipo A.

Malla	\emptyset	α_v	β	T_{s-in}	T_{s-out}	T_{f-out}	η_{abs}
	%	m^{-1}	m^{-1}	K	K	K	%
B	67.6	1849	1177	890.5	716.3	715.5	85.4
BC	67.6/62.0	1849/3044	1177/1938	890.5	717.6	717.6	85.9
BD	67.6/61.8	1849/9552	1177/6081	890.5	729.1	729.1	88.3
BE	67.6/47.7	1849/3322	1177/2115	890.5	723.1	723.1	87.0
BF	67.6/46.9	1849/16330	1177/10396	890.5	731.0	730.9	88.7

Tabla 4-19. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo B

Al igual que en el caso anterior, se vuelve a demostrar la importancia de tener un coeficiente de extinción bajo o moderado en los primeros milímetros y una alta superficie específica en las capas traseras. Además, se demuestra que si el coeficiente de extinción aumenta (de la malla tipo A a la malla tipo B existe un ratio de 1.6), pero a la vez se aumenta la superficie específica y por tanto la transferencia de calor, se reduce la temperatura frontal del absorbedor aumentando la transferencia de calor al fluido, se reducen las pérdidas térmicas frontales y se incrementa la temperatura del fluido a la salida.

Malla base tipo C

La Fig. 4-52 presenta la distribución de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo C: CE, CF. Los resultados observables son similares a los de las figuras previas, destacando un mayor descenso de la temperatura frontal para el absorbedor tipo C.

La malla tipo C se caracteriza por tener una mejor transferencia de calor que la malla tipo A y B, pero un coeficiente de extinción más elevado (Tabla 4-17), que como se mencionó en la sección 4.4.9.1.1 penaliza la eficiencia del absorbedor (especialmente para valores muy elevados). En la figura se puede observar que nuevamente la configuración que presenta una malla con mayor superficie específica en la parte trasera es la que mejora el comportamiento de la malla base. Por otro lado, el absorbedor CE muestra un comportamiento casi idéntico al de la malla base tipo C, dado que ambas mallas presentan una superficie específica muy similar (ver Tabla 4-20) y un coeficiente de transferencia de calor muy parecido (ver secciones 4.4.2.2.6.2.2 y 4.4.2.2.6.2.3).

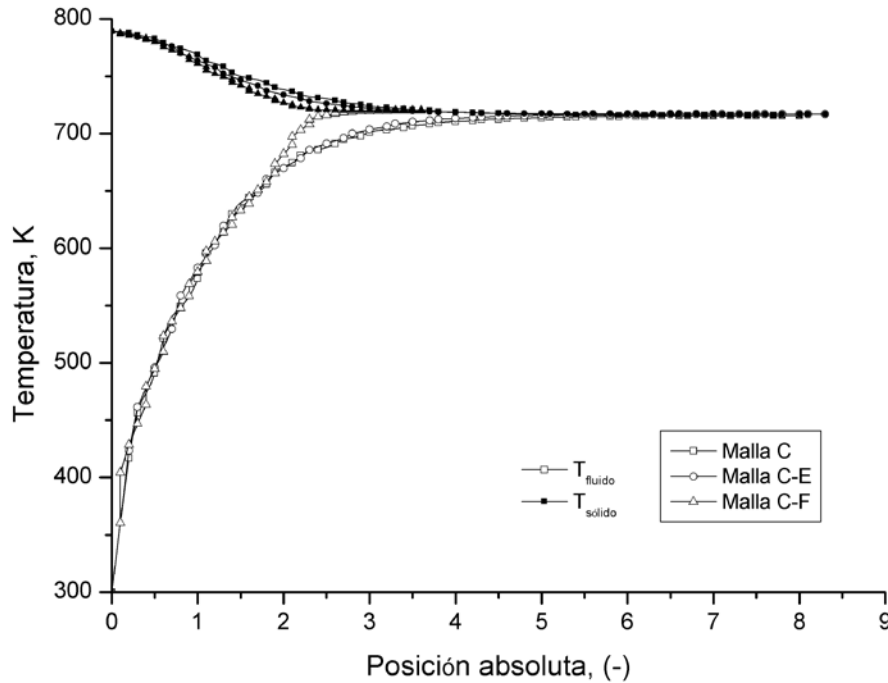


Fig. 4-52. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo C

En la Tabla 4-20 mostramos los principales datos de temperatura y eficiencias así como los parámetros geométricos para absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base C.

Como se comentó al observar la gráfica, vemos que la configuración CF es la que mayor mejora produce sobre la malla base tipo C, y que la configuración CE mejora muy levemente la malla tipo C. A pesar de la leve mejora producida por ambos absorbedores, dado que la malla tipo C fue junto a la malla tipo B la que mejor comportamiento presentó para mallas de una sola porosidad, ambas configuraciones (CE y CF) mejoran a todos los absorbedores de porosidad homogénea.

Malla	ϕ	α_v	β	T_{s-in}	T_{s-out}	T_{f-out}	η_{abs}
	%	m^{-1}	m^{-1}	K	K	K	%
C	62.0	3044	1938	789.3	716.2	716.0	85.5
CE	62.0/47.7	3044/3322	1938/2115	789.3	717.4	717.4	85.8
CF	62.0/46.9	3044/16330	1938/10396	789.3	720.3	720.3	86.5

Tabla 4-20. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de doble porosidad con base de la malla tipo C

En este caso vemos que la mejora producida sobre la malla base es muy leve, con un incremento máximo de la temperatura del 0.6 %. Esto pone de manifiesto la importancia de tener un valor bajo/moderado del coeficiente de extinción, observando que para valores similares a los de la malla tipo C, la extinción solar es muy alta en los primeros milímetros, produciéndose una peor transferencia de calor a pesar de tener una menor temperatura frontal que en los casos previos.

Malla base tipo D

El comportamiento de la malla tipo D es análogo al de la malla tipo C, por ello se presentan los resultados comparativamente en los absorbedores de triple porosidad.

4.4.9.1.3 Absorbedores de triple porosidad

En esta sección se observan las tendencias tras aplicar el modelo global a distintos absorbedores volumétricos de triple porosidad compuestos por distintas mallas metálicas. El análisis se divide en dos apartados que muestran resultados análogos y donde la malla metálica base es la tipo A y B. Cada malla metálica base forma un absorbedor de porosidad gradual con cada una de las mallas metálicas restantes y de inferior porosidad volumétrica. Así, las mallas base tipo A y B, forman cuatro absorbedores de porosidad gradual respectivamente (ACE, ACF, ADE, ADF, y BCE, BCF, BDE, BDF).

Malla base tipo A

La Fig. 4-53 presenta la distribución de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo A: ACE, ACF, ADE, ADF. Esta figura muestra resultados similares a los de las secciones anteriores. Por un lado, la temperatura frontal de la matriz sólida es igual en todos los casos analizados. Por otro lado, se observan dos tendencias; cuando las mallas intermedias que conforman el absorbedor de triple porosidad tienen una alta superficie específica (malla tipo D) producen simultáneamente un mayor calentamiento del fluido y enfriamiento del sólido, mientras que cuando se utilizan mallas con menor superficie específica (malla tipo C), el comportamiento es similar pero ocurre de una manera más suavizada y sin alcanzar los mismos niveles de temperatura. Además, en ambas tendencias (ver Fig. 4-54) se observa que cuando la última malla o mallas son las de mayor superficie específica (malla tipo F) se produce un ligero incremento de la temperatura de la fase fluida respecto a la malla o mallas de menor superficie específica (malla tipo E).

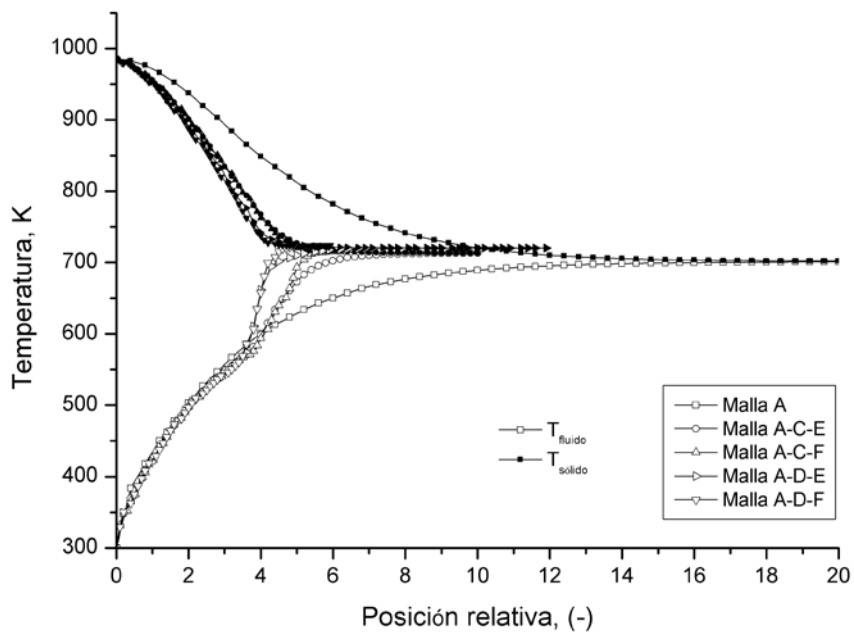


Fig. 4-53. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A

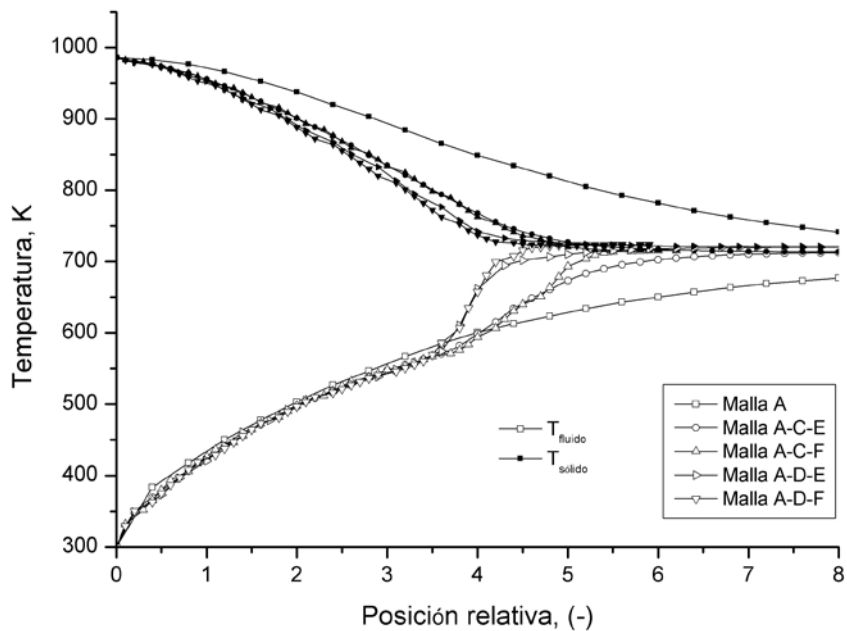


Fig. 4-54. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A (Detalle ampliado de la Fig. 4-53)

En la Tabla 4-21 vemos las temperaturas del fluido y del sólido para las configuraciones mostradas en la Fig. 4-53, así como la eficiencia del absorbedor. Se mostró en la sección 4.4.9.1.2 para la malla base tipo A que la configuración AC tenía una temperatura de salida del fluido de 711.6 K. En el caso de construir un absorbedor con dicha configuración, se podría mejorar la temperatura de salida, tanto incluyendo una serie de mallas tipo E como de tipo F. Como cabe esperar tras lo presentado hasta ahora, la mejora es tanto mayor cuanto mayor superficie específica tenga esta última malla o mallas.

Por otro lado, si se decidiera tratar de mejorar la configuración AD, que tenía una temperatura de salida de 721.5 K, en este caso tendríamos dos opciones diferentes. Como la malla tipo D es una malla con una alta superficie específica, si a continuación pusiéramos una malla o mallas con menor superficie específica se produciría un leve retroceso en la temperatura, mientras que si situáramos a continuación una malla con mayor superficie específica, se produciría el mismo efecto pero en positivo. Las causas principales son las mismas que ya se han presentado en los apartados anteriores.

Además, ninguna configuración de triple porosidad mejora la mejor configuración de doble porosidad con malla base tipo A, que es la configuración AF, con una temperatura de salida del fluido de 723.3 K.

Malla	ϕ	a_v	β	T_{s-in}	T_{s-out}	T_{f-out}	η_{abs}
	%	m^{-1}	m^{-1}	K	K	K	%
A	70.1	1194	760	985.0	702.2	701.0	82.4
AC	70.1/62.0	1194/3044	760/1938	985.0	711.7	711.6	84.6
ACE	70.1/62.0/47.7	1194/3044/3322	760/1938/2115	985.0	713.4	713.3	85.0
ACF	70.1/62.0/46.9	1194/3044/16330	760/1938/10396	985.0	715.5	715.5	85.5
AD	70.1/61.8	1194/9552	760/6081	985.0	721.5	721.5	86.7
ADE	70.1/61.8/47.7	1194/9552/3322	760/6081/2115	985.0	719.6	719.6	86.3
ADF	70.1/61.8/46.9	1194/9552/16330	760/6081/10396	985.0	722.5	722.5	87.0

Tabla 4-21. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo A

Sin embargo una configuración de triple porosidad gradual puede producir mejoras sobre la eficiencia global del absorbedor, incrementando ligeramente la temperatura de salida del fluido respecto a las configuraciones de doble porosidad del mismo tipo (AC o AD), analizadas anteriormente. Las mayores mejoras se producen cuando tenemos una secuencia decreciente de porosidad y una secuencia creciente para la superficie específica y para el coeficiente de extinción.

Malla base tipo B

La Fig. 4-55 presenta los perfiles de temperatura de la fase fluida y de la matriz sólida para los absorbedores de porosidad gradual con malla metálica base tipo B: BCE, BCF, BDE, BDF. Los resultados obtenidos para esta configuración son completamente análogos a los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A. Cuando las mallas intermedias que conforman el absorbedor de triple porosidad tienen una alta superficie específica (malla tipo D) se obtienen mayores temperaturas en la fase fluida, mientras que cuando se utilizan mallas con menor superficie específica (malla tipo C), el comportamiento es más suavizado.

En la Tabla 4-22 se observan cuantitativamente dos tendencias. La configuración BC se puede mejorar incluyendo una tercera porosidad en la parte trasera del absorbedor, bien sea con una malla tipo E o con una malla tipo F. La mejora es mayor para la malla con mayor superficie específica. Mientras que la configuración BD no consigue ninguna mejora al implementar una tercera porosidad en la parte trasera. Incluso, se puede producir una disminución de la temperatura de salida.

Además, ninguna configuración de triple porosidad mejora la mejor configuración de doble porosidad con malla base tipo B, que fue BF con una temperatura de salida del fluido de 730.9 K.

Malla	\emptyset %	a_v m^{-1}	β m^{-1}	T_{s-in} K	T_{s-out} K	T_{f-out} K	η_{abs} %
B	67.6	1849	1177	890.5	716.3	715.5	85.4
BC	67.6 /62.0	1849/3044	1177/1938	890.5	717.6	717.6	85.9
BCE	67.6/62.0/47.7	1849/3044/3322	1177/1938/2115	890.5	719.4	719.3	86.2
BCF	67.6 /62.0/46.9	1849/3044/16330	1177/1938/10396	890.5	723.0	723.0	87.1
BD	67.6/61.8	1849/9552	1177/6081	890.5	729.1	729.1	88.3
BDE	67.6 /61.8/47.7	1849/9552/3322	1177/6081/2115	890.5	725.9	725.9	87.6
BDF	67.6 /61.8/46.9	1849/9552/16330	1177/6081/10396	890.5	729.1	729.1	88.4

Tabla 4-22. Parámetros geométricos, temperaturas representativas de las simulaciones y eficiencia de los absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B

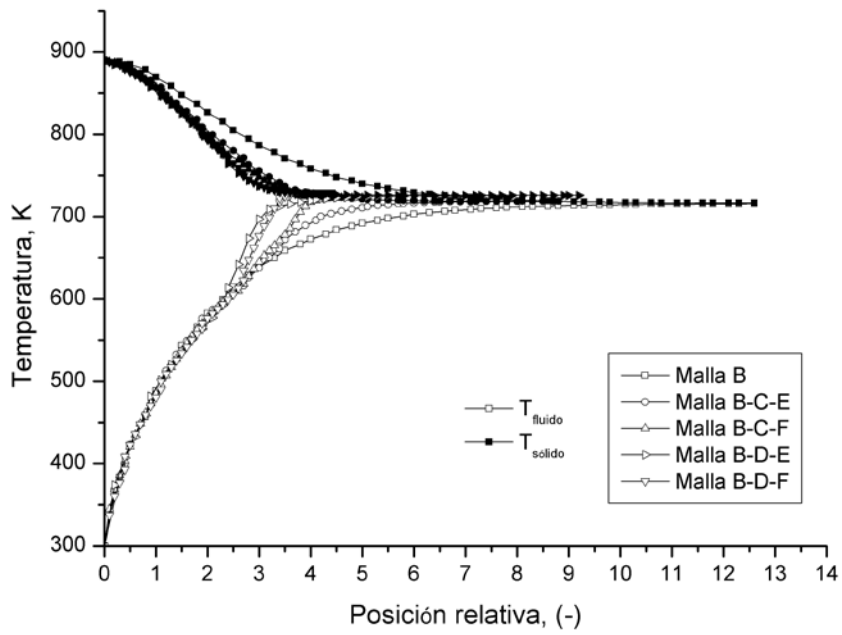


Fig. 4-55. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B

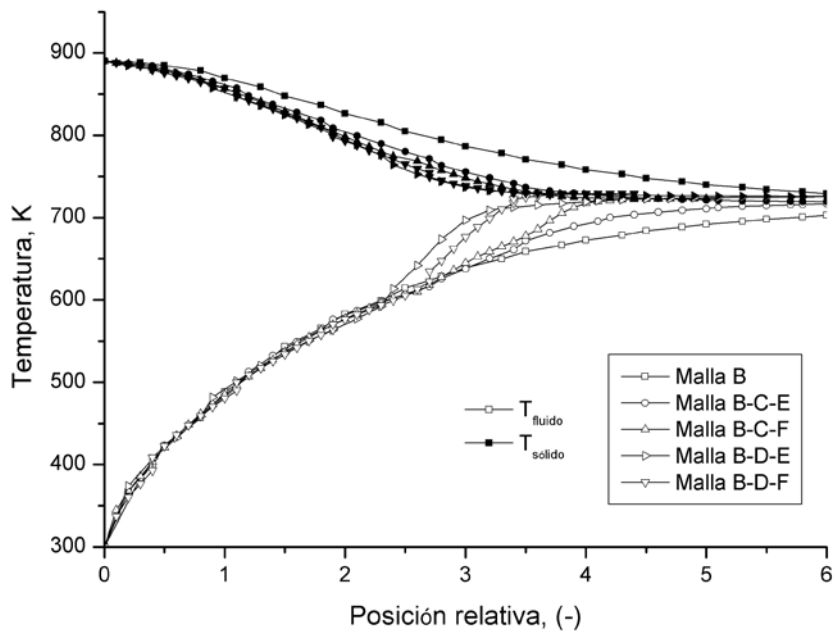


Fig. 4-56. Perfil de temperaturas de la fase fluida y de la matriz sólida para absorbedores de triple porosidad con base de la malla tipo B (Detalle ampliado de la Fig. 4-55)

Sin embargo tras los resultados observados en esta sección, una configuración de triple porosidad gradual puede producir mejoras sobre la eficiencia global del absorbedor, incrementando ligeramente la temperatura de salida del fluido respecto a las configuraciones de doble porosidad del mismo tipo (BC o BD) analizadas anteriormente, cuando la secuencia decreciente de porosidad va asociada a una secuencia creciente para la superficie específica y creciente para el coeficiente de extinción.

4.4.9.2 Validación del modelo del modelo homogéneo equivalente

4.4.9.2.1 Validación global para absorbedores volumétricos de una sola porosidad

El modelo presentado anteriormente necesita una validación con datos experimentales para mostrar su idoneidad. Para ello se han usado los datos experimentales presentados en la sección 3.4.2.

Como se expuso anteriormente, la parte experimental consta de varias medidas de temperatura de aire, de un sistema calorimétrico para obtener la potencia ganada por el aire y de una cámara infrarroja para la medida superficial de la temperatura del sólido.

Para la validación global del modelo se decidió utilizar los datos experimentales de aquellos absorbedores de porosidad homogénea, dado que los absorbedores de múltiples porosidades pueden inducir a medidas erróneas de la temperatura frontal de la matriz sólida. Esto es debido a que la cámara no sólo observa la superficie frontal, sino también en la profundidad del absorbedor (especialmente cuando tenemos mallas frontales con una alta porosidad), y la medida obtenida se ha observado que no es comparable. Este fenómeno es similar en los absorbedores de porosidad homogénea, pero al estar el volumétrico constituido por el mismo tipo de malla, se puede estimar la máxima temperatura asociada a dicho tipo de malla y a las condiciones de operación fijadas (flujo concentrado incidente y flujo másico en circulación).

Por otro lado, conviene apuntar que las mallas se ensayaron en su estado de recepción original, con un color plateado-mate, que fue oscureciéndose y tornándose a negro durante el transcurso de las horas de ensayo. Este oscurecimiento no fue homogéneo en toda la superficie frontal del absorbedor, dado que el simulador solar presentaba una curva gaussiana muy pronunciada que provocó un ennegrecimiento intenso de la muestra en la zona central que se fue diluyendo radialmente.

Para la validación del modelo se utilizaron las siguientes aproximaciones:

- Se implementa un mapa de flujo tridimensional (ver sección 4.4.2.5) obtenido en el simulador solar. Para disminuir el tiempo de implementación de la tabla de datos que compone el mapa, únicamente se usa un mapa de flujo representativo.
- Se fija la temperatura ambiente en 300 K, si bien durante la experimentación esta temperatura fue variable.
- Los caudales de aire ensayados fueron de 4, 5, 6 y 7 m³/h, lo que corresponde a unas velocidades de 0.57, 0.71, 0.85 y 1.00 m/s para una sección circular de 50 mm de diámetro. Ésta fue la velocidad fijada en las simulaciones, si bien los caudales nunca tomaron el valor exacto señalado.
- La emisividad de la muestra se fijó en un valor medio de 0.80.
- La cámara infrarroja presenta un límite inferior en el registro de temperatura de 573 K (o 300 °C), es por ello que por debajo de este valor, no existe registro de temperaturas de la matriz sólida.

También se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones para la validación del modelo global:

- Se valida el modelo, en detalle, para el mejor absorbedor de porosidad homogénea, absorbedor construido con la malla tipo C (ver sección 3.4.2.1 y Tabla 3-8). Para la realización de esta validación:
 - Se presentan, en detalle, los resultados de una de las simulaciones 7 m³/h.
 - Se presentan y comparan los datos de las principales variables obtenidas experimental y numéricamente –temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, potencia ganada por el fluido a través del absorbedor, eficiencia del absorbedor y temperatura frontal de la matriz sólida del absorbedor–, para los cuatro ensayos realizados en laboratorio (4, 5, 6 y 7 m³/h).
- Se valida el modelo, de forma simplificada, para los absorbedores de porosidad homogénea que presentan una porosidad lineal media/baja: malla tipo D y E (ver Tabla 3-8). Para la realización de estas validaciones:
 - Se presentan, brevemente, los resultados de una de las simulaciones 7 m³/h.
 - Se presentan y comparan los datos de las principales variables obtenidas experimental y numéricamente –temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, potencia ganada por el fluido a través del absorbedor y, eficiencia del absorbedor –, para los cuatro ensayos realizados en laboratorio (4, 5, 6 y 7 m³/h).
 - Se presentan los datos experimentales y numéricos de la temperatura frontal de la matriz sólida del absorbedor para un único ensayo experimental (7 m³/h).

- Se valida el modelo, de forma breve, para los absorbedores de porosidad homogénea que presentan una porosidad lineal alta: malla tipo A, B y para la malla tipo F (ver Tabla 3-8). Para la realización de estas validaciones:
 - Se presentan brevemente los resultados de una de las simulaciones $7 \text{ m}^3/\text{h}$.
 - Se presentan y comparan los datos de las principales variables obtenidas experimental y numéricamente –temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, potencia ganada por el fluido a través del absorbedor y, eficiencia del absorbedor –, para los cuatro ensayos realizados en laboratorio (4, 5, 6 y $7 \text{ m}^3/\text{h}$).
 - Se presentan los datos del perfil de temperaturas de la matriz sólida obtenidos numéricamente. No se presentan los datos obtenidos con la cámara infrarroja, ya que para una alta porosidad lineal, especialmente para valores de luz de paso elevados (mallas tipo A y B), la medida obtenida no es comparable con los datos obtenidos numéricamente. Se observa que al tener un poro de gran tamaño se produce una “mezcla” de la temperatura de la fase sólida de distintas mallas, sin tener un registro adecuado de la temperatura del sólido de la primera malla. En el Anexo D se explica este fenómeno. Mientras que para la malla tipo F, que tiene una baja porosidad, se observan problemas estructurales al ensayar el absorbedor de porosidad homogénea que dificultan la medida de la temperatura frontal.

4.4.9.2.1.1 Validación Malla tipo C

Se ha seleccionado esta malla para realizar una validación más exhaustiva debido a que es la malla de porosidad homogénea que presenta mayor eficiencia (ver Tabla 4-17). Para realizar la validación se analizan los perfiles de temperatura de la matriz sólida a la entrada en la línea Norte-Sur y Este-Oeste, la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver sección 3.4.2).

En primer lugar se muestran los resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo C, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones anteriormente adoptadas.

La Fig. 4-57 muestra el mapa de flujo representativo que se ha utilizado para las simulaciones de los absorbedores volumétricos una vez implementado en el software STAR-CCM+ y que es un valor de entrada.

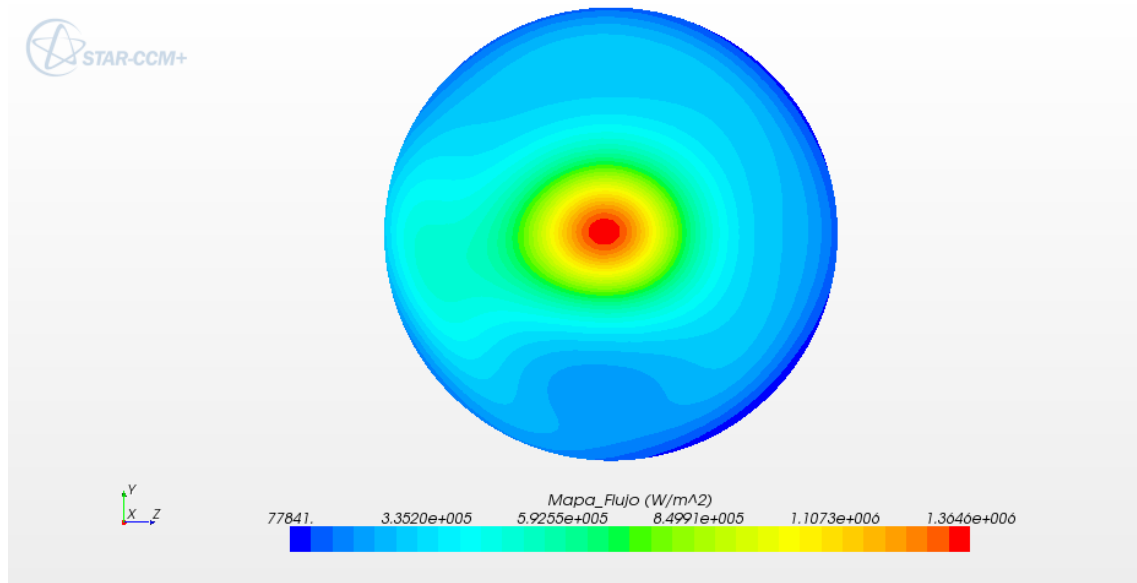


Fig. 4-57. Mapa de flujo incidente representativo utilizado como condición de entrada para las simulaciones de los absorbedores volumétricos

Una vez ejecutado el modelo global se obtienen una serie de resultados que se presentan brevemente a continuación. En la Fig. 4-58 se muestra la velocidad a través del medio poroso con las características de la malla tipo C. Se presentan dos imágenes, una de la velocidad vectorial en dos planos de corte (NS y EO) y otra de la velocidad escalar en el plano NS.

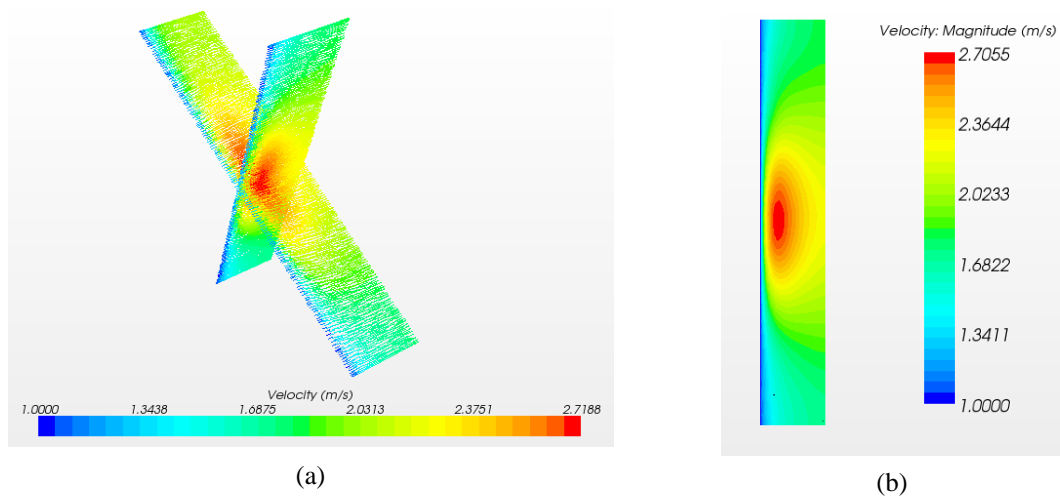


Fig. 4-58. Velocidad del fluido a través del medio poroso con malla tipo C. (a) Velocidad vectorial en la sección NS y EO. (b) Velocidad escalar en la sección NS

En la Fig. 4-59 se muestra la secuencia de obtención del coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales, que es un proceso iterativo en el que para una temperatura del fluido inicial, se calcula el número de Reynolds, el número de Prandtl y con la correlación correspondiente se calcula el coeficiente volumétrico de transferencia de calor. Una vez obtenido el coeficiente se comprueba la ecuación de continuidad y se completa el proceso iterativo.

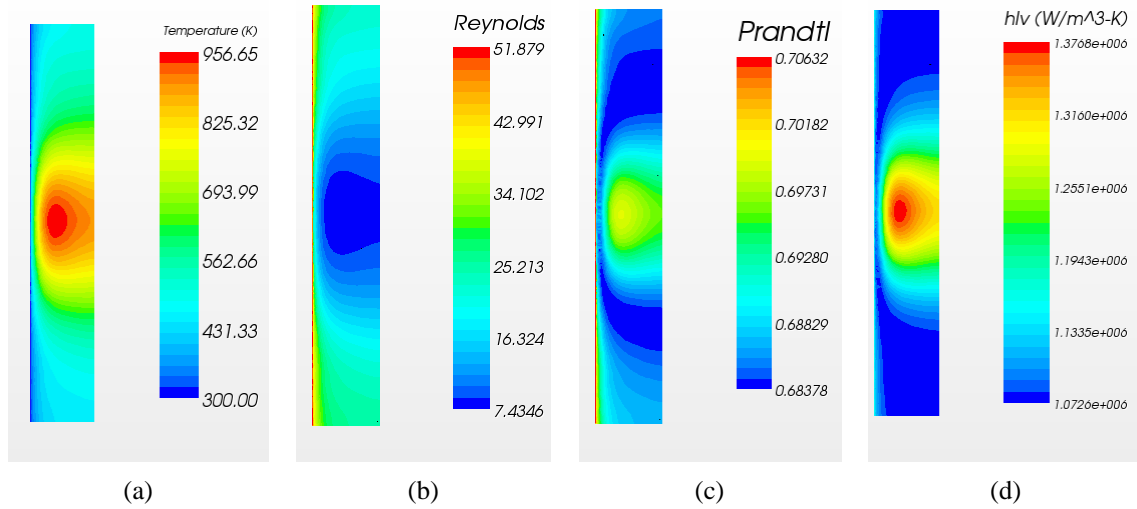


Fig. 4-59. Obtención del coeficiente volumétrico de transferencia de calor para una matriz metálica con malla tipo C en el eje NS. (a) Temperatura del fluido. (b) Número de Reynolds. (c) Número de Prandtl. (d) Coeficiente volumétrico de transferencia de calor en condiciones locales.

En la Fig. 4-60 se presentan las dos componentes en las que se divide la radiación solar, la radiación colimada y la radiación difusa, junto a la radiación total, suma de las dos componentes anteriores. La radiación difusa es la variable resuelta mediante el método P1 (ver sección 4.3.5.3).

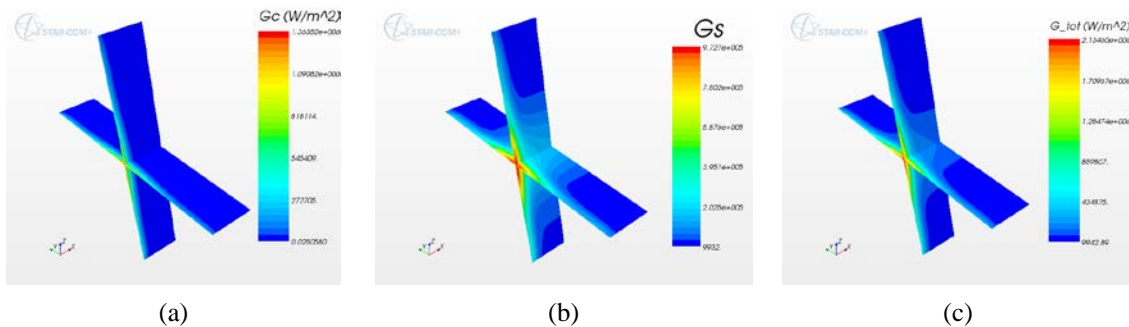


Fig. 4-60. Componentes de la radiación obtenidas para un absorbedor formada por malla tipo C: (a) Radiación colimada. (b) Radiación difusa. (c) Radiación total

Una vez completado el proceso iterativo, se obtienen los perfiles de temperaturas de la fase fluida y de la matriz porosa. La Fig. 4-61 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo C, partiendo de una temperatura de entrada constante de 300 K.

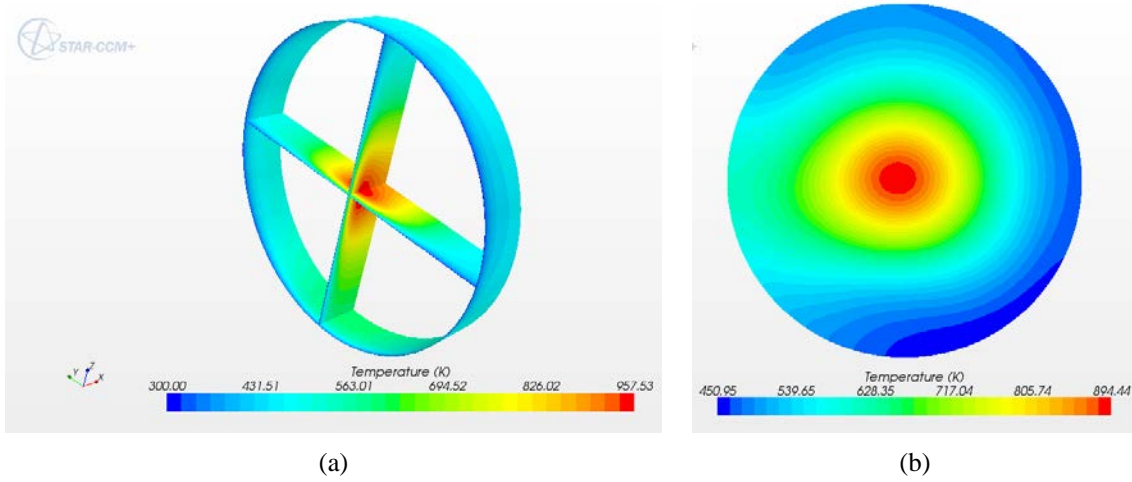


Fig. 4-61. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo C. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-62 y Fig. 4-63 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor).

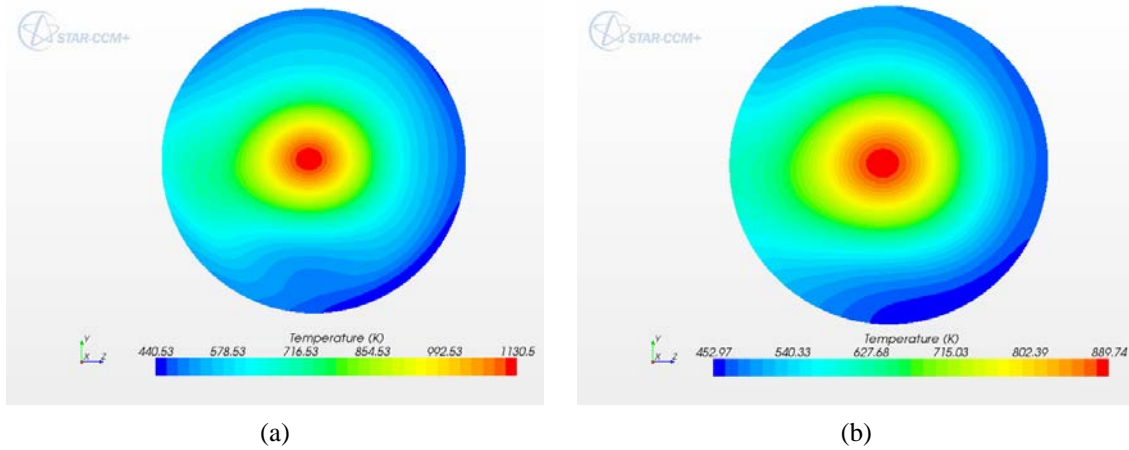


Fig. 4-62. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo C. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

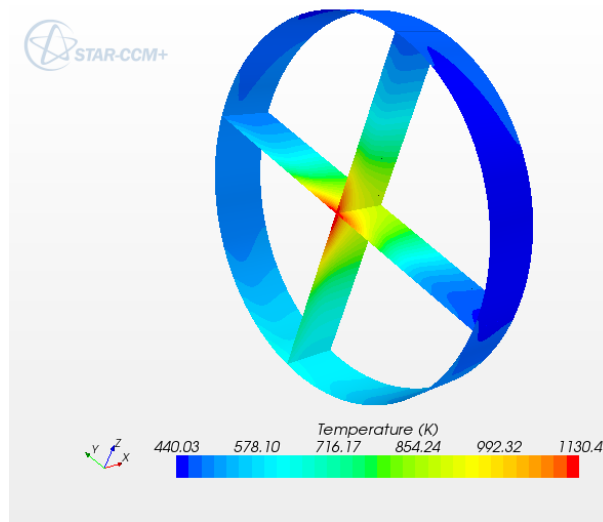


Fig. 4-63. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo C

Como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-64-a se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-64-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje NS y de la fase sólida en el eje EO.

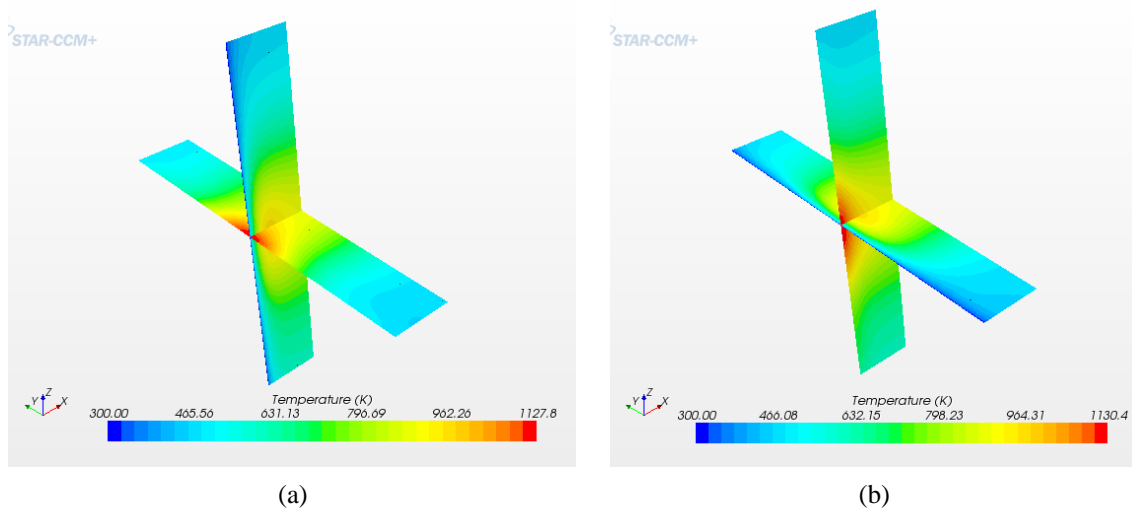


Fig. 4-64. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo C. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

Una vez analizados los resultados obtenidos con el software:

- Se determina la temperatura media en la superficie de salida del absorbedor y se compara con el valor estimado de los datos experimentales.
- Se calcula la potencia ganada por el aire a partir de una temperatura inicial de 300 K y se compara con el valor estimado con los datos experimentales.
- Se obtienen los perfiles de temperatura de la matriz sólida a la entrada y salida en los ejes NS y EO y se compara con la temperatura de la matriz sólida a la entrada medido con la cámara infrarroja.

En la Tabla 4-23 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor, la eficiencia del absorbedor y la máxima temperatura del sólido en la superficie frontal para un volumétrico construido con mallas tipo C. Los datos obtenidos numéricamente se obtuvieron para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de ensayos presentada en el capítulo 3.

Se observa que tanto para la potencia ganada por el absorbedor como para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor como para la eficiencia del absorbedor la diferencia numérico-experimental en valor absoluto es menor de un 2 % para el absorbedor construido sólo con malla tipo C. En el caso de la máxima temperatura del sólido registrada por la cámara infrarroja y la obtenida mediante simulación numérica es en todos los casos menor a un 7-8 % en valor absoluto, lo cual es un valor muy positivo dada la incertidumbre que presenta la medida de la temperatura en la superficie frontal de un absorbedor poroso, debido a las condiciones variables de emisividad de la muestra, al posicionamiento de la cámara respecto a la muestra que no es normal a la superficie del volumétrico, etc.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s			v = 0.566 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	600	595	-0.8	641	638	-0.4	693	691	-0.3	764	761	-0.3
P _f (W)	724	712	-1.8	704	693	-1.6	680	669	-1.6	644	634	-1.6
η _{abs} (%)	90.3	89.9	-0.4	87.8	87.5	-0.3	84.7	84.5	-0.3	80.3	80.1	-0.3
T _{s-max} (K)	1203	1127	-6.7	1251	1180	-6.0	1305	1240	-5.3	1408	1313	-7.3

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-23. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido y la temperatura máxima del sólido en la entrada del absorbedor para un volumétrico construido con mallas tipo C

En las siguientes figuras se muestran los perfiles de temperaturas de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenidos experimental y numéricamente.

La Fig. 4-65 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo C. Se observa que los perfiles de ambas figuras (a) y (b) son muy similares, produciéndose una sobrevaloración de la cámara infrarroja. También se observa que la máxima diferencia ocurre en la zona central de la curva gaussiana, por lo que el error presentado es el más desfavorable. Si se contabiliza el error de toda la muestra éste sería de un 5 % aproximadamente.

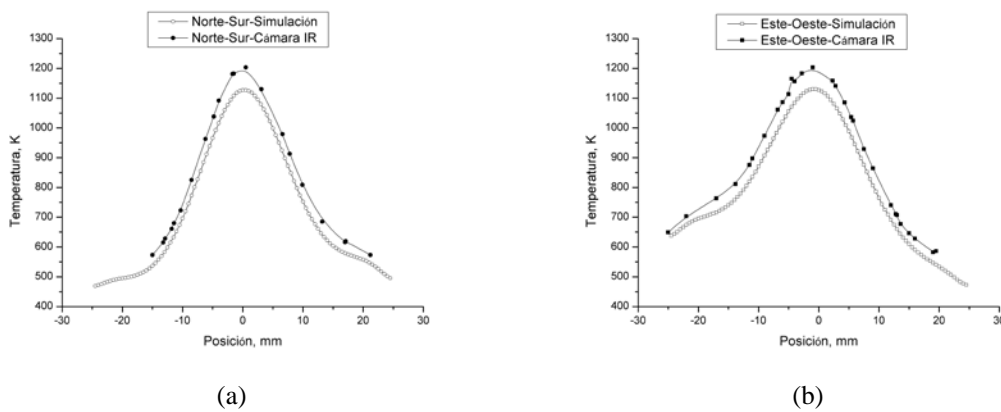


Fig. 4-65. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

Las Fig. 4-66, Fig. 4-67 y Fig. 4-68 muestran los perfiles de temperatura, experimental y numérico, de la fase sólida para una velocidad de circulación del fluido de 0.848, 0.707 y 0.566 m/s respectivamente, a través de un absorbedor de porosidad homogénea formado por la malla tipo C.

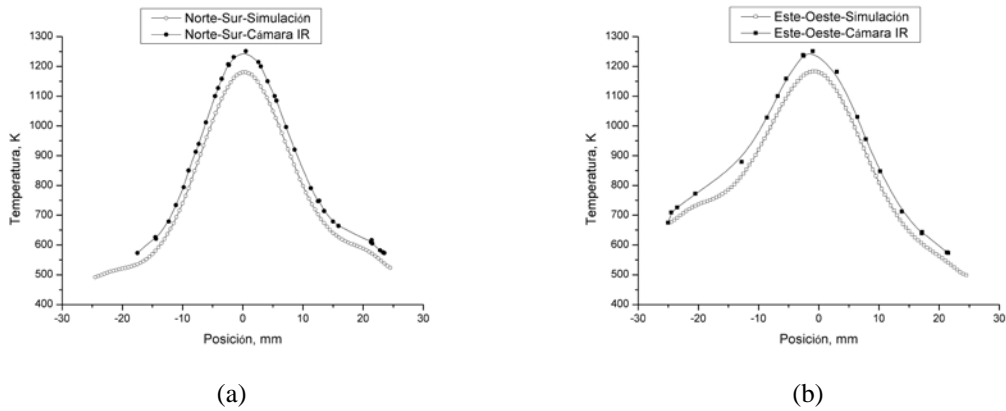


Fig. 4-66. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbador de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.848 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

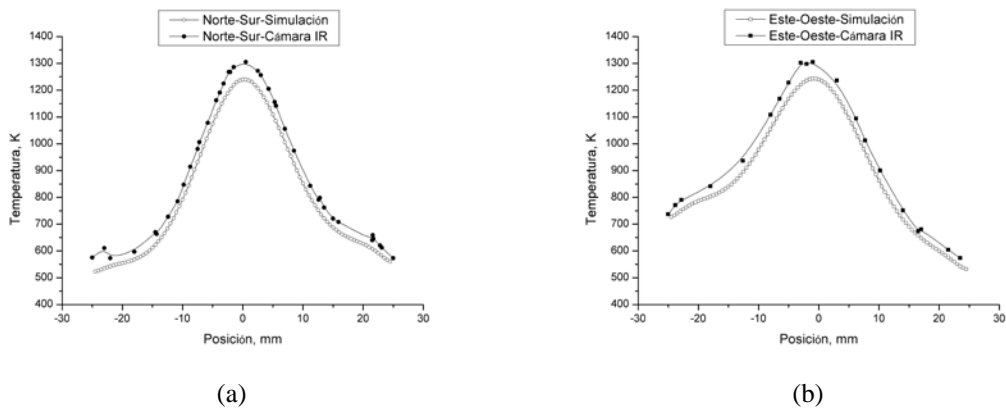


Fig. 4-67. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbador de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.707 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

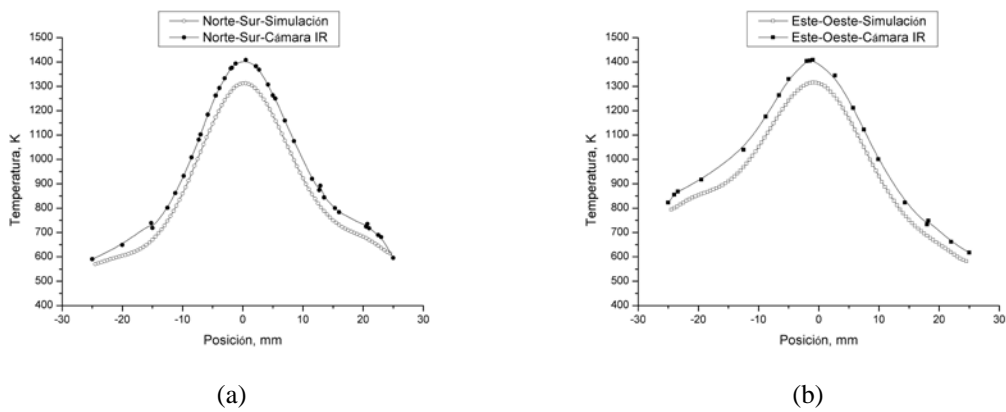


Fig. 4-68. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbador de una porosidad con malla tipo C para una velocidad de circulación del fluido de 0.566 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

En la Fig. 4-69 se muestran las imágenes de la cámara de infrarrojos seleccionadas en momentos cuasi-estacionarios para las cuatro velocidades estudiadas experimentalmente: 1 m/s; 0.848 m/s; 0.707 m/s; y 0.566 m/s con un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo C.

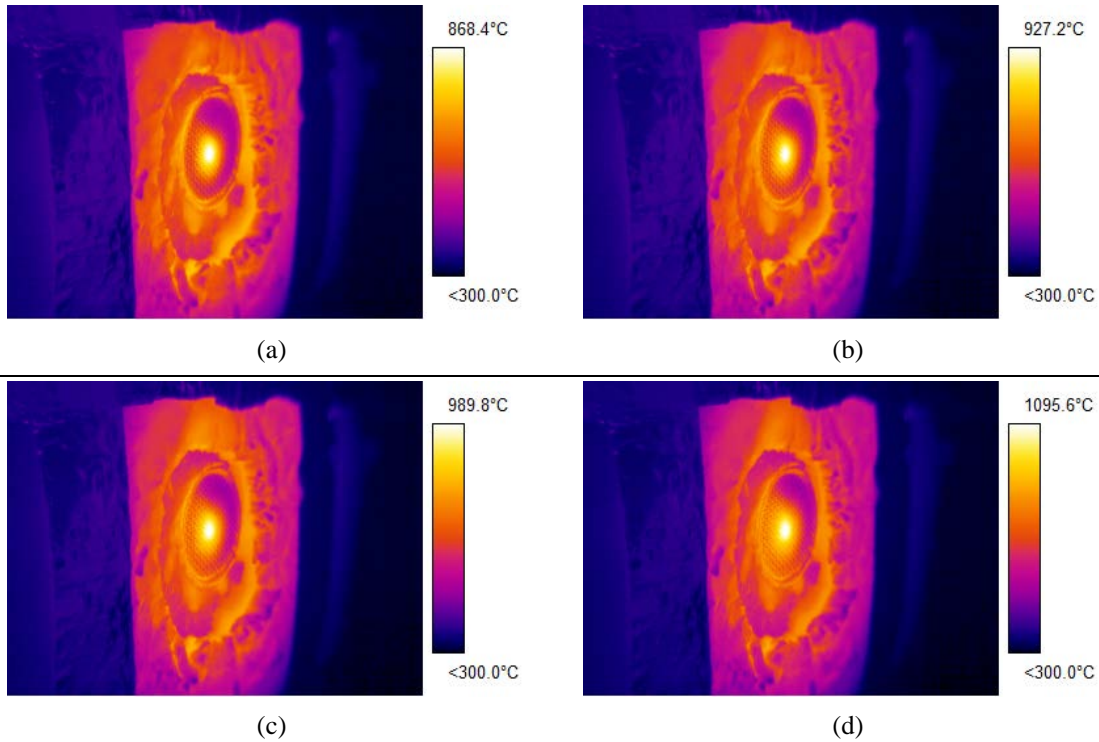


Fig. 4-69. Imágenes de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo C. (a) Velocidad de circulación de 1 m/s. (b) Velocidad de circulación de 0.848 m/s. (c) Velocidad de circulación de 0.707 m/s. (d) Velocidad de circulación de 0.566 m/s.

4.4.9.2.1.2 Validación Malla tipo D

En esta sección se presenta una validación breve para la malla de porosidad homogénea tipo D. Para realizar la validación se analizan los perfiles de temperatura de la matriz sólida a la entrada en la línea Norte-Sur y Este-Oeste para una única velocidad (1 m/s), la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver 3.4.2).

En primer lugar se presenta un resumen de algunos resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo D, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones adoptadas.

La Fig. 4-70 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo D, partiendo de una temperatura constante a la entrada de 300 K.

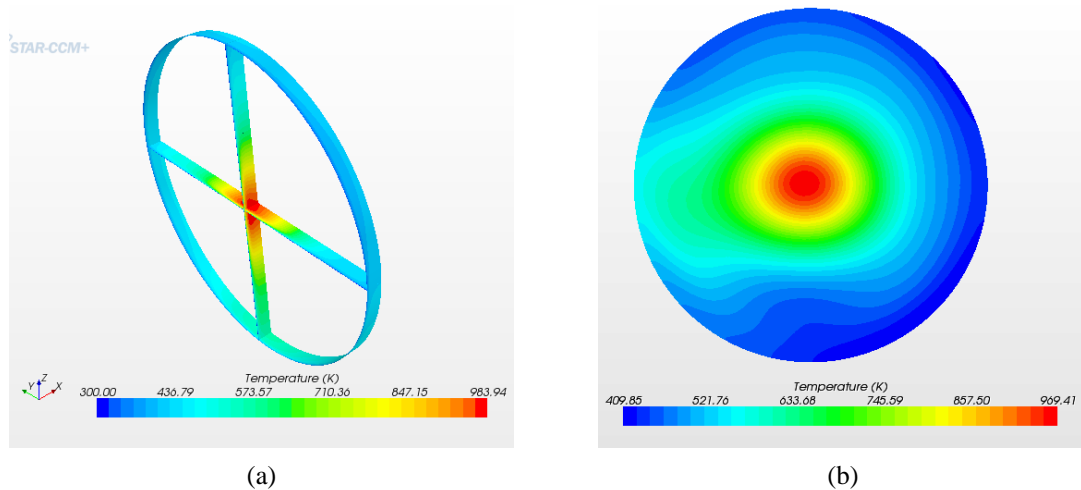


Fig. 4-70. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo D. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-71 y Fig. 4-72 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor). Y como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-73-a se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-73-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje EO.

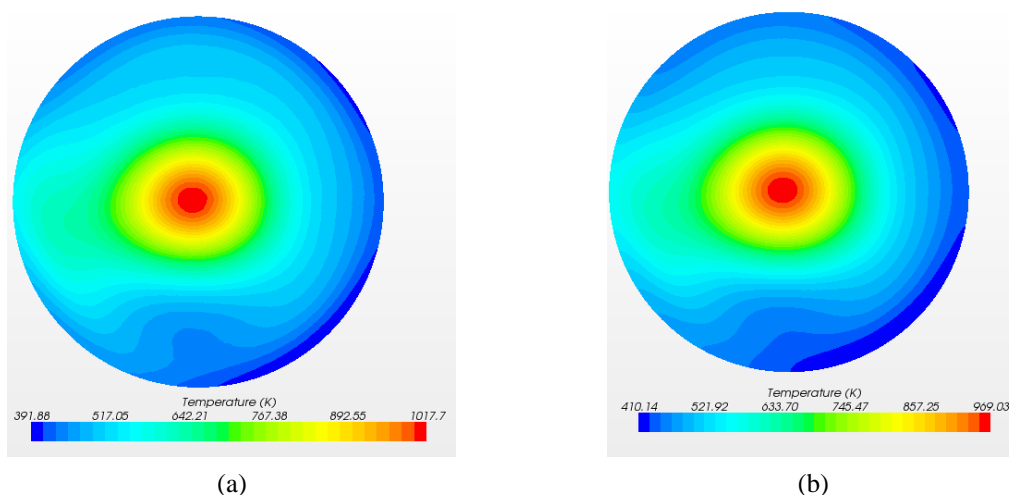


Fig. 4-71. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo D. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

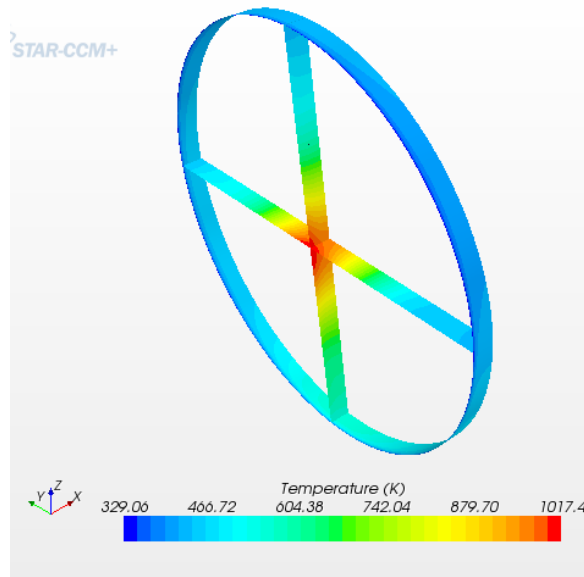


Fig. 4-72. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo D

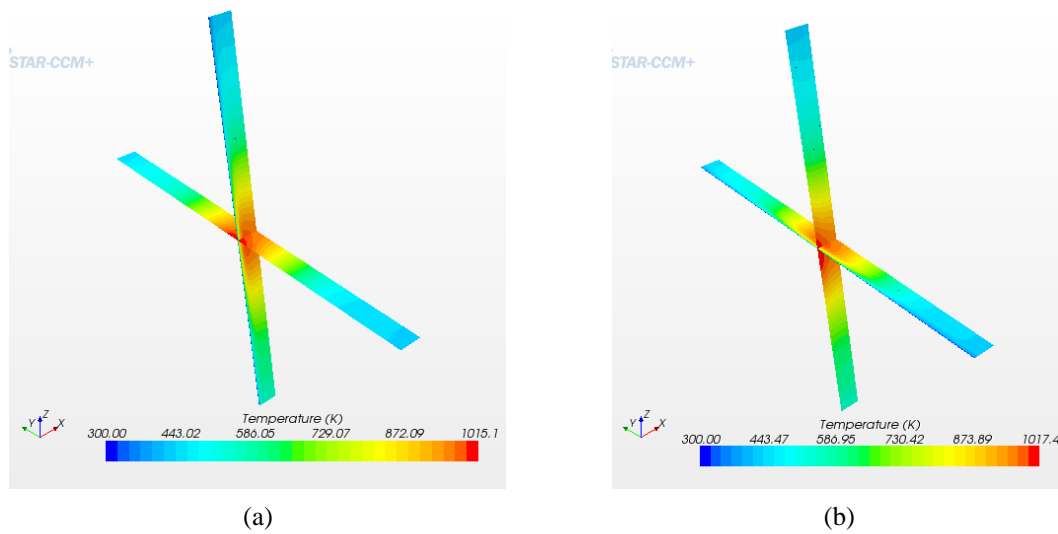


Fig. 4-73. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo D. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

En la Tabla 4-24 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor y la eficiencia del absorbedor para un volumétrico construido con mallas tipo D. Los datos obtenidos numéricamente se obtuvieron para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de ensayos presentada en el capítulo 3.

Se observa que tanto para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor como para la potencia ganada por el absorbedor como para la eficiencia del volumétrico la diferencia numérico-experimental aumenta al disminuir el caudal de aire desde unos valores mínimos de 4, 7 y 7 % hasta valores máximos de 7, 12 y 13 % respectivamente. La razón principal de este incremento del error es la menor fiabilidad de la correlación obtenida el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para la malla tipo D a números de Reynolds bajos. Aun así, los errores referidos al valor de temperatura se encuentran en un límite razonable y menor al 7 % en el peor de los casos analizados.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s			v = 0.566 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	582	559	-4.0	623	594	-4.9	673	635	-6.1	734	687	-6.8
P _f (W)	671	627	-7.0	661	602	-9.7	639	572	-11.7	596	530	-12.4
η _{abs} (%)	84.8	79.2	-7.1	83.5	76.1	-9.7	80.8	72.3	-11.7	75.4	67.0	-12.5

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-24. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo D

La Fig. 4-74 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenidos experimental y numéricamente para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo D. Se observa que los perfiles de ambas figuras (a) y (b) son muy similares, existiendo una diferencia en el centro de la curva gaussiana menor al 1.1 % (en el centro de la curva gaussiana se obtienen 1015 K mediante la simulación numérica y tenemos un registro máximo de 1004 K con la cámara IR).

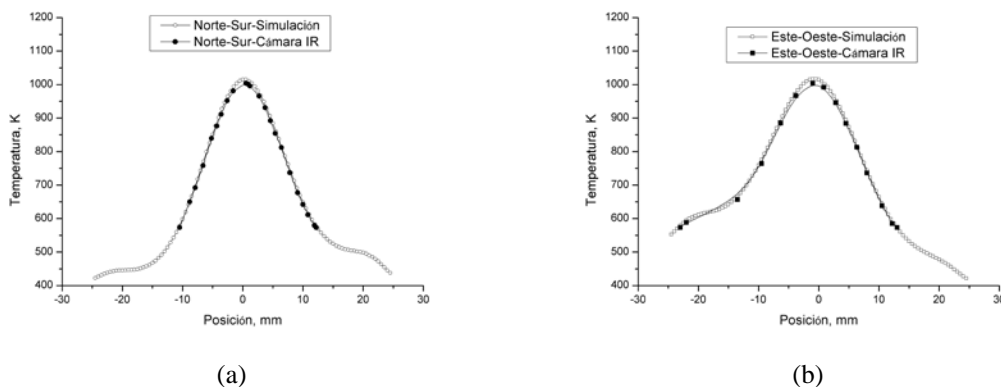


Fig. 4-74. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo D para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

La Fig. 4-75 muestra una imagen de la cámara de infrarrojos para una velocidad de 1 m/s con un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo D.

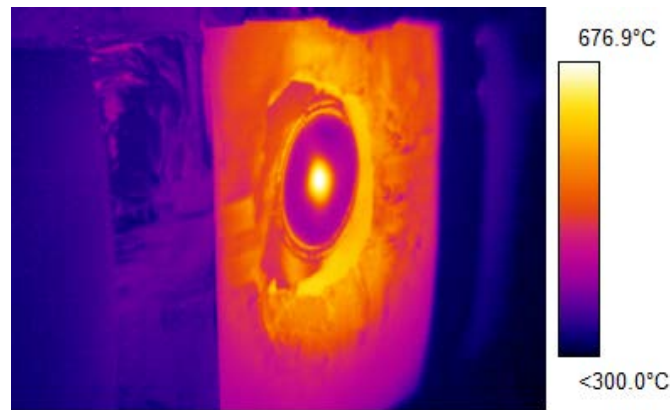


Fig. 4-75. Imagen de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo D con una velocidad de circulación de 1 m/s

4.4.9.2.1.3 Validación Malla tipo E

En esta sección se presenta una validación breve para la malla de porosidad homogénea tipo E. Para realizar la validación se analizan los perfiles de temperatura de la matriz sólida a la entrada en la línea Norte-Sur y Este-Oeste para una única velocidad (1 m/s), la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver sección 3.4.2).

En primer lugar se presenta un resumen de algunos resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo E, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones adoptadas.

La Fig. 4-76 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo E, partiendo de una temperatura de entrada de 300 K.

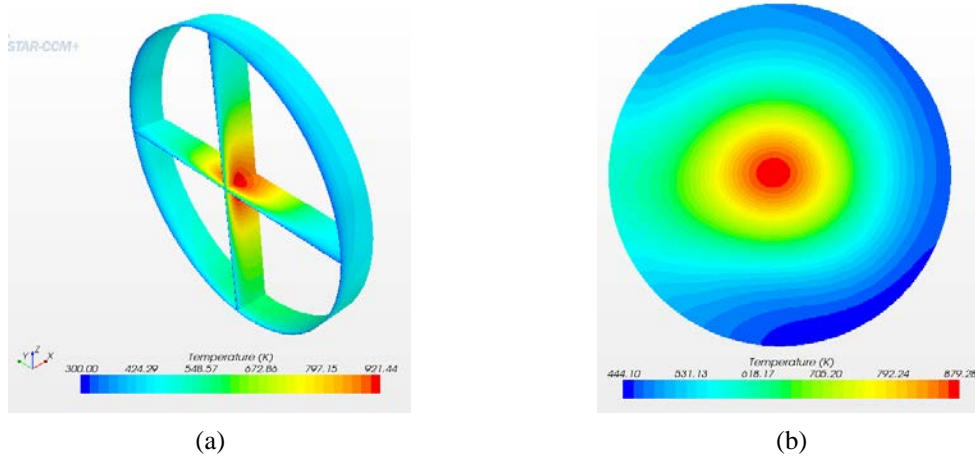


Fig. 4-76. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo E. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-77 y Fig. 4-78 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor).

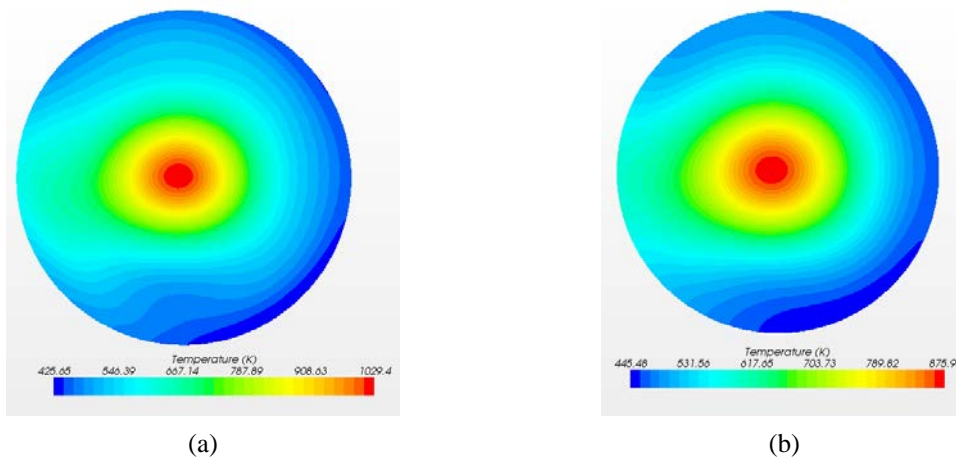


Fig. 4-77. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo E. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-79-a se presenta evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-79-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje NS y de la fase sólida en el eje EO.

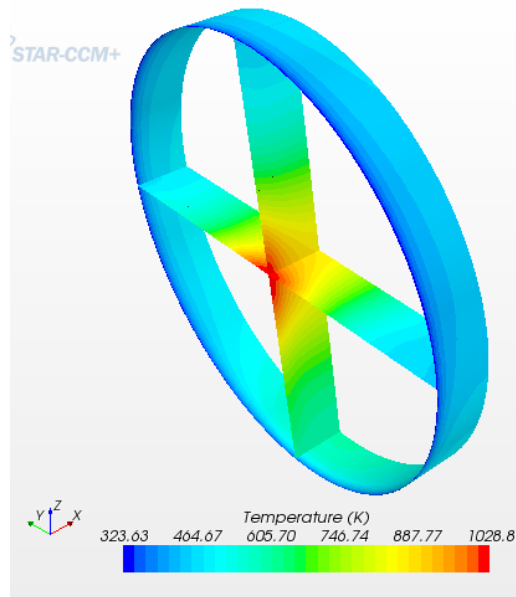


Fig. 4-78. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo E

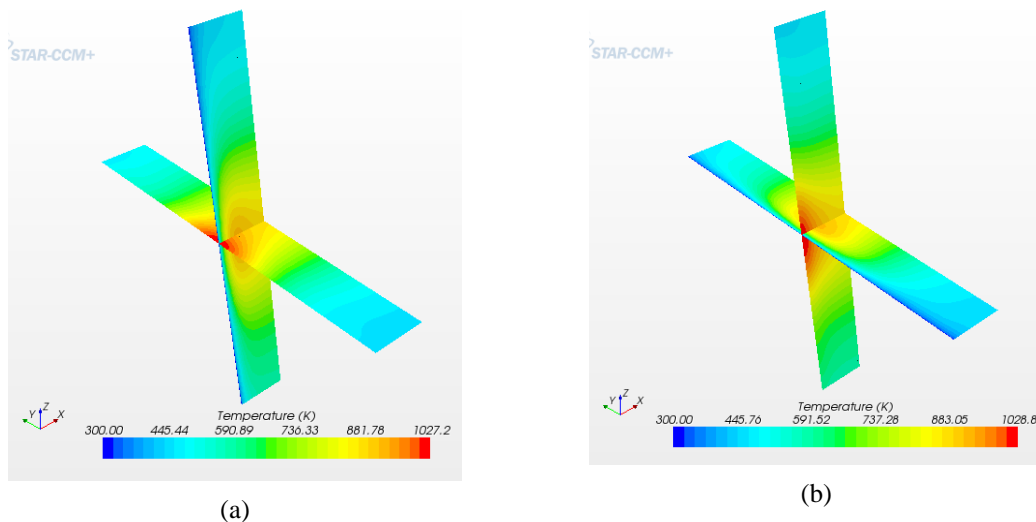


Fig. 4-79. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo E. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

En la Tabla 4-25 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor y la eficiencia del volumétrico para un absorbedor construido con mallas tipo E. Los datos obtenidos numéricamente se obtuvieron para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de ensayos presentada en el capítulo 3.

Se observa que tanto para la potencia ganada por el absorbedor como para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor la diferencia numérico-experimental en valor absoluto es menor a un 2 % para el absorbedor construido sólo con malla tipo E.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s			v = 0.566 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	589	581	-1.3	629	624	-0.9	683	676	-1.1	751	746	-0.8
P _f (W)	690	679	-1.6	677	663	-2.1	656	642	-2.2	623	612	-1.8
η _{abs} (%)	86.8	85.8	-1.1	85.1	83.7	-1.6	82.5	81.1	-1.7	78.3	77.3	-1.3

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-25. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo E

La Fig. 4-80 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenidos experimental y numéricamente para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo E. Se observa que los perfiles de ambas figuras (a) y (b) son muy similares, existiendo una diferencia en el centro de la curva gaussiana del -3.7 % (en el centro de la curva gaussiana se obtienen 1027 K mediante la simulación numérica y tenemos un registro máximo de 1064 K con la cámara IR).

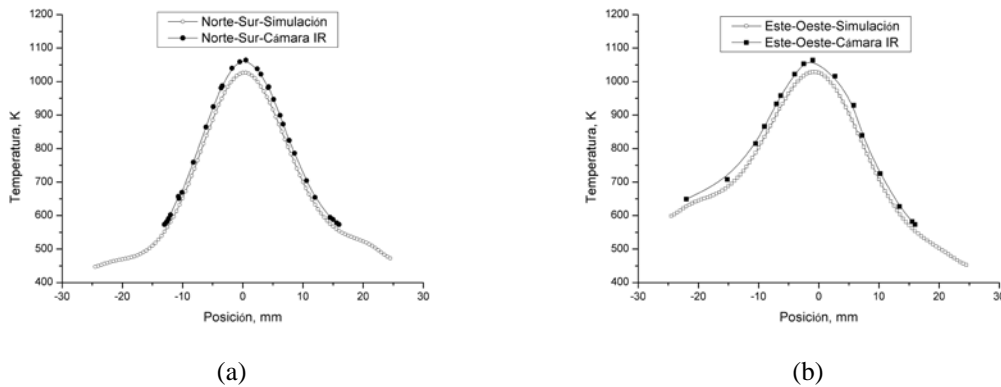


Fig. 4-80. Perfiles de temperatura numérico y experimental a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo E para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

La Fig. 4-81 muestra una imagen de la cámara de infrarrojos para una velocidad de 1 m/s con un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo E.

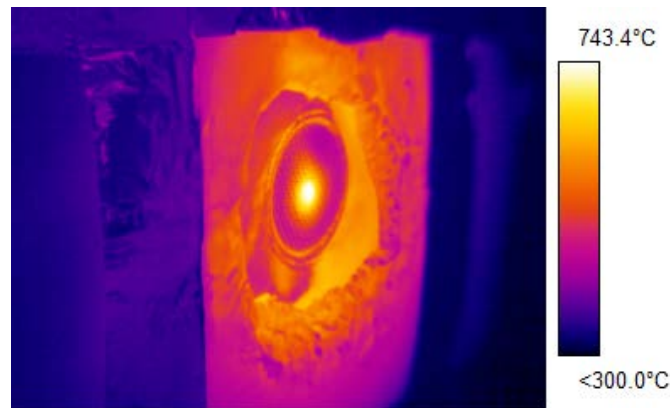


Fig. 4-81. Imagen de la cámara de infrarrojos para un absorbedor de porosidad homogénea con malla tipo E con una velocidad de circulación de 1 m/s

4.4.9.2.1.4 Validación Malla tipo A

En esta sección se presenta una validación breve para la malla de porosidad homogénea tipo A. Para realizar la validación se analiza la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver sección 3.4.2).

En primer lugar se presenta un resumen de algunos resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo A, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones adoptadas.

La Fig. 4-82 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo A, partiendo de una temperatura de entrada constante de 300 K.

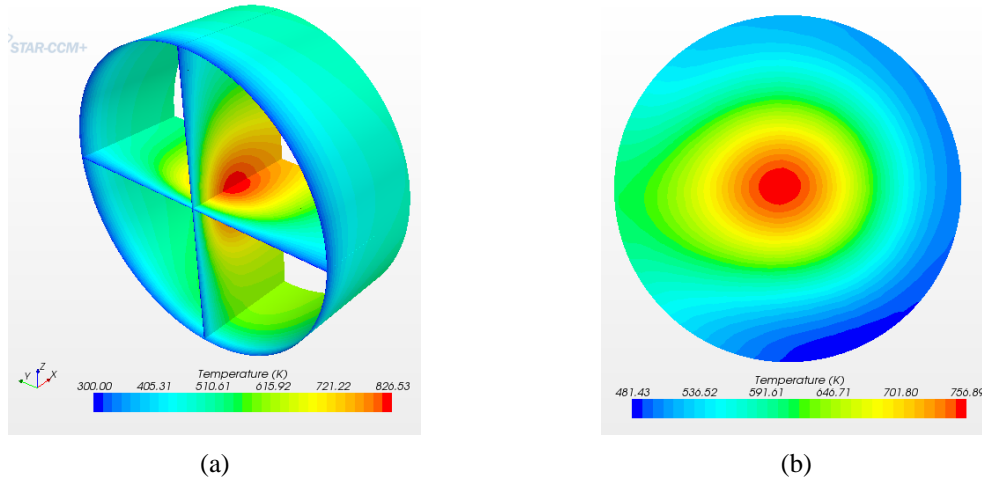


Fig. 4-82. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo A. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-83 y Fig. 4-84 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor).

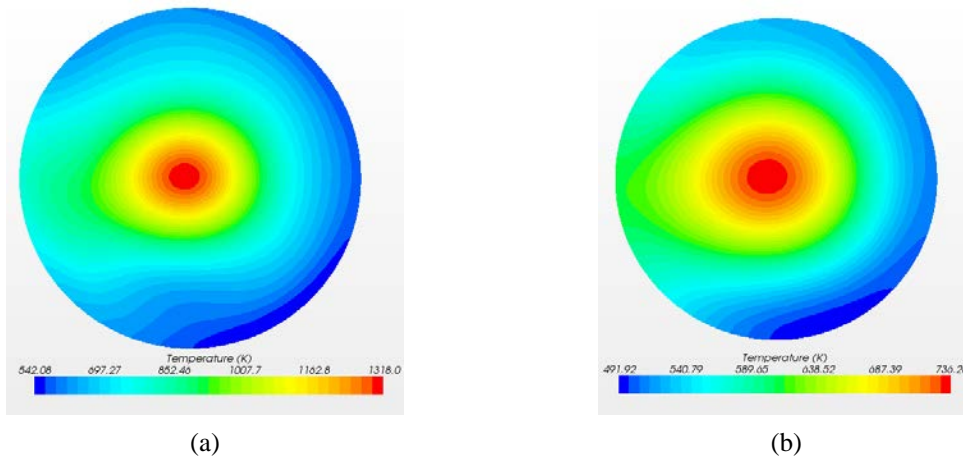


Fig. 4-83. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo A. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-85-a se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-85-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje NS y de la fase sólida en el eje EO.

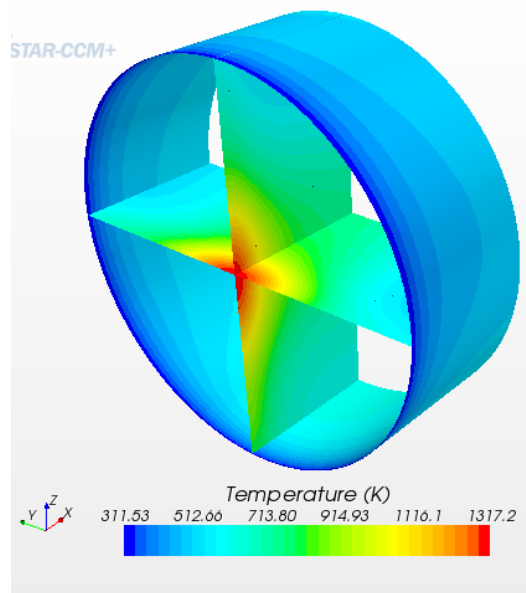


Fig. 4-84. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo A

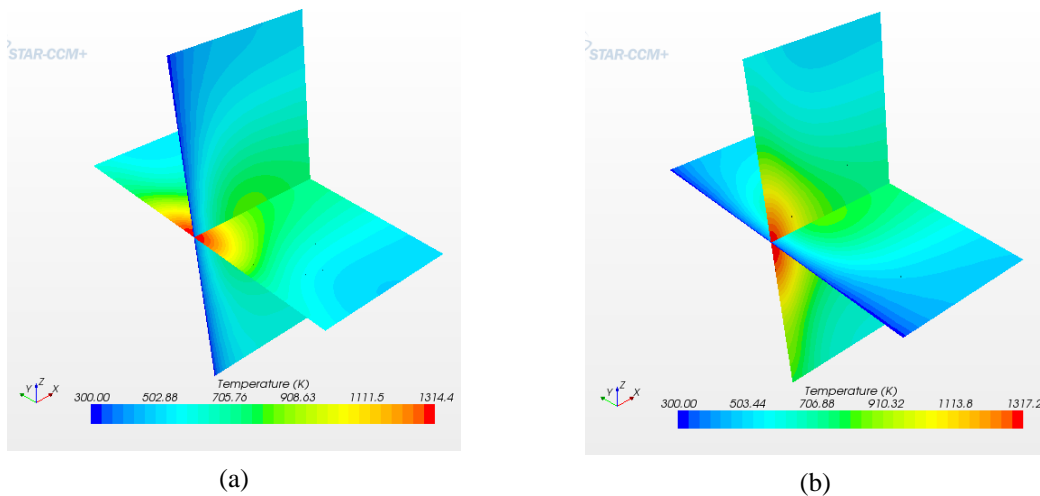


Fig. 4-85. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo A. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

En la Tabla 4-26 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor y la eficiencia del volumétrico para una composición construida con mallas tipo A. Los datos obtenidos numéricamente se obtuvieron para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de ensayos presentada en el capítulo 3.

Se observa que tanto para la potencia ganada por el absorbedor como para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor la diferencia numérico-experimental en valor absoluto es menor a un 4 % para el absorbedor construido sólo con malla tipo A.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s			v = 0.566 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	584	589	0.8	624	630	0.9	678	679	0.2	750	746	-0.5
P _f (W)	672	698	3.8	659	676	2.5	642	648	1.0	618	612	-0.5
η _{abs} (%)	84.9	88.2	3.8	83.3	85.3	2.4	80.5	81.9	0.9	77.8	77.4	-0.5

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-26. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo A

La Fig. 4-86 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenido numéricamente para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo A. Para esta malla no se presentan perfiles de temperatura experimentales de la matriz sólida, ni la imagen de la cámara infrarroja (ver Anexo D), ya que las mallas que tienen una luz de paso alta, son más difíciles de observar por la cámara al tener una gran cantidad de huecos, lo que hace que la cámara capte una temperatura mezcla de las distintas mallas en los primeros milímetros, en lugar de captar únicamente la temperatura de la primera malla.

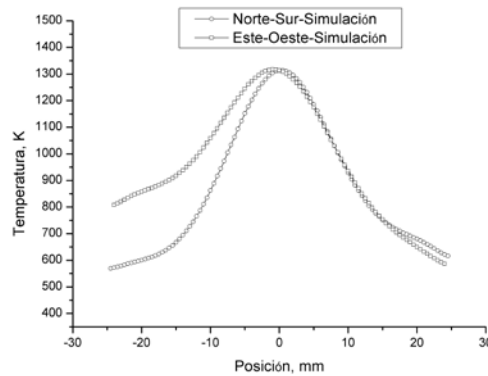


Fig. 4-86. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo A para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

4.4.9.2.1.5 Validación Malla tipo B

En esta sección se presenta una validación breve para la malla de porosidad homogénea tipo B. Para realizar la validación se analiza la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver sección 3.4.2).

En primer lugar se presenta un resumen de algunos resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo B, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones adoptadas.

La Fig. 4-87 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo B, partiendo de una temperatura de entrada constante de 300 K.

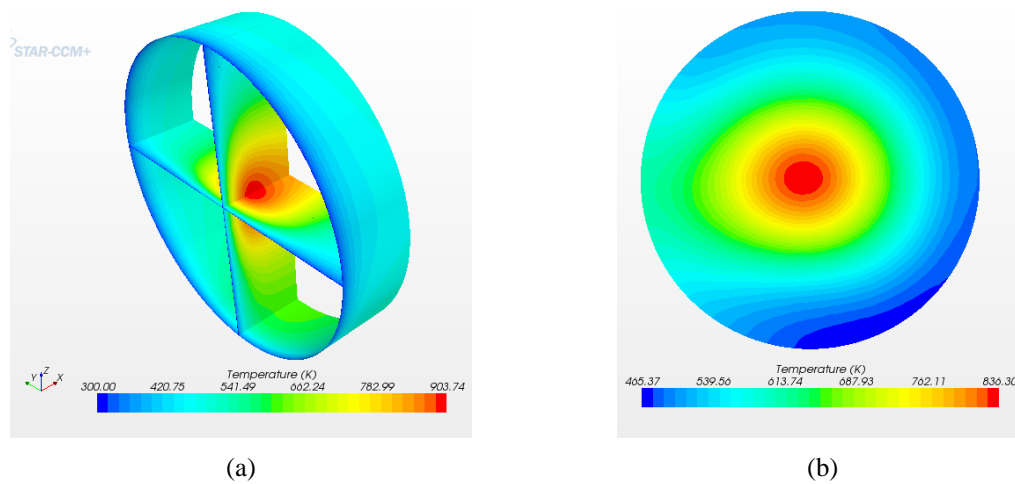


Fig. 4-87. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo B. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-88 y Fig. 4-89 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor).

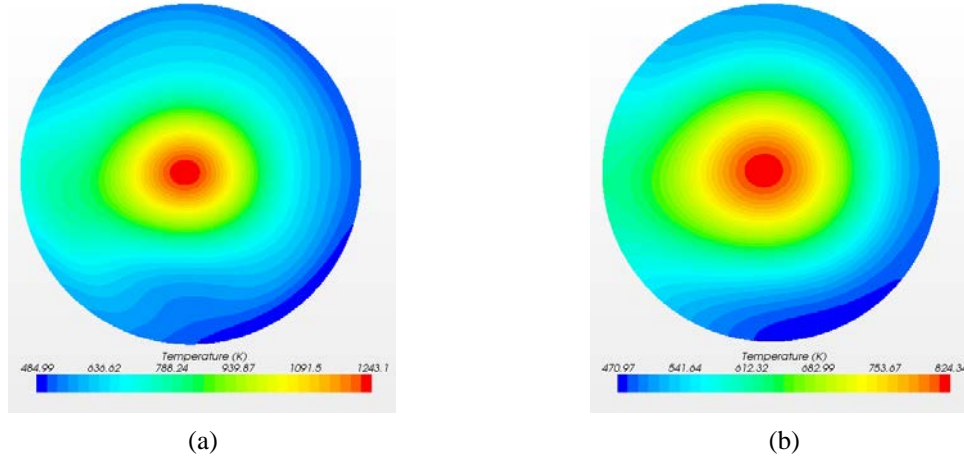


Fig. 4-88. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo B. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

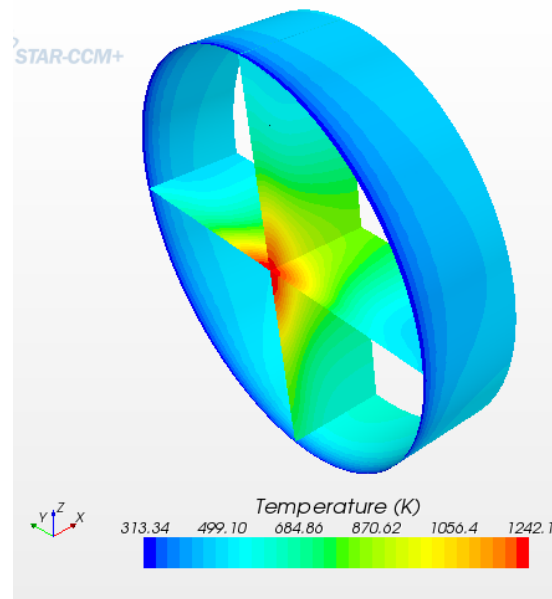


Fig. 4-89. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo B

Como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-90-a se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-90-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje NS y de la fase sólida en el eje EO.

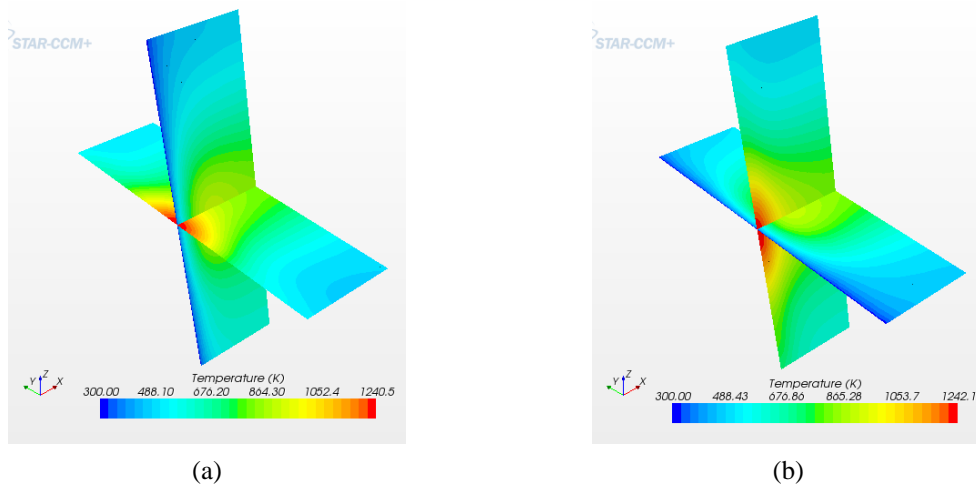


Fig. 4-90. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo B. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

En la Tabla 4-27 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor y la eficiencia del volumétrico para una composición construida con mallas tipo B.

Se observa que tanto para la potencia ganada por el absorbedor como para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor la diferencia numérico-experimental en valor absoluto es menor a un 5 % para el absorbedor construido sólo con malla tipo B.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s			v = 0.566 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	590	598	1.4	630	641	1.7	683	693	1.5	750	763	1.8
P _f (W)	690	720	4.2	675	699	3.4	655	673	2.6	619	637	2.8
η _{abs} (%)	86.7	91.0	4.7	84.8	88.3	3.9	82.3	85.0	3.2	77.8	80.5	3.3

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-27. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo B

La Fig. 4-91 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenidos numéricamente para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo B. Para esta malla no se presentan perfiles de temperatura experimentales de la matriz sólida ni la imagen de la cámara infrarroja por lo ya presentado para la malla tipo A (ver Anexo D).

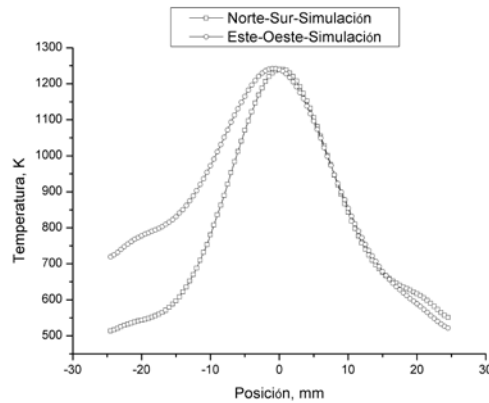


Fig. 4-91. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo B para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

4.4.9.2.1.6 Validación Malla tipo F

En esta sección se presenta una validación breve para la malla de porosidad homogénea tipo F. Para realizar la validación se analiza la temperatura del aire a la salida del absorbedor así como la potencia ganada por el aire a través del absorbedor para los cuatro caudales ensayados experimentalmente (ver sección 3.4.2).

En primer lugar se presenta un resumen de algunos resultados detallados obtenidos con el modelo para la malla tipo F, con el mapa de flujo utilizado en la sección 4.4.2.5, una velocidad superficial de entrada de 1 m/s y las aproximaciones adoptadas.

La Fig. 4-92 muestra la evolución de la temperatura del fluido a su paso por el medio poroso formado por la malla tipo F, partiendo de una temperatura de entrada constante de 300 K.

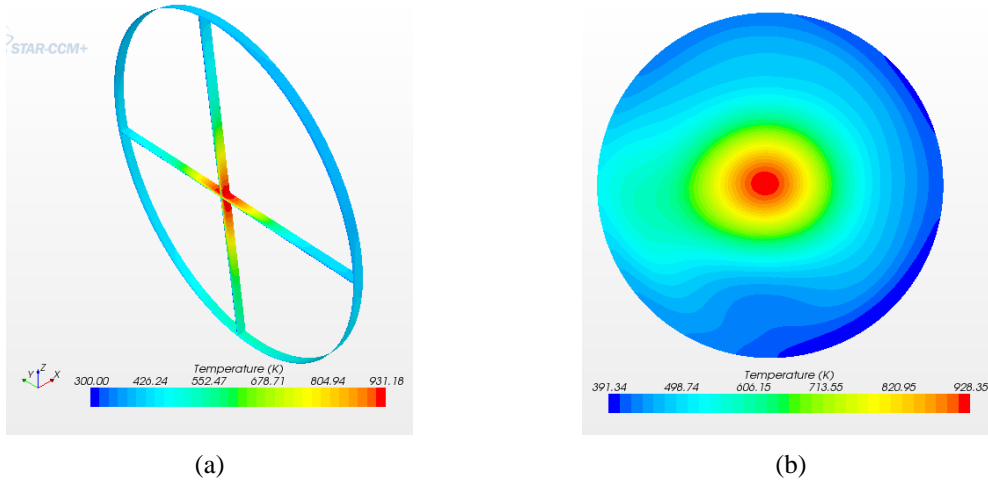


Fig. 4-92. Temperatura del fluido a su paso por el medio poroso con malla tipo F. (a) Temperatura en la sección NS, EO y en el contorno. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

Por otro lado, las Fig. 4-93 y Fig. 4-94 muestran los contornos de temperatura de la fase sólida a la entrada, a la salida y en distintos planos (NS, EO y contorno del absorbedor), y como medida comparativa de la transferencia de calor de la fase sólida a la fase fluida, en la Fig. 4-95-a se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje EO y de la fase sólida en el eje NS, mientras que en la Fig. 4-95-b se presenta la evolución de la temperatura del fluido en el eje NS y de la fase sólida en el eje EO.

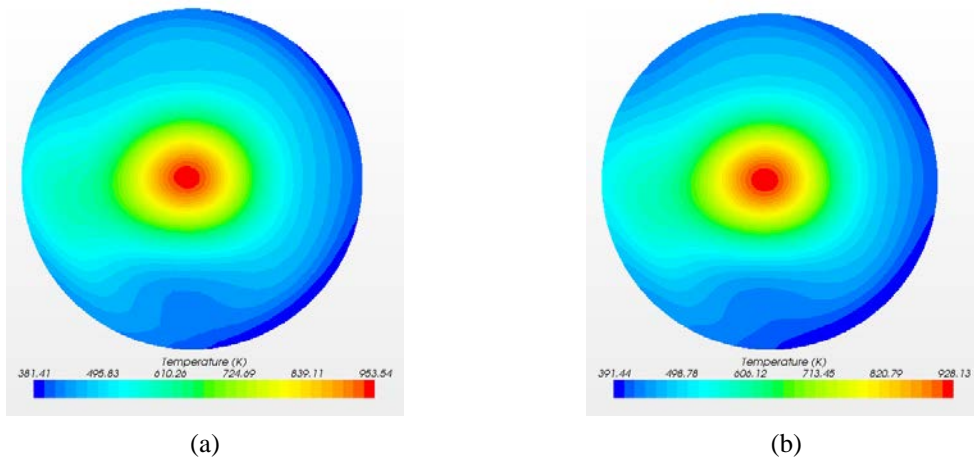


Fig. 4-93. Temperatura de la matriz sólida formada por una con malla tipo F. (a) Temperatura a la entrada del absorbedor. (b) Temperatura a la salida del absorbedor

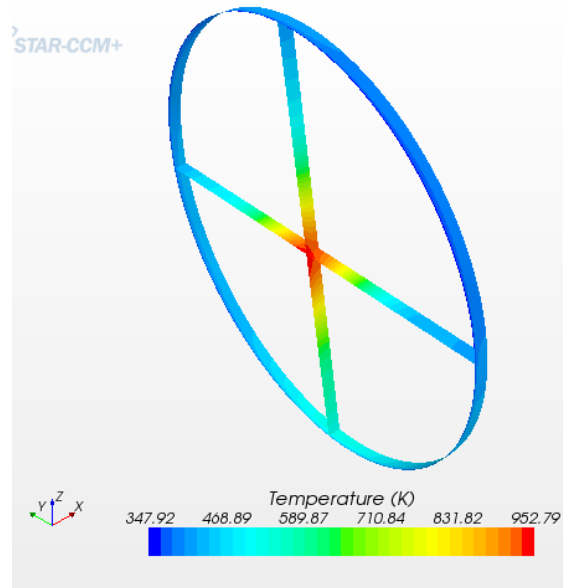


Fig. 4-94. Temperatura de la matriz sólida en la sección NS, EO y en el contorno formada por una con malla tipo F

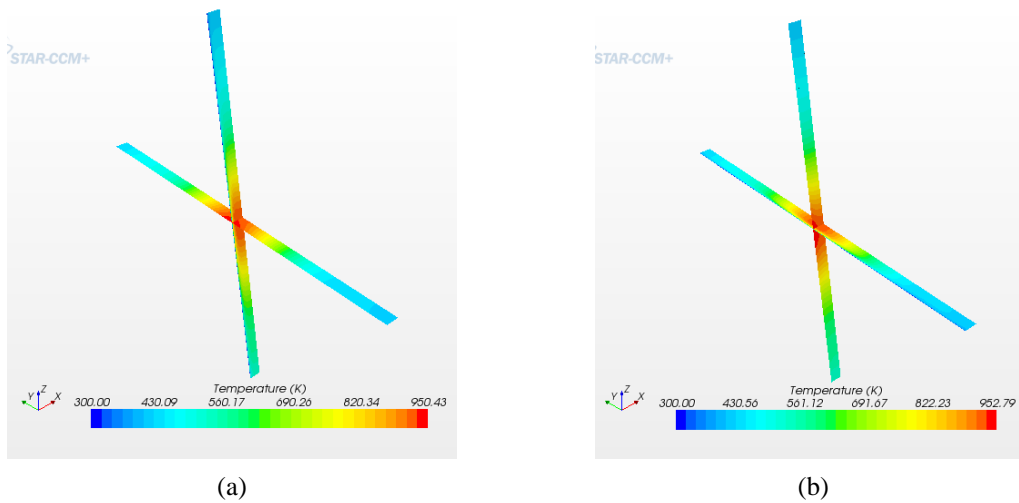


Fig. 4-95. Temperatura de la matriz sólida y de la fase fluida para un absorbedor formado por malla tipo F. (a) Temperatura del fluido en el eje EO y del sólido en el eje NS. (b) Temperatura del fluido en el eje NS y del sólido en el eje EO.

En la Tabla 4-28 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para los cuatro ensayos realizados (7, 6, 5, 4 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido en el absorbedor y la eficiencia del volumétrico para un absorbedor construido con mallas tipo F. Los datos obtenidos numéricamente se obtuvieron para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de ensayos presentada en el capítulo 3.

Se observa que tanto para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor como para la potencia ganada por el absorbedor y la eficiencia del absorbedor la diferencia numérico-experimental varía desde unos valores mínimos del 7, 15 y 15 % hasta valores máximos del 8, 17 y 16 % respectivamente. La razón principal al incremento del error es la menor fiabilidad de la correlación obtenida en el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para la malla tipo F. Aun así, los errores referidos al valor de temperatura se encuentran en un límite razonable y menor al 8 % en el peor de los casos analizados.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s			v = 0.707 m/s		
	E	N	Df	E	N	Df	E	N	Df
T _f (K)	570	531	-7.3	608	563	-7.9	648	602	-7.7
P _f (W)	643	559	-15.0	630	540	-16.6	596	516	-15.6
η _{abs} (%)	80.9	70.6	-14.6	79.3	68.2	-16.3	75.0	65.2	-15.1

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-28. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor y la potencia ganada por el fluido para un absorbedor construido con malla tipo F

La Fig. 4-96 muestra los perfiles de temperatura de la fase sólida en el eje NS y en el eje EO obtenidos numéricamente para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s a través de un absorbedor de porosidad homogénea formada por malla tipo F. Para esta malla no se presentan perfiles de temperatura experimentales de la matriz sólida ni la imagen de la cámara infrarroja ya que debido a problemas estructurales al ensayar este absorbedor de porosidad homogénea la medida de la temperatura frontal resultaba confusa.

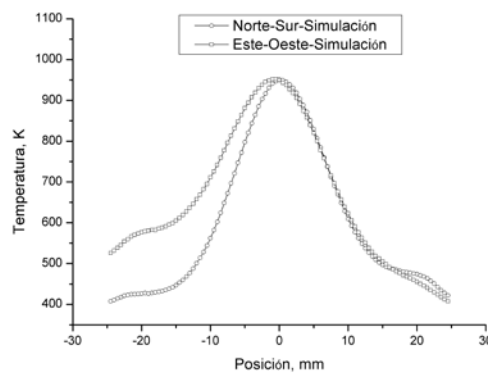


Fig. 4-96. Perfil de temperatura numérico a la entrada del absorbedor de una porosidad con malla tipo F para una velocidad de circulación del fluido de 1 m/s. (a) Eje NS. (b) Eje EO

4.4.9.2.2 *Validación parcial para absorbedores volumétricos de doble y triple porosidad*

En esta sección se presenta la validación del modelo de manera parcial para los absorbedores de doble y de triple porosidad. La validación incluye únicamente el análisis de la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor y la eficiencia del absorbedor. La temperatura del sólido a la entrada de cada absorbedor de doble y triple porosidad no se comparará por lo presentado anteriormente y explicado en el Anexo D.

Respecto a la validación de los absorbedores de doble porosidad, omitiremos el análisis de aquellos absorbedores cuya malla base es la malla C (CE, CF) y la malla D (DE, DF), dado que no producen ninguna mejora significativa sobre la malla base, como se vio en la sección 4.4.9.1.2.

Los datos obtenidos numéricamente se calcularon para un mismo mapa de flujo mientras que los datos experimentales se obtuvieron para la media de los ensayos del capítulo 3.

4.4.9.2.2.1 *Validación absorbedores de doble porosidad*

En la Tabla 4-29 se presenta la temperatura del fluido (K) obtenida experimental y numéricamente para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) así como su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (K)	N, (K)	Df, (%)	E, (K)	N, (K)	Df, (%)
AC	597	595	-0.3	639	638	-0.1
AD	602	599	-0.5	645	643	-0.4
AE	598	597	-0.1	640	641	0.1
AF	606	599	-1.2	653	643	-1.5
BC	589	597	1.4	630	641	1.7
BD	590	601	1.7	631	645	2.2
BE	585	600	2.5	623	644	3.3
BF	593	600	1.2	636	645	1.3

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-29. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un ~3 %.

En la Tabla 4-30 se presenta la potencia ganada por el fluido (W) experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un ~5 %.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (W)	N, (W)	Df, (%)	E, (W)	N, (W)	Df, (%)
AC	703	712	1.3	689	692	0.4
AD	716	722	0.8	703	702	-0.2
AE	709	718	1.3	697	698	0.1
AF	724	722	-0.3	717	702	-2.2
BC	691	718	3.7	678	698	2.8
BD	696	726	4.1	681	706	3.5
BE	691	724	4.6	672	704	4.6
BF	699	725	3.7	689	706	2.4

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-30. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

En la Tabla 4-31 se presenta, para los absorbedores de doble porosidad con mallas base tipo A y tipo B, la eficiencia del absorbedor (%) obtenida experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) y su comparación.

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un ~5 %.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (%)	N, (%)	Df, (%)	E, (%)	N, (%)	Df, (%)
AC	86.6	90.0	3.8	84.9	87.5	3.0
AD	88.1	91.2	3.4	86.6	88.7	2.4
AE	87.1	90.7	3.9	85.7	88.2	2.8
AF	89.1	91.2	2.3	88.3	88.7	0.5
BC	86.7	90.7	4.5	85.1	88.2	3.5
BD	87.5	91.7	4.6	85.6	89.3	4.1
BE	86.8	91.5	5.1	84.7	89.0	4.7
BF	87.9	91.7	4.1	86.7	89.2	2.8

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-31. Comparación de los valores experimentales y numéricos de la eficiencia del absorbedor volumétrico de doble porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

Se observa en las tablas anteriores que los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B presentan un error mayor que aquellas con malla base tipo A. Igual ocurre con los absorbedores de porosidad homogénea, donde los absorbedores de porosidad homogénea con malla tipo A (con un error máximo de 0.9, 3.8 y 3.8 % para la temperatura del fluido, la potencia ganada a través del absorbedor y la eficiencia del absorbedor respectivamente) presentan un error menor que aquellos con la malla tipo B (con un error máximo de 1.8, 4.2 y 4.7 % para la temperatura del fluido, la potencia ganada a través del absorbedor y la eficiencia del absorbedor respectivamente). Es importante recordar que para los datos obtenidos numéricamente se ha utilizado el mismo mapa de flujo para todas las simulaciones mientras que los datos experimentales se han obtenido para cada uno de los mapas de flujo obtenido a escala de laboratorio.

Esta diferencia es mínima, y puede deberse a diversos factores. Por un lado factores numéricos como la utilización de un método simplificado para definir las propiedades ópticas del medio poroso mediante óptica geométrica o la menor fiabilidad de las correlaciones de obtención del coeficiente de transferencia de calor, explicarían esta diferencia. Por otro lado, también puede deberse a factores experimentales, donde la asunción de un mapa de flujo y unos caudales constantes y fijos para todas las simulaciones también explicaría las desviaciones entre los datos numéricos y experimentales.

4.4.9.2.2 Validación absorbedores de triple porosidad

En la Tabla 4-32 se presenta la temperatura del fluido (K) obtenida experimental y numéricamente para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) así como su comparación. Los datos presentados son la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un ~1 %.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (K)	N, (K)	Df, (%)	E, (K)	N, (K)	Df, (%)
ACE	597	596	-0.2	638	639	0.1
ACF	595	595	0.0	635	638	0.5
ADE	605	599	-1.0	649	643	-1.0
ADF	605	599	-1.1	647	643	-0.7
BCE	596	598	0.3	640	641	0.2
BCF	596	597	0.1	641	641	0.1
BDE	597	602	0.8	638	645	1.2
BDF	601	600	-0.1	643	645	0.4

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-32. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la temperatura del fluido a la salida del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

En la Tabla 4-33 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la potencia ganada por el fluido (W) a través del absorbedor de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un ~ 4 %.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (W)	N, (W)	Df, (%)	E, (W)	N, (W)	Df, (%)
ACE	703	714	1.5	689	694	0.7
ACF	702	711	1.3	688	692	0.7
ADE	718	722	0.6	708	702	-0.8
ADF	725	721	-0.5	710	702	-1.1
BCE	706	718	1.7	698	699	0.1
BCF	698	717	2.7	686	699	1.8
BDE	699	728	3.9	684	708	3.3
BDF	707	724	2.4	693	708	2.1

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-33. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

En la Tabla 4-34 se presentan los datos obtenidos experimentalmente y con el modelo de simulación en CFD para dos de los cuatro ensayos realizados (7 y 6 m³/h) y su comparación. Los datos presentados son la eficiencia del absorbedor (%) de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B.

Malla	v = 1.00 m/s			v = 0.848 m/s		
	E, (%)	N, (%)	Df, (%)	E, (%)	N, (%)	Df, (%)
ACE	86.8	90.2	3.7	85.1	87.7	2.9
ACF	86.9	89.9	3.3	85.6	87.5	2.2
ADE	88.0	91.3	3.6	86.7	88.7	2.3
ADF	88.6	91.1	2.7	86.8	88.7	2.1
BCE	86.5	90.8	4.7	84.7	88.3	4.1
BCF	86.9	90.6	4.1	85.3	88.3	3.4
BDE	87.1	92.0	5.3	85.3	89.4	4.6
BDF	87.4	91.5	4.5	85.7	89.4	4.1

E (experimental); N (numérico); Df (diferencia numérico-experimental en %);

Para el cálculo experimental de la potencia ganada por el aire, se ha utilizado el valor medio de temperatura de todos los ensayos realizados en cada caso

Tabla 4-34. Comparación de los valores experimentales y numéricos para la eficiencia del absorbedor volumétrico de triple porosidad construido con mallas base tipo A y tipo B

La mayor diferencia numérico-experimental de los ocho absorbedores analizados en valor absoluto es menor a un $\sim 5\%$.

En el caso de los absorbedores de triple porosidad no se observa una mayor desviación entre los absorbedores con malla base tipo B respecto a los de malla base tipo A. En este caso, la diferencia se atenúa al tener la radiación un mayor recorrido óptico a través de las tres porosidades.

Es necesario destacar que para los datos obtenidos numéricamente se ha utilizado un único mapa de flujo para todas las simulaciones, mientras que los datos experimentales se han obtenido para cada uno de los mapas de flujo obtenido a escala de laboratorio.

4.4.10 Resumen y conclusiones

En el presente capítulo numérico, se ha presentado la metodología seguida para obtener un modelo homogéneo equivalente en condiciones de no equilibrio térmico local que permita conocer el comportamiento de un absorbedor volumétrico de una manera mucho más ágil y efectiva que un modelo detallado. El modelo implantado en el software de simulación numérica STAR-CCM+ es fácilmente adaptable a diversos materiales y configuraciones mediante la adecuada definición de una serie de parámetros de entrada.

El modelo global presentado necesita una serie de variables de entrada para su correcto funcionamiento que se presentan a continuación:

- Coeficientes de permeabilidad inercial y de permeabilidad viscosa, que se obtuvieron experimentalmente (ver sección 4.4.2.1), mediante la Ley de Darcy-Forchheimer. Ambos, son necesarios para resolver la ecuación macroscópica de cantidad de movimiento para un medio poroso.
- Coeficientes geométricos: porosidad, superficie específica, diámetro hidráulico, obtenidos de la literatura (ver Tabla 3-8 y Tabla 3-9).
- Coeficiente volumétrico de transferencia de calor, obtenido numéricamente y de manera detallada en la presente tesis doctoral en la sección 4.4.2.2. Se han analizado los coeficientes de transferencia de calor volumétrica en condiciones locales h_{lv} y los coeficientes de transferencia de calor en condiciones locales h_l de seis tipos de mallas comerciales. En el estudio se seleccionaron mallas con porosidades similares (A-B; C-D; E-F) y parámetros geométricos distintos.

Se puede concluir que el parámetro principal que define la cantidad de calor transferido por una malla, y por tanto el valor de los coeficientes estudiados, va asociado a su superficie específica. Observándose que aún con distintas porosidades pero superficie específica similar, los resultados son similares, como ocurre con la malla tipo C y la malla tipo E. También se puede afirmar que a mayor superficie específica mayor transferencia de calor.

Además, destacar que las simulaciones para mallas con altas superficies específicas como la malla tipo D y tipo F, son complejas de analizar a nivel numérico, especialmente la malla tipo F, debido a una menor fiabilidad del coeficiente convectivo obtenido experimentalmente. Aun así, se han analizado los datos numéricos obtenidos para tratar de confirmar en un modelo global su posible viabilidad, conociendo de antemano que su incertidumbre numérica es mayor.

- Conductividad efectiva del sólido y del fluido, obtenidos de la literatura (ver sección 4.4.2.4).
- Propiedades ópticas del medio poroso, obtenidas aplicando la óptica geométrica presente en la literatura (ver sección 4.4.2.3).
- Flujo concentrado incidente, obtenido experimentalmente en la sección 4.4.2.5

Una vez desarrollado el modelo homogéneo equivalente, se realizó un estudio paramétrico para analizar el comportamiento global de distintos absorbedores volumétricos con porosidades y características geométricas diferentes, bajo unas condiciones de entrada fijas y constantes, analizando el efecto de configuraciones de porosidad gradual decreciente.

- La primera parte del estudio muestra que para configuraciones de porosidad homogénea, las mallas que presentan un alto valor del coeficiente de transferencia de calor suelen presentar una menor temperatura de la matriz sólida tanto a la entrada como a la salida. Este fenómeno suele ir asociado a mayores valores del coeficiente de extinción, que originan la absorción de la radiación solar en los primeros milímetros y/o capas del absorbedor, dificultando su transferencia en profundidad.
- De manera general, tras el análisis de los resultados de absorbedores con geometrías de doble porosidad gradual, se observa que lo más interesante a la hora de maximizar la temperatura del fluido y minimizar la de la matriz sólida es el apilamiento de mallas de porosidad gradual decreciente, con un coeficiente de transferencia de calor y un coeficiente de extinción creciente. En ese caso, destacamos que la mejor geometría de doble porosidad es la que cumple estos requisitos, la malla BF. Donde la malla B, dentro de las mallas de alta porosidad, tiene un mayor coeficiente de transferencia de calor y un valor del coeficiente de extinción moderado (aunque mayor que la malla tipo A) y la malla F, como malla que conforma la segunda porosidad de orden decreciente y con un elevado valor de transferencia de calor y del coeficiente de extinción.

- La última parte del análisis muestra el comportamiento de absorbedores volumétricos con triple porosidad gradual. De manera general se observa que se vuelve a cumplir que los absorbedores con porosidad gradual decreciente y coeficiente de extinción y de transferencia de calor creciente mejoran los absorbedores precedentes, por ejemplo, si observamos la temperatura de salida del aire se obtiene:

- Configuración ADF (722.5 K) > AD (721.5 K) > A (701.0 K).
- Configuración BDF (729.1 K) \approx BD (729.1 K) > B (715.5 K).

Pero en ningún caso se consigue que los absorbedores de triple porosidad mejoren las configuraciones óptimas de los absorbedores de doble porosidad:

- Configuración AF: 723.3 K.
- Configuración BF: 730.9 K.

- En cualquier caso, este comportamiento es el observado para las mallas tratadas en la presente tesis doctoral. Queda abierto para futuros trabajos, tratar de optimizar la configuración geométrica de un absorbedor de porosidad gradual, donde las primeras capas presenten un menor coeficiente de extinción y mayor coeficiente de transferencia de calor (este comportamiento se ha observado claramente al pasar de una primera malla tipo A a una malla tipo B) y una secuencia de capas de porosidad gradual decreciente con un coeficiente de transferencia de calor y un coeficiente de extinción creciente (que también se ha demostrado en el presente estudio que es la secuencia óptima a seguir).

Una vez realizado el análisis paramétrico, se validó el modelo homogéneo equivalente para absorbedores de porosidad homogénea, de doble porosidad y de triple porosidad utilizando los datos experimentales disponibles.

Para la validación de los absorbedores de porosidad homogénea se utilizaron los siguientes datos experimentales: (a) temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, (b) potencia ganada por el aire a su paso por el absorbedor, (c) eficiencia del absorbedor y (d) temperatura frontal de la matriz sólida. Las principales conclusiones extraídas son:

- Respecto a la primera de las variables analizadas, la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la máxima desviación entre los datos experimentales y los datos numéricos para un caudal de 7 m³/h ocurría para las mallas en las que la evaluación del coeficiente volumétrico de transferencia de calor resultó más complejo, las mallas tipo D y tipo F, con unos errores de -4.0 y -7.3 % respectivamente. Para el resto de absorbedores (mallas tipo A, B, C, y E), el máximo error entre las variables fue del 1.4 %.
- La segunda y la tercera de las variables analizadas, la potencia ganada por el aire a su paso por el absorbedor así como su eficiencia, muestra un comportamiento paralelo al de la temperatura del fluido a la salida del absorbedor.

- Por último, la temperatura de la matriz sólida en la superficie frontal del absorbedor sólo pudo registrarse con fiabilidad para valores de porosidad medios/bajos (mallas tipo C, D, E), siendo el máximo error para un caudal de $7 \text{ m}^3/\text{h}$ de -6.7% , mostrando la cámara infrarroja y las simulaciones numéricas unos ajustes excelentes para todos los casos analizados. Por contra, las mallas que presentan un valor de porosidad alto junto con una luz de paso elevado (mallas tipo A y B), presenta dificultades para el registro de la temperatura máxima de la matriz sólida en la entrada puesto que hay una alta probabilidad de que el foco no incida directamente sobre la superficie sólida de la primera malla y haya penetrado en profundidad, además, como se muestra en el Anexo D, al tener una luz de paso alta, la cámara capta una temperatura mezcla de distintas mallas, sin tener un registro adecuado de la temperatura del sólido de la primera malla, por lo que el registro resulta poco fiable para este tipo de mallas. Además, el absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo F, tuvo problemas estructurales durante los ensayos que se realizaron que dificultaron la medida de la temperatura frontal de la fase sólida

Por otro lado se realizó una validación de los absorbedores de doble y de triple porosidad de manera parcial. Esta validación incluye el análisis de la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, la potencia ganada por el fluido a través del absorbedor y, la eficiencia del absorbedor, ya que la temperatura del sólido a la entrada de cada absorbedor de doble y triple porosidad corresponde con la temperatura del absorbedor de porosidad homogénea presentada en la sección 4.4.9.2.1.

- De la comparación numérico-experimental para los absorbedores de doble porosidad se observa que aquellos con malla base tipo B presentan un error mayor que aquellas con malla base tipo A, al igual que ocurría con los absorbedores de porosidad homogénea. Aun así, esta diferencia es mínima, y puede deberse a diversos factores, por un lado factores numéricos, en los que la definición de las propiedades ópticas del medio poroso mediante óptica geométrica, que es un método simplificado, o la menor fiabilidad de las correlaciones de obtención del coeficiente de transferencia de calor explicaría esta diferencia. Por otro lado, también puede deberse a factores experimentales, donde la asunción de un mapa de flujo y unos caudales constantes y fijos para todas las simulaciones también explicaría las desviaciones entre los datos numéricos y experimentales. Respecto a la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor, para un caudal de $7 \text{ m}^3/\text{h}$, la máxima desviación entre los datos experimentales y los datos numéricos para los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A es de -0.5% , mientras que para aquellos con malla base tipo B la máxima desviación es de 2.5% .
- En el caso de los absorbedores de triple porosidad no se observa una mayor desviación entre los absorbedores con malla base tipo B respecto a los de malla base tipo A. En este caso, la diferencia se atenúa al tener la radiación un mayor recorrido óptico a través de tres porosidades. La máxima desviación de la temperatura media del fluido a la salida del absorbedor entre los datos experimentales y los datos numéricos, para un caudal de $7 \text{ m}^3/\text{h}$, para aquellos con malla base tipo A es de -1.1% , mientras que para los de malla base tipo B es de 0.8% .

- En todos los casos, las desviaciones siempre se encuentran en valores muy adecuados y las diferencias numérico-experimentales se deben a las asunciones realizadas en el modelo global, como la consideración de un único mapa de flujo de entrada, o un caudal volumétrico o una temperatura ambiente también constantes para todas las simulaciones.

De manera general, se considera validado el modelo con los datos experimentales obtenidos en el capítulo de experimentación.

Capítulo 5

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este capítulo se presenta un resumen de las principales conclusiones obtenidas en esta tesis doctoral, cuyo objetivo principal es la investigación experimental y teórica del concepto de absorbedor volumétrico de porosidad gradual, construido con mallas metálicas, para su utilización en las tecnologías termosolares de receptor central con aire atmosférico.

Como punto de partida, se realizó un estudio sobre la situación energética actual y las principales tecnologías termosolares en general, particularizando para aquellas de receptor central con aire atmosférico. A continuación, se diseñaron y construyeron una serie de instalaciones experimentales para la evaluación termodinámica y la medida de la caída de presión en absorbedores volumétricos de porosidad gradual. Por último, se desarrolló un código de simulación para un modelo homogéneo equivalente en condiciones de no-equilibrio térmico local que permite predecir el comportamiento de este tipo de absorbedores.

Finalmente se presentan unas conclusiones generales de la tesis así como las futuras líneas de trabajo que se proponen tras la realización del presente trabajo.

5.1 Sumario y conclusiones por capítulos

5.1.1 Desarrollo experimental

Actividades realizadas

- Se diseñó y construyó una instalación, a escala de laboratorio, para el ensayo y evaluación termodinámica de absorbedores volumétricos de 1 kW_t , con un tamaño circular que oscila desde los 40 a los 60 mm, de una manera ágil, versátil y con la que poder extraer conclusiones preliminares y criterios de selección de forma más rápida y efectiva que con instalaciones de mayor tamaño.
- Se diseñó y construyó una instalación para la medida de la diferencia de presión generada a través distintos absorbedores ensayados, con el objeto de determinar los coeficientes de permeabilidad inercial y de permeabilidad viscosa necesarios en los códigos de simulación que, a su vez son necesarios para determinar la caída de presión teórica de las distintas configuraciones en condiciones de operación. Además, este parámetro es importante a la hora de determinar las pérdidas de carga asociadas a cada absorbedor.
- Se seleccionaron 6 tipos de malla metálica comercial con distintas características geométricas, buscando parejas de porosidades similares para analizar la influencia, tanto de la porosidad como de los parámetros geométricos de la malla (diámetro del hilo y paso de luz). El material seleccionado para las mallas fue acero inoxidable austenítico AISI 310 que por su composición y propiedades es óptimo para trabajar a altas temperaturas. En la siguiente tabla se presenta un resumen de las características de las mallas.

Malla	Datos geométricos		Empaquetamiento alineado		Empaquetamiento escalonado	
	Diámetro de hilo	Paso de luz	\emptyset	a_v	\emptyset	a_v
	mm	mm	%	m^{-1}	%	m^{-1}
A	1.00	4	83.9	645	70.1	1194
B	0.70	2.5	82.3	1013	67.6	1849
C	0.50	1.4	78.4	1729	62.0	3044
D	0.16	0.4	76.4	5910	61.8	9552
E	0.63	1.0	66.7	2114	47.7	3322
F	0.13	0.2	66.0	10476	46.9	16330

- A partir de estas mallas, se construyeron 26 tipos de absorbedores volumétricos: 6 de porosidad homogénea, 12 de porosidad doble y 8 de porosidad triple. Para seleccionar el espesor de los mismos se utilizó su transmisividad como magnitud de referencia, de manera que el espesor del absorbedor alcanzaba su valor de diseño cuando la transmisividad del absorbedor era menor que el error de medida del sistema. Para absorbedores de doble porosidad, se seleccionó una transmisividad del 50 % a cada tipo de porosidad y cuando era de triple porosidad, se seleccionó una transmisividad del 33 % a cada tipo de porosidad.
- De cada absorbedor diseñado se realizaron ensayos para 4 caudales de aire, y cada uno de estos ensayos fue realizado al menos tres veces para asegurar la reproducibilidad de los mismos, para validar el diseño y comportamiento de la instalación experimental, y para validar el modelo propuesto.
- Además se ensayaron probetas de los absorbedores de referencia, TSA y SOLAIR. El objetivo fue validar el comportamiento de las instalaciones y la metodología experimental, comparando los resultados obtenidos con los datos de los absorbedores diseñados.

Resultados obtenidos

- Los principales resultados de absorbedores con porosidad homogénea mostraron que:
 - Los absorbedores de porosidad homogénea con mayor superficie específica (malla D y F) y, por tanto, menor tamaño de hilo son los que peor comportamiento termodinámico presentan.
 - El absorbedor con porosidad homogénea con malla tipo C, que tenía unos valores geométricos medios (diámetro de hilo de 0.5 mm, paso de luz de 1.4 mm, porosidad volumétrica de 61.8 %), es el absorbedor de porosidad homogénea que mejor se comporta.
 - El resto de absorbedores de porosidad homogénea tienen un comportamiento muy similar con el siguiente orden decreciente de la temperatura del aire a la salida del absorbedor: $E > B > A$.
 - La superficie específica de cada malla es una variable que nos permite estimar cuanta superficie de hilo se enfrenta a la corriente de aire. Por lo tanto, mallas con una alta superficie específica tienen una pérdida de carga alta y debido a la gran cantidad de hilo que enfrentan al aire tienen unas mayores pérdidas térmicas frontales.
- Los principales resultados de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo A muestran lo siguiente:
 - Todos los absorbedores de doble porosidad mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla base tipo A.

- La máxima mejora se produce con la combinación de mallas AF, donde la primera malla presenta una alta porosidad y la menor superficie específica respecto al resto de mallas seleccionadas, por lo que permite una mayor transmisión de la radiación solar hacia el interior (a costa de una peor transferencia de calor). Además, con la malla F en la parte trasera, que es la malla con mayor superficie específica, se produce una eficiente transferencia del calor al aire de la radiación transmitida por la malla tipo A.
 - La segunda mejor combinación corresponde con el absorbedor AD, que es la segunda combinación más extrema dado que la malla A es la de menor superficie específica y la malla D es la segunda con mayor superficie específica. A pesar de esto, sus resultados son muy similares al resto de configuraciones AC y AE.
 - A nivel de eficiencias, las diferencias entre las distintas configuraciones son más apreciables, destacándose un incremento de un 4.2 % de la malla base tipo A a la configuración AF, para un caudal de ensayo de $7 \text{ m}^3/\text{h}$.
- Los principales resultados de los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo B muestran lo siguiente:
 - A nivel de temperatura del aire a la salida del absorbedor, solo un absorbedor de doble porosidad (BF) mejora claramente el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla base tipo B. El resto de absorbedores combinados tienen un rango de temperaturas muy similares.
 - Respecto a las eficiencias se observa un comportamiento muy similar al de las temperaturas del aire a la salida del absorbedor, mostrando que el absorbedor BF es el que más claramente mejora a eficiencia de la malla base tipo B, mientras que las mallas BD y BC igualan o mejoran levemente dicha eficiencia y la malla BE la iguala o la empeora levemente. La máxima mejora producida entre el absorbedor BF y el absorbedor formado por malla base tipo B para un caudal de $7 \text{ m}^3/\text{h}$ es de 1.2 %.
 - La configuración BF (la mejor de doble porosidad con malla base tipo B) no mejora los resultados de la configuración AF (la mejor de doble porosidad con malla base tipo A), a pesar de que la malla B presenta una alta porosidad (similar a la porosidad de la malla base tipo A). Este peor rendimiento (87.9 % frente a 89.1 %) se debe a que las mallas traseras (tipo F) de ambos absorbedores se encuentran más cerca de la superficie frontal en el absorbedor BF que en el AF, provocando unas mayores pérdidas por re-radiación.
- Los absorbedores de doble porosidad con malla base tipo C y tipo D presentan una mejora mínima, prácticamente indetectable a nivel experimental. Aun así, se observa una ligera tendencia positiva en los absorbedores que en sus mallas traseras cuentan con la malla tipo F. Esto se debe a que las geometrías base son difícilmente mejorables por sus buenas propiedades geométricas, permitiendo un equilibrio entre transmisión solar y transferencia de calor. La malla tipo C es el mejor absorbedor de porosidad homogénea, por lo tanto la

incorporación de mallas tipo F produce mejora prácticamente despreciable. El absorbedor con malla tipo D, de alta porosidad y muy alta superficie específica, origina unas altas pérdidas frontales y el efecto de la incorporación de mallas traseras igualmente se puede considerar despreciable.

- Los principales resultados de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo A muestran lo siguiente:
 - A nivel de temperatura del aire a la salida del absorbedor, todos los absorbedores de triple porosidad mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla base tipo A.
 - Los diseños de porosidad triple se basan en los diseños de porosidad doble AC y AD, a los que se añaden mallas de porosidad menor que las anteriores, siguiendo el esquema: alta porosidad / media porosidad / baja porosidad.
 - A nivel de temperatura del aire a la salida del absorbedor, los diseños de porosidad triple en base a la configuración AC empeoran ligeramente el absorbedor base AC, mientras que los diseños de porosidad triple en base a la configuración AD mejoran ligeramente el absorbedor base AD.
 - En cuanto a la temperatura del aire a la salida del absorbedor, los absorbedores que mejores resultados muestran son las configuraciones ADE y ADF en ese orden.
 - Se observa que las configuraciones de porosidad triple ACE y ACF, y las configuraciones ADE y ADF tienen unos rangos de temperaturas muy similares entre sí y con las mallas de doble porosidad AC y AD respectivamente.
 - Considerando la eficiencia global del absorbedor, ésta mejora cuando la malla final de cada composición es del tipo F. Aun así la mejora que se produce respecto a los absorbedores de doble porosidad AC y AD es muy leve.
 - La diferencia de eficiencia entre el mejor (ADF) y el peor absorbedor (A) es del 3.7 %. Y la mejora que se produce entre los absorbedores de doble porosidad AC y AD y los mejores absorbedores de triple porosidad, ACF y ADF, es de 0.3 y 0.5 % respectivamente, para un caudal de 7 m³/h.

- Los principales resultados de los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B muestran lo siguiente:
 - A nivel de temperatura del aire a la salida del absorbedor, todos los absorbedores de triple porosidad mejoran el comportamiento del absorbedor de porosidad homogénea con malla base tipo B.
 - A nivel de temperatura del aire a la salida del absorbedor, las composiciones que mejores resultados muestran son las configuraciones BCF y BDF, el primero a caudales bajos y el segundo a caudales altos, con unos valores muy similares.

- El rango de temperaturas de todos los absorbedores de triple porosidad con malla base tipo B son muy similares entre sí, y ligeramente superiores a las configuraciones B, BC y BD.
- Considerando la eficiencia global del absorbedor, ésta mejora cuando la malla final de cada composición es del tipo F. Aun así la mejora que se produce respecto a los absorbedores de doble porosidad BC y BD es muy leve.
- La diferencia de eficiencia entre el mejor (BDF) y el peor absorbedor (B) es del 0.7 %. Y la mejora que se produce entre los absorbedores de doble porosidad BC y BD y los mejores absorbedores de triple porosidad, BCF y BDF, es de 0.2 y -0.1 % respectivamente, para un caudal de 7 m³/h.
- Los 5 absorbedores ensayados que mejor temperatura han obtenido a la salida del absorbedor, para un caudal de 7 m³/h, son los siguientes: AF, ADE, ADF, AD y CE, con una temperatura de 606.2, 605.4, 605.2, 602.3 y 601.8 K respectivamente.
- Los 5 absorbedores ensayados que mejor eficiencia han obtenido, para un caudal de 7 m³/h, son los siguientes: C, CF, CE, AF y ADF con una eficiencia de 90.3, 90.2, 90.1, 89.1 y 88.6 % respectivamente.

Los 5 mejores absorbedores de cada caso se han comparado con los absorbedores de referencia (TSA y SOLAIR) y se concluye que:

- Los absorbedores AF y ADE presentan una temperatura mayor que los absorbedores de referencia para todos los caudales ensayados, mientras que los absorbedores ADF y AD presentan una temperatura mayor que el absorbedor de referencia SiC y, sólo en algunos caudales, una temperatura mayor que el absorbedor TSA. Por último, el absorbedor CE tiene un nivel de temperaturas muy similar al absorbedor de SiC o ligeramente superior.
- Sólo el absorbedor AF presenta una eficiencia mayor que los absorbedores de referencia para todos los caudales ensayados, mientras que los absorbedores C, CE y CF sólo presentan una eficiencia mayor que los absorbedores de referencia a altos caudales. Por último, el absorbedor ADF tiene un nivel de eficiencia inferior a los absorbedores de referencia excepto para el mayor caudal ensayado.

Conclusiones

- Todos los datos obtenidos en la presente tesis doctoral son válidos para un apilamiento escalonado. Con otro tipo de apilamiento los resultados son susceptibles de variar.
- De los resultados experimentales se extrae que algunos cambios de diseño de los absorbedores son muy leves para poder ser detectados, incluso a escala de laboratorio.

- Todos los resultados obtenidos experimentalmente son susceptibles de mejorar si, previamente a la experimentación, se somete a las mallas metálicas a un proceso de oxidación y/o se recubren con pintura negra que aumente su absorptividad.
- Para un absorbedor de porosidad homogénea construido con mallas metálicas, se concluye que la mayor eficiencia se obtiene para unos valores geométricos medios (de porosidad volumétrica, diámetro de hilo y paso de luz de la malla), como ocurre en el caso de la malla tipo C.
- Para un absorbedor de doble porosidad se concluye que interesa una porosidad volumétrica alta en las primeras capas, junto con una baja superficie específica, mientras que en las capas traseras interesan los parámetros contrarios: una baja porosidad volumétrica y una alta superficie específica. Además, es importante que las mallas traseras se encuentren a una profundidad adecuada para evitar que su emisión por re-radiación escape del absorbedor.
- Para un absorbedor de triple porosidad se concluye que en las primeras mallas metálicas interesa, al igual que en los absorbedores de doble porosidad, una alta porosidad y una baja o media superficie específica. Una vez seleccionada la primera o primeras mallas metálicas, las mejores configuraciones son aquellas que tienen una porosidad decreciente con el espesor del volumétrico, mejorando el comportamiento cuando la superficie específica toma un valor creciente con el espesor.
- Finalmente, se concluye que entre las configuraciones desarrolladas y estudiadas experimentalmente en la presente tesis, existen configuraciones que mejoran o igualan el comportamiento de los absorbedores de referencia con una configuración diferente, que aporta una mayor ligereza al absorbedor y un menor consumo de material para su construcción.

5.1.2 Simulación numérica

Actividades realizadas

- Se obtuvo el coeficiente volumétrico de transferencia de calor, siguiendo la metodología descrita en el Capítulo 4, para las 6 mallas comerciales estudiadas, con el objetivo de usar correlaciones numéricas que mejoraran la información presente en la bibliografía.
- Se desarrolló un modelo en CFD para estudiar el comportamiento termofluidodinámico de absorbedores volumétricos usando como variables de entrada datos experimentales, bibliográficos y numéricos, y asumiendo las siguientes premisas:
 - Simulación tridimensional del medio poroso.
 - Mapa de flujo a la entrada del absorbedor en condiciones no-homogéneas.
 - Propiedades ópticas y geométricas variables con el espesor.

- Modelo en estado de no-equilibrio térmico local.
 - Coeficiente convectivo de transferencia de calor volumétrico en condiciones locales.
 - Acoplamiento de la ecuación de transferencia radiativa a la ecuación de energía de la fase sólida.
- Se realizó un estudio paramétrico, bajo unas condiciones de entrada fijas y constantes, para estudiar el comportamiento de los absorbedores volumétricos estudiados experimentalmente aislando los posibles efectos provocados por un mapa de flujo heterogéneo.
 - Se validó el modelo homogéneo equivalente para absorbedores de porosidad homogénea, de doble y de triple porosidad, utilizando los datos experimentales disponibles, obtenidos en el Capítulo 3. Según el tipo de malla analizada y sus características geométricas, se han usado como variables de comparación, la temperatura del fluido a la salida del absorbedor, la potencia y, por ende, la eficiencia del absorbedor, así como la temperatura frontal de la matriz sólida.

Resultados obtenidos

- Del estudio detallado del coeficiente volumétrico de transferencia de calor se obtuvieron los siguientes resultados principales:
 - Se analizaron los coeficientes de transferencia de calor volumétrica en condiciones locales h_{lv} y los coeficientes de transferencia de calor en condiciones locales h_l de seis tipos de mallas comerciales. En el estudio se seleccionaron mallas con porosidades similares (A-B; C-D; E-F) y parámetros geométricos distintos, obteniéndose los siguientes resultados:
 - Mallas con porosidades distintas pero similar superficie específica presentan tasas de transferencia de calor similares, como ocurre con la malla tipo C y tipo E.
 - Mallas con una alta superficie específica, como la malla tipo F o la malla tipo D, son complejas de analizar numéricamente por su alta transferencia de calor. Así, una malla tipo F (malla con mayor superficie específica) frente a una malla tipo A (malla con menor superficie específica) tiene una tasa de transferencia de calor al menos 150 veces superior.

- A partir de los datos numéricos, se han obtenido correlaciones del tipo: $Nu_{IV} = c1 \cdot Re^{c2} \cdot Pr^{c3}$ para cada una de las 6 mallas comerciales estudiadas.

Malla	c1	c2	c3
A	110.9	0.4941	9.185
B	87.7	0.4594	8.121
C	69.86	0.3524	6.495
D	99.38	0.3122	6.836
E	136.9	0.4273	9.348
F	1359	0.5867	16.22

- Del estudio paramétrico realizado con el modelo homogéneo equivalente desarrollado bajo unas condiciones de entrada fijas y homogéneas se obtuvieron los siguientes resultados:
 - Para configuraciones de porosidad homogénea:
 - Las mallas D y F, que son las que tienen un mayor coeficiente de extinción, presentan la menor temperatura del fluido a la salida del absorbedor a pesar de tener los mejores coeficientes de transferencia de calor.
 - Al igual que ocurría experimentalmente, la malla que presenta un mejor comportamiento es la malla C, que tiene unos valores moderados de porosidad y de superficie específica.
 - Para configuraciones de doble porosidad:
 - Las mallas traseras que conforman el absorbedor de porosidad gradual con una alta superficie específica (malla tipo D y tipo F) producen simultáneamente un mayor calentamiento del fluido y enfriamiento del sólido, mientras que las mallas con menor superficie específica (malla tipo C y E) tienen el mismo comportamiento pero de una manera más suavizada y no llegando a los mismos niveles de temperatura.
 - Numéricamente la mejor configuración geométrica es la BF, frente a la AF obtenida experimentalmente. Esta diferencia se debe a la limitación del modelo homogéneo equivalente que considera las pérdidas únicamente desde la capa frontal.
 - Para las configuraciones de triple porosidad gradual se verifica numéricamente que no mejoran a los mejores absorbedores de doble o si lo hacen es levemente.
- De la validación del modelo homogéneo equivalente para absorbedores de porosidad homogénea, de doble y de triple porosidad se obtuvieron los siguientes resultados:
 - Para configuraciones de porosidad homogénea, se ha obtenido una máxima desviación numérico-experimental de la temperatura del fluido a la salida del absorbedor del 7 % para una malla tipo F y del 4 % para la malla tipo D, las mallas

con más alta superficie específica y menor fiabilidad de la correlación obtenida, mientras que para el resto de mallas el error máximo fue de un 1.4 %.

- Respecto a la potencia ganada por el aire en el absorbedor y la eficiencia del mismo se muestra el mismo orden de magnitud pero con una mayor desviación. Esto se debe fundamentalmente a haber considerado el mismo mapa de flujo para todas las simulaciones, así como una temperatura ambiente constante para las simulaciones.
- Por último, la medida de la temperatura frontal de la matriz sólida sólo se registró con fiabilidad en las mallas tipo C, D y E siendo el máximo error registrado de un 7 %. La temperatura de las mallas tipo A y B obtenida experimentalmente no se podían comparar con los datos numéricos ya que existía una alta variabilidad de la temperatura frontal, causada por una temperatura mezcla de la matriz sólida de las primeras mallas. Por último, el registro de la temperatura de la malla tipo F resultó complejo, ya que durante sus ensayos sufrió constantes deformaciones estructurales que falseaban la medida al variar su posición.
- Para los absorbedores de doble porosidad sólo se verificaron las variables de la fase fluida. De manera general, se observó que aquellos absorbedores con malla base tipo B presentan una desviación mayor que los que tienen malla base tipo A, con una desviación máxima del 0.5 % y del 2.5 % respectivamente.
- Para los absorbedores de triple porosidad no se observó una mayor dispersión entre un tipo de malla base u otra. Siendo el máximo error para los absorbedores con malla base tipo A de un 1.1 % y del 0.8 % para los de malla base tipo B.

Conclusiones

- Del estudio detallado del coeficiente volumétrico de transferencia de calor se concluye que:
 - El parámetro principal que define la cantidad de calor transferido para cada malla es su superficie específica.
 - Las correlaciones del coeficiente volumétrico de transferencia de calor obtenidas muestran unos órdenes de magnitud adecuados comparados con otras correlaciones presentes en la bibliografía.
- El modelo desarrollado incorpora una serie de variables y desarrollos que nunca antes habían sido utilizadas conjuntamente.
- Del estudio paramétrico realizado con el modelo homogéneo equivalente desarrollado bajo unas condiciones de entrada fijas y homogéneas se obtuvieron las siguientes conclusiones:
 - Para configuraciones de porosidad homogénea:
 - Las mallas que presentan un alto valor del coeficiente de transferencia de calor (alta superficie específica) presentan una menor temperatura de la matriz sólida tanto a la entrada como a la salida.

- El coeficiente de extinción tiene un papel importante pero no decisivo cuando su valor es moderado.
- Para maximizar la ganancia de energía de la fase fluida es necesario contar con un valor bajo para el coeficiente de extinción y alto para el coeficiente de transferencia de calor, lo cual es antagónico. La solución, por tanto, pasa por obtener un valor moderado para ambas variables.
- Para configuraciones de doble porosidad las conclusiones son similares a las obtenidas en la experimentación.
 - La configuración que maximiza la temperatura del fluido y minimiza la de la matriz sólida es el apilamiento de mallas con un coeficiente de transferencia de calor y coeficiente de extinción crecientes.
 - El modelo homogéneo equivalente presenta la limitación de considerar las pérdidas únicamente desde la capa frontal.
- Para las configuraciones de triple porosidad gradual se obtienen las mismas conclusiones que para las de doble porosidad. Se verifica numéricamente, que los absorbedores de triple porosidad no mejoran a los mejores absorbedores de doble o si lo hacen es levemente.
- Con los resultados obtenidos se considera validado el modelo numérico ya que es capaz de reproducir los datos reales obtenidos experimentalmente., y las principales diferencias entre ambos se deben a las simplificaciones realizadas en el modelo para una mayor estandarización del proceso.

5.2 Conclusiones generales

Es importante señalar que la presente tesis ha cumplido con los objetivos propuestos. A modo de resumen, las principales conclusiones generales y hechos destacados de esta tesis son:

- Se ha iniciado un proceso de investigación para absorbedores volumétricos de porosidad gradual a nivel experimental con el desarrollo de varios prototipos que han sido ensayados centenares de horas. Hasta el momento, no había en la literatura un trabajo experimental similar al aquí presentado.
- Se ha demostrado que el concepto de porosidad gradual tiene un potencial importante, a falta de un proceso de optimización, mejorando, o al menos igualando, varias configuraciones la eficiencia de los absorbedores volumétricos de referencia, con un coste mucho menor.
- Por otro lado, el desarrollo del presente trabajo de tesis ha propiciado el diseño y desarrollo de dos instalaciones experimentales a escala de laboratorio que han estado y están involucradas en varios proyectos de investigación, acumulando miles de horas de operación.

Algunos de los proyectos nacionales y europeos más destacados son SOLGEMAC, ALCCONES, DETECSOL, STAGE-STE y CAPTURE.

- A nivel de simulación se han realizado dos trabajos principales. Por un lado, se han estudiado con gran detalle los coeficientes de transferencia de calor para las mallas metálicas usadas experimentalmente, debido a la falta de información sobre este tipo de coeficientes. Por otro lado, se ha desarrollado un modelo de simulación completo que aglutina muchas variables presentadas en la literatura de esta tesis, que ningún modelo hasta el momento había incorporado simultáneamente y ha sido validado con numerosos datos experimentales para un gran número de configuraciones de absorbedores.

5.3 Trabajos futuros

Como consecuencia del trabajo aquí planteado, y en concordancia con las conclusiones extraídas se plantean las siguientes líneas de actuación a nivel experimental:

- Trabajar en la optimización los diseños de los absorbedores: ensayando nuevas porosidades, combinando tipos de apilamiento, y analizando la influencia de las pérdidas térmicas más allá de las capas frontales.
- Determinación experimental del coeficiente de extinción en mallas metálicas para la implementación de los resultados en el modelo en CFD que permita una mejor aproximación a la realidad.
- Usar un colimador de radiación a la salida del simulador solar para conseguir una distribución de flujo más homogénea que nos permita detectar de una manera más efectiva los cambios más sensibles entre los distintos tipos de absorbedores.

Respecto a los trabajos de simulación desarrollados, se proponen las siguientes líneas de actuación en investigaciones futuras:

- Estudiar el coeficiente de transferencia de calor para distintos apilamientos de mallas.
- Obtener una correlación general que abarque un amplio abanico de mallas de diversas características geométricas.
- Mejorar las condiciones de contorno de entrada, tanto para el fluido como para la fase sólida, del modelo global que simula el comportamiento del absorbedor volumétrico, siguiendo las aproximaciones presentadas en la literatura para pseudo-superficies.
- Incorporar y verificar los desarrollos experimentales al modelo homogéneo equivalente.

Capítulo 6

CONCLUSIONS AND FURTHER WORKS

This chapter presents a summary of the findings obtained in each of the chapters of this doctoral thesis, whose principal objective was to begin experimental and theoretical research on the concept of volumetric absorbers with gradual porosity, built with metallic wire mesh, for its application in power tower technology with atmospheric air as heat transfer fluid.

In line with this main objective, an introductory chapter presented the current energy situation and the principal concentrated solar power technologies in general, and, in particular, the atmospheric air central receiver technology, in order to carry out a bibliographic study of volumetric absorbers later. Then a series of experimental test beds, for the thermal evaluation and the measurement of the pressure drop, are developed with the goal of conducting tests of volumetric absorbers with gradual porosity. Afterwards a chapter on simulation is presented that presents an overall model to predict the behavior of volumetric absorbers with gradual porosity built with metallic wire mesh, as well as the variables needed for its development.

Finally, some general conclusions of the thesis are presented, as well as future lines of research that are proposed after the work carried out for the present doctoral thesis.

6.1 Summary and specific conclusions

6.1.1 Experimental development

Carried out activities

- It was designed and constructed a test bed, at lab-scale, to test and evaluate 1 kW_t circular-shape volumetric absorbers, which vary in size from 40 to 60 mm, as a flexible and versatile approach from which preliminary conclusions could be drawn rapidly and effectively.
- Moreover a test bed was developed to measure the difference in pressure generated by the different types of absorbers. After measuring the pressure drop, the inertial and viscous coefficients needed for simulation can be determined in order to obtain the pressure drop caused by the different configurations under operating conditions. Furthermore, this parameter is important when determining the pressure drop associated with each absorber.
- Six (6) metallic wire meshes were acquired with different geometric characteristics, but an eye toward finding pairs with similar porosities. In this way it was hoped to be able to analyze the effect of not only the porosity, but also of the geometric parameters of the mesh (wire diameter and mesh size). Finally, it was decided to use a 310 alloy that with its composition is optimal for working at high temperatures. Next table depicts a resume of the main mesh characteristics.

Malla	Datos geométricos		Empaquetamiento alineado		Empaquetamiento escalonado	
	Diámetro de hilo	Paso de luz	∅	a _v	∅	a _v
	mm	mm	%	m ⁻¹	%	m ⁻¹
A	1.00	4	83.9	645	70.1	1194
B	0.70	2.5	82.3	1013	67.6	1849
C	0.50	1.4	78.4	1729	62.0	3044
D	0.16	0.4	76.4	5910	61.8	9552
E	0.63	1.0	66.7	2114	47.7	3322
F	0.13	0.2	66.0	10476	46.9	16330

- After acquiring six (6) commercially available metallic wire meshes, a total of 26 volumetric absorbers were built, using all the possible combinations of the 6 meshes acquired: 6 with homogeneous porosity, 12 with double porosity and 8 with triple porosity. In order to select the thickness of the absorbers, the transmissivity of each composition was measured so that the thickness reached its maximum value when the transmissivity of the

absorber was less than the measurement error of the system. When the absorbers were of double porosity, a transmissivity of 50 % was allowed for each type of porosity, and when it was of triple porosity, a transmissivity of 33 % was allowed for each type of porosity.

- An exhaustive set of tests with different configurations of volumetric absorbers with gradual and homogeneous porosity was carried out. For each absorber four mass flow rates were tested, and each of these tests were repeated at least three times to assure reproducibility of the measurements, to validate the test bed and to validate the numerical model developed.
- Moreover, a set of tests were carried out for the reference absorbers (TSA and SOLAIR),

Main results

- The main results from the absorbers with homogeneous porosity showed that:
 - The homogeneous porosity absorbers with larger specific surface areas (meshes D and F) and thus smaller wire sizes are those that had worse thermodynamic behavior.
 - The homogeneous porosity absorber with type C mesh, which had average geometric values (wire diameter of 0.5 mm, mesh size of 1.4 mm, porosity of 61.8 %), is the homogeneous porosity absorber that behaves the best.
 - The rest of the homogeneous porosity absorbers have similar behavior with the following descending order of the air temperature at the absorber outlet: $E > B > A$.
 - The specific surface area of each mesh is a variable that allows us to estimate how much of the wire surface comes into contact with the air mass flow. Hence, meshes with a large specific surface area have a high pressure drop and, as a result of the large amount of wire that receives the air, they have greater thermal losses coming out of the absorbers.
- The main results from the double porosity absorbers with a base of type A mesh show the following:
 - All the double porosity absorbers improved the behavior of the homogeneous porosity absorber with mesh A.
 - The greatest improvement is produced with the AF combination of meshes, where the first mesh, mesh A, offers a high porosity and the smallest specific surface area with respect to the rest of the meshes selected, consequently it permits greater transmission of the solar radiation toward the inside (at the cost of having a lower heat transfer). In addition, in the back part, with mesh F, a high, efficient transfer of heat to the air is produced from the radiation transmitted by the type A mesh.
 - The second best combination is that of the AD absorber, which is the second most extreme combination given that mesh A is the one with the smallest specific surface

area and mesh D is the one with the second largest specific surface area. In spite of this, their results are similar to the remaining AC and AE configurations.

- As regards efficiency, the differences between the different configurations are more notable, an increase of 4.2 % from the type A base mesh to the AF configuration, for a test flow rate of 7 m³/h being the most noteworthy.
- The main results of the double porosity absorbers with a base mesh of type B show the following:
 - As regards air temperature at the absorber outlet, only one double porosity absorber (BF) clearly improves the behavior of the homogeneous porosity absorber with type B base mesh. The remainders of the absorber combinations have a very similar range of temperatures.
 - As regards efficiency, behavior similar to that of the air temperatures at the absorber outlet is seen, demonstrating that the BF absorber is the one that clearly improves the efficiency of the type B base mesh the most, while the BD and BC meshes match or slightly improve on that level of efficiency and the BE mesh matches or makes it slightly worse. The greatest improvement produced was that between the BF absorber and the other absorbers with type B base mesh at a flow rate of 7 m³/h is 1.2 %.
 - The BF configuration (the best double porosity with type B base mesh) does not improve on the results from the AF configuration (the best double porosity with type A base mesh), in spite of the fact that mesh B offers high porosity (similar to the porosity of type A base mesh) and better heat transfer coefficient than mesh A. Its poor performance (87.9 % compared to 89.1 %) is due to the rear meshes (type F) in both absorbers being closer to the front surface in the BF absorber than in the AF, causing greater thermal losses coming out of the absorber.
- The double porosity absorbers with type C and D base meshes show minimal improvement, practically undetectable at the experimental level. Even so, slightly positive tendencies in the absorbers with rear meshes of type F are seen. This is due to the fact that the base geometries are hard to improve on because of their geometric properties. Type C mesh is the best homogeneous porosity absorber; consequently the incorporation of type F meshes produces practically insignificant improvements. The absorber with type D mesh, with high porosity and very large specific surface area, gives rise to high thermal losses coming out of the absorber and the effect of incorporating meshes behind it can be considered equally insignificant.
- The main results of the triple porosity absorbers with type A base mesh show the following:
 - As regards the air temperature at the absorber outlet, all the triple porosity absorbers improved on the behavior of the homogeneous porosity absorber with type A base mesh.

- The triple porosity designs are based on the double porosity designs AC and AD, to which are added meshes of lower porosity according to the following plan: high porosity / average porosity / low porosity.
 - As regards the air temperature at the absorber outlet, the triple porosity designs based on the AC configuration worsen the AC base absorber slightly, while those triple porosity designs based on the AD configuration improve the AD base absorber slightly.
 - As regards the air temperature at the absorber outlet, the absorbers that show the best results are the ADE and ADF configurations, in that order.
 - The triple porosity configurations ACE and ACF, and the ADE and ADF configurations are observed to have very similar temperature ranges both among them and with the double porosity AC and AD meshes, respectively.
 - Taking into consideration the overall efficiency of the absorber, it improves when the last mesh of each composition is of type F. Even so, the improvement that is produced with respect to the AC and AD double porosity absorbers is very slight.
 - The difference in efficiency between the best (ADF) and the worst absorber (A) is 3.7 %. And the improvement that is produced between the AC and AD double porosity absorbers and the best triple porosity absorbers, ACF and ADF, is 0.3 and 0.5 %, respectively, at a flow rate of 7 m³/h.
- The main results for the triple porosity absorbers with type B base mesh show the following:
 - As regards the air temperature at the absorber outlet, all the triple porosity absorbers improve on the behavior of the homogeneous porosity absorber with type B base mesh.
 - As regards the air temperature at the absorber outlet, the compositions that show the best results are the BCF and BDF configurations, the first with low flow rates and the second with high flow rates, with very similar values.
 - The range of temperatures of all the triple porosity absorbers with type B base mesh are very similar compared to each other and slightly better than the configurations B, BC and BD.
 - Taking into consideration the overall efficiency of the absorber, it improves when the last mesh of each composition is of type F. Even so the improvement that is produced with respect to the BC and BD double porosity absorbers is very slight.
 - The difference in efficiency between the best (BDF) and the worst absorber (B) is 0.7 %. And the improvement that is seen between the BC and BD double porosity absorbers and the best triple porosity absorbers, BCF and BDF, is 0.2 and -0.1 %, respectively, at a flow rate of 7 m³/h.

- The 5 absorbers tested that obtained the best temperatures at the absorber outlet at a flow rate of 7 m³/h are the following: AF, ADE, ADF, AD and CE, with temperatures of 606.2, 605.4, 605.2, 602.3 and 601.8 K, respectively.
- The 5 absorbers tested that obtained the highest efficiency at a flow rate of 7 m³/h are the following: C, CF, CE, AF and ADF, with an efficiency of 90.3, 90.2, 90.1, 89.1 and 88.6 %, respectively.

The 5 best absorbers in each case were compared with the reference absorbers (TSA y SOLAIR) and it is concluded that:

- AF and ADE absorbers have a higher temperature than the reference absorbers at all the flow rates tested, while ADF and AD absorbers have a higher temperature than reference absorber SiC and, only at some flow rates, a higher temperature than the TSA absorber. Last, the CE absorber has temperature levels very similar to the SiC absorber or slightly higher.
- Only the AF absorber offers greater efficiency than the reference absorbers for all the flow rates tested, while the C, CE and CF absorbers only offer greater efficiency than the reference absorbers at high flow rates. Last, the ADF absorber has a lower level of efficiency than the reference absorbers except at the highest flow rate tested.

Conclusions

- All the data obtained in the present doctoral thesis are valid for a staggered stack. With another type of stack, the results are likely to vary.
- From the experimental results it can be deduced that some changes are so slight as to be hard to detect, even at a lab scale, thus implementations and improvements in the test bed are proposed in the Further Research section.
- All the results obtained are likely to improve if wire meshes are either oxidized or painted with a black coating to enhance its absorptivity, before the tests.
- For a homogeneous porosity absorber built with metallic wire mesh, it can be concluded that it is good to have some average geometric values (of volumetric porosity, wire diameter and mesh size) as in the case of type C mesh.
- For a double porosity absorber, it is good to have a high volumetric porosity in the first layers together with a low specific surface area, while it is good to have the opposite parameters in the rear layers: a low volumetric porosity and a high specific surface area. In addition, it is important that the rear meshes are located at the right depth to avoid having re-radiation thermal losses from the absorber.
- For a triple porosity absorber it is concluded that the first metallic wire meshes should have, just as in the case of the double porosity absorbers, a high porosity and a small or medium

specific surface area. Once the first metallic wire mesh or meshes are selected, the best configurations are those that have a porosity that decreases with the thickness of the volumetric, improving its behavior when the specific surface area has a value that increases with the thickness.

- Finally, it is concluded that among the configurations developed and studied experimentally in the present thesis, there are configurations that improve on or match the behavior of the reference absorbers with a different configuration and which use less material in the construction of the absorber and make it lighter.

6.1.2 Numerical simulation

Carried out activities

- The volumetric heat transfer coefficient was obtained with the methodology presented in Chapter 4, for the 6 commercial wire meshes used for the experimental tests. The objective is to improve the lack of information presented in the literature.
- An equivalent homogeneous model has been developed, in a CFD code, to study the thermal-fluid-dynamic behavior of the volumetric absorbers using as input experimental data, bibliographic expressions and numerical correlations. As a result the model incorporates the following variables and innovations:
 - Three dimensional simulation of the porous media.
 - Flux map at the intake of the absorber under non-homogeneous conditions.
 - Optical and geometric properties that vary with thickness.
 - Local thermal non-equilibrium model.
 - Detailed calculation of the local volumetric heat transfer coefficient.
 - Coupling of the radiative transfer equation with the solid-phase energy equation.
 - Implementation of experimental measures of the pressure drop coefficients.
- A parametric study under fixed and constant input conditions was carried out to study the behavior of the volumetric absorbers studied experimentally, isolating the possible effects caused by a heterogeneous flux map.
- The equivalent homogeneous model is validated for homogeneous porosity absorbers and for double and triple porosity using the experimental data available from Chapter 3. The temperature of the fluid at the absorber outlet, its power and hence the efficiency of the absorber, as well as the front temperature of the solid matrix have been used as comparison variables, depending on the type of mesh analyzed and its geometric characteristics

Main results

- A detailed study of the volumetric heat transfer coefficient was carried out given that the review of the state of the art reflected that some coefficients used in simulation models were not appropriate for the applications in which they were used. From this analysis it is concluded that:
 - The local volumetric heat transfer h_{1V} and the local heat transfer h_1 coefficients were obtained for the 6 commercial wire meshes used. The meshes were selected finding pairs with similar porosities (A-B; C-D; E-F) and different geometric parameters, with the following results:
 - Meshes with different porosities, but similar specific surface, have similar heat transfer rates, as happens with type C and E meshes.
 - Those meshes with a large specific surface area, such as type F and D meshes are difficult to analyze numerically due to their high heat transfer. Thus, a type F mesh (the mesh with the largest specific surface area) compared to a type A mesh (mesh with the smallest specific surface area) has a heat transfer rate at least 150 times higher.
 - From the numerical data, correlations of this type have been obtained: $Nu_{lv} = c1 \cdot Re^{c2} \cdot Pr^{c3}$ for each of the 6 commercially available meshes studied.

Malla	c1	c2	c3
A	110.9	0.4941	9.185
B	87.7	0.4594	8.121
C	69.86	0.3524	6.495
D	99.38	0.3122	6.836
E	136.9	0.4273	9.348
F	1359	0.5867	16.22

- Del estudio paramétrico realizado con el modelo homogéneo equivalente desarrollado bajo unas condiciones de entrada fijas y homogéneas se obtuvieron los siguientes resultados:
- From the parametric study carried out with the homogeneous equivalent model under fixed and constant input conditions, the following results are addressed:
 - For absorbers with homogeneous porosity:
 - The meshes with the highest extinction coefficient, type D and type F, produce the lower outlet fluid temperature even though they present the highest volumetric heat transfer coefficient.

- The homogeneous porosity absorber with type C mesh, which had average geometric values, is the homogeneous porosity absorber that behaves the best, as occurs experimentally.
- For configurations of double porosity:
 - The rear meshes of double porosity configurations with high specific surfaces area (type D and type F meshes) produce either a higher outlet fluid temperature and lower solid temperature, while meshes with lower specific surfaces area (type C and type E meshes) behaves similar but with lower values of both temperatures.
 - Numéricamente la mejor configuración geométrica es la BF, frente a la AF obtenida experimentalmente. Esta diferencia se debe a la limitación del modelo homogéneo equivalente que considera las pérdidas únicamente desde la capa frontal.
 - Numerically the best geometric configuration is the BF absorber, as opposed to the AF configuration, the best one found experimentally. This difference is due to the limitation of the equivalent homogeneous model which only takes into account the losses from the front layer.
- The same conclusions are reached for the gradual triple porosity configurations as for those of double porosity. That triple porosity absorbers do not improve on the best double porosity absorbers or do so only slightly is confirmed numerically.
- After studying the effect of the variables analyzed in the parametric study, the research moved on to the validation of the model with the experimental data obtained. The temperature of the fluid at the absorber outlet, its power and hence the efficiency of the absorber, as well as the front temperature of the solid matrix have been used as comparison variables, depending on the type of mesh analyzed and its geometric characteristics.
 - For homogeneous porosity configurations, the maximum numerical-experimental deviation of the fluid temperature at the absorber outlet obtained has been of 7 % for the type F mesh and 4 % for the type D mesh, the meshes with the greatest specific surface areas and lowest reliability from the correlation obtained, while for the rest of the meshes the maximum error was 1.4 %.
 - The same order of magnitude regarding the power gained by the air in the absorber and its efficiency is shown, but with a higher deviation. This is basically due to having taken into account the same incident flux map, as well as the same and constant ambient temperature for all the simulations.
 - Last, the frontal temperatures of the solid matrix was only measured reliably on type C, D and E meshes, with the maximum error recorded being 7 %. The temperature of the A and B type meshes obtained experimentally could not be compared with the numerical data given that there was great variability in the frontal temperature caused by a mixing of the temperatures of the solid matrix from different meshes. And last, recording the temperature of the type F mesh was

difficult given that during the tests it suffered structural deformations constantly that gave erroneous measurements with its changing positions.

- For the double porosity absorbers, only the fluid-phase variables were verified. Overall it was observed that those absorbers with a type B base mesh have an error greater than those that with a type A base mesh, with a maximum deviation of 2.5 % and 0.5 %, respectively.
- For the triple porosity absorbers no greater dispersion was observed between one type of base mesh and another. The maximum error for absorbers with type A base mesh was 1.1 % and 0.8 % with type B base mesh.

Conclusions

- After a detailed study of the local volumetric heat transfer coefficient it can be set that:
 - The main parameter that defines the amount of heat transferred by each mesh is its specific surface area.
 - Numerical correlations obtained for the local volumetric heat transfer coefficient shows similar order of magnitude compared to other correlations in the literature.
- The model developed incorporates multiple innovations that had never been combined in a single simulation model.
- From the parametric study with the equivalent homogeneous model developed under fixed and constant input conditions the following conclusions are set:
 - The main results from the absorbers with homogeneous porosity showed that:
 - The meshes that present a large heat transfer coefficient (large specific surface area) produce lower solid matrix temperature both at input and output.
 - The extinction coefficient plays an important role in the behavior of the volumetric absorber but it is not decisive when its value is moderate.
 - To maximize the energy gained for the fluid phase it is necessary to have a small value for the extinction coefficient and large for the volumetric heat transfer coefficient, which is conflicting. The best solution is to use a moderate value for both variables.
 - For configurations of double porosity, the conclusions are similar to those obtained via experimentation.
 - The configuration that maximizes the temperature of the fluid and minimizes that of the solid matrix is the stack of meshes with rising volumetric heat transfer coefficient and extinction coefficients.

- The equivalent homogeneous model considers thermal losses only computed from the first mesh.
 - The same conclusions are reached for the gradual triple porosity configurations as for those of double porosity. That triple porosity absorbers do not improve on the best double porosity absorbers or do so only slightly is confirmed numerically.
- All in all, the numerical model is considered validated. In general the same tendencies are seen in the simulations as in the experiment. The main differences are due to the simplifications made in the model to standardize the process better.

6.2 General conclusions

It is important to point out that the present thesis has accomplished its stated objectives. As a resume the main general conclusions of this thesis are:

- It has started a research process for volumetric absorbers with gradual porosity at the experimental level with the development of several prototypes that have been tested for hundreds of hours. Until now there had been no experimental work in the literature similar to that presented here.
- In addition, the concept of gradual porosity has been demonstrated to have significant potential in the absence of an optimization process that can improve the efficiency of the reference volumetric absorbers, or at least match it at a much lower cost.
- On the other hand, the work carried out for this thesis has provided the design and development of two lab-scale experimental test beds which have been and are involved in several research projects, accumulating thousands of hours of operation. Some of the most noteworthy national and European projects are SOLGEMAC, ALCCONES, DETECSOL, STAGE-STE and CAPTURE.
- Two main tasks have been carried out at the simulation level. On the one hand the heat transfer coefficients of the metallic wire mesh used experimentally has been studied in great detail given the lack of information on this type of coefficient. On the other hand, a complete simulation model has been developed, bringing together many variables presented in the literature of this thesis, which no model had managed to incorporate simultaneously until now. Moreover, the homogeneous equivalent model has been validated with with many experimental configurations.

6.3 Further work

As a consequence of the work set out here and in accordance with the conclusions drawn, the following lines of experimental work are suggested:

- Optimization of the absorbers configurations: Carrying out new tests with meshes of greater volumetric porosity, combining new types of stacks, minimizing the re-radiation thermal losses of the internal layers and using coatings to darken the meshes.
- Working to determine experimentally the extinction coefficient of the metallic wire mesh in order to use experimental values in the model as a better approximation to reality.
- Using a radiation collimator at the solar simulator outlet in order to get a more homogeneous incident flux distribution that allows us to detect more effectively the smallest changes between the different types of absorbers.

Regarding the simulation work conducted, the following lines of action for further research are proposed:

- Studying the heat transfer coefficient for different stacks of meshes.
- Obtaining a general correlation using a wide range of meshes of various geometric characteristics.
- Improving the input boundary conditions for both the fluid and solid phases, from the overall model that simulates the behavior of the volumetric absorber, following the approaches presented in the literature for pseudo-surfaces.
- Incorporating and verifying the equivalent homogeneous model with the experimental developments.

ACRÓNIMOS Y NOMENCLATURA

7.1 Capítulo 2: Antecedentes y objetivos

ACRÓNIMOS

CATREC: CATalyst RECeiver

CC: Ciclo Combinado

CIEMAT: Centro de Investigaciones Energéticas, Medioambientales y Tecnológicas

CESA: Central Electro Solar de Almería

CEC: Compound Elliptical Concentrator

CNRS: Centre National de la Recherche Scientifique

CPC: Compound Parabolic Concentrator

COP: Coefficient of Performance

CORREC: CORdierite RECeiver

CRS: Central Receiver System

DFVLR: Institute of Engineering Thermodynamics

DIAPR: Directly Irradiated Annular Pressurized Receiver

DLR: German Aerospace Center

DOE: Department Of Energy

GIT: Georgia Institute of Technology

HCPC: Hexagonal Compound Parabolic Concentrator

HITREC: HIGH Temperature RECeiver

I+D: Investigación y Desarrollo

IMP: Ingénierie des Matériaux Polymères

JPL: Jet Propulsion Laboratory

LEC: Levelized Electricity Cost

PLVCR: Pressure Loaded Volumetric Ceramic Receiver

PSA: Plataforma Solar de Almería

REFOS: Receiver for Solar – Hybrid Gas turbine and CC Systems

SANDIA: National Nuclear Security Administratio laboratory

SIREC: SIstemas de REceptor Central

SOLAIR: Advanced solar volumetric air receiver

SOLGATE: Solar Hybrid Gas Turbine Electric Power System

SSPS: Small Solar Power Systems

TSA: Technology Solar Air receiver

US Army: United States Army

VOBREC: VOLumetric Brayton RECeiver

WIS: Weizmann Institute of Science

7.2 Capítulo 3: Desarrollo experimental

NOMENCLATURA

Letras latinas

A	Área necesaria para el intercambio de calor	(m ²)
A_{i0}	Área necesaria para el intercambio de calor referida a la superficie externa del serpentín	(m ²)
ΔT_{ml}	Diferencia de temperaturas logarítmica	(K)
ΔT	Incremento de temperaturas	(K)
a	Semieje mayor de la elipse	(m)
B	Diámetro exterior del cilindro interior	(m)
b	Semieje menor de la elipse	(m)
C	Diámetro interior del cilindro exterior	(m)
C	Coefficiente	(-)
C	Variable característica de mallas metálicas	(-)
c	Capacidad calorífica	(J/(kg · K))
c	Distancia entre los dos focos de una elipse	(m)
cf	Factor de compactación	(-)
D	Diámetro	(m)
D	Diámetro interior del tubo del serpentín	(m)
D_e	Diámetro equivalente del tubo del serpentín	(m)
D_H	Diámetro medio de la hélice	(m)
d_0	Diámetro exterior del tubo del serpentín	(m)
d_{bulbo}	Diámetro del bulbo de cuarzo esférico	(m)
d_{arco}	Distancia de la banda de separación entre el ánodo y el cátodo	(m)
$d_{truncación}$	Diámetro truncación de la elipse	(m)
d	Diámetro del hilo	(m)
d_h	Diámetro hidráulico	(m)
e	Espesor	(m)
e	Excentricidad	(-)
F	Fuerza volumétrica	(m/s ²)
g	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
G	Radiación incidente	(W/m ²)
G_s	Velocidad másica del fluido	(kg/(m ² · s))
h	Coefficiente de transferencia de calor	(W/(m ² · K))

h_v	Coeficiente de transferencia de calor volumétrico	$(W/(m^3 \cdot K))$
h_i	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en un tubo recto, basado en el diámetro interior	$(W/(m^2 \cdot K))$
h_{ic}	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en un serpentín, basado en el diámetro interior (h_i corregido para un serpentín)	$(W/(m^2 \cdot K))$
h_{io}	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en un serpentín, basado en el diámetro exterior	$(W/(m^2 \cdot K))$
h_0	Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la zona anular	$(W/(m^2 \cdot K))$
i	Intensidad espectral	(W/m^2)
I_0	Intensidad incidente a la entrada	(W/m^2)
j_H	Factor Colburn para transferencia de calor	(-)
k	Conductividad térmica	$(W/(m \cdot K))$
k_c	Conductividad térmica de la pared del serpentín	$(W/(m \cdot K))$
K_1	Coeficiente de permeabilidad inercial	(m)
K_2	Coeficiente de permeabilidad viscosa	(m^2)
L	Longitud del serpentín necesaria para dar N giros	(m)
l_x	Distancia del semi-arco del hilo de una malla	(m)
\dot{m}	Caudal másico	(kg/s)
\dot{m}_w	Caudal másico de agua	(kg/s)
\dot{m}_{air}	Caudal másico del aire	(kg/s)
M	Recíproco de la suma del diámetro del hilo y el paso de una malla	$(1/m)$
n	Vector normal	(-)
n	Índice de refracción	(-)
N	Número de mallas	(-)
N	Número de giros del serpentín	(-)
P_{w-HE}	Potencia ganada por el agua en el intercambiador	(W)
$P_{air-in-HE}$	Potencia del aire a la entrada del intercambiador	(W)
$P_{air-abs}$	Potencia del aire tras el absorbedor	(W)
p	Pitch o espacio entre dos vueltas consecutivas del serpentín	(m)
P	Presión	(Pa)
P	Potencia	(W)
P_i	Coeficiente inercial	(kg/m^4)
P_v	Coeficiente viscoso	$(kg/(s \cdot m^3))$
P_{nom}	Potencia nominal	(W)
q	Flujo de calor volumétrico	(W/m^3)
q_r	Flujo de calor radiativo	(W/m^3)
Q	Flujo de calor transmitido	(W)

Q_T	Flujo de calor total intercambiado	(W)
Q_λ	Potencia emitida espectralmente	(W/nm)
r	Radio medio del serpentín, medido desde el centro del serpentín hasta el centro del tubo del serpentín	(m)
r	Radio	(m)
R_a	Factor de suciedad e incrustaciones	(W/(m ² · K))
R_t	Factor de suciedad e incrustaciones	(W/(m ² · K))
R_T	Resistencia eléctrica a una temperatura dada	(Ohmios)
R_0	Resistencia eléctrica a una temperatura de 0 °C	(Ohmios)
S	Superficie	(m ²)
T	Temperatura	(K)
\bar{T}	Temperatura media	(K)
t	Tiempo	(s)
t_N	Espesor de N mallas apiladas	(m)
$\bar{\tau}$	Tensor de esfuerzos	(kg/(m · s ²))
TL_{HE}	Pérdidas térmicas en el intercambiador	(W)
$TL_{cond,HE}$	Pérdidas por conducción en el intercambiador	(W)
$TL_{conv,HE}$	Pérdidas por convección en el intercambiador	(W)
$TL_{rad,HE}$	Pérdidas por radiación en el intercambiador	(W)
TL_{rec}	Pérdidas térmicas en el receptor	(W)
$TL_{cond,rec}$	Pérdidas por conducción en el receptor	(W)
$TL_{conv,rec}$	Pérdidas por convección en el receptor	(W)
$TL_{rad,rec}$	Pérdidas por radiación en el receptor	(W)
U_{i0}	Coefficiente global de transferencia de calor referido al área externa del tubo del serpentín	(W/(m ² · K))
U_{i0m}	Valor medio del coeficiente global de transferencia de calor referido al área externa del tubo del serpentín, evaluado en los extremos del intercambiador	(W/(m ² · K))
V	Volumen	(m ³)
V_a	Volumen anular	(m ³)
V_c	Volumen ocupado por el serpentín	(m ³)
V_f	Volumen disponible para el fluido en la zona anular	(m ³)
x	Espesor del tubo del serpentín	(m)
Z_1	Espesor total de una malla	(m)
Z_n	Espesor total de n mallas	(m)

Números adimensionales

Nu	Número de Nusselt	(-)
Ra	Número de Rayleigh	(-)
Re	Número de Reynolds	(-)
Pr	Número de Prandtl	(-)

Letras griegas

a	Coefficiente de absorción	(1/m)
a	Coefficiente de temperatura del conductor especificado a 0 °C	(1/°C)
a_v	Superficie específica	(m^2/m^3)
σ_s	Coefficiente de dispersión	(1/m)
β	Coefficiente de extinción	(1/m)
β	Coefficiente volumétrico de expansión térmica	(1/K)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	($W/(m^2 \cdot K^4)$)
ρ	Densidad	(kg/m^3)
v	Velocidad	(m/s)
v'	Desviación de la velocidad promedio	(m/s)
φ	Función potencial	(m^2/s^2)
\emptyset	Porosidad	(-)
\emptyset	Flujo incidente	(W/m^2)
$\bar{\emptyset}$	Flujo incidente medio	(W/m^2)
$\bar{\tau}$	Tensor de esfuerzos viscosos	($kg/(m \cdot s^2)$)
μ	Viscosidad	(Pa · s)
μ_w	Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared	(Pa · s)
v_D	Velocidad de Darcy	(m/s)
v_p	Velocidad media a nivel del poro	(m/s)
ω	Generación de calor	(W/m^3)
α	Emisividad del material	(-)
α	Ángulo de truncación	(°)
α	Difusión térmica	(m^2/s)
λ	Longitud de onda	(nm)
η_{el}	Eficiencia de conversión eléctrica	(%)
τ	Transmisividad	(-)
ν	Viscosidad cinemática	(m^2/s)

Índices

amb	Ambiente
abs	Absorbedor
air	Aire
b	Cuerpo negro
blanket	Aislamiento
<i>c</i>	Conducción
<i>c</i>	Colimada
<i>d</i>	Difusa
eff	Efectiva
eq	Condición de equilibrio térmico local
ext	Del intercambiador al ambiente
f	Fluido
fs	Entre la fase fluida y la fase sólida
in-HE	Entrada del intercambiador
int	Interior
l	Local
m	Másico
out-HE	Salida del intercambiador
<i>r</i>	Radiación
s	Sólido
tot	Total
tube	Tubo del intercambiador
v	Volumétrico
w	Agua
x	Dirección X
y	Dirección Y
z	Dirección Z
λ	Espectral
310	Aleación 310

7.3 Capítulo 4: Simulación numérica

NOMENCLATURA

Letras latinas

c	Capacidad calorífica	(J/(kg · K))
cf	Factor de compactación	(-)
C	Coeficiente	(-)
C	Variable característica de mallas metálicas	(-)
d	Diámetro del hilo	(m)
d_h	Diámetro hidráulico	(m)
e	Espesor	(m)
F	Fuerza volumétrica	(m/s ²)
g	Aceleración de la gravedad	(m/s ²)
G	Radiación incidente	(W/m ²)
h	Coeficiente de transferencia de calor	(W/(m ² · K))
h_v	Coeficiente de transferencia de calor por convección volumétrico	(W/(m ³ · K))
i	Intensidad espectral	(W/m ²)
I_0	Intensidad incidente a la entrada	(W/m ²)
k	Conductividad térmica	(W/(m · K))
K_1	Coeficiente de permeabilidad inercial	(m ²)
K_2	Coeficiente de permeabilidad viscosa	(m)
l_x	Distancia del semi-arco del hilo de una malla	(m)
\dot{m}	Caudal másico	(kg/s)
M	Recíproco de la suma del diámetro del hilo y el paso de una malla	(1/m)
n	Vector normal	(-)
n	Índice de refracción	(-)
N	Número de mallas	(-)
P	Presión	(Pa)
P_i	Coeficiente inercial	(kg/m ⁴)
P_v	Coeficiente viscoso	(kg/(s · m ³))
q	Flujo de calor	(W/m ³)
q_r	Flujo de calor radiativo	(W/m ³)
Q	Flujo de calor transmitido	(W)
S	Superficie	(m ²)
T	Temperatura	(K)

t	Tiempo	(s)
t_N	Espesor de N mallas apiladas	(m)
\bar{t}	Tensor de esfuerzos	(kg/(m · s ²))
V	Volumen	(m ³)
Z_1	Espesor total de una malla	(m)
Z_n	Espesor total de n mallas	(m)
Números adimensionales		
Nu	Número de Nusselt	(-)
Re	Número de Reynolds	(-)
Pr	Número de Prandtl	(-)
Letras griegas		
a	Coefficiente de absorción	(1/m)
a_v	Superficie específica	(m ² /m ³)
σ_s	Coefficiente de dispersión	(1/m)
β	Coefficiente de extinción	(1/m)
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	(W/(m ² · K ⁴))
ρ	Densidad	(kg/m ³)
v	Velocidad	(m/s)
v'	Desviación de la velocidad promedio	(m/s)
φ	Función potencial	(m ² /s ²)
\emptyset	Porosidad	(-)
$\bar{\tau}$	Tensor de esfuerzos viscosos	(kg/(m · s ²))
μ	Viscosidad	(Pa · s)
v_D	Velocidad de Darcy	(m/s)
v_p	Velocidad media a nivel del poro	(m/s)
ω	Generación de calor	(W/m ³)
α	Emisividad del material	(-)
η	Eficiencia	(%)
Índices		
amb	Ambiente	
abs	Absorbedor	
b	Cuerpo negro	
c	Conducción	
c	Colimada	

<i>d</i>	Difusa
eff	Efectiva
eq	Condición de equilibrio térmico local
f	Fluido
fs	Entre la fase fluida y la fase sólida
l	Local
m	Másico
<i>r</i>	Radiación
s	Sólido
tot	Total
v	Volumétrico
x	Dirección X
y	Dirección Y
z	Dirección Z
λ	Espectral
310	Aleación 310

Errores de las temperaturas medias estimadas a la salida del absorbedor

ANEXO A

8.1 Temperatura media obtenida para los absorbedores de porosidad homogénea y sus errores

En esta sección se presentan los datos medios de la temperatura estimada a la salida del absorbedor y las barras de error correspondiente al valor máximo y al valor mínimo obtenido de la estimación.

Las mayores dispersiones se obtienen para las mallas con un menor diámetro de hilo, la malla tipo D y F, con una dispersión máxima respecto al valor medio de 16 y 35 K respectivamente. Mientras que el resto de absorbedores mantienen unos valores de dispersión en un rango aceptable y que alcanzan una desviación máxima de 10-15 K.

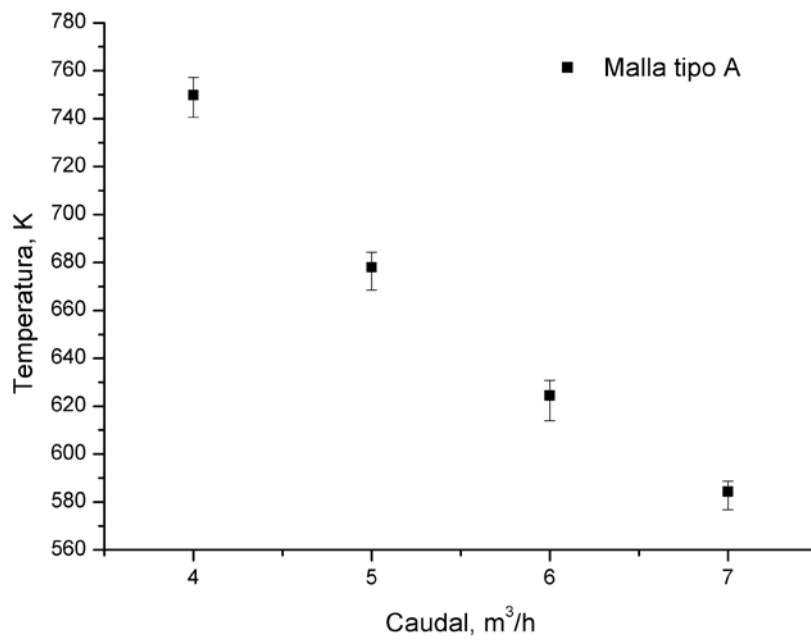


Fig. 8-1. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo A de las tres repeticiones y sus errores

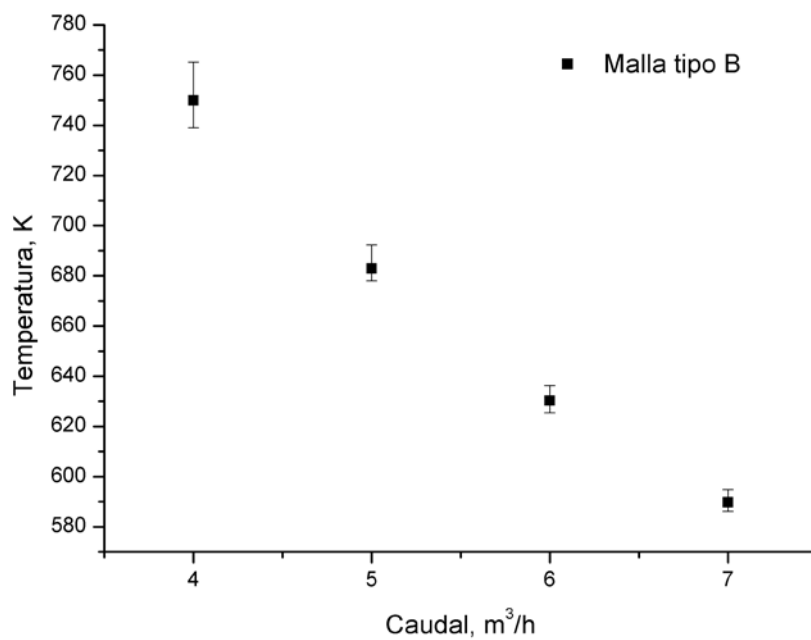


Fig. 8-2. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo B de las cuatro repeticiones y sus errores

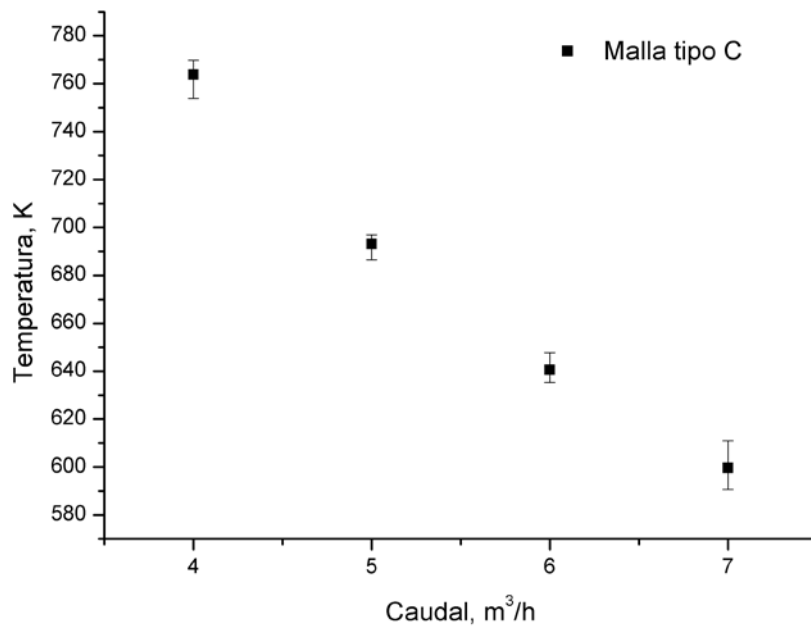


Fig. 8-3. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo C de las tres repeticiones y sus errores

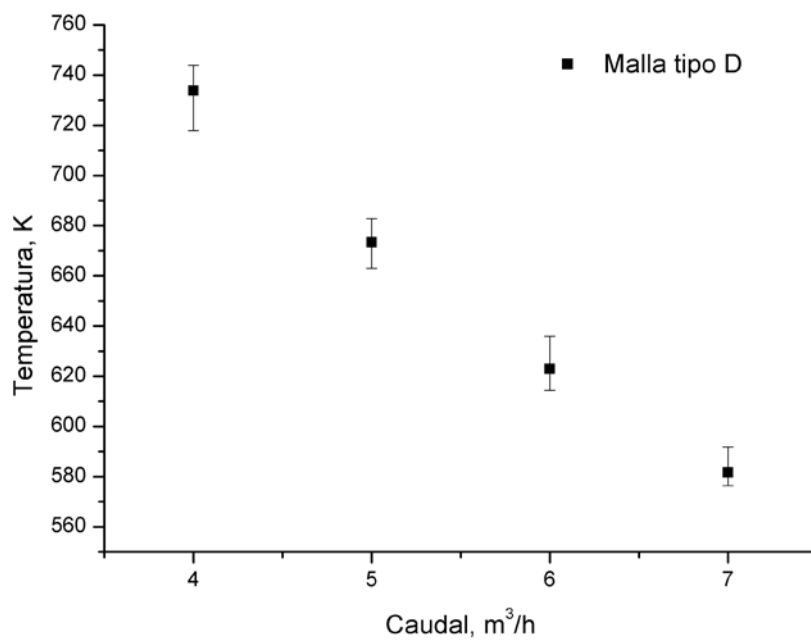


Fig. 8-4. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo D de las tres repeticiones y sus errores

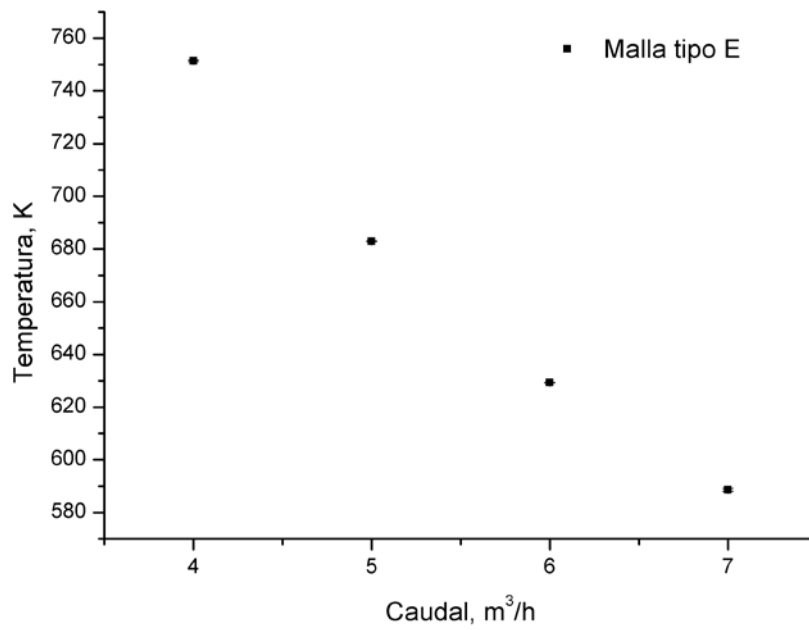


Fig. 8-5. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo E de las tres repeticiones y sus errores

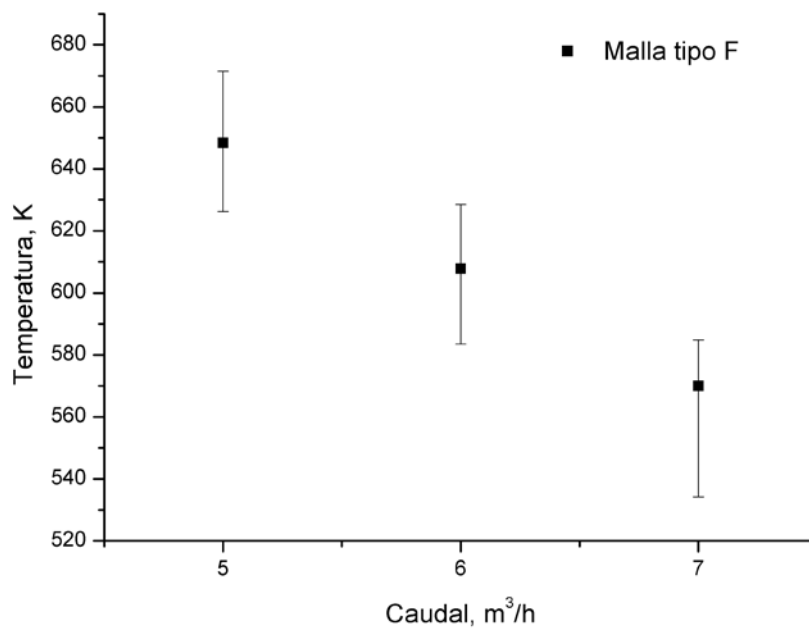


Fig. 8-6. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo F de las nueve repeticiones y sus errores

8.2 Temperatura media obtenida para los absorbedores de doble porosidad gradual y sus errores

En esta sección se presentan los datos medios de la temperatura estimada a la salida del absorbedor y las barras de error correspondiente al valor máximo y al valor mínimo obtenido de la estimación.

Las mayores dispersiones se obtienen para las mallas de porosidad gradual compuestas por aquellas con una menor porosidad. En la siguiente tabla se presentan las máximas dispersiones respecto al valor medio para los absorbedores de porosidad gradual.

Malla	Máxima dispersión, K
AC	21
AD	24
AE	7
AF	11
BC	18
BD	6
BE	19
BF	8
CE	16
CF	7
DE	20
DF	18

Tabla 8-1. Máxima dispersión de los absorbedores de doble porosidad gradual respecto de la temperatura media estimada a la salida del absorbedor

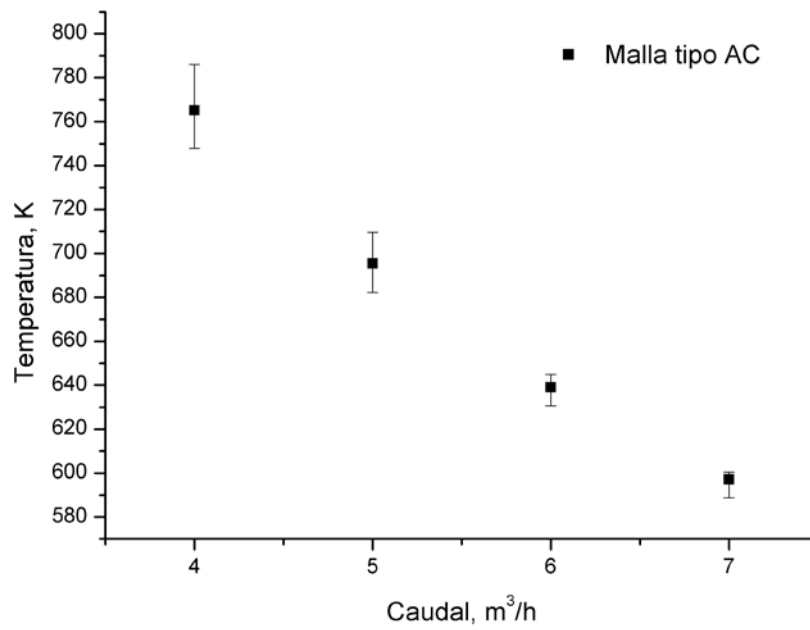
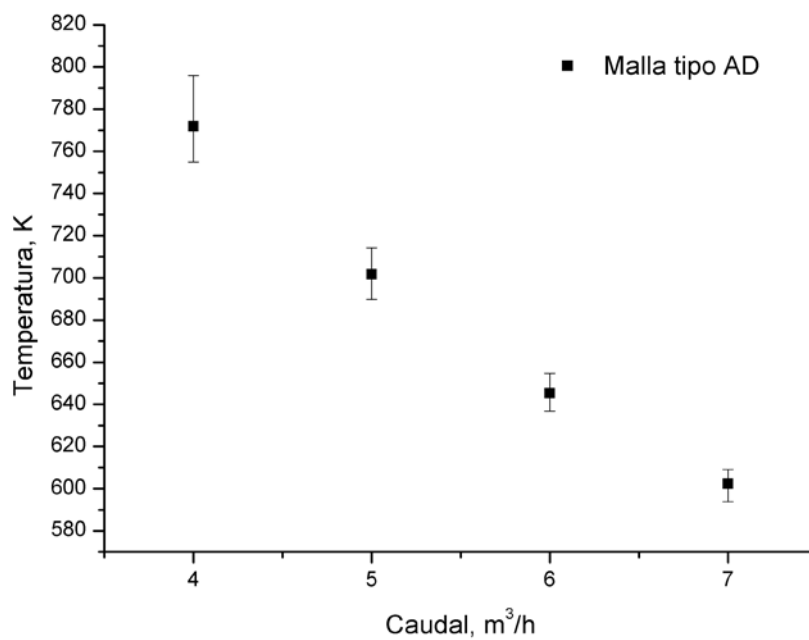


Fig. 8-7. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AC de las nueve repeticiones y sus errores



ξ

Fig. 8-8. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AD de las nueve repeticiones y sus errores

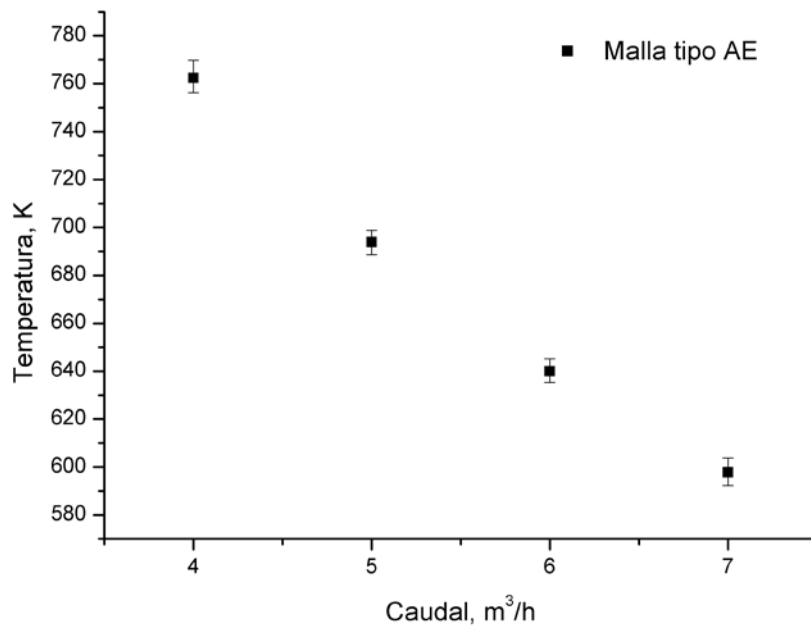


Fig. 8-9. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AE de las nueve repeticiones y sus errores

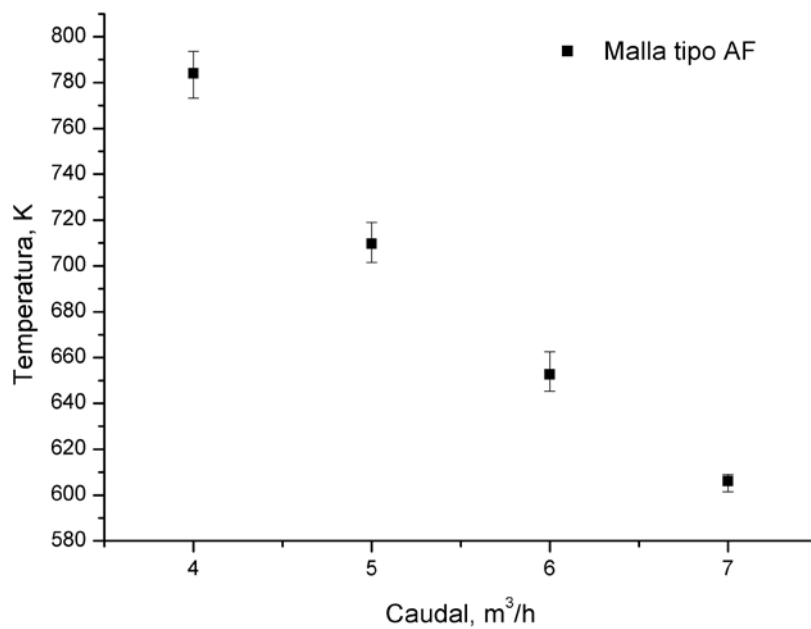


Fig. 8-10. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo AF de las nueve repeticiones y sus errores

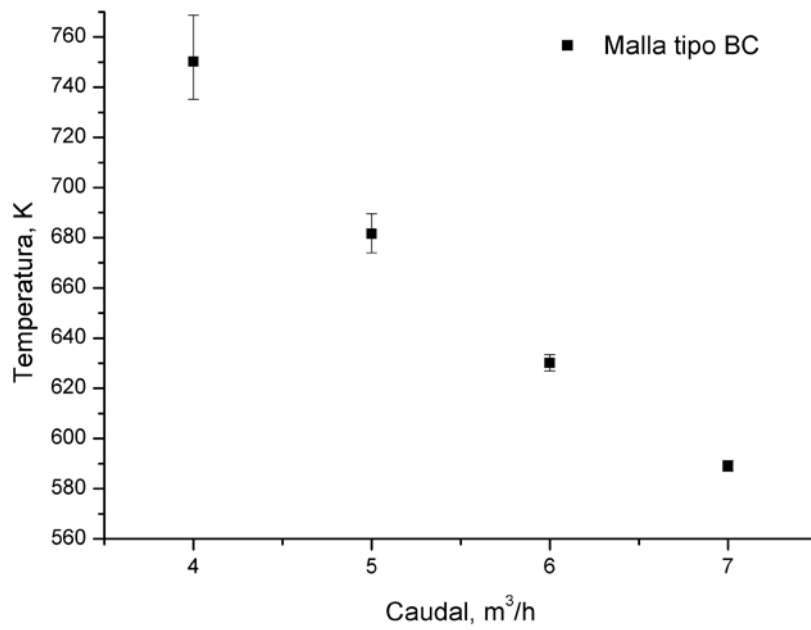


Fig. 8-11. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BC de las nueve repeticiones y sus errores

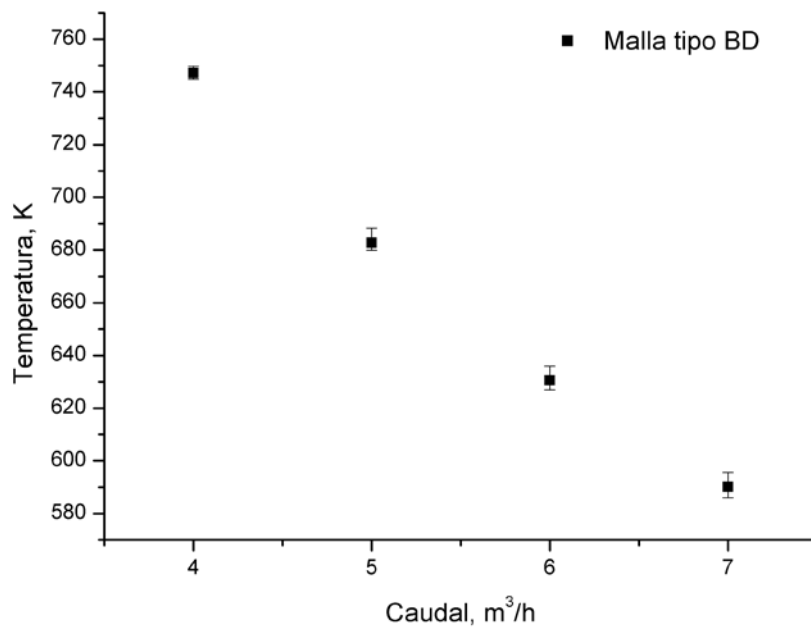


Fig. 8-12. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BD de las nueve repeticiones y sus errores

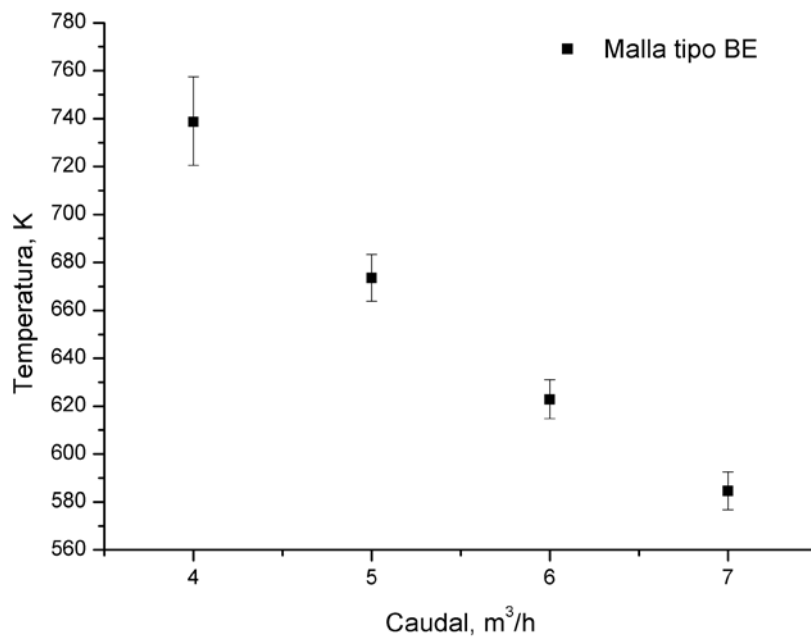


Fig. 8-13. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BE de las nueve repeticiones y sus errores

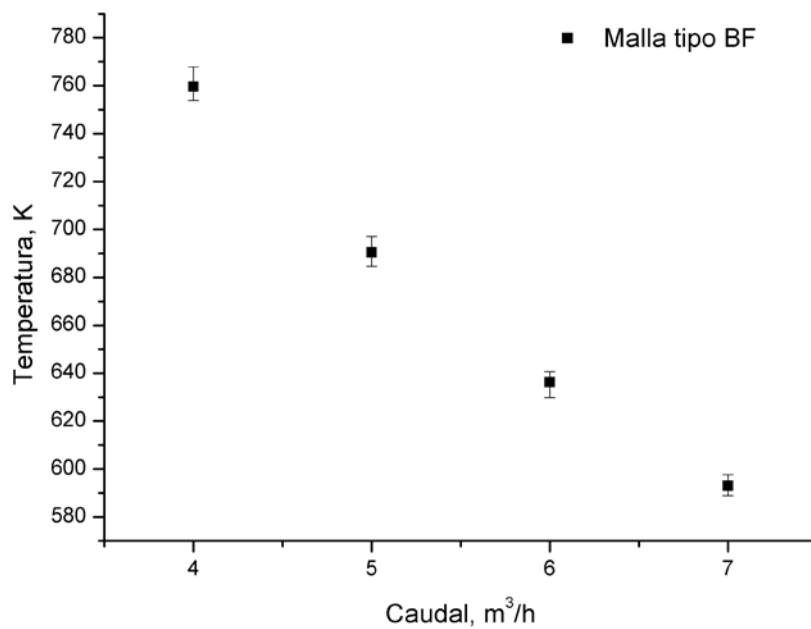


Fig. 8-14. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BF de las nueve repeticiones y sus errores

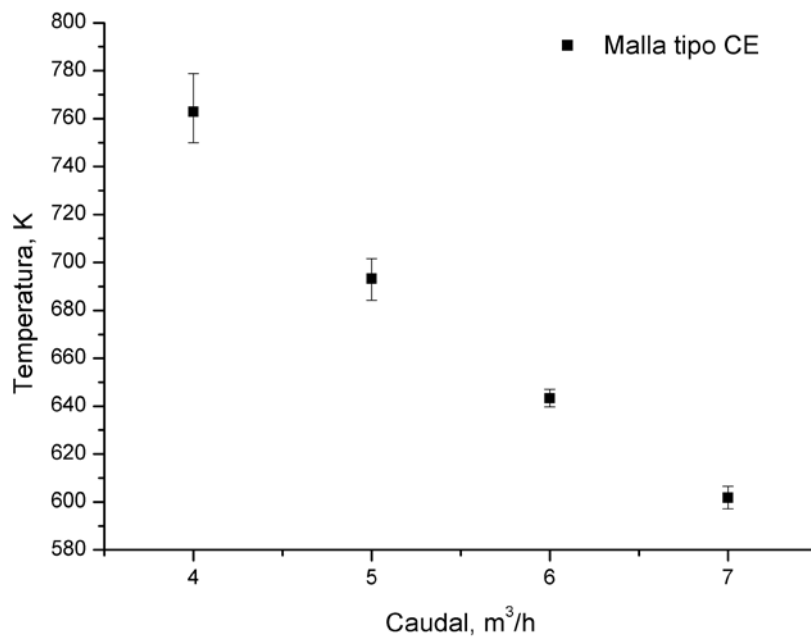


Fig. 8-15. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo CE de las nueve repeticiones y sus errores

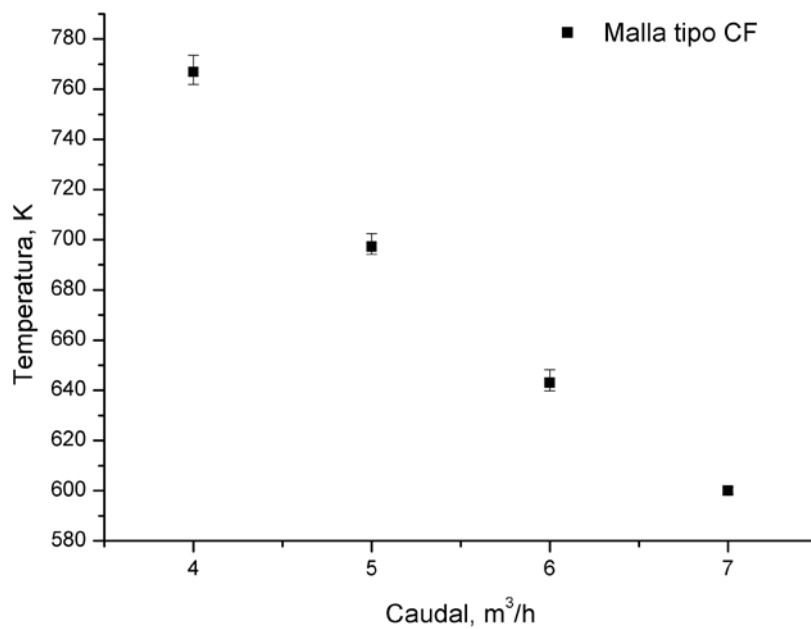


Fig. 8-16. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo CF de las nueve repeticiones y sus errores

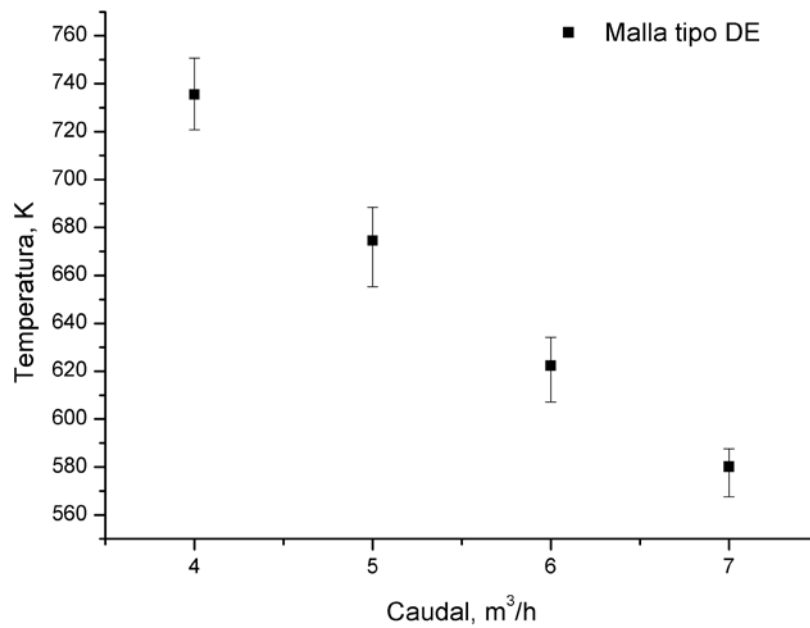


Fig. 8-17. Temperatura media a la salida del absorbente de porosidad homogénea formado por malla tipo DE de las nueve repeticiones y sus errores

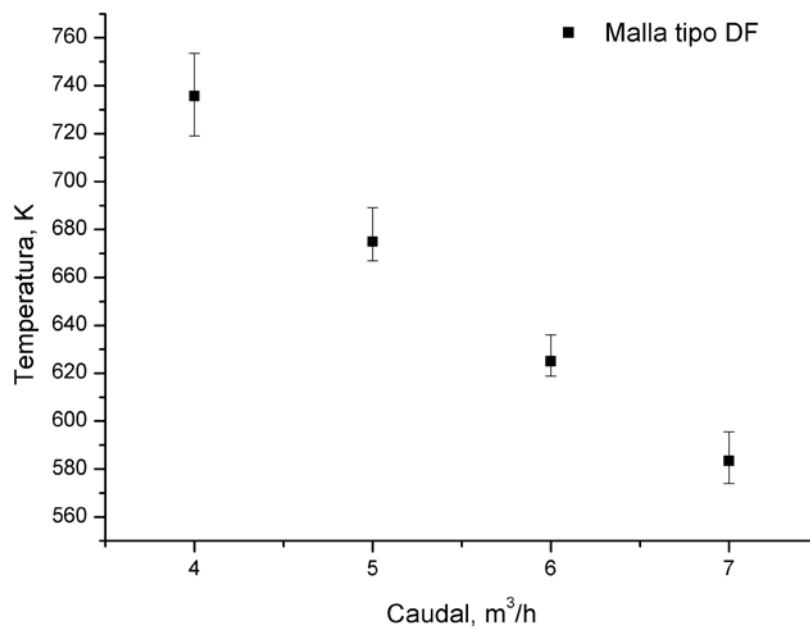


Fig. 8-18. Temperatura media a la salida del absorbente de porosidad homogénea formado por malla tipo DF de las nueve repeticiones y sus errores

8.3 Temperatura media obtenida para los absorbedores de triple porosidad gradual y sus errores

En esta sección se presentan los datos medios de la temperatura estimada a la salida del absorbedor y las barras de error correspondiente al valor máximo y al valor mínimo obtenido de la estimación.

Las mayores dispersiones se obtienen para las mallas de porosidad gradual compuestas por aquellas con una menor porosidad. En la siguiente tabla se presentan las máximas dispersiones respecto al valor medio para los absorbedores de porosidad gradual.

Malla	Máxima dispersión, K
ACE	3
ACF	30
ADE	3
ADF	5
BCE	3
BCF	27
BDE	21
BDF	14

Tabla 8-2. Máxima dispersión de los absorbedores de triple porosidad gradual respecto de la temperatura media estimada a la salida del absorbedor

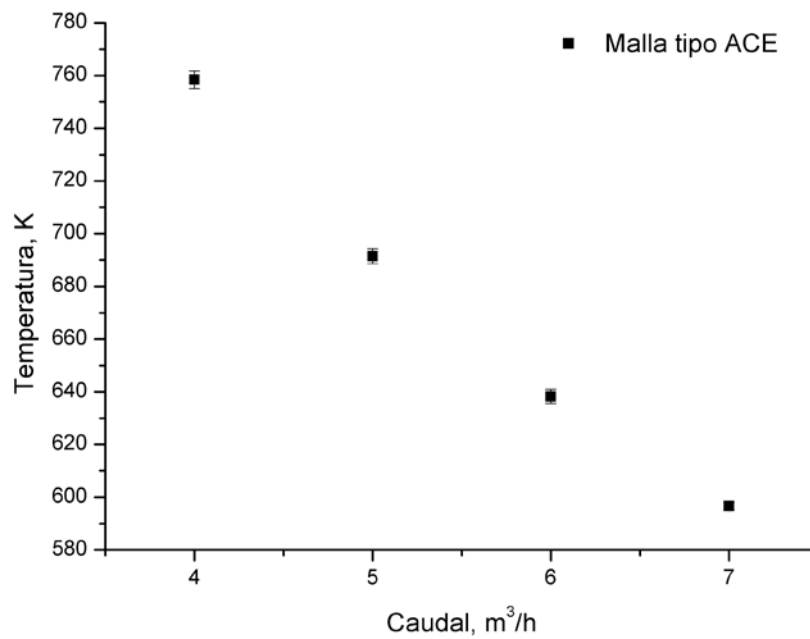


Fig. 8-19. Temperatura media a la salida del absorbente de porosidad homogénea formado por malla tipo ACE de las nueve repeticiones y sus errores

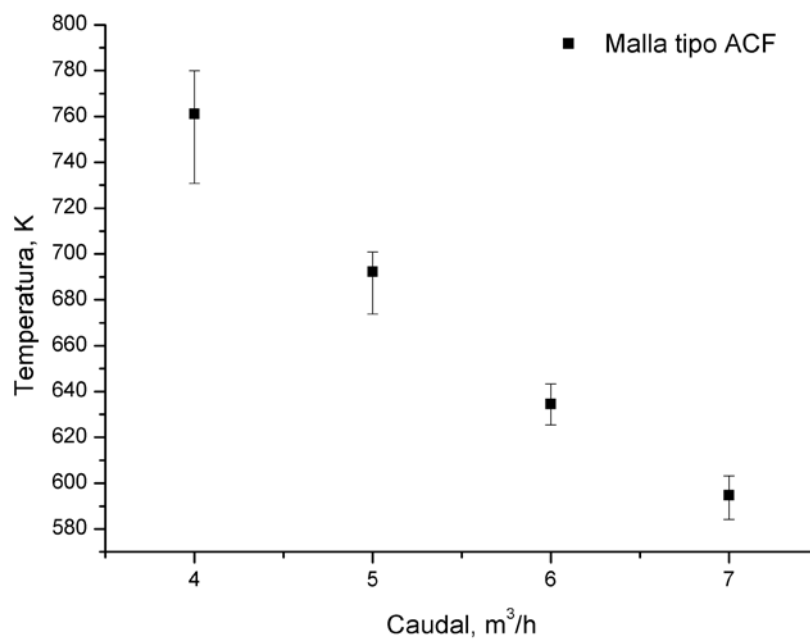


Fig. 8-20. Temperatura media a la salida del absorbente de porosidad homogénea formado por malla tipo ACF de las nueve repeticiones y sus errores

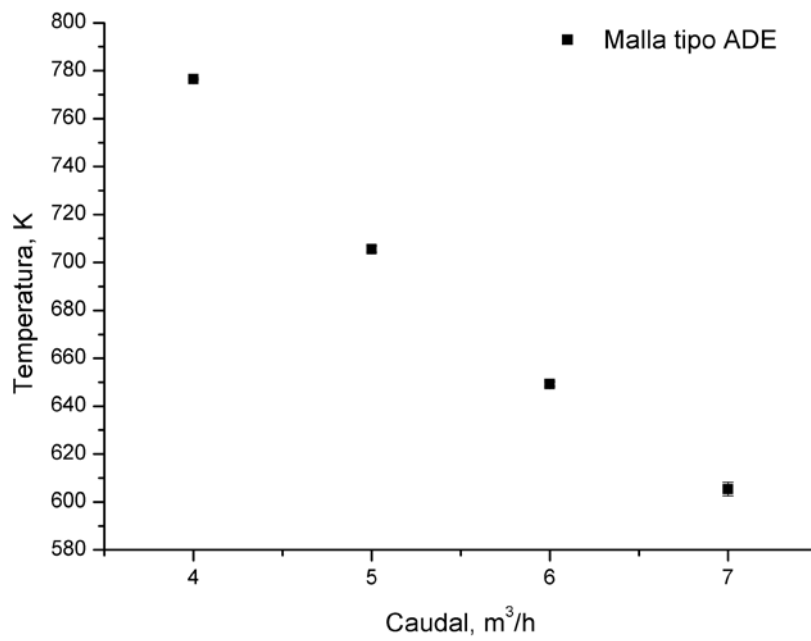


Fig. 8-21. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ADE de las nueve repeticiones y sus errores

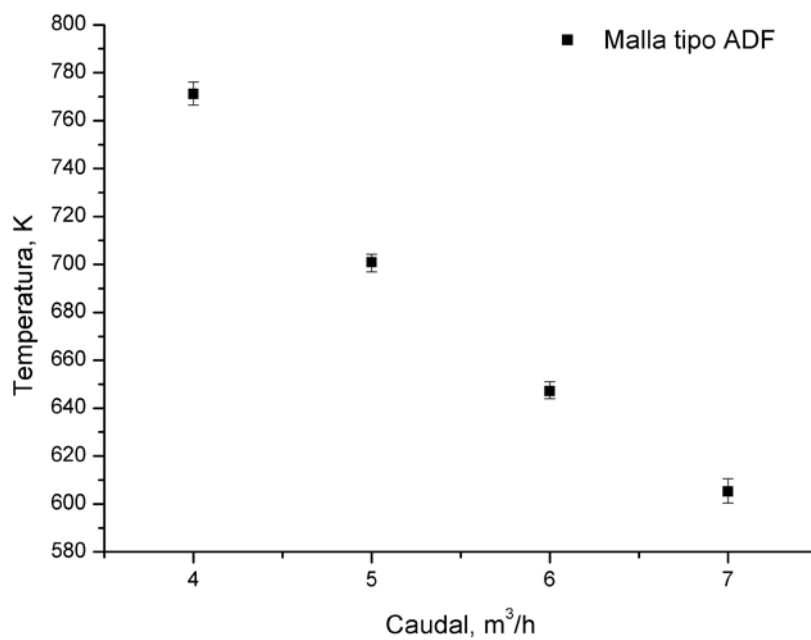


Fig. 8-22. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo ADF de las nueve repeticiones y sus errores

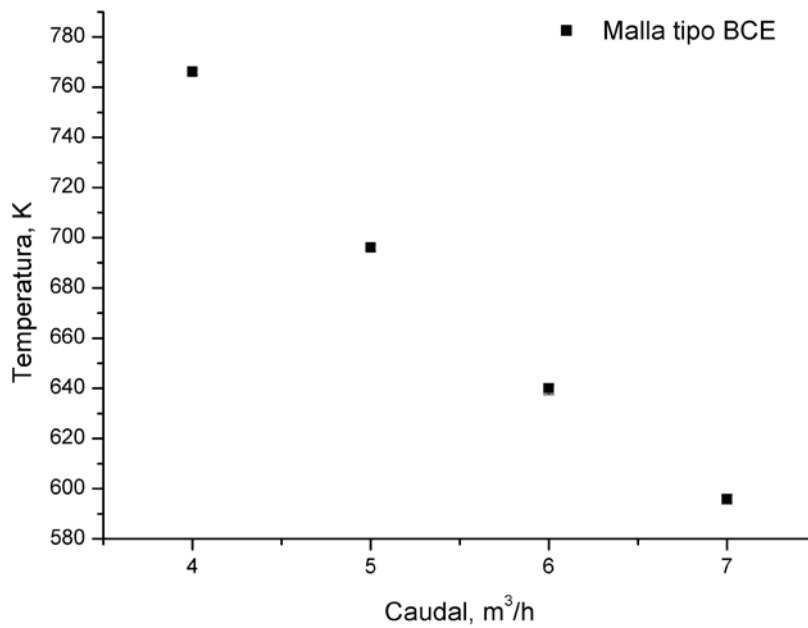


Fig. 8-23. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BCE de las nueve repeticiones y sus errores

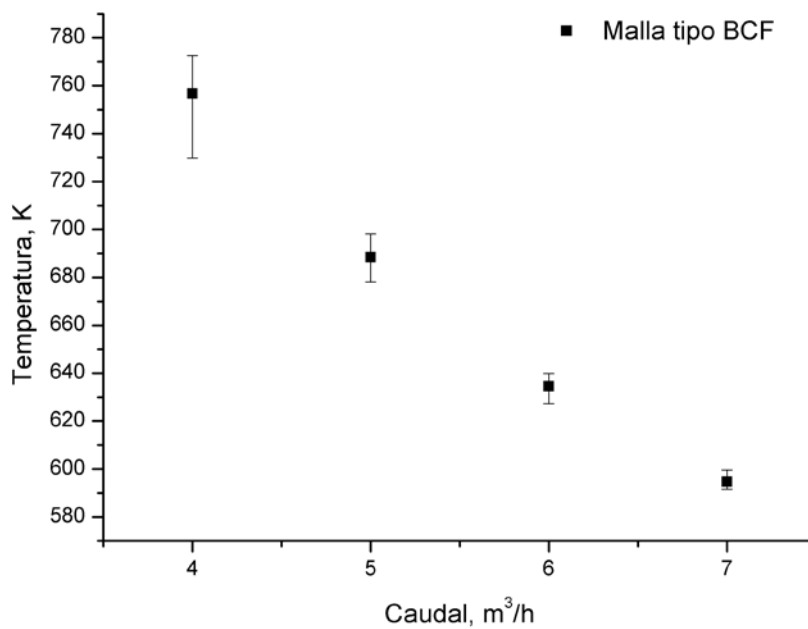


Fig. 8-24. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BCF de las nueve repeticiones y sus errores

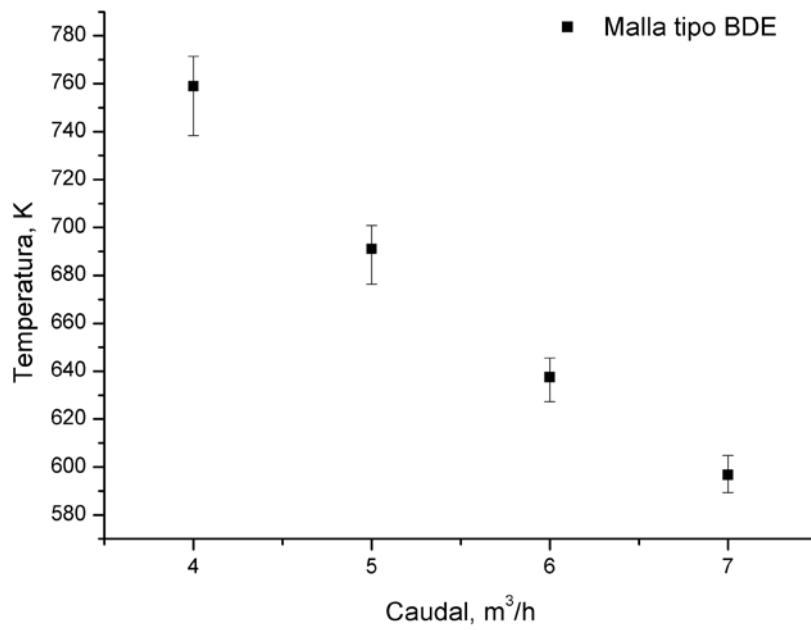


Fig. 8-25. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BDE de las nueve repeticiones y sus errores

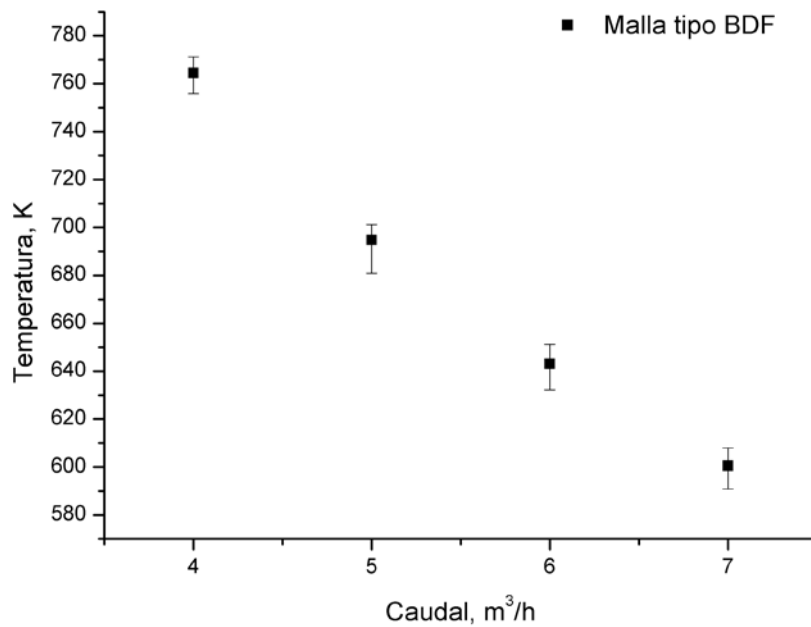


Fig. 8-26. Temperatura media a la salida del absorbedor de porosidad homogénea formado por malla tipo BDF de las nueve repeticiones y sus errores

Formulación Matemática [255]

ANEXO B

9.1 Definiciones matemáticas

Considerando un volumen elemental representativo compuesto de un sólido saturado por un fluido y Ψ_f como una magnitud escalar, vectorial o un tensor asociado a la fase fluida con valor 0 en la fase sólida, se define la media (o promedio) de la variable Ψ_f en la fase fluida como:

$$\langle \Psi_f \rangle \equiv \frac{1}{V} \cdot \int_V \Psi_f \cdot dV \quad (9-1)$$

Donde V es el volumen elemental representativo del medio poroso que es la suma del medio sólido y fluido. Como Ψ_f toma un valor nulo en la fase sólida, se puede escribir:

$$\langle \Psi_f \rangle \equiv \frac{1}{V} \cdot \int_{V_f} \Psi_f \cdot dV \quad (9-2)$$

La velocidad de Darcy representa un ejemplo de la media de una variable en una fase.

La media intrínseca de una fase se define por:

$$\langle \Psi_f \rangle^f \equiv \frac{1}{V_f} \cdot \int_{V_f} \Psi_f \cdot dV \quad (9-3)$$

La velocidad en el poro es un ejemplo de la media intrínseca en la fase fluida.

La relación de porosidad relativa de la fase fluida viene dada por:

$$\phi = \frac{V_f}{V} \quad (9-4)$$

La comparación de las ecuaciones (9-1) y (9-3) muestra que:

$$\langle \Psi_f \rangle = \phi \cdot \langle \Psi_f \rangle^f \quad (9-5)$$

9.2 Teoría de Gray

La contribución de Gray al desarrollo de la teoría del flujo a través de medios porosos consistió en representar la función en un punto del medio en términos de su valor promedio en la fase y la desviación del valor medio (o promedio). Utilizando la teoría de Gray para dos funciones puntuales se obtiene:

$$\Psi_f = \langle \Psi_f \rangle^f + \Psi'_f \quad (9-6)$$

$$\gamma_f = \langle \gamma_f \rangle^f + \gamma'_f \quad (9-7)$$

De donde las desviaciones de las cantidades medias de la fase fluida toman el valor cero en la fase sólida:

$$\langle \Psi'_f \rangle^f = \langle \gamma'_f \rangle^f = 0 \quad (9-8)$$

El producto promedio en la fase fluida de Ψ_f y γ_f se puede expresar de la siguiente manera:

$$\langle \Psi_f \cdot \gamma_f \rangle^f = \langle \Psi_f \rangle^f \cdot \langle \gamma_f \rangle^f + \langle \Psi'_f \cdot \gamma'_f \rangle^f \quad (9-9)$$

El término $\langle \Psi'_f \cdot \gamma'_f \rangle^f$ es el componente de dispersión promedio del producto en la fase fluida. Se puede escribir la media/promedio del producto en la fase fluida de una de las siguientes maneras:

$$\langle \Psi_f \cdot \gamma_f \rangle = \phi \cdot \langle \Psi_f \rangle^f \cdot \langle \gamma_f \rangle^f + \langle \Psi_f' \cdot \gamma_f' \rangle \quad (9-10)$$

$$\langle \Psi_f \cdot \gamma_f \rangle = \langle \Psi_f \rangle \cdot \langle \gamma_f \rangle^f + \langle \Psi_f' \cdot \gamma_f' \rangle \quad (9-11)$$

$$\langle \Psi_f \cdot \gamma_f \rangle = \frac{1}{\phi} \cdot \langle \Psi_f \rangle \cdot \langle \gamma_f \rangle + \langle \Psi_f' \cdot \gamma_f' \rangle \quad (9-12)$$

9.3 Teoremas básicos

Los siguientes teoremas son necesarios para establecer la ecuación de transporte general promedio.

9.3.1 Teorema del promedio (Slattery 1967)

- Cantidad escalar:

$$\langle \nabla \Psi_f \rangle = \nabla \langle \Psi_f \rangle + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \Psi_f \cdot n_f \cdot dS \quad (9-13)$$

S_{fs} hace referencia al área interfacial entre la fase fluida y la fase sólida y n_f es el vector normal a la porción interfacial dS (n_f está dirigido desde la fase fluida a la fase sólida).

- Cantidad vectorial:

$$\langle \nabla U_f \rangle = \nabla \langle U_f \rangle + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} v_f \cdot n_f \cdot dS \quad (9-14)$$

9.3.2 Teorema de la media ponderada modificado (Gray 1975)

$$\langle \nabla \Psi_f \rangle = \phi \cdot \nabla \langle \Psi_f \rangle^f + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \Psi_f' \cdot n_f \cdot dS \quad (9-15)$$

9.3.3 Teorema de transporte (Whitaker 1973)

$$\left\langle \frac{\partial \Psi_f}{\partial t} \right\rangle = \frac{\partial}{\partial t} \langle \Psi_f \rangle - \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} v_f \cdot n_f \cdot dS \quad (9-16)$$

Donde v_f es el vector velocidad de la fase fluida a través de la fase sólida.

9.4 La ecuación general de transporte por las cantidades ponderadas

La forma general de la ecuación de transporte para una cantidad escalar Ψ_f en la fase fluida es:

$$\frac{\partial \Psi_f}{\partial t} + \nabla(\Psi_f \cdot v_f) = \nabla Q_f + S_f \quad (9-17)$$

Donde v_f es la velocidad a escala microscópica, Q_f es una función vectorial o tensorial función de Ψ_f y S_f es un valor escalar.

Utilizando el teorema de la media ponderada modificado, la ecuación anterior queda de la siguiente manera:

$$\left\langle \frac{\partial \Psi_f}{\partial t} \right\rangle + \langle \nabla(\Psi_f \cdot v_f) \rangle = \langle \nabla Q_f \rangle + \langle S_f \rangle \quad (9-18)$$

Utilizando el teorema del promedio de Slattery el término convectivo queda como sigue:

$$\langle \nabla(\Psi_f \cdot v_f) \rangle = \nabla \langle \Psi_f \cdot v_f \rangle + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} \Psi_f \cdot v_f \cdot n_f \cdot dS \quad (9-19)$$

Sabiendo que en la interfase sólido-fluido la velocidad v_f se anula, el término integral de la ecuación (9-19) desaparece.

Usando el teorema de la media ponderada para el término difusivo y el teorema de transporte para el término transitorio la ecuación (9-18) se escribiría:

$$\frac{\partial}{\partial t} \langle \Psi_f \rangle + \nabla \langle \Psi_f \cdot v_f \rangle = \nabla \langle Q_f \rangle + \langle S_f \rangle + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} Q_f \cdot n_f \cdot dS \quad (9-20)$$

Usando la ecuación (9-12) para el término convectivo, el producto promedio puede reescribirse en términos de las cantidades promedio de las fases:

$$\nabla \langle \Psi_f \cdot v_f \rangle = \frac{1}{\phi} \cdot \langle \Psi_f \rangle \cdot \langle v_f \rangle + \langle \Psi'_f \cdot v'_f \rangle \quad (9-21)$$

Finalmente, la ecuación de transporte de fase promedia se puede escribir:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \langle \Psi_f \rangle + \frac{1}{\phi} \cdot \nabla (\langle \Psi_f \rangle \cdot \langle v_f \rangle) + \nabla \langle \Psi'_f \cdot v'_f \rangle &= \nabla \langle Q_f \rangle + \langle S_f \rangle + \\ + \frac{1}{V} \cdot \int_{S_{fs}} Q_f \cdot n_f \cdot dS & \end{aligned} \quad (9-22)$$

En términos de la fase fluida promedio, se obtiene la siguiente ecuación de transporte:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \langle \Psi_f \rangle^f + \nabla (\langle \Psi_f \rangle^f \cdot \langle v_f \rangle^f) + \nabla \langle \Psi'_f \cdot v'_f \rangle^f &= \nabla \langle Q_f \rangle^f + \langle S_f \rangle^f + \\ + \frac{1}{V_f} \cdot \int_{S_{fs}} Q_f \cdot n_f \cdot dS & \end{aligned} \quad (9-23)$$

Esta es la forma habitual de escribir las ecuaciones de conservación macroscópicas.

9.5 Tensor de esfuerzos viscosos

El tensor de esfuerzos viscosos para un fluido compresible y newtoniano, como en el caso que nos ocupa es:

$$\bar{\bar{\tau}}_f = \begin{cases} \tau_{xx} = 2 \cdot \mu_f \cdot \partial_x u - \frac{2}{3} \cdot \mu_f \cdot \nabla v \\ \tau_{yy} = 2 \cdot \mu_f \cdot \partial_y v - \frac{2}{3} \cdot \mu_f \cdot \nabla v \\ \tau_{zz} = 2 \cdot \mu_f \cdot \partial_z w - \frac{2}{3} \cdot \mu_f \cdot \nabla v \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu_f \cdot (\partial_y u + \partial_x v) \\ \tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu_f \cdot (\partial_z u + \partial_x w) \\ \tau_{zy} = \tau_{yz} = \mu_f \cdot (\partial_y w + \partial_z v) \end{cases} \quad (9-24)$$

De donde μ_f es la viscosidad dinámica del fluido. La expresión completa para la divergencia del tensor de esfuerzos es:

$$\nabla \bar{\bar{\tau}}_f = \begin{cases} \partial_x (\tau_{xx} + \tau_{xy} + \tau_{xz}) \\ \partial_y (\tau_{yx} + \tau_{yy} + \tau_{yz}) \\ \partial_z (\tau_{zx} + \tau_{zy} + \tau_{zz}) \end{cases} \quad (9-25)$$

Medida de la caída de presión

ANEXO C

10.1 Datos obtenidos en un ensayo de la medida de la caída de presión en un absorbedor volumétrico

En este Anexo, se presentan los datos y el ajuste obtenido en los ensayos de caída de presión experimental. Para presentar los datos se ha seleccionado el absorbedor compuesto por 10 mallas del tipo A (diámetro del hilo 1 mm, y paso de luz 4 mm) en su primer ensayo.

T. ambiente	v-38 mm	error	v-60 mm	AP	Espesor muestra	AP/L
°C	m/s	m/s	m/s	Pa	m	Pa/m
24.1	22.02	0.03	8.83	271.50	0.020	13575.0
24.1	20.36	0.03	8.17	241.50	0.020	12075.0
24.4	18.02	0.03	7.23	193.00	0.020	9650.0
24.8	16.34	0.03	6.55	162.00	0.020	8100.0
24.9	14.86	0.03	5.96	135.50	0.020	6775.0
24.9	13.08	0.03	5.25	108.50	0.020	5425.0
24.9	11.48	0.03	4.60	85.50	0.020	4275.0
24.9	10.13	0.02	4.06	69.00	0.020	3450.0
24.9	8.44	0.02	3.39	48.50	0.020	2425.0
24.9	7.14	0.02	2.86	35.50	0.020	1775.0
24.8	5.60	0.02	2.25	23.50	0.020	1175.0
24.7	4.06	0.01	1.63	12.50	0.020	625.0

24.7	2.96	0.01	1.19	7.50	0.020	375.0
24.7	1.88	0.01	0.75	2.50	0.020	125.0
24.6	0.54	0.01	0.22	1.00	0.020	50.0

Tabla 10-1. Caída de presión para 10 mallas tipo A – Ensayo 1

Una vez obtenidos los datos experimentales, éstos se representan y se realiza un ajuste polinómico de orden 2 con inicio en la coordenada (0, 0). En el ajuste, también se presenta el valor de R^2 , que muestra la calidad de la regresión.

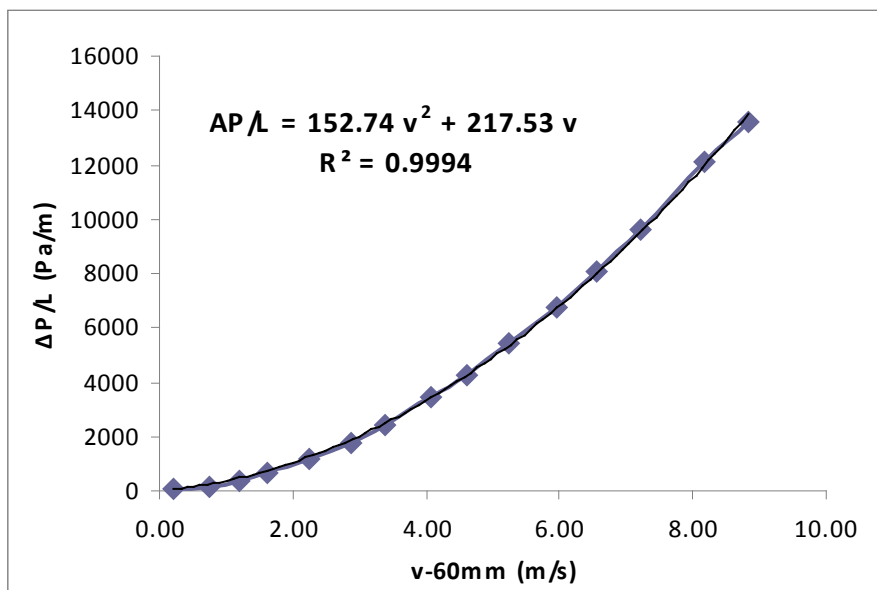


Fig. 10-1. Representación de la caída de presión para 10 mallas tipo A – Ensayo 1

A partir de las ecuaciones (4-52), (4-53) y (4-54), se obtiene que los coeficientes inerciales y viscosos son:

$$P_v = 217.53 = \frac{\mu_f}{K_1}$$

$$P_i = 152.74 = \frac{\rho_f}{K_2}$$

Imágenes de la cámara de infrarrojos

ANEXO D

11.1 Datos obtenidos tras el tratamiento de las imágenes de la cámara de infrarrojos

En este Anexo se presentan las imágenes de la cámara infrarroja y las figuras obtenidas tras tratar la imagen de la cámara para un momento del ensayo en estado cuasi-estacionario, para los absorbedores de porosidad homogénea (E, D, C, B y A) y para un único ensayo por cada absorbedor, el de 1 m/s y 7 m³/h.

En primer lugar se presenta la imagen tomada por la cámara infrarroja (a) para posteriormente, usando el propio software de la cámara, extraer un fichero de datos y presentar una figura tridimensional de la temperatura en la superficie del absorbedor (b).

Se observa, al analizar las figuras, especialmente las imágenes b, que algunas de ellas presentan una superficie tridimensional gaussiana y regular, mientras que otras imágenes tridimensionales no presentan ningún patrón y son muy irregulares, especialmente las mallas tipo A y tipo B. Al comparar estas imágenes con las propiedades geométricas de las mallas (ver Tabla 3-8 y Tabla 3-9), se extrae que las mallas que presentan un tamaño de paso mayor son la malla tipo A y tipo B, con 4.0 y 2.5 mm respectivamente, son aquellas que presentan un comportamiento más irregular. Este fenómeno se puede explicar de dos maneras:

- Las mallas que tienen un tamaño de paso alto, son más difíciles de observar por la cámara al tener una gran cantidad de huecos, esto hace que la cámara capte una temperatura mezcla de distintas mallas y no únicamente de la primera malla.
- Por otro lado, en las mallas con un paso alto es más difícil registrar la temperatura máxima de la matriz sólida en su superficie frontal, puesto que hay una alta probabilidad de que el foco no incida directamente sobre la superficie sólida de la primera malla y haya penetrado en profundidad.

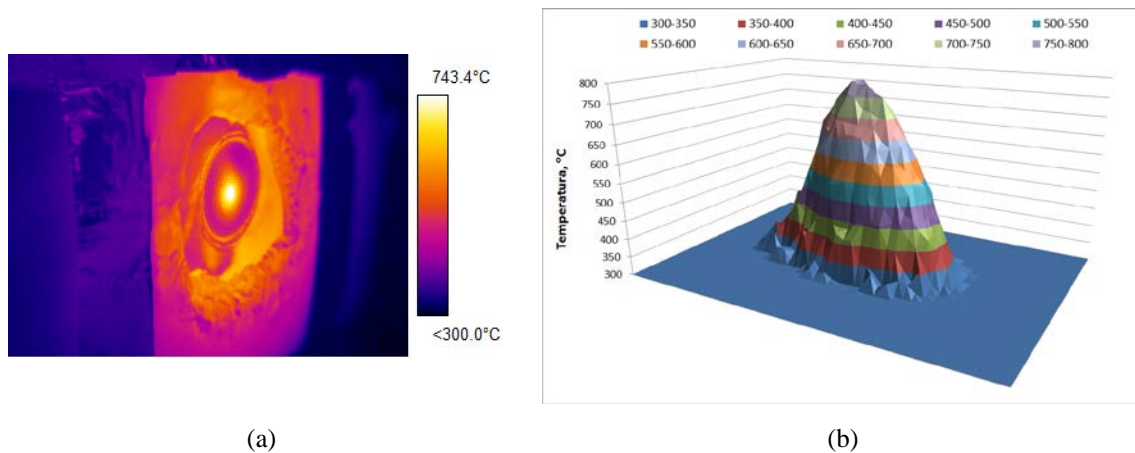


Fig. 11-1. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbente con malla tipo E. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).

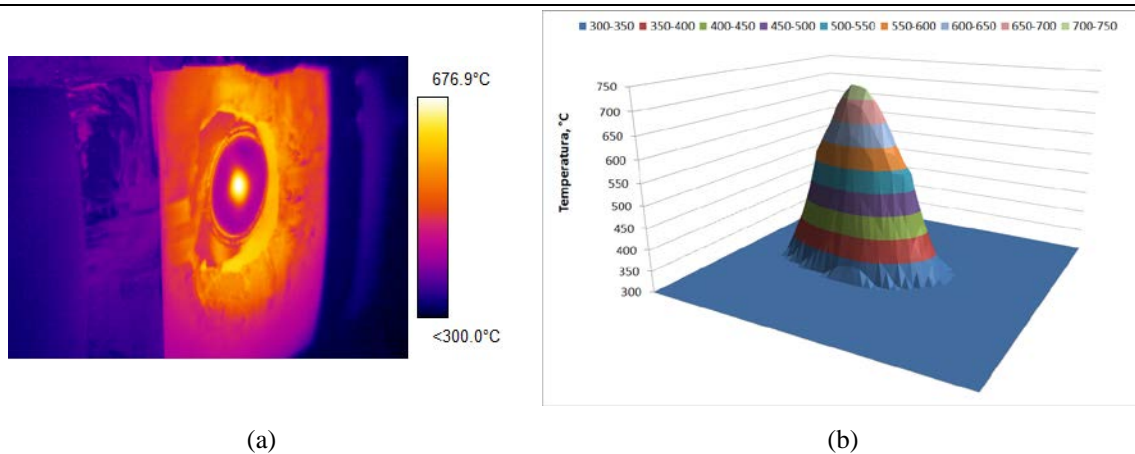


Fig. 11-2. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbente con malla tipo D. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).

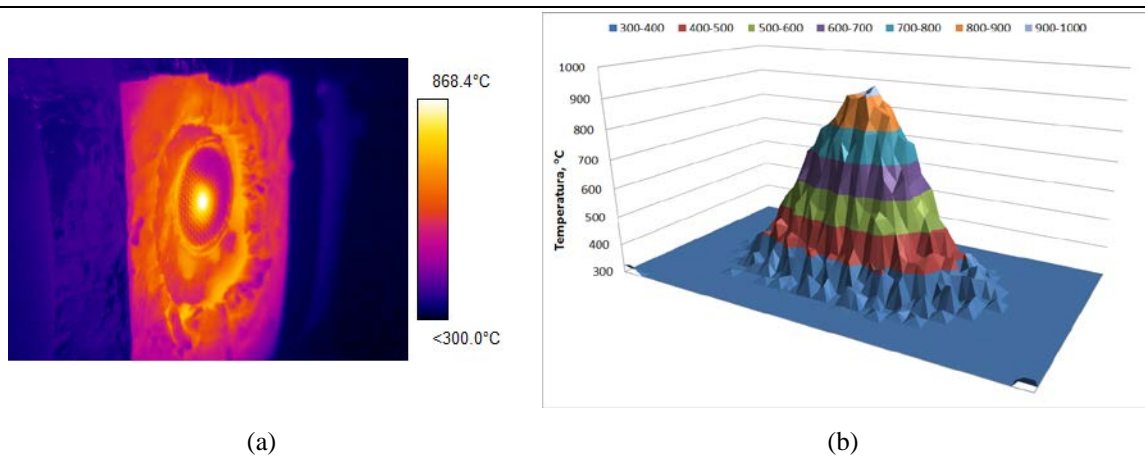


Fig. 11-3. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo C. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).

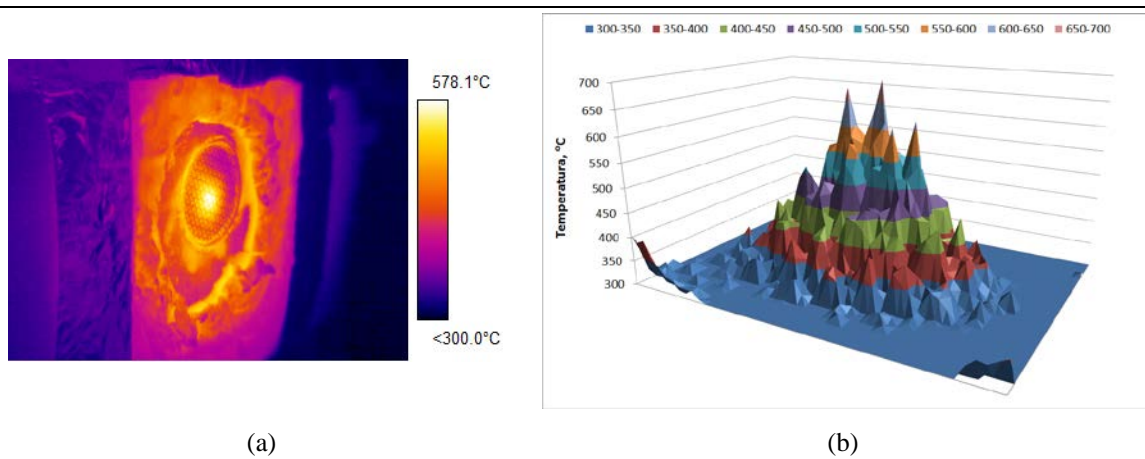


Fig. 11-4. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo B. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).

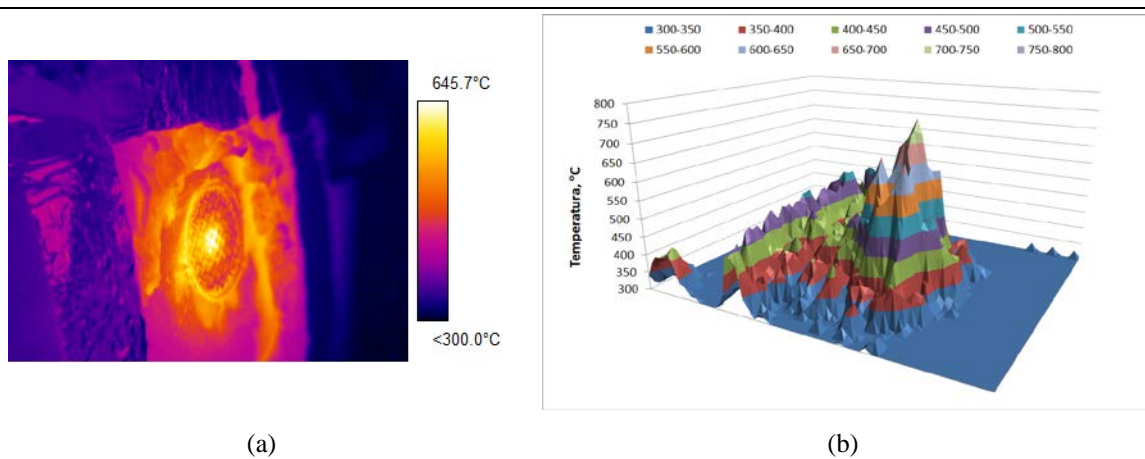


Fig. 11-5. Imágenes obtenidas con la cámara de infrarrojos para el absorbedor con malla tipo A. (a) Imagen tomada con la cámara. (b) Imagen tridimensional obtenida tras el tratamiento de la imagen (a).

Este fenómeno explica la diferencia que existe entre las medidas de la cámara infrarroja y las simulaciones. Por ello, al aumentar el paso de la malla aumenta el error entre ambas medidas, como se ve en la Tabla 11-1.

Malla	Paso de luz	Df
Tipo	mm	%
C	0.50	-6.7
D	0.16	1.1
E	0.63	-3.7
Df (diferencia numérico-experimental)		

Tabla 11-1. Resumen de la diferencia numérico-experimental para las imágenes de la cámara de infrarrojo analizadas para los casos de 1 m/s

REFERENCIAS

Primary Sources

Secondary Sources

Uncategorized References

- [1] IPCC, Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, in, 2014.
- [2] EEA, Annual European Union greenhouse gas inventory 1990–2012 and inventory report 2014. ISBN 978-92-9213-461-7., in, 2014.
- [3] Comision-Europea, Europa 2020. Una Estrategia para un crecimiento inteligente, sostenible e integrador. Bruselas, in, 2010.
- [4] IDAE, Plan de Energías Renovables 2011-2020. Madrid., (2010).
- [5] IEA, Renewables for power generation. Status and prospects. IEA Publications, Paris (France). ISBN : 92-64-01918-9, in, 2003.
- [6] M. Romero, Contexto energético actual. Curso sobre sistemas solares de concentración. CIEMAT, Madrid, in, 2010.
- [7] J. Martínez-Val, La Energía en sus claves. Ed. Fundación Iberdrola, Madrid (España). ISBN: 84-609-1337-6., in, 2004.
- [8] J.A. Duffie, W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Processes., New York, EEUU. ISBN: 0-471-22371-9, 1991.
- [9] F. Tellez, A. Avila-Marin, Gestión de las energías renovables: Perspectivas de futuro. Módulo II: Energía Solar Térmica. 11ª edición. CIEMAT, in, 2014.
- [10] C. Estrada, R. Cabanillas, J. Strachan, J. Hinojosa, Curso de concentradores solares, in, 2003.

- [11] J. Leon, Operación y mantenimiento de campos solares de colectores cilindro parabólicos. Curso sobre sistemas solares de concentración. CIEMAT, Madrid., (2011).
- [12] V. Quaschnig, Technical and economical system comparison of photovoltaic and concentrating solar thermal power systems depending on annual global irradiation., Solar Energy, Volume 77, Issue 2, Pages 171-178., (2004).
- [13] C. Tyner, G. Kolb, M. Geyer, M. Romero, Concentrating solar power in 2001- An IEA/SolarPACES summary of status and future prospects, edited by IEA-SolarPACES, (2000).
- [14] A. Avila-Marin, J. Fernandez-Reche, F. Tellez, Evaluation of the potential of central receiver solar power plants: Configuration, optimization and trends., Applied Energy, Volume 112, Pages 274-288, (2013).
- [15] M.J. Montes, Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero. Escuela Tecnica Superior de Ingenieros Industriales. Madrid., in, 2008.
- [16] C.J. Winter, R.L. Sizmann, L.L. Vant-Hull, Solar Power Plants. Fundamentals, Technology, Systems, Economics, Berlin, Germany. ISBN: 3-540-18897-5, 1995.
- [17] A. Häberle, C. Zahler, H. Lerchenmüller, M. Mertins, C. Wittwer, F. Trieb, The Solarmundo line focussing Fresnel collector. Optical and thermal performance and cost calculations, in: 11th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Zürich, Switzerland., 2002.
- [18] D. Sanchez, Estudio técnico y económico de una instalación solar con colectores lineales Fresnel. Proyecto Fin de Carrera. Universidad de Zaragoza., in, 2011.
- [19] C. Dey, Heat transfer aspects in an elevated linear absorber., Solar Energy, Volume 76 (2004) Pages 243-249.
- [20] G. Hautmann, M. Seling, M. Mertins, First European linear Fresnel power plant in operation e operational experience & outlook, in: 15th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Berlin, Germany., 2009.
- [21] G. Morin, J. Kirchberger, N. Lemmertz, M. Mertins, Operational results and simulation of a superheating Fresnel collector., in: 18th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies., Marrakech, Morocco., 2012.
- [22] M. Mertins, E. Link, M. Tscheche, H. Leuckel, Experiences of operation of 30 MW solar thermal power station based on Fresnel collector technology, in: 18th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Marrakech, Morocco., 2012.
- [23] Novatec-Solar, <http://www.novatecsolar.com/>, in, 2014.
- [24] Areva-Solar, <http://www.areva.com/EN/operations-3432/areva-solarprojects.html>, in, 2014.
- [25] CNIM, <http://www.cnim.com/centrale-solaire-conception-construction.aspx>, in, 2014.
- [26] SolarPACES, <http://www.solarpaces.org>, (2014).

- [27] A. Thomas, H.M. Guven, Parabolic trough concentrators—design, construction and evaluation., *Energy Conversion and Management*, Volume 34, Issue 5, Pages 401-416, (1993).
- [28] D. Crespo, Diseño de una central solar termoeléctrica de 50 MW con 4 horas de almacenamiento con tecnología de canales parabólicos. Proyecto Fin de Carrera. Universidad Carlos III. Madrid., in, 2010.
- [29] E. Zarza, Generación directa de vapor con colectores solares cilindro parabólicos. Proyecto Direct Solar Steam (DISS), Tesis Doctoral, Universidad de Sevilla, España., in, 2002.
- [30] Protermosolar, www.protermosolar.com, in.
- [31] J. Vazquez, N. Castañeda, Senertrough. The collector for Extresol-1. 600 meters loop test in Andasol-1 and test unit description. In *Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Las Vegas, EEUU., (2008).
- [32] S. Relloso, N. Castañeda, M. Domingo, New Senertrough collector development in collaboration with key component suppliers. In *Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Las Vegas, EEUU., in, 2008.
- [33] U. Herrmann, P. Nava, Performance of the SKAL-ET collector of the Andasol power plants. In *Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Las Vegas, EEUU., (2008).
- [34] P. Heller, Discos parabólicos. Curso sobre sistemas solares de concentración. CIEMAT, Madrid., (2011).
- [35] C. Richter, S. Teske, R. Short, Energía solar térmica de concentración: perspectiva mundial 2009. *SolarPACES 2009*. Ed. Rebecca Short and The Writer., in, 2009.
- [36] F. Tellez, Introducción a las Tecnologías de Concentración Solar. Curso sobre sistemas solares de concentración. CIEMAT, Madrid., in, 2011.
- [37] M.I. Roldan, Diseño y análisis térmico de un receptor volumétrico para un horno solar de alta temperatura. Universidad de Almeria. Almeria., in, 2012.
- [38] M.J. Montes, Apuntes de la asignatura Aplicaciones Térmicas de las Fuentes de Energía Renovables. Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales. Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED). Madrid., in, 2014.
- [39] P.K. Falcone, A handbook for Solar Central Receiver Design, SAND86-8009, Sandia National Laboratories, Livermore, (USA). 1986.
- [40] A.F. Baker, S.E. Faas, L.G. Radosevich, A.C. Skinrood, J. Peire, M. Castro, J.L. Presa, US-Spain evaluation of the Solar One and CESA-I receiver and storage systems, in, 1989, pp. 166.
- [41] M. Romero, Introducción a la energía solar termoeléctrica. Master en Energías Renovables y Mercado Energético. EOI, Madrid, in, 2004.
- [42] M. Romero, E. Zarza, Concentrating Solar Thermal Power. *Handbook of Energy Efficiency and Renewable Energy*. Edited by Frank Kreith and Yogi Goswami., in, 2007.

- [43] J.E. Pacheco, Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project, SAND2002-0120, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM 87185-0703, (USA). 2002.
- [44] M. Romero, R. Buck, J.E. Pacheco, An Update on Solar Central Receiver Systems, Projects and Technologies, *Solar Energy Engineering*, 124 (2002) 98-108.
- [45] A. Avila-Marin, Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review., *Solar Energy*, Volume 85, Issue 5, Pages 891-910, (2011).
- [46] K. Hennecke, P. Schwarzbozl, S. Alexopoulos, B. Hoffschmidt, J. Götsche, G. Koll, M. Beuter, T. Hartz, Solar Power Tower Jülich – The First Test and Demonstration Plant for Open Volumetric Receiver Technology in Germany, in: 14th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Las Vegas, USA, 2008.
- [47] T. Fend, B. Hoffschmidt, R. Pitz-Paal, O. Reutter, P. Rietbrock, Porous Materials as Open Volumetric Solar Receivers: Experimental Determination of Thermophysical and Heat Transfer Properties., *Energy*, 29 (2004) 823 - 834.
- [48] W.W. Laity, D.T. Aase, W.J. Apley, S.P. Bird, M.K. Drost, T.A. Williams, Assessment of solar options for small power systems applications. Volume II: Identification and characterization of concepts for analysis. Technical Report: PNL-4000, in, United States, 1980.
- [49] W.J. Apley, S.P. Bird, D. Brown, M. Drost, J. Fort, B. Garret-Price, W. Patton, T. Williams, Assessment of generic solar thermal systems for large power applications, *Solar Energy Engineering*, 106 (1984).
- [50] P. De Laquil, J.V. Anderson, Performance of High-Temperature Central Receiver Systems. Technical report: SAND84-8233, in, 1984, pp. 1-56.
- [51] Y.K. Chuah, J.V. Anderson, T. Wendelin, Terminal Concentrators for Solar Central Receiver Applications, in: International Solar Energy Conference, Honolulu, Hawaii, USA, 1987, pp. 344-349.
- [52] J. Anderson, N. Weaver, High-temperature solar central receivers for electricity production, in: Solar Energy Research Institute. Technical Report: SERI/TR-253-3196, Golden, Colorado, 1988.
- [53] C. Winkler, H.W. Fricker, M. Silva, G. Garcia, Tests with the volumetric wire receiver Mk II. Technical Report: TM-51-89-18, in, Paul Scherrer Institute (PSI), CH5232, Villigen, 1989.
- [54] W. Meinecke, M. Kiera, P. Wehowsky, 30 MWe PHOEBUS feasibility study: results of system engineering, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 95-107.
- [55] P. De Laquil, C. Ettischer, M. Geyer, W. Meinecke, H. Fricker, R. Vidal, J. Mateos, PHOEBUS project. 30 MWe solar central receiver plant conceptual design, in: International Solar Energy Conference, Miami, Florida, USA, 1990, pp. 25-30.
- [56] M. Haeger, L. Keller, R. Monterreal, A. Valverde, PHOEBUS technology program solar air receiver (TSA): experimental set up for TSA at the CESA test facility of the Plataforma Solar de Almeria (PSA), in: International Solar Energy Conference, San Francisco, California, USA, 1994, pp. 643–650.

- [57] A.L. Avila-Marin, Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review, *Solar Energy*, 85 (2011) 891–910.
- [58] B. Hoffschmidt, Vergleichende Bewertung Verschiedener Konzepte Volumetrischer Strahlungsempfänger, Deutsches Zentrum für Luftund Raumfahrt (DLR), Cologne, Germany, 1997.
- [59] M. Alvarez de Lara, Tecnologia de receptores. Curso de Sistemas Solares de Concentración, in, CIEMAT-PSA, 2011.
- [60] A. Kribus, H. Ries, S. W., Inherent Limitations of Volumetric Solar Receivers, *Solar Energy Engineering*, 118 (1996) 151–155.
- [61] Z. Zeng, R. Grigg, A Criterion for Non-Darcy Flow in Porous Media, *Transport in Porous Media*, 63 (2006) 57-69.
- [62] M.D. Mello-Innocentini, P. Sepulveda, F. Santos-Ortega, Cellular Ceramics: Structure, Manufacturing, Properties and Applications - Chapter 4.2: Permeability. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim. , 2005.
- [63] R. Pitz-Paal, B. Hoffschmidt, M. Böhmer, M. Becker, Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation, *Solar Energy*, 60 (1997) 135-150.
- [64] M. Becker, T. Fend, B. Hoffschmidt, R. Pitz-Paal, O. Reutter, V. Stamatov, M. Steven, D. Trimis, Theoretical and numerical investigation of flow stability in porous materials applied as volumetric solar receivers, *Solar Energy*, 80 (2006) 1241-1248.
- [65] A. Kribus, R. Zaibel, D. Carey, A. Segal, J. Karni, A solar-driven combined cycle power plant, *Solar Energy*, 62 (1998) 121-129.
- [66] R. Buck, M. Abele, J. Kunberger, T. Denk, P. Heller, E. Lüpfert, Receiver for Solar-Hybrid Gas Turbine and Combined Cycle Systems, in: 9th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Font-Romeu, France, 1998, pp. 537–544.
- [67] Inc Sanders Associates, 1/4-Megawatt Solar Receiver. Final Report. DOE/SF/90506-1, in, 1979.
- [68] M. Becker, M. Böhmer, Proceedings of the Third Meeting of SSPS - Task III - Working Group on High Temperature Receiver Technology, SSPS Technical Report No. 2/87, Albuquerque, NM, USA, (1987).
- [69] H.W. Fricker, Proposal for a novel type of solar gas receiver, in: Proceedings of the International Seminar on Solar Thermal Heat Production, Stuttgart, Germany, 1983.
- [70] H.W. Fricker, Tests with a small volumetric wire receiver, in: Proceedings of the Third International Workshop on Solar Thermal Central Receiver Systems, Konstanz, Germany, 1986.
- [71] M. Becker, M. Sánchez, Wire Pack Volumetric Receiver Tests Performed at the Plataforma Solar de Almeria in 1987 and 1988, SSPS Technical Report No. 2/89, in, Almeria, Spain, 1989.

- [72] W. Meinecke, E. Unger, Volumetric Receiver Evaluation - Preparatory Material and Evaluation Report of Experts Meeting, SSPS Technical Report No. 3/89, in, Cologne, Germany, 1989.
- [73] R.D. Skocypec, R.F. Boehm, J.M. Chavez, Heat transfer modeling of the IEA/SSPS volumetric receiver, *Solar Energy Engineering*, 111 (1989) 138-143.
- [74] H.W. Fricker, M. Silva, C. Winkler, J. Chavez, Design and Test Results of the Wire Receiver Experiment, in: 4th International Solar Energy Conference, Santa Fe, New Mexico, USA, 1988, pp. 265-277.
- [75] W. Grasse, PHOEBUS - the European solar tower project – das europäische Solarturmprojekt, *Brennst Waerme Kraft*, 40 (1988) 395-398.
- [76] H.W. Fricker, PHOEBUS phase 1A executive summary report. CH 5232, in, Villigen-Paul Scherrer Institute (PSI), 1988.
- [77] H.W. Fricker, PHOEBUS phase 1B executive summary report. CH 5232, in, Villigen-Paul Scherrer Institute (PSI), 1990.
- [78] W. Grasse, PHOEBUS: international 30 MWe solar tower plant, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 82-94.
- [79] M. Becker, S. Cordes, M. Böhmer, The Development of Open Volumetric Receivers, in: 6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Mojacar, Almeria, Spain, 1992, pp. 945-952.
- [80] K. Freudenstein, INTERATOM Metal Foil Receiver (CATREC), Volumetric Receiver Workshop, SSPS Technical Report No. 2/91, Annex 3.6, in, 1991.
- [81] M. Becker, M. Böhmer, Volumetric Metal Foil Receiver CATREC - Development and Tests, SSPS Technical Report No. 1/90, in, 1990.
- [82] R. Pitz-Paal, Evaluation of the CATREC II Receiver Test, IEA SolarPACES, Technical Report No. III-2/96, in, 1996.
- [83] P. Heinrich, G. Keintzel, C. Streuber, Technology Program Solar Air Receiver-2.5MWt System Test on Volumetric Air Receiver Technology, in: 6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Mojacar, Almeria, Spain, 1992, pp. 247-261.
- [84] B. Hoffschmidt, V. Fernández, M. Beuter, P. Stobbe, F. Téllez, Test results of a 3 MW solar open volumetric receiver, in: ISES Solar Energy World Congress, Göteborg, Sweden, 2003.
- [85] W. Meinecke, S. Cordes, Phoebus Technology Program Solar Air Receiver (TSA)-Operational Experience and Test Evaluation of the 2.5 MWth Volumetric Air Receiver Test Facility at the Plataforma Solar de Almeria, in: 7th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Moscow, Russia, 1994, pp. 943-957.
- [86] W. Meinecke, S. Cordes, I. Merten, PHOEBUS Technology Program Solar Air Receiver (TSA) - Final Report on Test Evaluation, in, DLR (MD-ET), Cologne, Germany, 1994.

- [87] T.E. Hellmuth, L.K. Matthews, J.M. Chavez, C.A. Hale, Performance of a Wire Mesh Solar Volumetric Air Receiver, in: International Solar Energy Conference, San Francisco, California, 1994, pp. 573-578.
- [88] T.E. Hellmuth, L.K. Matthews, Modeling and Optimum Design of a Wire Mesh Solar Volumetric Air Receiver, *Solar Energy Engineering*, 119 (1997) 208-213.
- [89] T.E. Hellmuth, Experimental Characterization, Modeling and Optimum Design of a Wire Mesh Solar Volumetric Air Receiver, PhD Thesis, in, New Mexico State University, Las Cruces, New Mexico, 1995.
- [90] J.M. Chavez, R.L. Lessley, J. Leon, Design, Fabrication and Testing of a 250kWt Knit-Wire Mesh Volumetric Air Receiver, in: International Solar Energy Conference, San Francisco, California, 1994, pp. 605-610.
- [91] W. Meinecke, M. Böhmer, M. Becker, Proceedings of the Seventh Meeting Within SolarPACES Task III - Working Group on Solar Technology and Applications, Technical Report No. III - 1/96, PSA, Almeria, (1996).
- [92] F.M. Téllez, M. Romero, M.J. Marcos, Design of "SIREC-1" Wire Mesh Open Volumetric Solar Receiver Prototype, in: International Solar Energy Conference, Washington, 2001, pp. 357-364.
- [93] F. Téllez, Evaluación de receptores solares volumétricos en TRC. Procesado de datos experimentales sobre el receptor SIREC-1. Internal report, in, Ciemat-PSA, Madrid, 2002.
- [94] J.B. Kesseli, Matrix solar receiver research at Sanders. IEA/SSPS Conference at Sandia National Laboratories., in, 1987.
- [95] G. Olalde, A. Pierrot, High Temperature Honeycomb Solar Receiver for Heating, in: ISES Solar World Congress, Hamburg, Germany, 1987, pp. 1755-1759.
- [96] A. Pierrot, G. Olalde, High temperature honeycomb solar receiver for gas heating, in: Workshop on Solar Thermal Central Receiver Systems, Konstanz, Germany, 1986, pp. 625-634.
- [97] T. Menigault, G. Flamant, D. Gauthier, P. Crausse, New Multilayer Semi-Transparent Packed Bed High Temperature Solar Receiver, in: ISES Solar World Congress, Hamburg, Germany, 1987, pp. 1750-1755.
- [98] T. Menigault, G. Flamant, B. Rivoire, Advanced high-temperature two-slab selective volumetric receiver, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 192-203.
- [99] B. Variot, T. Menigault, G. Flamant, Modelling and optimization of a two-slabs selective volumetric solar receiver, in: 6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Mojacar, Almeria, Spain, 1992, pp. 325-346.
- [100] J.M. Chavez, Design and Testing of a New Volumetric Receiver Absorber, in, Sandia National Laboratories. Memorandum dated 7/15/1988, Albuquerque, New Mexico, 1988.
- [101] K. Cooney, P. Norton, Porous Material Absorber Design and Test for Volumetric Receiver Application, in, Joint Center for Energy Management, University of Colorado, Boulder, Colorado, 1988.

- [102] J.M. Chavez, C. Chaza, Testing of a porous ceramic absorber for a volumetric air receiver, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 172-181.
- [103] M. Becker, M. Böhmer, W. Meinecke, Proceedings of the Fifth Meeting of SSPS - Task III - Working Group on High Temperature Receiver Technology, SSPS Technical Report No. 2/90, Davos, CH, in, 1990.
- [104] M. Böhmer, C. Chaza, The Ceramic Foil Volumetric Receiver, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 182-191.
- [105] M. Böhmer, S. Cordes, DLR/HOECHST CeramTec Ceramic Foil Receiver., in: Proceedings of Volumetric Receiver Workshop. SSPS-TR 2/91, 1991.
- [106] B. Hoffschmidt, V. Fernández, A.G. Konstandopoulos, I. Mavroidis, M. Romero, P. Stobbe, F. Téllez, Development of Ceramic Volumetric Receiver Technology, in: 5th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Cologne, Germany, 2001, pp. 51–61.
- [107] K. Freudenstein, B. Karnowsky, Volumetric Ceramic receiver cooled by open air flow. Feasibility study., in: *Solar Thermal Energy Utilization*, vol. 2, Springer, Berlin, 1987, pp. 1-54.
- [108] M. Becker, M. Böhmer, S. Cordes, CeramTec Volumetric Ceramic Foil Receiver, SSPS Technical Report No. 1/91 in, 1991.
- [109] A. Carotenuto, G. Ruocco, F. Reale, Heat exchange in a multi-cavity volumetric solar receiver, *Solar Energy*, 46 (1991) 241-248.
- [110] F. Reale, G. Ruocco, A. Carotenuto, U. Nocera, F. Bonomo, Final design of a multi cavity volumetric solar receiver, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 284-292.
- [111] A. Carotenuto, F. Reale, G. Ruocco, U. Nocera, F. Bonomo, Thermal behaviour of a multi-cavity volumetric solar receiver: Design and tests results, *Solar Energy*, 50 (1993) 113-121.
- [112] R. Pitz-Paal, J. Morhenne, M. Fiebig, A new concept of a selective solar receiver for high temperature applications, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 293-306.
- [113] R. Pitz-Paal, J. Morhenne, M. Fiebig, Optimization of the Surface Geometry of a Volumetric Foil Receiver, in: ISES Solar Energy World Congress, 1991, pp. 1999-2004.
- [114] R. Pitz-Paal, M. Fiebig, First Experimental Results from the Test of a Selective Volumetric Air Receiver, in: 6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, vol. 1, Mojacar, Almeria, Spain, 1992, pp. 277-289.
- [115] R. Pitz-Paal, Grenzbetrachtungen zu solaren GuD-Kraftwerken bei Verwendung von offenen volumetrischen Receivern. Interner Bericht: DLR-IB 375-93-01, in, Cologne, Germany, 1993.
- [116] B. Hoffschmidt, R. Pitz-Paal, M. Böhmer, T. Fend, P. Rietbrock, 200 kWth open volumetric air receiver (HiTRec) of DLR reached 1000°C average outlet temperature at PSA, *Physique*, 9 (1999).

- [117] B. Hoffschmidt, F.M. Téllez, A. Valverde, J. Fernandez-Reche, V. Fernandez, Performance Evaluation of the 200-kWth HiTRec-II Open Volumetric Air Receiver, *Solar Energy Engineering*, 125 (2003) 87-94.
- [118] B. Hoffschmidt, V. Fernandez, R. Pitz-Paal, M. Romero, P. Stobbe, F. Téllez, The Development Strategy of the HitRec Volumetric Receiver Technology - Up-Scaling from 200kWth via 3MWth up to 10MWel, in: 11th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Zurich, Switzerland, 2002, pp. 117-126.
- [119] F. Téllez, Thermal Performance Evaluation of the 200 kWh SolAir Volumetric Receiver. Internal report, in, Ciemat-PSA, Madrid, 2003.
- [120] J. Fernandez-Reche, SolAir-200 Data Acquisition Signals. Technical Report: TR-2RI-01, in, Ciemat-PSA, 2002.
- [121] J. Fernandez-Reche, CRS Tower and Sulzer Test Bed Instrumentation. Internal Report, in, Ciemat-PSA, 2002.
- [122] F. Téllez, M. Romero, P. Heller, A. Valverde, J. Fernandez-Reche, S. Ulmer, G. Dibowski, Thermal Performance of "SolAir 3000 kWth" Ceramic Volumetric Solar Receiver, in: 12th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Oaxaca, Mexico, 2004.
- [123] G. Koll, P. Schwarzbozl, K. Hennecke, T. Hartz, M. Schmitz, B. Hoffschmidt, The solar tower Jülich – a research and demonstration plant for central receiver systems., in: 15th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Berlin, Germany, 2009.
- [124] G. Brose, R. Buck, R. Köhne, R. Tamme, F. Trieb, Brennstoffeinsparung in fortschrittlichen Kombikraftwerken durch solare Reformierung von Erdgas. Interner Bericht: DLR-IB 95 101, in, Stuttgart, 1995.
- [125] H.W. Price, D.D. Whitney, H.I.B. Beebe, SMUD Kokhala power tower study, in: International Solar Energy Conference, San Antonio, Texas, 1996, pp. 273-279.
- [126] M. Becker, M. Böhmer, Proceedings of the Fourth Meeting of SSPS - Task III - Working Group on High Temperature Receiver Technology, SSPS Technical Report No. 1/88, in, Denver, CO, USA, 1988.
- [127] W. Pritzkow, The Pressure Loaded Volumetric Ceramic Receiver (5 kW Version). DLR-Mitteilung 89-17.
- [128] V. Braetsch, G. Nitzl, Manufacture and application of highly porous nonoxide ceramics, in: Ceramic Forum International/Ber-DKG, 66, 1989.
- [129] W. Pritzkow, Pressure loaded volumetric ceramic receiver, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 498-507.
- [130] W. Pritzkow, The PLVCR 500 and HCPC. Tests and Results. DLR-Mitteilung 93-04.
- [131] M. Böhmer, W. Meinecke, Proceedings of the Volumetric Receiver Workshop, SSPS Technical Report No. 2/91, in, Cologne, Germany, 1991.

- [132] M. Posnansky, T. Pylkkänen, Development and testing of a volumetric gas receiver for high-temperature applications, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 204-209.
- [133] T. Pylkkänen, M. Posnansky, High temperature volumetric gas receiver: the ATLANTIS ceramic grid receiver, in: *International Solar Energy Conference, San Francisco, California, 1994*, pp. 567-572.
- [134] M. Posnansky, T. Pylkkänen, High Temperature Volumetric Gas Receiver - Results of the Development and Testing of the Atlantis Ceramic Receiver, in: *6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Mojacar, Almeria, Spain, 1992*, pp. 291-298.
- [135] J. Karni, A. Kribus, R. Rubin, P. Doron, The "Porcupine": A novel high-flux absorber for volumetric solar receivers, *Solar Energy Engineering*, 120 (1998) 85-95.
- [136] H. Klaiss, *Solar Thermal Power Plants for the Mediterranean Area, Vol 1*, Springer Verlag, 1992.
- [137] J.B. Kesseli, R. Saunders, Brayton Distributed Solar Power Conversion Assembly: A Status Report, in: *10th International Solar Energy Conference, Denver, Colorado, 1988*, pp. 313-317.
- [138] J.B. Kesseli, E.R. Norster, M. Landau, Low NO_x combustor design and test with a recuperated gas turbine engine, in: *American Society of Mechanical Engineers, International Gas Turbine Institute (IGTI), vol. 7, 1992*, pp. 279-284.
- [139] J.B. Kesseli, A. Wells, Cost competitive 30 kW gas turbine/generator demonstration for cogeneration or solar-electric applications, in: *International Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, vol. 4, 1989*, pp. 1903-1908.
- [140] H. Bauer, M. Abele, T. Biehler, R. Buck, P. Heller, Design and Test of Volumetric Receivers for Dish/Brayton Systems and Solar Methane Reforming, in: *7th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, vol. 4, Moscow, Russia, 1994*, pp. 818-825.
- [141] P. Heller, T. Biehler, R. Buck, Simulation and First Test Results of a 100kW Volumetric Air Receiver, in: *6th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, vol. 1, Mojacar, Almeria, Spain, 1992*, pp. 299-309.
- [142] M. Becker, M. Böhmer, A. Neumann, Proceedings of the Fourth Task-III-Meeting within IEA SolarPACES on Solar Technology and Applications, SSPS Technical Report No. III - 5/94, in, Moscow, Russia, 1994.
- [143] P. Heller, R. Buck, T. Biehler, Development of a Volumetric Receiver for a Dish-Brayton System, in: *International Solar Energy Conference, San Francisco, California, 1994*, pp. 561-566.
- [144] R. Buck, P. Heller, H. Koch, Receiver development for a Dish-Brayton system, in: *International Solar Energy Conference, San Antonio, Texas, 1996*, pp. 91-96.
- [145] J. Karni, A. Kribus, P. Doron, R. Rubin, A. Fiterman, D. Sagie, The DIAPR: A high-pressure, high-temperature solar receiver, *Solar Energy Engineering*, 119 (1997) 74-78.

- [146] A. Kribus, Optical performance of conical windows for concentrated solar radiation, *Solar Energy Engineering*, 116 (1994) 47-52.
- [147] H. Ries, A. Segal, J. Karni, Extracting concentrated guided light, *Applied Optics*, 36 (1997) 2869-2874.
- [148] A. Kribus, P. Doron, R. Rubin, R. Reuven, E. Taragan, S. Duchan, J. Karni, Performance of the Directly-Irradiated Annular Pressurized Receiver (DIAPR) operating at 20 bar and 1200 C, *Solar Energy Engineering*, 123 (2001) 10-17.
- [149] J. Karni, R. Rubin, A. Kribus, P. Doron, D. Sagie, Test Results with the Direct-Irradiated Annular Pressurized Receiver, in: 8th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Cologne, Germany, 1996.
- [150] J. Karni, A. Kribus, B. Ostrach, E. Kochavi, A high-pressure window for volumetric solar receivers, *Solar Energy Engineering*, 120 (1998) 101-107.
- [151] P. Doron, A. Kribus, Receiver Partitioning: A Performance Boost For High Temperature Solar Applications, in: 8th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Cologne, Germany, 1996.
- [152] A. Kribus, P. Doron, R. Rubin, J. Karni, R. Reuven, S. Duchan, E. Taragan, A Multistage Solar Receiver: The Route To High Temperature, *Solar Energy*, 67 (1999) 3-11.
- [153] A. Kribus, P. Doron, J. Karni, R. Rubin, B. Ostrach, M. Danino, D. Sagie, E. Taragan, High temperature receivers: Divide and Conquer, in: 8th Sede Boqer Symposium on Solar Electricity Production, Sede Boker, Israel, 1997, pp. 187-190.
- [154] M. Becker, J. Kaluza, Proceedings of the 13th TASK III Meeting within IEA SolarPACES on Solar Technology and Applications, SSPS Technical Report No. III - 2/99, in, Kibbutz Shefayim, Israel, 1999.
- [155] M. Abele, A. Wörner, G. Brose, R. Buck, R. Tamme, Test Results of a Receiver-Reactor for Solar Methane Reforming and Aspects of Further Applications of this Technology, in: 8th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Cologne, Germany, 1996, pp. 1185-1204.
- [156] R. Buck, T. Brauning, T. Denk, M. Pfänder, P. Schwarzbozl, F. Téllez, Solar-Hybrid Gas Turbine-based Power Tower Systems (REFOS), *Solar Energy Engineering*, 124 (2002) 2-9.
- [157] R. Buck, E. Lüpfer, F. Téllez, Receiver for Solar-Hybrid Gas Turbine and CC Systems (REFOS), in: 10th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Sydney, Australia, 2000, pp. 95-100.
- [158] P. Heller, M. Pfänder, T. Denk, F. Téllez, A. Valverde, J. Fernández-Reche, A. Ring, Test and Evaluation of a Solar Powered Gas Turbine System, in: 12th SolarPACES International Conference on Solar Thermal Concentrating Technologies, Oaxaca, Mexico, 2004.
- [159] P. Heller, M. Pfänder, T. Denk, F. Téllez, A. Valverde, J. Fernández-Reche, A. Ring, Test and evaluation of a solar powered gas turbine system, *Solar Energy*, 80 (2006) 1225-1230.
- [160] P. Kuhn, A. Hunt, A New Solar Simulator to Study High Temperature Solid-State Reactions With Highly Concentrated Radiation, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 742-750.

- [161] Vortek Industries Ltd., Model 201-200/200 200kW Arc Lamp System, Vancouver BC, V6P 6T7 Canada, in.
- [162] A. Osram, XBO theater lamps. Technology and application, <https://www.osram.com/>, in, 2014.
- [163] H. Garg, S. Shukla, M. Indrajit, R. Agnihotri, S. Chakraverty, Development of a Simple Low-Cost Solar Simulator for Indoor Collector Testing, *Applied Energy*, 21 (1985) 43-54.
- [164] S. Kenney, J. Davidson, Design of Multiple-Lamp Large Scale Solar Simulator, *Solar Energy Engineering*, 116 (1994) 200-205.
- [165] C.E. Tyner, G.J. Kolb, M. Geyer, M. Romero, Concentrating Solar Power in 2001: An IEA/SolarPACES Summary of Present Status and Future Prospects, (2001).
- [166] A. Lewandowski, C. Bingham, J. O'Gallagher, R. Winston, D. Sagie, Performance Characteristics of the SERI High Flux Solar Furnace, *Solar Energy Materials*, 24 (1991) 550-563.
- [167] A.E.-a. American Society for Testing and Material, Standard Solar Constant and Zero Air Mass Solar Spectral Irradiance Tables, ASTM International, www.astm.org.
- [168] A.G.-. American Society for Testing and Material, Standard Tables for Reference Solar Spectral Irradiance: Direct Normal and Hemispherical on 37° Tilted Surface, ASTM International, www.astm.org.
- [169] D. Hirsch, P.v. Zedtwitz, T. Osinga, J. Kinamore, A. Steinfeld, A New 75 kW High-Flux Solar Simulator for High-Temperature Thermal and Thermochemical Research, *Solar Energy Engineering*, 125 (2003) 117-120.
- [170] W.T. Welford, R. Winston, High Collection Nonimaging Optics, Academic, San Diego, (1989).
- [171] J. Petrasch, A. Steinfeld, A Novel High-Flux Solar Simulator Based on an Array of Xenon Arc Lamps: Optimization of the Ellipsoidal Reflector and Optical Configuration, *ASME Conference Proceedings*, 2005 (2005) 175-180.
- [172] A. Osram, Technical Information No. FO 4200 Edition 06/01, In der Au 6 Postfach, 648,8401 Winterthur, Switzerland, in, 2001.
- [173] A. Osram, Technical Information No. FO 4916 Edition 09/02, In der Au 6 Postfach, 648,8401 Winterthur, Switzerland, in, 2002.
- [174] H.O. Ushio Europe B.V., Water-Coolde Xenon Lamps, Fact-Sheet, www.ushio.nl.
- [175] S.H. Lin, E.M. Sparrow, Radiant Interchange Among Curved Specularly Reflecting Surfaces: Application to Cylindrical and Conical Cavities, *Heat Transfer*, 87 (1965) 299-307.
- [176] A. Steinfeld, Exchange factor between two spheres placed at the foci of a specularly reflecting ellipsoidal cavity, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 18 (1991) 19-26.

- [177] J. Petrasch, P. Coray, A. Meier, M. Brack, P. Häberling, D. Wuillemin, A. Steinfeld, A Novel 50 kW 11,000 suns High-Flux Solar Simulator Based on an Array of Xenon Arc Lamps, *Solar Energy Engineering*, 129 (2007) 405-411.
- [178] A. Steinfeld, E. Fletdher, Solar Energy Absorption Efficiency of an Ellipsoidal Receiver-Reactor With Specularly Reflecting Walls, *Energy*, 13 (1988) 609-614.
- [179] R.K. Patil, B.W. Shende, G.P. K., Designing a helicoidal-coil heat exchanger, *Chemical Engineering*, (1982) 85-88.
- [180] D.Q. Kern, *Process heat transfer*. McGraw-Hill, New York. , 1950.
- [181] J. Coates, B.S. Pressburg, Heat transfer to moving fluids, *Chemical Engineering*, (1959) 67-72.
- [182] F. Incropera, D. DeWitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Third Edition. New York: John Wiley and Sons, (1990).
- [183] P. Ollero de Castro, E. Fernández Camacho, *Control e instrumentación de procesos químicos*. Editorial Sintesis. Madrid, 1997.
- [184] J. Ballestrín, Medida de magnitudes físicas asociadas a la concentración solar: Potencia radiativa y temperatura superficial de materiales, in: CIEMAT (Ed.) *Sistemas Solares Térmicos de Concentración*, Madrid, 2007.
- [185] M.J. Marcos, J. Ballestrín, 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, in, 2004.
- [186] Z. Zhao, Y. Peles, M.K. Jensen, Properties of plain weave metallic wire mesh screens, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 57 (2013) 690-697.
- [187] J. Xu, R.A. Wirtz, In-plane effective thermal conductivity of plain-weave screen laminates, *Components and Packaging Technologies*, IEEE Transactions on, 25 (2002) 615-620.
- [188] M. Kaviany, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. 2ª Ed. Springer, 1995.
- [189] J. Xu, R.A. Wirtz, In-plane effective thermal conductivity of plain weave screen laminates with arbitrary weave parameters, in: *The 6th ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference*. March., 2003.
- [190] A. Hermosa-Donate, *Principios de electricidad y electrónica II*, Capítulo 7: Rectificación de la corriente alterna. Serie de Formación Profesional. Marcombo. Boixareu Editores. Barcelona, 1999.
- [191] M. Haeger, L. Keller, R. Monterreal, A. Valverde, Phoebus Technology Program Solar Air Receiver (TSA): Operational experiences with the experimental set-up of a 2.5 MWth volumetric air receiver (TSA) at the Plataforma Solar de Almería. Report: PSA-TR02/94, in, 1994.

- [192] IDAE, Guía Técnica: Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos. Serie: Ahorro y Eficiencia energética en climatización. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, in, 2007.
- [193] R. Forristall, Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver. NREL/TP-550-34169, in, 2003.
- [194] COMSOL-Multiphysics, <https://www.comsol.com/>, in, 2014.
- [195] Z. Wu, C. Caliot, G. Flamant, Z. Wang, Coupled radiation and flow modeling in ceramic foam volumetric solar air receivers, *Solar Energy*, 85 (2011) 2374-2385.
- [196] S.C. Costa, I. Barreno, M. Tutar, J.A. Esnaola, H. Barrutia, The thermal non-equilibrium porous media modelling for CFD study of woven wire matrix of a Stirling regenerator, *Energy Conversion and Management*, 89 (2015) 473-483.
- [197] S.C. Costa, H. Barrutia, J.A. Esnaola, M. Tutar, Numerical study of the pressure drop phenomena in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator, *Energy Conversion and Management*, 67 (2013) 57-65.
- [198] S.C. Costa, H. Barrutia, J.A. Esnaola, M. Tutar, Numerical study of the heat transfer in wound woven wire matrix of a Stirling regenerator, *Energy Conversion and Management*, 79 (2014) 255-264.
- [199] H.K. Versteeg, W. Malalasekera, An introduction to computational fluid dynamics. Ed. Longman Scientific and Technical. ISBN: 0-582-21884-5, (1995).
- [200] R. Pitz-Paal, B. Hoffschmidt, M. Böhmer, M. Becker, Experimental and numerical evaluation of the performance and flow stability of different types of open volumetric absorbers under non-homogeneous irradiation, *Solar Energy*, 60 (1997) 135-150.
- [201] A. Kribus, Y. Gray, M. Grijnevich, G. Mittelman, S. Mey-Cloutier, C. Caliot, The promise and challenge of solar volumetric absorbers, *Solar Energy*, 110 (2014) 463-481.
- [202] S. Mey, C. Caliot, G. Flamant, A. Kribus, Y. Gray, Optimization of High Temperature SiC Volumetric Solar Absorber, *Energy Procedia*, 49 (2014) 478-487.
- [203] A. Kribus, M. Grijnevich, Y. Gray, C. Caliot, Parametric Study of Volumetric Absorber Performance, *Energy Procedia*, 49 (2014) 408-417.
- [204] M. Dehghan, M.S. Valipour, A. Keshmiri, S. Saedodin, N. Shokri, On the thermally developing forced convection through a porous material under the local thermal non-equilibrium condition: An analytical study, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 92 (2016) 815-823.
- [205] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, M. Gavaises, D. Bouris, Pore scale 3D modelling of heat and mass transfer in the gas diffusion layer and cathode channel of a PEM fuel cell, *International Journal of Thermal Sciences*, 50 (2011) 456-467.
- [206] A. Kopanidis, A. Theodorakakos, E. Gavaises, D. Bouris, 3D numerical simulation of flow and conjugate heat transfer through a pore scale model of high porosity open cell metal foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53 (2010) 2539-2550.

- [207] Z.D. Cheng, Y.L. He, F.Q. Cui, Numerical investigations on coupled heat transfer and synthetical performance of a pressurized volumetric receiver with MCRT–FVM method, *Applied Thermal Engineering*, 50 (2013) 1044-1054.
- [208] F. Wang, J. Tan, S. Yong, H. Tan, S. Chu, Thermal performance analyses of porous media solar receiver with different irradiative transfer models, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 78 (2014) 7-16.
- [209] H. Darcy, *Les Fontaines Publiques de la Ville de Dijon*, Paris, Victor Dalmont, (1856).
- [210] K. Vafai, C.L. Tien, Boundary and inertia effects on flow and heat transfer in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24 (1981) 195-203.
- [211] H.C. Brinkman, A Calculation of the Viscous Force Exerted by a Flowing Fluid on a Dense Swarm of Particles, *Applied Sciences Research*, A1 (1947) 27-34.
- [212] F. Forchheimer, Wasservevegung Durch Bienen, *Z. Ver. Deutch Ing.*, 45 (1901) 1782-1788.
- [213] S. Kumar, Analysis of radiative heat transfer in an absorbing-emitting-scattering medium using Fluent, in: Department of Mechanical Engineering. Master of Technology in Mechanical Engineering. National Institute of Technology Rourkela, 2011.
- [214] M.F. Modest, *Radiative Heat Transfer*, second ed. McGraw-Hill, New York., (2003).
- [215] R. Siegel, J.R. Howell, *Thermal Radiation Heat Transfer - 4th ed.*, Taylor & Francis, 2002.
- [216] T. Fend, P. Schwarzbözl, O. Smirnova, D. Schöllgen, C. Jakob, Numerical investigation of flow and heat transfer in a volumetric solar receiver, *Renewable Energy*, 60 (2013) 655-661.
- [217] STAR-CCM+, <http://cd-adapco.com>, in, 2015.
- [218] M.M. Rashidi, E. Momoniat, M. Ferdows, A. Basiriparsa, Lie Group Solution for Free Convective Flow of a Nanofluid Past a Chemically Reacting Horizontal Plate in a Porous Media, *Mathematical Problems in Engineering*, 2014 (2014) 21.
- [219] P.-X. Jiang, Z.-P. Ren, Numerical investigation of forced convection heat transfer in porous media using a thermal non-equilibrium model, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 22 (2001) 102-110.
- [220] H.J. Xu, Z.G. Qu, W.Q. Tao, Numerical investigation on self-coupling heat transfer in a counter-flow double-pipe heat exchanger filled with metallic foams, *Applied Thermal Engineering*, 66 (2014) 43-54.
- [221] T. Fend, B. Hoffschmidt, R. Pitz-Paal, O. Reutter, P. Rietbrock, Porous materials as open volumetric solar receivers: Experimental determination of thermophysical and heat transfer properties, *Energy*, 29 (2004) 823-833.
- [222] K. Vafai, *Handbook of porous media*. Third Edition. Taylor & Francis Group. CRC Press, 2015.

- [223] P.-X. Jiang, Numerical simulation of forced convection heat transfer in porous plate channels using thermal equilibrium and nonthermal equilibrium models, *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 35 (1999) 99-113.
- [224] M.I. Roldán, O. Smirnova, T. Fend, J.L. Casas, E. Zarza, Thermal analysis and design of a volumetric solar absorber depending on the porosity, *Renewable Energy*, 62 (2014) 116-128.
- [225] A.L. Ávila-Marín, Volumetric receivers in Solar Thermal Power Plants with Central Receiver System technology: A review, *Solar Energy*, 85 (2011) 891-910.
- [226] A.J. Fuller, T. Kim, H.P. Hodson, T.J. Lu, Measurement and interpretation of the heat transfer coefficients of metal foams, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 219 (2005) 183-191.
- [227] P.-X. Jiang, G.-S. Si, M. Li, Z.-P. Ren, Experimental and numerical investigation of forced convection heat transfer of air in non-sintered porous media, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 28 (2004) 545-555.
- [228] R. Kurian, C. Balaji, S.P. Venkateshan, Experimental investigation of convective heat transfer in a vertical channel with brass wire mesh blocks, *International Journal of Thermal Sciences*, 99 (2016) 170-179.
- [229] Y. Liu, G. Xu, X. Luo, H. Li, J. Ma, An experimental investigation on fluid flow and heat transfer characteristics of sintered woven wire mesh structures, *Applied Thermal Engineering*, 80 (2015) 118-126.
- [230] L.B. Younis, R. Viskanta, Experimental determination of the volumetric heat transfer coefficient between stream of air and ceramic foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 36 (1993) 1425-1434.
- [231] Z. Wu, C. Caliot, G. Flamant, Z. Wang, Numerical simulation of convective heat transfer between air flow and ceramic foams to optimise volumetric solar air receiver performances, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 1527-1537.
- [232] L.B. Younis, R. Viskanta, Convective Heat Transfer Between an Air Stream and Reticulated Ceramic, *Multiphase Transport in Porous Media*, Edited by R.R.Eaton et al., ASME, New York., 173 (1993) 109-116.
- [233] X. Fu, R. Viskanta, J.P. Gore, Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17 (1998) 285-293.
- [234] J. Petrasch, F. Meier, H. Friess, A. Steinfeld, Tomography based determination of permeability, Dupuit–Forchheimer coefficient, and interfacial heat transfer coefficient in reticulate porous ceramics, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 29 (2008) 315-326.
- [235] F. Incropera, D. DeWitt, *Introduction to Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc., New York., 1996.
- [236] T.J. Chung, *Computational Fluid Dynamics*. Second Edition. Cambridge University Press., 2010.
- [237] J.H. Lienhard IV, J.H. Lienhard V, *A heat transfer textbook*. Third Edition. Published by Phlogiston Press. Cambridge, Massachusetts, USA., 2004.

- [238] H.D. Baehr, K. Stephan, Heat and mass transfer. Second Edition. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. ISBN-10: 3-540-29526-7, 2006.
- [239] R.H. Perry, D.W. Green, J.O. Maloney, Perry's Chemical Engineers Handbook. Seventh Edition. McGraw-Hill., 1999.
- [240] X.F.R. Viskanta, J.P. Gore, Measurement and correlation of volumetric heat transfer coefficients of cellular ceramics, *Experimental Thermal and Fluid Science*, 17 (1998) 285-293.
- [241] K. Kamiuto, S.S. Yee, Heat transfer correlations for open-cellular porous materials, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 32 (2005) 947-953.
- [242] P. Parthasarathy, P. Habisreuther, N. Zarzalis, Identification of radiative properties of reticulated ceramic porous inert media using ray tracing technique, *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 113 (2012) 1961-1969.
- [243] J. Petrasch, P. Wyss, A. Steinfeld, Tomography-based Monte Carlo determination of radiative properties of reticulate porous ceramics, *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 105 (2007) 180-197.
- [244] A. Akolkar, J. Petrasch, Tomography based pore-level optimization of radiative transfer in porous media, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54 (2011) 4775-4783.
- [245] B. Zeghondy, E. Iacona, J. Taine, Experimental and RDFI calculated radiative properties of a mullite foam, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49 (2006) 3702-3707.
- [246] M. Loretz, R. Coquard, D. Baillis, E. Maire, Metallic foams: Radiative properties/comparison between different models, *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 109 (2008) 16-27.
- [247] R. Coquard, B. Rousseau, P. Echegut, D. Baillis, H. Gomart, E. Iacona, Investigations of the radiative properties of Al-NiP foams using tomographic images and stereoscopic micrographs, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012) 1606-1619.
- [248] S. Cunsolo, M. Oliviero, W.M. Harris, A. Andreozzi, N. Bianco, W.K.S. Chiu, V. Naso, Monte Carlo determination of radiative properties of metal foams: Comparison between idealized and real cell structures, *International Journal of Thermal Sciences*, 87 (2015) 94-102.
- [249] D. Baillis, M. Arduini-Schuster, J.F. Sacadura, Identification of spectral radiative properties of polyurethane foam from hemispherical and bi-directional transmittance and reflectance measurements, *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, 73 (2002) 297-306.
- [250] R. Bayón, E. Rojas, Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: A requirement for annual simulations of solar thermal power plants, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 68 (2014) 641-648.
- [251] J.W. Park, D. Ruch, R.A. Wirtz, Thermal/fluid characteristics of isotropic plain-weave screen laminates as heat exchange surfaces", *Proceedings of the AIAA Aerosp. Sci. Meeting*, (2002).

[252] R.A. Wirtz, J. Xu, J.W. Park, D. Ruch, Thermal/fluid characteristics of 3-D woven mesh structures as heat exchanger surfaces. International Society Conference on Thermal Phenomena. IEEE, (2002).

[253] K. Kamiuto, Modeling of composite heat transfer in open-cellular porous materials at high temperatures. In: Chsner, A., Murch, G., De Lemos, M. (Eds.), Cellular and Porous Materials: Thermal Properties Simulation and Prediction. Wiley-VCH., 2008.

[254] J.L. Lage, M.J.S. De Lemos, D.A. Nield, 8 - Modeling Turbulence in Porous Media, in: D.B.I. Pop (Ed.) Transport Phenomena in Porous Media II, Pergamon, Oxford, 2002, pp. 198-230.

[255] H.C. Sadouk, Modelisation de l'encrassement en regime turbulent dans un echangeur de chaleur a plaques avec un revetement breux sur les parois. Physics. Universite Paris-Est. French. <NNT : 2009PEST1001>. <tel-00499251>, in, 2009.